



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE QUÍMICA

**TURBINA DE VAPOR
TEORIA, SELECCIÓN Y APLICACIONES PRÁCTICAS**

INFORME DE LA PRÁCTICA PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO QUÍMICO

PRESENTA:

FRANCISCO JAVIER ALCARAZ MEDRANO



MÉXICO D.F.

2005

m. 346483



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

PRESIDENTE: PROF: CARITINO MORENO PADILLA

VOCAL: PROF: GENOVEVO SILVA PICHARDO

SECRETARIO: PROF: MARIA LUISA GALICIA PINEDA

1er SUPLENTE: PROF: JOSE AGUSTÍN TEXTA MENA

2do SUPLENTE: PROF: DAVID GUTIERREZ GARAVITO

LUGAR DONDE SE DESARROLLA EL TEMA: BIBLIOTECAS

NOMBRE Y FIRMA DEL ASESOR:

M. EN C. CARITINO MORENO PADILLA



NOMBRE Y FIRMA DEL SUSTENTANTE:

FRANCISCO JAVIER ALCARAZ MEDRANO



Autorizo a la Dirección General de Bibliotecas de la UNAM a difundir en formato electrónico e impreso el contenido de mi trabajo recepcional.

NOMBRE: Francisco Javier Alcaraz Medrano

FECHA: 02/02/2005

FIRMA: Francisco Javier Alcaraz Medrano

AGRADECIMIENTOS

A DIOS TODO PODEROSO por su amor infinito.

A mi Padre Juan Alcaraz y a mi Madre Ada María Medrano, por todos sus esfuerzos, su amor y entrega para lograr que sea un hombre de provecho.

A mi madre un reconocimiento especial por ese gran empuje que siempre me ha transmitido, GRACIAS por todas sus oraciones QUERIDA MADRE.

A mis queridos hermanos: Agustín, Juan, Gustavo, Oscar, Leticia, Griselda, Rodrigo, Teresa y Rocío, a todos por su ejemplo y espíritu de solidaridad que me transmitieron. En especial a Leticia, por su apoyo incondicional y por ser además de una buena hermana una gran amiga, que Dios la tenga en su Gloria.

A mi esposa Guadalupe, por su amor, apoyo, comprensión y dedicación. A mis queridos hijos Francisco, Leonardo y Mauricio, que representan junto con mi esposa, la más grande muestra de amor que Dios me ha dado.

Al Ing. Caritino Moreno Padilla, por quien se logró la realización de este trabajo, y por ser además de un buen Asesor un GRAN AMIGO. Gracias. Siempre le estaré agradecido.

A las Ing. Norma Gisela González Mariscal e Ing. Maria Luisa Galicia Pineda, por su colaboración y gran apoyo para la elaboración y revisión de este trabajo. Muchas gracias por toda su comprensión.

A todos mis tíos, tías, primas, primos con quienes viví momentos inolvidables; y a todos mis amigos y maestros de la Universidad.

A la facultad de Química de la que siempre estaré orgulloso. Gracias a todos sus colaboradores.

A la Universidad Nacional Autónoma de México.

ÍNDICE

TEORÍA, SELECCIÓN Y APLICACIONES PRÁCTICAS DE LA TURBINA DE VAPOR

	PÁGINA
Introducción	1
Capítulo 1 Fundamentos	
1.1 Antecedentes históricos	3
1.2 Turbina de vapor actual	6
1.3 Teoría básica y termodinámica	9
Capítulo 2 Descripción y componentes	
2.1 Clasificación de turbinas de vapor	15
2.2 Toberas (Jets)	17
2.3 Álabes.....	18
2.4 Importancia de las velocidades de vapor en la tobera y en el álabe	20
2.5 Válvula reguladora del vapor	21
2.6 Carcasa	22
2.7 Empaquetadura del eje	22
2.8 Chumaceras	23
2.9 Válvula de disparo	25
2.10 Control de disparo por sobrevelocidad	26
2.11 Válvulas manuales para control de toberas	27
2.12 Rotor	27
2.13 Reguladores de velocidad	28
2.14 Sistemas de lubricación	31
Capítulo 3 Procedimientos de cálculo y selección de turbina	
3.1 Datos necesarios para el cálculo	39
3.2 Establecimiento de condiciones iniciales	39
3.3 Rendimiento y eficiencia teóricos	41
3.4 Cálculo del consumo de vapor y selección gráfica	45
3.5 Factores que afectan el rendimiento de la turbina	53
Capítulo 4 Aplicaciones prácticas	
4.1 Alcance	57
4.2 Ventajas prácticas	58
4.3 Clasificación comercial	58
4.4 Factores de servicio	60
4.5 Ciclos típicos	61
Capítulo 5 Conclusiones	65
Bibliografía	67

INTRODUCCIÓN

El conocimiento y manejo de la turbina de vapor es de gran utilidad en industrias como la petrolera, azucarera, del papel y la celulosa, industria química, así como en plantas de generación de energía eléctrica. De ahí el interés por dar a conocer en este informe de la práctica profesional, algunos aspectos de la teoría, selección y aplicación de ésta máquina térmica rotatoria.

La principal aplicación de la turbina de vapor en las industrias mencionadas, es como equipo motriz o de relevo, junto con el motor eléctrico y el motor diesel, para accionar sopladores, compresores, ventiladores, bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes, máquinas de papel, cuchillas o molinos de caña, así como generadores eléctricos.

Es importante señalar que, aunque en el presente informe se tratan generalidades aplicables a cualquier turbina de vapor, nuestros conceptos están dirigidos principalmente a las turbinas de vapor cuyas potencias van desde 1 kW a 15,000 kW (1.3 hp a 20,000 hp), que es la potencia promedio de los equipos arriba mencionados. Sin embargo, las turbinas de vapor también se utilizan para la generación de electricidad de alta eficiencia que cubren el intervalo de 20 a 1200 megawatts (por ejemplo, las turbinas de vapor de la Central Termoeléctrica Manzanillo, son de 310 MW).

Antes de proceder con el presente informe de la práctica profesional, debemos tener clara la diferencia entre las turbinas de vapor, las turbinas de gas, y las turbinas hidráulicas; en la turbina de vapor el fluido que facilita la producción de energía mecánica en kW-rpm o hp-rpm, es el vapor de agua; en la turbina de gas el fluido productor es la combustión del gas etano, propano, butano, una mezcla o el del queroseno; y en las turbinas hidráulicas, el fluido productor es el agua de una presa o de una caída natural a la presión y temperatura ambiental.

El uso continuo de la turbina de vapor se justifica por dos condiciones: una es que se tenga vapor disponible en una planta industrial, y la otra condición es que el proceso industrial sea continuo y/o se requiera de accionadores que operen con o sin electricidad, o bien que operen aún cuando se presente una gran variación en la energía mecánica demandada por un generador, un molino de caña, un compresor de proceso, etc..

Otra cualidad de la turbina de vapor es que, aunque se fabrica de acuerdo con un estándar, se puede elaborar de acuerdo con las características solicitadas por el comprador o usuario. La primera norma de fabricación que se sigue es la del fabricante original, después, si así lo requiere el cliente o usuario, se puede fabricar la turbina de acuerdo con las normas establecidas por el Instituto Americano del Petróleo: API-611 - API-612; por la Norma del NEMA SM-22 - SM-23; por la Norma Mexicana del Instituto de Investigaciones Eléctricas de la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E), ó el Instituto Mexicano del Petróleo.

En el presente trabajo no se menciona la metalurgia de la que está hecha la turbina de vapor y sus diversos componentes, en virtud de que es un tema tan amplio como para hacer otro trabajo de tesis; sin embargo podemos mencionar que la carcasa o cuerpo externo de la turbina así como las partes que están en contacto con el vapor, se fabrican de acuerdo con la temperatura y presión del vapor que se alimenta a la turbina. Por ejemplo, cuando el vapor no excede los 250 psig y 500°F a la entrada, la carcasa se fabrica en hierro fundido ASTM A278, clase 30B; cuando el vapor no excede los 650 psig y 750 °F, la carcasa se fabrica en acero al carbón ASTM A 216, clase WCB; y si el vapor no excede los 700 psig y 850 °F, la carcasa de la turbina se fabrica en acero al carbón con molibdeno ASTM A217, grado WC1. Por último, podemos añadir que la mayoría de las piezas de una turbina de vapor son metálicas, a excepción de algunos empaques (carbón), juntas o coples (nylamid).

Tampoco se analizan temas como el de la cimentación de la turbina de vapor; ni se platica acerca de los riesgos y problemas de operación y mantenimiento, esto se debe a que el hablar de esos temas representa elaborar dos o más informes adicionales y por lo tanto no se encuentran en el alcance de este trabajo.

Dos de los motivos que tuve para seleccionar el presente trabajo fueron:

Primero porque además de ser una de las más antiguas máquinas que desarrolló el hombre al inicio de la era industrial, la turbina de vapor tendrá mucho que darnos todavía, ya que sólo depende del vapor de agua que es un recurso renovable; del carbón, del hierro, del acero y sus aleaciones, que son todavía recursos incuantificables; por lo cual, la turbina es una máquina que sobrevivirá a la era después del petróleo.

El segundo motivo es dar a conocer a los futuros ingenieros egresados de la Facultad de Química, la presencia de la turbina de vapor en la industria y su labor como equipo accionador de las diversas máquinas que mueven todo tipo de fluido líquido o gaseoso; además de poder ser, en cualquier momento, el equipo motriz de un generador eléctrico.

Por último, deseo comentar brevemente el contenido del presente informe de la práctica profesional. En el capítulo 1), se mencionan los orígenes de la turbina de vapor, así como los principales conceptos termodinámicos aplicables a la turbina; los diagramas de Ellenwood, Mackey y de Mollier, para el cálculo de los datos termodinámicos del vapor de agua y su correspondiente uso en la selección de una turbina. En el capítulo 2), se menciona la clasificación de las turbinas con respecto a la forma en que el vapor ataca los álabes de la rueda; por otro lado, se dan a conocer los principales componentes y partes de una turbina de vapor. En el capítulo 3), se indican algunos procedimientos para evaluar la selección de una turbina, así como las fórmulas para obtener el consumo de vapor que requiere una turbina para trabajar. En el capítulo 4), se señalan algunas aplicaciones de la turbina de vapor. Finalmente, en el capítulo 5), llegamos a las conclusiones del presente informe.

CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS

1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS

La historia de las máquinas que trabajan con vapor data de 200 años A.C. En aquel entonces Heron hizo una máquina de vapor con fines de pasatiempo. Esta máquina operó bajo el mismo principio que una turbina de reacción actual y se construyó de acuerdo al esquema que a continuación se muestra, en la Figura 1.A

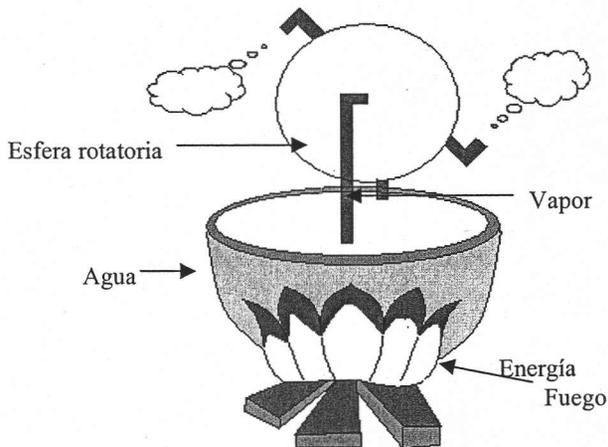


Figura 1.A- LA EOLÍPILA DE HERON DE ALEJANDRÍA

El agua en el tanque es evaporada y convertida en vapor, el cual entra en la esfera y se descarga a través de dos boquillas. La reacción del vapor que sale de las boquillas hace girar a la esfera o eolípila.

En 1629 D.C., un hombre llamado Branca, construyó una máquina que operó bajo el mismo principio en que lo hace una turbina de impulso actual. Esta es probablemente la primera máquina que trabajó con vapor; fue utilizada como accionador para la producción de trabajo útil.

La siguiente Figura 1.B, muestra la máquina construida por Branca :

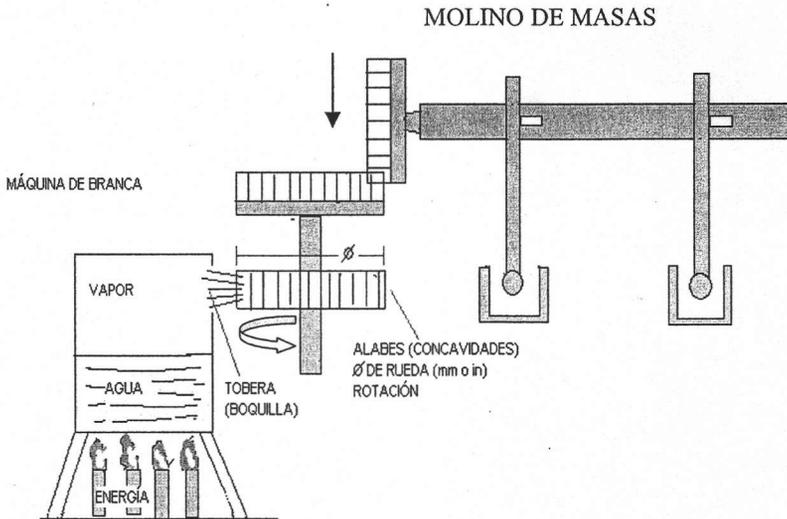


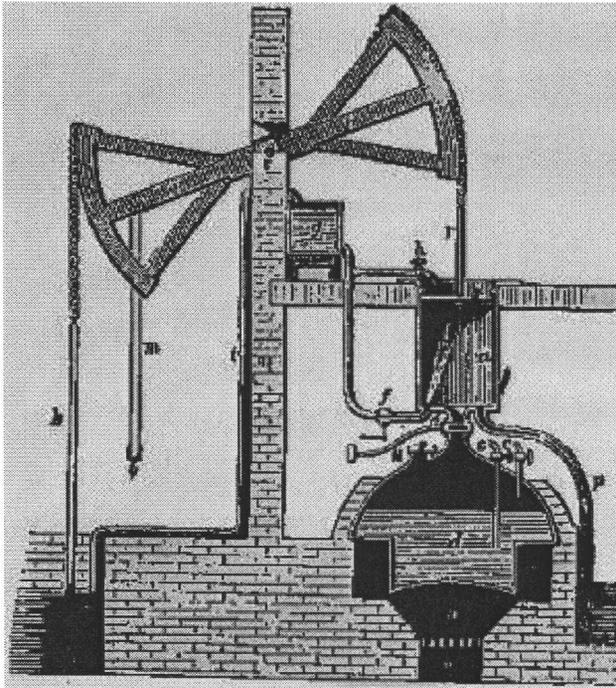
Figura 1.B- MÁQUINA DE BRANCA

Aquí el agua se evapora. El vapor que sale de la boquilla golpea sobre los álabes de la rueda haciéndola girar. Como resultado se hace accionar el molino de masas acoplado a la máquina.

Las dos turbinas rudimentarias descritas con anterioridad nos ilustran los principios de las turbinas de vapor actuales.

Pocas invenciones han tenido la trascendencia que la máquina de vapor tuvo en la historia de la humanidad. Incluso puede considerársele una de las principales protagonistas de la revolución industrial del siglo XVIII. No fue si no hasta el siglo XVIII, con los trabajos del francés Denis Papin y los británicos Meter Savery, Thomas Newcomen y James Watt, cuando este proyecto pudo materializarse en una máquina robusta capaz de funcionar por sí sola durante un tiempo apreciable.

Thomas Newcomen (1663-1729) ingeniero británico, invento la máquina de vapor utilizada en las minas para el bombeo de agua, como se muestra en la Figura 1.C



ESQUEMA DE LA
MÁQUINA DE VAPOR
DE THOMAS
NEWCOMEN (1705)

Figura 1.C MÁQUINA DE NEWCOMEN

James Watt (1736-1819), ingeniero escocés, fue el primero que encontró el uso y aplicación de la máquina de vapor en gran escala. En 1765 ideó su famoso modelo de máquina a partir de la inventada por Newcomen, modelo que comercializó con M. Boulton (1776), introduciendo posteriormente diversos perfeccionamientos.

Los elementos fundamentales de una máquina de vapor son un cilindro de hierro fundido; un cierre hermético para el vapor; un pistón articulado con la manivela o con el codo del cigüeñal mediante el vástago y la biela; la corredera que cierra y abre alternativamente las lumbreras mediante un mecanismo de distribución, y finalmente el balancín.

Las máquinas rudimentarias descritas con anterioridad, nos ilustran los principios de las turbinas de vapor actuales.

1.2 TURBINA DE VAPOR ACTUAL

A continuación se presenta la *Figura 1.D-*, donde podemos observar los principales componentes de una turbina de vapor actual, de una etapa **:

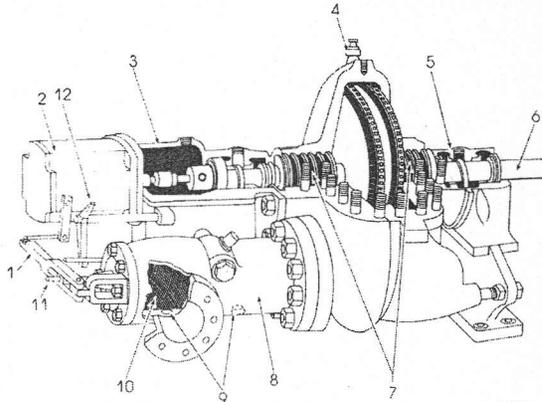


Figura 1.4.A TURBINA LADO BRIDA DE ENTRADA DE VAPOR

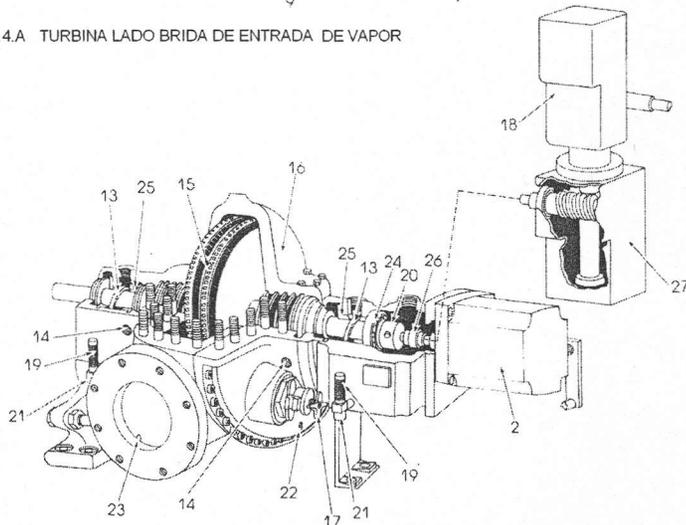


Figura 1.4.B TURBINA LADO BRIDA DE ESCAPE DE VAPOR

** NOTA: La palabra etapa se utiliza en el lenguaje de las turbinas de vapor, para describir el número de procesos que utiliza el equipo al convertir la energía disponible del vapor (BTU) en potencia (hp) y velocidad (rpm). Por lo general, cuando la turbina utiliza sólo una rueda para el aprovechamiento de esa entalpía del vapor disponible, en un paso, se dice que la turbina es de una etapa. Por otro lado, si la turbina utiliza varias ruedas para aprovechar esa energía, en varios pasos, se dice que la turbina es de multietapa (ver fotos típicas, cap. 2).

LISTA DE PARTES DE TURBINA DE UNA ETAPA, FIGURA 1.D: VISTA LADO BRIDA DE ENTRADA DE VAPOR:

1. Palanca del regulador de velocidad
2. Regulador de velocidad marca Woodward, modelo TG-13
3. Caja de chumacera lado regulador de velocidad
4. Válvula de alivio tipo centinela
5. Caja de chumacera lado del acoplamiento
6. Flecha (eje) de la turbina
7. Empaques de carbón tipo anillos
8. Cámara de vapor
9. Drenes de la cámara de vapor
10. Colador de vapor
11. Vástago de la válvula reguladora de vapor
12. Palanca de disparo por sobrevelocidad de la turbina

VISTA LADO BRIDA DE ESCAPE DE VAPOR:

13. Anillos de lubricación
14. Conexiones para evacuación de condensados en los empaques
15. Una Rueda tipo Curtis (con doble hilera de álabes)
16. Carcasa de la turbina
17. Válvula manual para control de tobera (jet)
18. Regulador de velocidad Woodward modelo UG o PG (alternativa al TG-13)
19. Indicadores de nivel del aceite
20. Alojamiento para el contrapeso por sobrevelocidad
21. Drenes de aceite
22. Dren del vapor condensado en anillo de toberas
23. Dren de condensados de la carcasa
24. Chumacera de empuje
25. Chumaceras radiales
26. Cople del regulador de velocidad Woodward
27. Caja para adaptar regulador opcional (UG o PG)

Las turbinas de vapor son las únicas máquinas que pueden transformar en forma directa la energía cinética del vapor en energía mecánica rotatoria. Otras máquinas requieren de dos pasos para obtener un movimiento rotatorio, primero se obtiene un movimiento recíprocante y luego se obtiene el rotatorio.

El movimiento continuo y constante de una turbina de vapor tiene ventajas sobre otros accionadores, ya que pueden utilizar mayores velocidades para desarrollar potencia, utilizando para ello máquinas de menor tamaño. La relación potencia-velocidad se expresa en la siguiente ecuación:

$$\text{POTENCIA (HP)} = \frac{\text{TORQUE} \times 2 \pi \times \text{rpm}}{33,000} \quad (1.1)$$

Donde hp = potencia en caballos de potencia

rpm = velocidad en revoluciones por minuto

2π = longitud recorrida por el torque (360°) al desarrollar potencia

33,000 = factor de conversión para obtener la potencia en caballos de potencia (hp), como a continuación se indica:

Por definición :

$$1 \text{ lb} \frac{\text{ft}}{\text{Min}} = 0.0226 \text{ watts} \frac{(1 \text{ kW})}{(1000 \text{ watts})} \frac{(1 \text{ hp})}{(0.745 \text{ Kw.})} \quad (1.2)$$

Resolviendo para hp :

$$1 \text{ hp} = \frac{1000 \times 0.745}{0.0226} = 33,000 \text{ lb} \frac{\text{ft}}{\text{Min}} \quad (1.3)$$

En particular, dentro del grupo de los accionadores mecánicos y eléctricos, se considera a la turbina de vapor una máquina térmica rotatoria, la cual desarrolla un trabajo a partir de la conversión de la energía cinética del flujo de vapor, en energía mecánica expresada como potencia (caballos de fuerza en hp o kW) y velocidad (en revoluciones por minuto rpm), como se indica en la ecuación 1.1.

I.3 TEORÍA BÁSICA Y TERMODINÁMICA

I.3.1 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS

Como definición práctica de los principales términos, conceptos y variables termodinámicas, desde el punto de vista de las turbinas de vapor, tenemos:

I.3.2 VAPOR

Vapor es el término generalmente aplicado a la fase-vapor del agua cuando esta fase se está enriqueciendo por la ebullición del agua. El término vapor describe el estado gaseoso de cualquier sustancia que por compresión, se puede llevar a su estado líquido, por debajo de su condición crítica. A un cierto límite de presiones (bajas), los términos vapor y vapor de agua se utilizan indistintamente.

El vapor podrá existir como vapor saturado, cuando está en contacto con el agua, o vapor sobrecalentado, el cual se genera al separarlo del agua con posterior calentamiento. El vapor saturado podrá ser seco o húmedo; en el segundo caso éste lleva una humedad libre y la cantidad de humedad determina la "calidad" del vapor. Generalmente en el escape de una turbina se tendrá vapor húmedo. La temperatura de un vapor saturado, seco o húmedo, a una presión dada es la misma y está determinada por la presión absoluta. Si la presión se mantiene, la temperatura permanecerá constante y la transferencia de calor producirá la condensación.

El vapor sobrecalentado se comporta como un gas; cuando se comprime, su temperatura se eleva; cuando es calentado a presión constante su volumen se incrementa, cuando es calentado a volumen constante su presión se eleva, etc. La presión del vapor es proporcional a su temperatura, asimismo su volumen es proporcional a su temperatura, mientras que el volumen es inversamente proporcional a su presión. La condición del vapor sobrecalentado, está generalmente indicada por los "grados de sobrecalentamiento" que tiene arriba de la temperatura de saturación y por su presión.

Un pie cúbico (1 ft³) de agua, evaporada a 212° F y a la presión de 14.7 lb/in² absoluta, se convertirá en 1,606 ft³ de vapor saturado.

Un pie cúbico (1 ft³) de vapor pesará 0.03731 lb, y una libra (1 lb) de vapor ocupará 26.80 pies cúbicos (ft³), ambos volúmenes a una presión absoluta de 14.7 lb/in² y una temperatura de 212 °F.

Un pie cúbico de aire seco (1 ft³) pesará 0.08073 lb, y 2 lb de aire seco ocuparán 12.387 ft³, ambos volúmenes a una presión absoluta de 14.7 lb/in² y una temperatura de 32°F.

Los parámetros básicos para establecer las condiciones del vapor son: Presión, Temperatura, Entalpía, Volumen específico y Entropía.

1.3.3 PRESIÓN

Se puede manejar como presión manométrica, que tiene como referencia la presión de la atmósfera, empleándose como unidades los psig (libras sobre pulgadas cuadradas manométrica) cuando la presión es mayor que la atmosférica; y cuando la presión está por debajo de la atmosférica, se emplean pulgadas de mercurio de vacío (in de Hg).

La presión también puede manejarse como presión absoluta, que tiene como referencia la presión cero y se expresa en psia (libras sobre pulgadas cuadradas absoluta), o bien en pulgadas de mercurio absolutas (in de HgA).

A la hora de trabajar con tablas, diagramas y curvas, es importante ver en qué tipo de unidades se encuentra expresada la presión y verificar si se trata de un valor de presión absoluta o de presión manométrica, a fin de que haya congruencia entre las unidades empleadas. Para convertir la presión manométrica a presión absoluta, se le suma el valor de presión atmosférica que es igual a 14.7 psi (29.92 in de Hg). Para efectos de cálculo y tomando en cuenta que la presión atmosférica sufre variaciones con la altura del nivel del mar, se puede redondear a 15 psi (30 in de Hg). De esta forma:

$$\text{Presión absoluta (psia)} = \text{presión man. (psig)} + p. \text{ atmosférica } 14.7 \text{ psi} \quad (1.4)$$

$$\text{Presión de vacío (in de HgA)} = 30 \text{ in de Hg} - (\text{vacío in de Hg}) \quad (1.5)$$

En la mayoría de los casos la presión se expresa como manométrica, cuando ésta es mayor que la atmosférica. Para presiones inferiores a la atmosférica, su valor se expresa tanto como presión absoluta (in de HgA), o como presión de vacío (in de Hg).

1.3.4 TEMPERATURA

Ésta se expresa normalmente en grados fahrenheit y en grados centígrados. El agua se congela a los 32° F (0°C) y hierve a 212°F (100°C). Para convertir grados centígrados a grados Fahrenheit se utiliza la ecuación siguiente:

$$\text{Temperatura (°F)} = [\text{temperatura (°C)} \times 1.8] + 32 \quad (1.6)$$

$$\text{Temperatura (°C)} = [\text{temperatura (°F)} - 32] / 1.8 \quad (1.7)$$

Si se calienta agua a la presión atmosférica, su temperatura se incrementa hasta alcanzar el punto de ebullición a 212°F. Si se sigue calentando, esta agua se evapora progresivamente. El proceso de evaporación se desarrolla a temperatura constante. Durante la evaporación se tiene vapor húmedo que consiste en una mezcla de vapor seco y agua. En este punto, el porcentaje de vapor convertido en vapor seco se conoce como calidad y el resto como porcentaje de humedad. Cuando la evaporación se ha completado el vapor se conoce como seco y saturado. Si después de este punto se le añade calor, se produce un incremento de temperatura y a éste se le conoce como vapor sobrecalentado. El punto de ebullición es afectado por la presión.

Por ejemplo: a una presión de 600 psig, la temperatura en la curva de saturación es de 489°F, ver diagrama o carta de Mollier (Figura 1.F). Para una turbina cuyo vapor de entrada es de 600 psig y 750°F, sus grados de sobrecalentamiento son: 750-489=261°F, ya que su temperatura de saturación es de 489°F. Se pueden establecer las condiciones del vapor en cualquier punto si se fijan la presión y la temperatura. A partir de éstas se pueden determinar las otras variables termodinámicas, ver diagrama de Mollier.

1.3.5 ENTALPIA

Es la cantidad de calor contenida en un fluido y se expresa en BTU/lb. Se entiende que un BTU es la cantidad de calor necesario para incrementar, a una libra de agua, un grado fahrenheit. Los equivalentes térmicos de la potencia (HP) y que son de gran utilidad en el cálculo del consumo de vapor de una turbina, se expresan de la siguiente manera:

$$1 \text{ HP} = 2545 \frac{\text{BTU}}{\text{Hora}} \quad (1.8)$$

$$1 \text{ Kw} = 3412 \frac{\text{BTU}}{\text{Hora}} \quad (1.9)$$

Nota: A mayor temperatura del vapor, mayor será su entalpía y, por lo tanto, se tendrá una mayor energía cinética para convertirse en energía mecánica.

1.3.6 VOLUMEN ESPECÍFICO

Es el volumen en pies cúbicos que ocupa una libra de vapor expresado en ft³/lb. Varía proporcionalmente con la temperatura y es inversamente proporcional a la presión. Su magnitud determina el área de entrada y escape del vapor en la turbina, así como el área de la válvula reguladora y otros pasajes.

1.3.7 ENTROPÍA

La entropía no es una propiedad física, por lo cual es difícil dar una explicación simple. En términos prácticos se describe como una función que facilita el traslado (o proceso) de las condiciones del vapor de un punto a otro; en el

diagrama termodinámico del vapor (ver Figura 1.E) una expansión ideal, de una presión a otra, se da a entropía constante (expansión isoentrópica). En la realidad esto no es posible y el proceso de expansión finaliza a un nivel de entropía mayor que al que se inició. En el diseño y operación de la turbina de vapor actual, las unidades de entropía no son significativas, salvo para fines de cálculo, en donde se considera que el vapor se expande isoentrópicamente (a entropía constante).

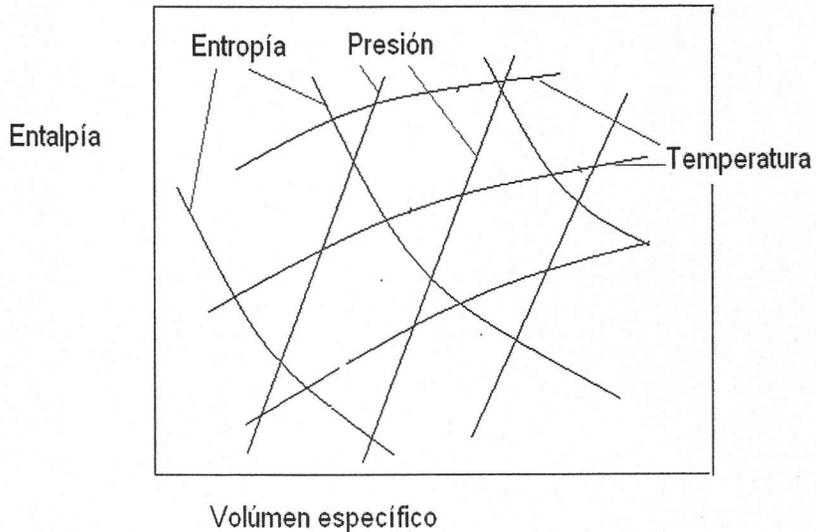


Figura 1.E- DIAGRAMA PARA EL VAPOR DE AGUA DE ELLENWOOD Y MACKEY

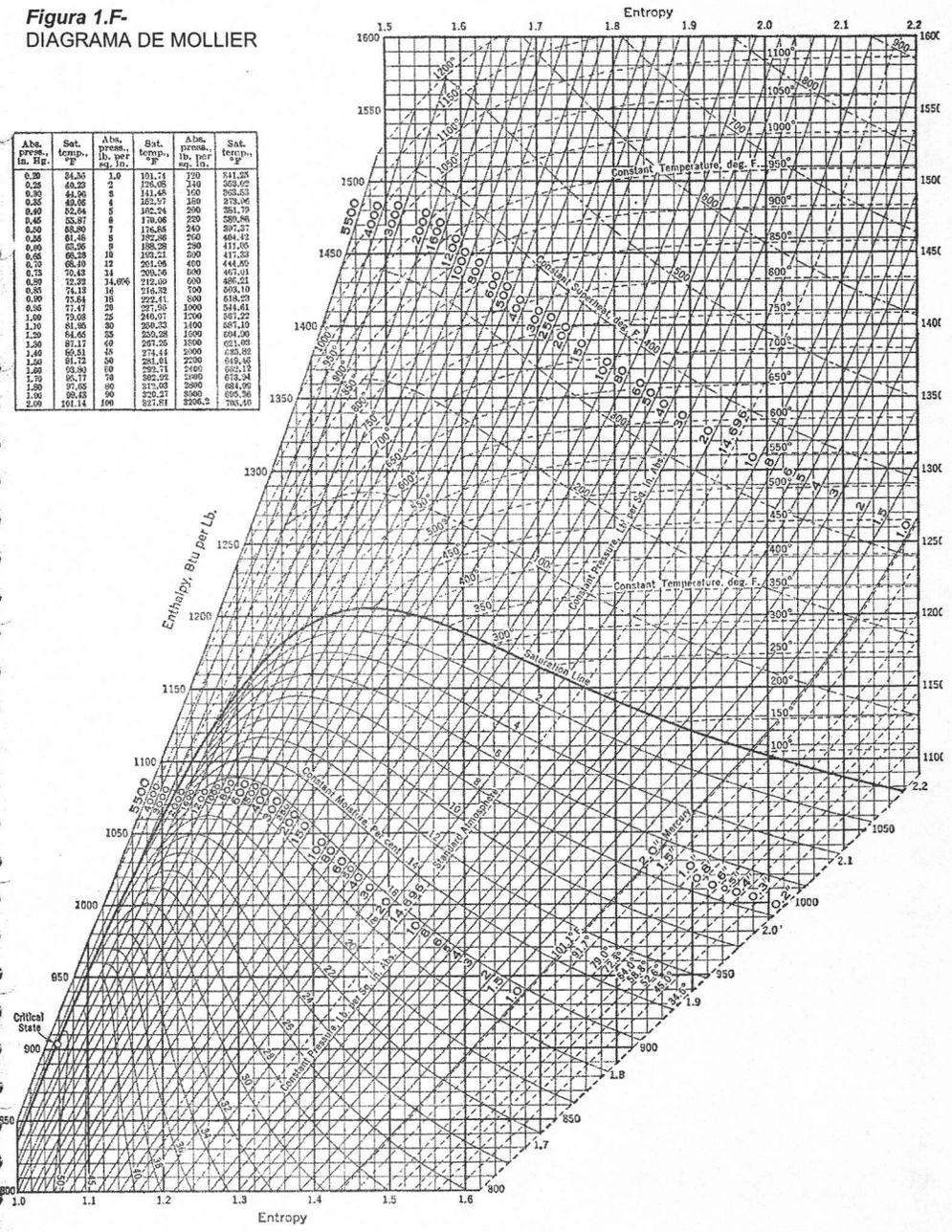
1.3.8 DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS PARA VAPOR DE AGUA

Las variables empleadas en los cálculos, se encuentran en diagramas termodinámicos, donde los más comunes son el de Ellenwood y Mackey (Figura 1.E), y el de Mollier (Figura 1.F). El diagrama de Ellenwood y Mackey es empleado en los libros de selección de turbinas de vapor, ya que involucra las cinco variables más importantes que son: presión, temperatura, volumen específico, entalpía y entropía, donde se traza con gran claridad la línea de expansión del vapor.

A pesar de que en el diagrama de Mollier (Figura 1.F), para el vapor de agua no se incluyen valores de volumen específico, se muestra con mayor claridad la línea de expansión del vapor, como se indica a continuación en el punto 1.3.9.

Figura 1.F.
DIAGRAMA DE MOLLIER

Abs. press., lb. sq. in.	Sat. temp., °F	Abs. press., lb. per sq. in.	Sat. temp., °F	Abs. press., lb. per sq. in.	Sat. temp., °F
0.30	34.56	1.0	101.74	130	541.05
0.25	40.29	2	125.05	140	553.02
0.20	44.96	3	141.48	150	565.03
0.15	49.05	4	152.97	160	576.96
0.10	52.94	5	162.94	180	591.79
0.08	55.87	6	170.06	200	598.94
0.06	58.86	7	176.85	240	607.27
0.05	61.85	8	182.06	260	604.12
0.04	63.95	9	186.28	280	611.05
0.03	66.23	10	189.51	300	617.58
0.02	68.40	12	201.09	400	644.85
0.01	70.45	14	208.96	500	667.01
0.009	72.32	14.696	212.09	600	686.21
0.008	74.13	16	216.32	700	699.10
0.007	75.84	18	222.41	800	716.09
0.006	77.47	20	227.50	1000	744.61
1.00	79.09	25	249.01	1500	818.22
1.10	81.85	30	269.23	1400	867.10
1.20	84.65	35	285.08	1300	894.90
1.30	87.11	40	297.05	1200	921.03
1.40	89.51	45	304.41	1100	935.35
1.50	91.73	50	308.81	1000	948.46
1.60	93.80	60	323.71	900	952.12
1.70	95.77	70	332.05	800	955.94
1.80	97.65	80	339.03	700	958.96
1.90	99.45	90	343.27	600	960.58
2.00	101.14	100	347.81	500	961.40



1.3.9 ENERGÍA DISPONIBLE EN PROCESO DE EXPANSIÓN DEL VAPOR

EJEMPLO DE CÁLCULO DE LA ENERGÍA DISPONIBLE O ÚTIL (Figura 1.G):

PASO 1 OBTENCION DEL ΔH TEÓRICO: Las condiciones del vapor a la entrada de la turbina, se indican en el punto 1 y son presión y temp. inicial, P_0 y T_0 , obteniendo la entalpía H_0 ; bajamos a entropía cte. Hasta el punto 2 donde se intersecta la presión de salida (escape) de la turbina P_f y la entalpía final H_f . La energía obtenida en esta expansión isoentrópica es: $H_0 - H_f = \Delta H$ teórico

PASO 2 OBTENCION DEL ΔH DISPONIBLE Ó UTIL: En la práctica, el vapor que entra a la turbina pasa por un proceso de estrangulamiento (en la válvula reguladora de vapor), paso 1 al 3, donde se tiene una caída de presión a entalpía constante. Aquí la expansión isoentrópica se verifica del punto 3 al 4, donde se tiene una entalpía H_1 a la presión de salida (escape) P_f . La energía obtenida es: $H_0 - H_1 = \Delta H$ disponible o útil

PASO 3 PÉRDIDAS ADICIONALES: Se pueden tener pérdidas de energía adicionales cuando se excede el límite del flujo de vapor de entrada, se tendrá un estrangulamiento adicional, del punto 3 al 5 terminando la expansión en el punto 6, obteniendo una pérdida de energía que va de H_0 a H'_1 ; cuando se excede el límite de flujo en el escape, habrá una modificación en la presión de escape a P'_f en el punto 7 con una nueva disminución en la entalpía que es $(H_0 - H''_1)$, y se tiene un estrangulamiento final del punto 7 al 8.

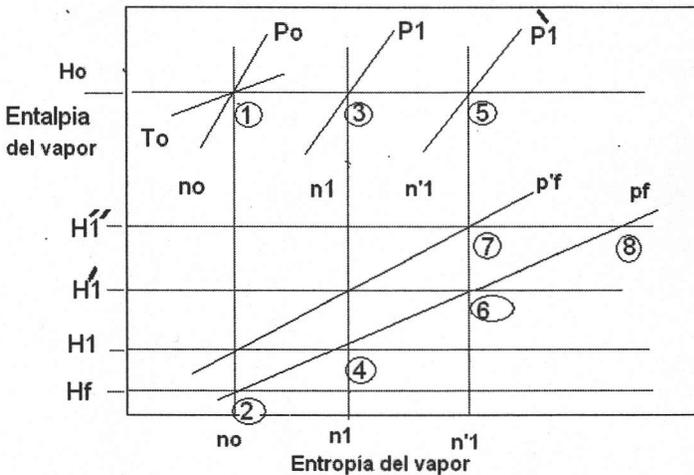


Figura 1.G GRÁFICA O SECCION DEL DIAGRAMA DE MOLLIER

NOTA: La obtención de la entalpía teórica, disponible o útil, es la base para estimar el flujo o gasto de vapor requerido para hacer trabajar una turbina.

CAPÍTULO 2. DESCRIPCIÓN Y COMPONENTES

2.1 CLASIFICACIÓN DE TURBINAS DE VAPOR

Existen diversas clasificaciones, sin embargo una clasificación globalmente aceptada es la siguiente:

Clases de turbina, según la forma en la que el vapor sale de la tobera (jet), y ataca los álabes de la rueda de la turbina:

- A) Turbina de impulso
- B) Turbina de reacción
- C) Turbina de impulso – reacción

2.1.1 TURBINA DE IMPULSO

En el primero de los tres casos, la turbina de impulso desarrolla una potencia debido a la expansión del vapor en una tobera fija, de esta forma, el vapor adquiere mayor velocidad conforme sale de la tobera. La velocidad del vapor se destruye al contacto con los álabes rotatorios, y se convierte en potencia, como se muestra en la Figura 2.A

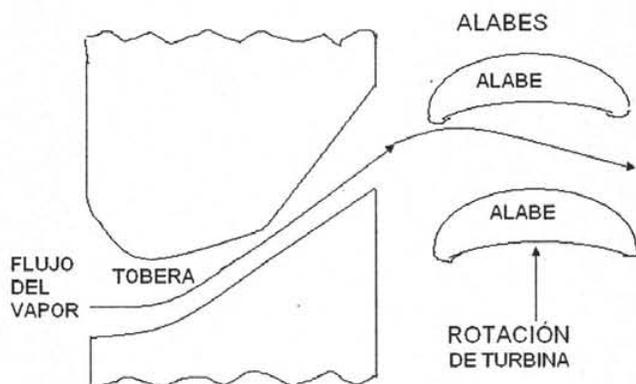


Figura 2.A- TRAYECTORIA DEL VAPOR DE TOBERA AL ÁLABE **

** Las toberas (jets) se encuentran inmediatamente después de la válvula reguladora, que se ubica en la brida de entrada del vapor; la tobera es el paso previo del vapor a los álabes de la rueda; también es donde se aumenta la energía cinética (de las partículas del vapor) que finalmente se deposita en dichos álabes, y que se transformará en la potencia mecánica de la turbina.

2.1.2 TURBINA DE REACCIÓN

En este caso, la turbina de reacción desarrolla la potencia mediante la expansión del vapor en los álabes rotatorios creando velocidad.

Los álabes fijos son usados para guiar el vapor a la siguiente hilera de los álabes rotatorios y expandir el vapor lo suficiente para crear la velocidad que sobrepase a la turbina. La velocidad del vapor se irá disminuyendo, hasta destruirse, conforme sale de los álabes.

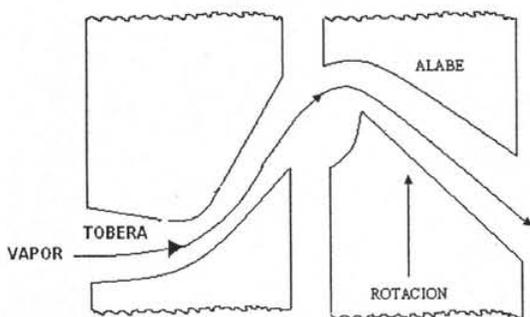


Figura 2.B- TRAYECTORIA DEL VAPOR DE LA TOBERA AL ÁLBE ROTATORIO EN TURBINA DE REACCION

2.1.3 TURBINA DE IMPULSO-REACCIÓN

En el tercer caso, la turbina combinada de impulso-reacción, se desarrolla la potencia expandiendo el vapor tanto en el álabe fijo como en el rotatorio.

Los álabes fijos pertenecen a la misma forja de la rueda de la turbina; los álabes rotatorios o móviles se encuentran sujetos a la parte superior del álabe fijo, y por lo general van remachados a un cintillo que se adiciona al perímetro de la rueda (o ruedas); ver fotos de rotores de turbinas, Figuras 2.O y 2.P.

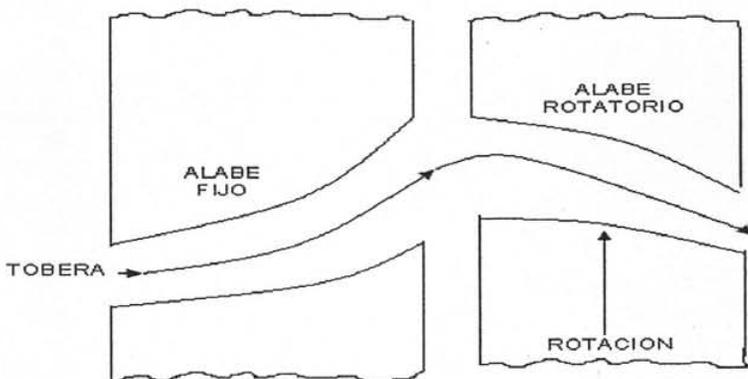


Figura 2.C- TRAYECTORIA DEL VAPOR DEL ÁLABE FIJO AL ÁLABE ROTATORIO

Los fabricantes construyen principalmente turbinas de impulso, pero en algunas ocasiones fabrican de las combinadas de impulso- reacción.

2.2 TOBERAS (JETS):

Conforme el vapor abandona la tobera, también conocida como boquilla, la presión se reduce gradualmente, mientras que el volumen y la velocidad aumentan. A este proceso le llamamos expansión del vapor en la tobera. La tobera es un conducto a través del cual los valores de las variables cambian en forma uniforme; la tobera no debe ser un conducto de forma recta tubular, sino que deberá tener una forma definida, en la que la sección transversal puede aumentar progresivamente. La forma de la tobera puede ser calculada. En la primera parte de la expansión, la velocidad aumenta en mayor proporción que el volumen y como el flujo de masa permanece constante, el área requerida disminuye. En la segunda parte de la expansión se observa el fenómeno contrario y el área requerida se incrementa (ver Figura 2.D).

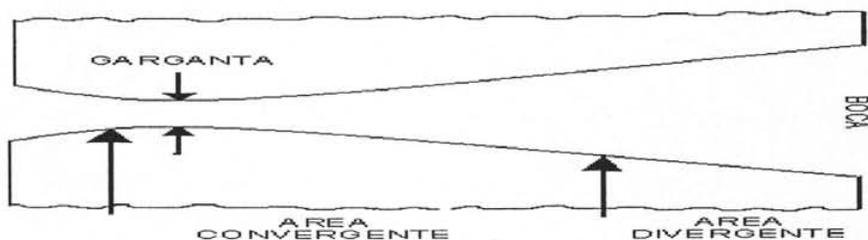


Figura 2.D- ESQUEMA DE UNA TOBERA (JET)

El punto de cambio dentro de una tobera, conocido como punto crítico, se da en el 55% de la presión inicial.

Si la presión de descarga es igual o mayor que el 55% de la presión de entrada, la garganta y la boca de la tobera deberán tener la misma área. Esta se conoce como caída de presión no crítica.

Si la presión de descarga es menor del 55% de la presión de entrada, el área de la garganta será menor que el área de la boca. La relación entre el área de la boca y el área de la garganta se conoce como relación de expansión y varía con la caída de presión. Las toberas son la parte estacionaria de una turbina de vapor de impulso. La velocidad del vapor es aumentada en la tobera, y es el paso inmediato, para producir y generar potencia. A fin de destruir la velocidad, los álabes rotatorios deberán ser diseñados para recibir el vapor y cambiar su trayectoria conforme abandona la tobera. En esta forma se destruye la velocidad y se produce la potencia mecánica.

2.3 ÁLABES

Supongamos que el vapor tiene una velocidad de 2000 ft/seg y entra en contacto con el álabe. Si el álabe permanece estacionario y se desprecian las pérdidas por fricción, el vapor saldrá del álabe a la misma velocidad con la que entró y no se habrá realizado ningún trabajo (ver Figura 2.E).

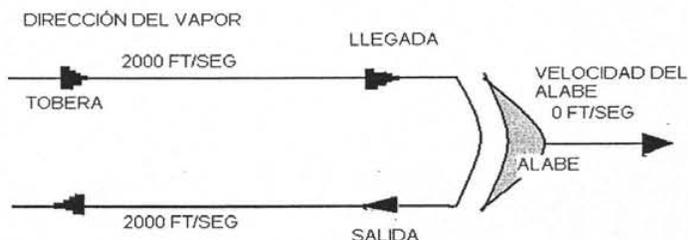


Figura 2.E- VELOCIDAD DE ÁLABE ANULADA

Si el vapor entra en contacto con el álabe a una velocidad de 2000 ft/seg y el álabe se mueve a una velocidad de 500 ft/seg. La velocidad del vapor que sale

del álabe es de 1000 ft/seg, es decir que la mitad de la velocidad del vapor es destruida para poder alcanzar la velocidad del álabe, 500 ft/seg (Fig. 2.F).

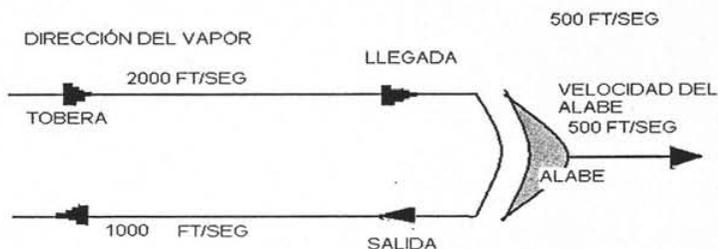


Figura 2.F- VELOCIDAD MEDIA DE UN ÁLABE

Los álabes constituyen una de las partes más críticas de la turbina. Un álabe que se suelte durante su operación puede causar grandes daños a la máquina. Los álabes deben ser diseñados para soportar fuerzas centrífugas, fuerzas producidas por la acción del vapor y fuerzas vibratorias que surgen durante la operación normal de la turbina.

El vapor entra ahora a la misma velocidad de 2000 ft/seg y el álabe se mueve a una velocidad de 1000 ft/seg (que será la velocidad de la turbina). En este caso el vapor sale del álabe a 0 ft/seg., y toda la velocidad es destruida (Fig 2.G).

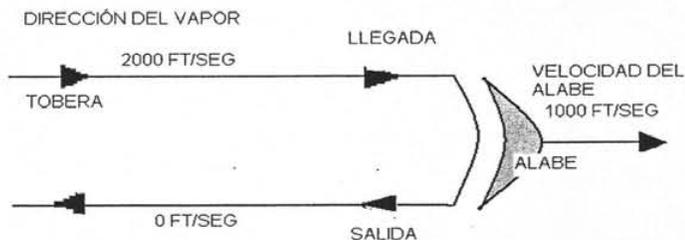


Figura 2.G- OPERACIÓN IDEAL DE UN ÁLABE

2.4 IMPORTANCIA DE LAS VELOCIDADES DEL VAPOR EN LA TOBERA Y EN EL ÁLABE PARA LOGRAR UNA EFICIENCIA DE DISEÑO ÓPTIMA

Cuando la velocidad del álabe (que es la de la rueda de la turbina), es la mitad de la velocidad del vapor que sale de la tobera, se obtiene la óptima eficiencia (ver Figura 2.G). En este punto, la relación de velocidades (W/V) es la siguiente:

$$\frac{W}{V} = \frac{1000 \text{ ft/s}}{2000 \text{ ft/s}} = 0.500 \quad (2.1)$$

Donde:

W = velocidad del álabe o velocidad periférica de turbina, pie/segundo

V = velocidad teórica del vapor al salir de tobera (jet), pie/segundo

Debido a otros factores tales como: fricción, posible velocidad residual de otra etapa anterior, error de ángulo del álabe o el efecto de ventilador, la eficiencia óptima puede aumentar o disminuir con respecto a la relación de velocidades.

Existen muchas variables que pueden ser tomadas en cuenta para calcular el punto de óptima eficiencia. Para una rueda con una sola hilera de álabes se tiene la mejor eficiencia a una relación de velocidad de 0.500. En una etapa compuesta de dos hileras de álabes, se obtiene la eficiencia óptima a un menor valor de W/V .

Una rueda tipo Rateau, que consiste de una etapa y una hilera de álabes, tiene su óptima eficiencia cuando el valor de W/V es aproximado a 0.500. Debajo de este rango, una rueda de dos hileras de álabes tipo Curtis competiría en la eficiencia. Por lo general, cuando la relación W/V es aproximado a 0.300, la rueda Curtis tendría una óptima eficiencia (Figura 3.B).

Ahora sabemos que con la relación de velocidades entre W/V y la eficiencia de la tobera (Figura 3.B), podemos determinar cuándo usar una rueda tipo Rateau simple etapa, una Curtis simple etapa o bien una turbina con ruedas combinadas, como sucede con la turbina de multietapa.

Antes de establecer el mejor diseño en función de la eficiencia de la turbina, debemos tener en cuenta cual es la potencia deseada, las rpm deseadas y las condiciones de operación de la turbina, las cuales también son importantes para realizar este diseño. No necesariamente la turbina de más eficiencia es la mejor para una aplicación dada. Existe una estrecha relación entre costos, comportamientos y servicios en el diseño de una turbina.

A veces estas variables no afectan en el diseño de la turbina, pero sí en los costos del equipo.

2.5 VÁLVULA REGULADORA DEL VAPOR

La caldera que proporciona el vapor a la turbina está diseñada para mantener un flujo y una presión constante y es independiente de los requisitos de la turbina; por lo tanto, es necesario utilizar una válvula de regulación para controlar el flujo de vapor a la entrada de la turbina, y ésta es la función de dicha válvula.

Las turbinas que se diseñan para operar principalmente a una carga fija generalmente tienen una válvula de regulación sencilla; por lo general ésta es del tipo de doble flujo y doble asiento, lo que reduce el esfuerzo necesario para controlarla. La posición de la válvula va determinada generalmente por el control de velocidad de la turbina que es a través del regulador de velocidad. Esta válvula permite el paso del vapor a un grupo de toberas cuyo número efectivo se puede variar por medio de válvulas manuales que permiten cerrar o abrir algunas de estas toberas durante la operación a carga parcial.

Las turbinas mayores, o las unidades que deben operar a niveles de carga muy variables, como turbogeneradores, están equipadas con un sistema multi-válvula que consiste de una serie de cinco o seis válvulas pequeñas que se instalan para operar a diferentes niveles de carga y que admiten vapor independientemente a diferentes grupos de toberas. La ventaja de suministrar este tipo de válvula de regulación es evidente por el mejor rendimiento a cargas parciales muy reducidas donde la válvula de vapor simple debe operar cerca de su asiento resultando en pérdidas por estrangulación del vapor.

La ventaja de la válvula de vapor sencilla, comparada con un sistema de multi-válvula, es que aquella es fácilmente controlada por el regulador de velocidad, mientras que el sistema de válvulas múltiples, requiere una potencia de control superior a la disponible en los reguladores usuales, necesitando la instalación de dispositivos servo hidráulicos y, consecuentemente, de un sistema de aceite de alta presión (60-100 psig) para su operación; aumentando significativamente el costo del equipo. Otra ventaja es que, el diseño de las válvulas sencillas permite que se remplace la válvula sin desconectar las tuberías de alta presión de vapor, las cuales tienden a desplazarse al desconectarlas, dificultando la reconexión de las mismas.

El vapor, después de pasar a través de la válvula reguladora de vapor, es distribuido a varios grupos de toberas. La construcción y localización del anillo de toberas es crítica, dado que este elemento está sujeto a plena presión y temperatura de línea y los esfuerzos que resultan pueden ser extremadamente severos cuando las condiciones de vapor son elevadas. El peligro está en la distorsión producida por estos esfuerzos que pueden ser transmitidos a las chumaceras afectando el alineamiento y causando que éstas fallen. Por esta razón los soportes de las chumaceras y su relación al anillo de toberas se diseñan de tal forma que una buena circulación de aire es establecida entre la carcasa y las chumaceras para reducir la temperatura transmitida a las mismas

2.6 CARCASA

La carcasa es, después del rotor, la parte más pesada y grande de la turbina. La carcasa es una cubierta tipo cilindro, que soporta los diafragmas con sus directrices para álabes, en el caso de una turbina de impulso, o a los álabes fijos, en el caso de las turbinas de reacción; la carcasa se puede dividir en dos partes, por lo que se le conoce como carcasa bipartida.

A) Carcasa de alta presión de vapor. — Es la parte de la carcasa que recibe el vapor de entrada y por lo tanto, está sujeta a mayores presiones y temperaturas que la otra parte de la carcasa. Contiene la válvula reguladora de vapor, anillo de toberas, chumacera de empuje, empaquetadura de alta presión sobre el eje, una chumacera radial y un número de ruedas.

B) Carcasa de baja presión de vapor. — Es la parte de la turbina que está sujeta a la presión y temperatura que sale el vapor; normalmente el vapor sale en el escape de la turbina a una presión menor de 75 psig, o inclusive por debajo de la atmósfera, cuando se utiliza al máximo la entalpía del vapor. Incluye el resto de las ruedas, la empaquetadura de baja presión del eje, los drenes, la segunda chumacera radial y en algunos casos, un difusor para guiar el vapor a través del escape con un mínimo de turbulencia.

El tamaño de la carcasa estará determinado tanto por las condiciones del vapor de operación, como por el tamaño del rotor, que puede ser de una o más ruedas, según la potencia demandada a la turbina (carcasas, Figura 2.N).

Los materiales de la carcasa varían desde hierro fundido hasta aleaciones de acero al cromo-molibdeno, dependiendo de las temperaturas y presiones de operación, tal como se indica en la introducción del presente trabajo.

2.7 EMPAQUETADURA DEL EJE (FLECHA)

Empaquetaduras, o sellos, se utilizan en ambos lados del eje o flecha, para impedir que el vapor escape y también se utiliza entre las ruedas, cuando la turbina es de multietapas, dado que cada rueda gira en una cámara que está a un nivel de presión diferente de las otras, y debe mantenerse aislada para que opere eficientemente. Las empaquetaduras pueden ser del tipo de anillos de carbón o de laberintos metálicos.

Los anillos de carbón se componen de 3 ó 4 segmentos circulares arreglados en forma de anillo sobre el eje y unidos por medio de un resorte. El área del eje o flecha sobre la cual rozan estos anillos está cromada para mayor durabilidad. En turbinas mayores se utilizan bujes cromados que son fácilmente reemplazables. Algunos fabricantes no utilizan cromado, sino un proceso de metalización más económico pero no recomendable debido a que puede sufrir desprendimientos causando que los sellos fallen.

La caída de presión permitida por la norma API-611 a través de cada anillo de empaque, es de 35 psig y por lo tanto el número de anillos necesario va dictado por la presión en la primera y la última etapa. La pequeña cantidad de vapor que, sin embargo, se fuga a través de los sellos es drenada por medio de conexiones entre los dos anillos externos.

El sistema de laberintos no es un sello en el verdadero sentido de la palabra, sino que, es un medio para reducir la energía del vapor por medio del principio de estrangulación, y consiste de una serie de ranuras circulares separadas por paredes con bordes afilados. Estos bordes se ubican de 5 a 8 milésimas de pulgada de la superficie del eje. El vapor que escapa entre los bordes y el eje sufre un proceso de estrangulación, seguido por la expansión de la ranura y esto se repite hasta que el vapor pierde la mayor parte de su energía. A tal efecto, el tamaño de los laberintos depende de la presión del vapor que deben contener. Estos pequeños escapes de vapor lógicamente afectan, aunque muy poco, el rendimiento total de la turbina.

El sistema de empaques de laberinto, permite una pérdida de vapor mayor a la de los anillos de carbón, pero tiene la ventaja de que puede soportar caídas de presión mas altas y es adecuado para altas velocidades, dado que no hay contacto entre los laberintos y el eje; manteniendo una efectividad constante ya que el desgaste es infinitesimal.

2.8 CHUMACERAS

La turbina típica contiene dos chumaceras radiales y una de empuje. Las chumaceras radiales pueden ser del tipo de manga o buje, o de elementos móviles. Estas últimas están generalmente compuestas de cinco (5) elementos que son libres de moverse individualmente y se utilizan principalmente en aplicaciones de alta velocidad para mayor estabilidad.

Una de las razones principales que contribuye a esta estabilidad es la reducción de la turbulencia de aceite tipo "ola" común a las chumaceras de tipo "buje". Este fenómeno, que toma la forma de una ola de aceite que viaja sobre el diámetro interno de la chumacera, llevando al eje por delante como si fuera una tabla de "surfing", y cuando la ola pasa bajo el eje hace que éste dé un pequeño salto originando una excitación y consecuentemente vibración del equipo. Otros elementos individuales de las chumaceras radiales de elementos móviles no permiten que se forme una ola de tal magnitud y que pueda ocasionar el fenómeno descrito anteriormente.

Las chumaceras del tipo manga o "buje" tienen la ventaja de que pueden construirse en tamaño y rigidez tal, que reducen las amplitudes de vibración inducidas por otros elementos de la turbina por medio de pérdidas de fricción.

El material en contacto con el eje es generalmente "babbitt" o aleaciones de bronce con base de hierro fundido o acero.

La chumacera de empuje tiene como objeto absorber el empuje axial producido por la acción del vapor sobre los álabes y consecuentemente sobre el rotor. Idealmente el equipo accionado debería tener su propia chumacera y su empuje no debería ser transmitido a la turbina; sin embargo, en la práctica, debido a factores de fricción en el acoplamiento o al diseño del equipo, existe una transmisión de fuerza axial que es proporcional al factor de fricción del acoplamiento.

Por esta razón las chumaceras deben ser diseñadas para absorber empuje axial en ambas direcciones. La compañía Terry emplea en sus turbinas mayores** chumaceras tipo kingsbury de función ambidireccional, que consisten de un cuerpo principal donde van montadas un número de zapatas individuales que se mueven independientemente permitiendo un contacto positivo con las superficies de empuje. En turbinas menores** se utilizan chumaceras tipo cojinetes de bolas y collares (tipo balero industrial ver Figura 2.M).

Para una buena operación de las chumaceras, se les debe proporcionar un sistema de lubricación que mantenga una película de aceite entre las superficies metálicas. Un sistema típico consiste de una bomba de aceite principal accionada por el eje de turbina y una bomba auxiliar accionada por un motor eléctrico. El objeto de la bomba auxiliar es de proporcionar aceite durante el arranque y paro de la turbina, cuando la velocidad del eje no es suficiente para producir la presión necesaria en la bomba principal, o en caso de que ésta última falle, tal como se indica en el Tema 2.14, sistemas de lubricación.

En turbinas de menor potencia se utilizan anillos montados con holgura sobre el eje y parcialmente sumergidos en un baño de aceite, la fricción entre el eje y los anillos durante la operación de la turbina hace que éstos giren y suministren aceite a las chumaceras. Estos anillos pierden efectividad a velocidades mayores de 5,000 RPM y tienen limitaciones de temperatura y carga.

Nótese que las chumaceras tipo kingsbury siempre requieren lubricación a presión y es necesario proporcionar una bomba auxiliar para evitar dañarlas durante el arranque y paro del equipo.

** Para capacidades de trabajo de 1 hp, hasta 20,000 hp, se considera que las turbinas mayores son las que van de 100 hp a 20,000 hp, y las turbinas menores son las que están en el intervalo de 1 hp a 99 hp. Aunque en ocasiones el término mayor o menor es relativo.

2.9 VÁLVULA DE DISPARO

La válvula de disparo por emergencia, es el dispositivo que utiliza la turbina para interrumpir el flujo de vapor en plena operación. Se cierra automáticamente para detener la turbina cuando se produce un exceso de velocidad, y manualmente al desconectar la palanca de disparo. Por lo anterior, se considera un dispositivo de seguridad para detener la operación de la turbina ante cualquier contingencia. Básicamente existen dos tipos de válvula de disparo. Una es denominada "venturi" de simple asiento y accionamiento positivo como se muestra en la Figura 2.H. Esta válvula es accionada mecánicamente a través de resortes y varillas. La otra válvula de disparo, es del tipo orificio de "disparo y estrangulamiento" (trip and throttling), su actuador es una rueda-volante y opera mecánicamente; se restablece con aire o presión de aceite (mínimo 20 psi), y su accionamiento es positivo. Esta válvula se puede presentar en dos formas, una es separada de la turbina, instalándola antes de la válvula reguladora del vapor; y la otra forma en que se presenta, es armándola (built-in) dentro de la turbina, compartiendo la caja de vapor con la válvula reguladora, tal como lo hace la válvula "venturi".

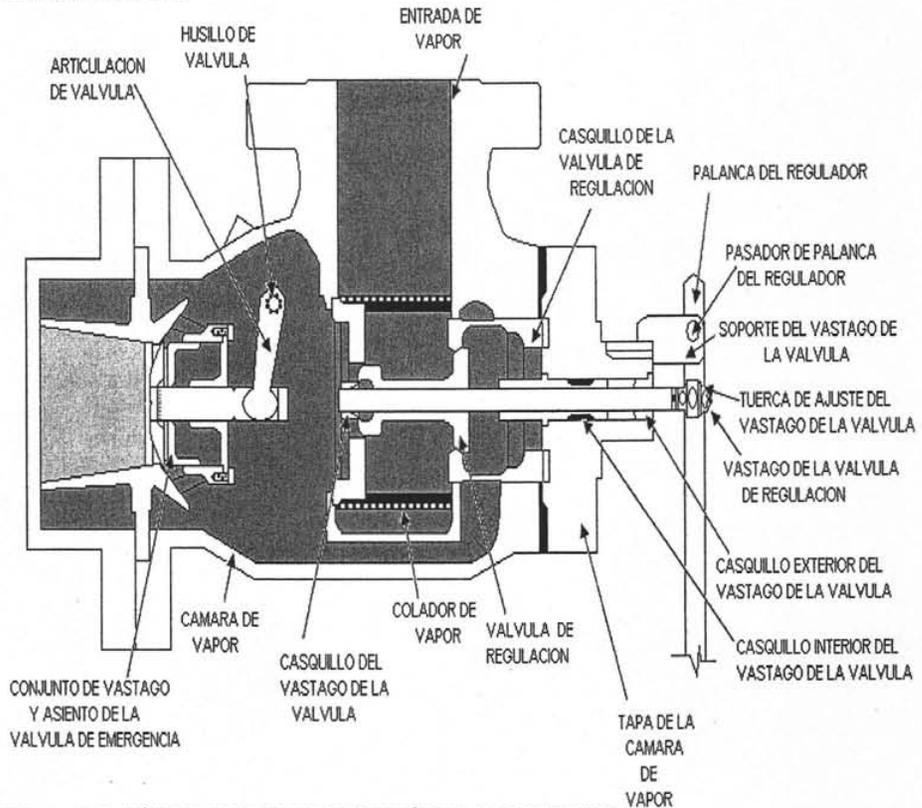


Figura 2.H- VÁLVULA REGULADORA Y VÁLVULA DE DISPARO

2.10 CONTROL DE DISPARO POR SOBREVELOCIDAD

El control de disparo por sobrevelocidad, es un dispositivo de emergencia y está situado en el extremo del eje del lado de entrada del vapor; actúa para detener la turbina cuando ésta alcanza la velocidad pre-fijada de disparo, como se indica en la siguiente Figura 2.1. Por ejemplo, si la turbina rebasa, por alguna situación, en un 10% a su velocidad normal de operación, se programa al dispositivo regulador para que interrumpa la operación de la turbina.

El mecanismo de disparo se fija en fábrica y no debe requerir ajuste posterior, sin embargo, se puede aumentar o disminuir la velocidad de disparo dentro de un pequeño margen o intervalo.

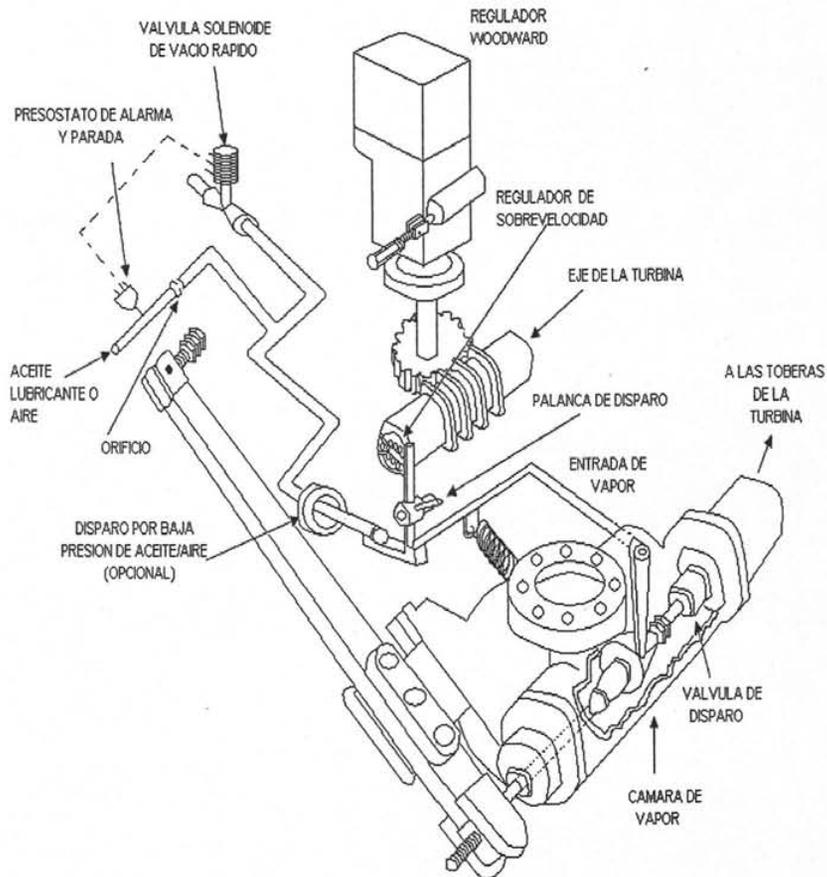


Figura 2.1- ESQUEMA TÍPICO DE SISTEMA DE DISPARO

2.11 VÁLVULAS MANUALES PARA CONTROL DE TOBERAS

Las válvulas de accionamiento manual para control de las toberas permiten conseguir el máximo rendimiento a carga parcial o a carga nominal con presión de vapor reducida, o funcionamiento de sobrecarga. Las válvulas permiten ajustar el área de las toberas para aproximarla al área ideal requerida por el flujo de vapor para una determinada condición de carga y así reducir la estrangulación del vapor. Las características de funcionamiento relativas al uso de las válvulas de la turbina se indican en la hoja de datos de la misma.

El vapor, al salir de la válvula del regulador, llena la cámara de vapor donde existen aberturas o lumbreras, a través de las que se alimenta el vapor al anillo de toberas o grupos de toberas. Para permitir ajustar el área de las toberas, como antes se dijo, se pueden colocar válvulas en todas las aberturas en que es práctico o necesario, con excepción de una abertura, la cual queda siempre bajo el control de la válvula de admisión controlada por el regulador. Se numeran las aberturas para las válvulas manuales comenzando con la que está situada en el punto más bajo del lado de entrada del vapor y siguiendo en el sentido de las manecillas del reloj. Así, si se suministra una válvula manual en la primera abertura, se le denomina válvula no. 1, en la segunda no. 2, etc. para mejor funcionamiento, deberán abrirse las válvulas en secuencia numérica y cerrarse en el orden inverso.

Las válvulas manuales no pueden utilizarse como válvulas de estrangulación. Deben estar totalmente abiertas o totalmente cerradas. El asiento de una válvula que se mantenga a medio abrir pronto sufrirá daño debido a la erosión del vapor. Esta condición se conoce mejor como "rayado". Sin embargo, al poner en marcha la turbina, no se deben apretar demasiado las válvulas al cerrarlas hasta haber alcanzado la temperatura de régimen y hasta que todas las piezas estén uniformemente calentadas.

2.12 ROTOR

El rotor es la parte principal de la turbina, la de mayor costo y peso, además es donde se centran parte de los esfuerzos por mejorar la eficiencia y desarrollo de la máquina térmica rotatoria. El rotor de la turbina de impulso, generalmente consiste de una flecha (eje) sobre la cual van montadas las ruedas.

En aplicaciones de alta velocidad y temperatura se utilizan rotores con ruedas integradas (una sola forja). En este caso se comienza con una forja que es luego torneada para obtener las dimensiones deseadas. Las características de la forja y la dificultad del maquinado, resultan en un incremento en el precio de la turbina de manera substancial. Existen dos tipos de rotores: el rotor de una etapa tipo Curtis que consiste en una sola rueda bipartida, con dos hileras de álabes en la periferia; el otro rotor es el de multietapa que consiste de una rueda Curtis y una o más ruedas tipo Rateau con una hilera de álabes.

En aplicaciones más generales, Terry, utiliza ruedas forjadas individualmente para instalarse sobre la flecha (eje). El diámetro interno de los discos está sujeto a esfuerzos que son, entre otros, una función de la velocidad de la turbina y la temperatura de operación; por lo tanto, el perfil de la rueda debe aumentar en espesor desde su diámetro exterior hacia el diámetro interior para mantener un máximo de contacto con la flecha (ver fotos de Figuras 2.O y 2.P). Algunos fabricantes utilizan placas de acero en vez de forjas, resultando en una unidad más económica pero sujeta a problemas de operación, causados por distorsiones y movimiento axiales de la rueda.

El diámetro interior de la rueda debe ser diseñado para que exista un ajuste de una a cinco milésimas de pulgada, con relación al diámetro del eje, dependiendo de las condiciones de operación. Las ruedas son calentadas y montadas sobre la flecha, donde se fijan con cuñas y candados para impedir el movimiento axial. Nótese que el máximo ajuste permisible depende de la dimensión axial de la rueda que esté en contacto con la flecha. Las ruedas hechas con placa de acero, por lo tanto, están limitadas en el ajuste que se les pueda dar, para evitar esfuerzos y distorsiones.

Un problema en el rotor se presenta por las vibraciones producidas en los álabes de la rueda. Hay varias formas de reducir las vibraciones de los álabes. La más simple consiste en montar un cinto de metal (acero inoxidable) que se suelda o remacha a las puntas de los álabes, incrementando su rigidez (ver foto de rotores). En aplicaciones mas severas se pueden utilizar varillas de acero inoxidable para unir grupos de 4 o 5 álabes, localizándolas en los puntos vibratorios del álabes en función de las diferentes longitudes de éstos últimos. Adicionalmente se puede instalar alambre entre la base de los álabes y la rueda para disipar las fuerzas vibratorias a través de la fricción producida.

2.13 REGULADORES DE VELOCIDAD (GOBERNADORES)

El regulador gobierna la velocidad de la turbina y acciona la válvula reguladora del vapor en función de las variaciones de velocidad del equipo y de la potencia.

Los reguladores de velocidad (también conocidos como gobernadores) varían desde el simple, tipo mecánico, a los mas precisos modelos hidráulicos, con una regulación de velocidad en el intervalo de 10% (NEMA "A"), en el primero, hasta 0.50% (NEMA "D") de la velocidad de operación de la máquina, en el caso del regulador hidráulico.

La velocidad de la turbina se detecta por medio de tres sistemas básicos, que

se clasifican como a continuación se indica:

- 1 Mecánicamente a través de contrapesos con conexión directa al eje.
- 2 Electrónicamente por medio de un contador de impulsos magnéticos.
- 3 Hidráulicamente a través de la presión de aceite del sistema de lubricación (cuando la bomba de aceite es accionada por la flecha, la presión es proporcional a la velocidad de la turbina).

Nótese que el sistema de protección de sobrevelocidad es completamente independiente del regulador de velocidad, y acciona una válvula de emergencia, que es también independiente de la válvula reguladora. El sistema regulador de velocidad está integrado al eje de la turbina, y por lo tanto, no está sujeto a fallas del acoplamiento, como en otros diseños.

La clasificación de la norma NEMA se refiere a las especificaciones de cada regulador, la más importante se define a continuación:

a) Regulación de Velocidad. La regulación de velocidad es el control en el cambio de velocidad que se presenta cuando la potencia de la turbina se reduce gradualmente desde la potencia de régimen a potencia cero, con todas las otras condiciones constantes:

$$\text{Regulación de velocidad} = \frac{(\text{rpm a potencia cero}) - (\text{rpm a potencia de régimen})}{\text{rpm a potencia de régimen}} \times 100 \quad (2.2)$$

b) Variación de velocidad. La variación de velocidad es la magnitud total del cambio de velocidad o por fluctuaciones de la velocidad de operación, con todas las otras condiciones constantes:

$$\text{Variación de Velocidad} = \frac{(\text{rpm sobre vel. de Régimen}) - (\text{rpm debajo vel. de régimen})}{\text{rpm a potencia de régimen}} \times 100 \quad (2.3)$$

c) Máximo incremento de velocidad. Se define como el máximo incremento de velocidad que resulta cuando una turbina está desarrollando la potencia de régimen y la carga se reduce súbitamente a cero:

$$\text{Max. incremento de velocidad} = \frac{(\text{Max. rpm a potencia cero}) - (\text{Vel. rpm de régimen})}{\text{Velocidad rpm de régimen}} \times 100 \quad (2.4)$$

Los tres sistemas anteriores son efectivos, aunque en el caso "C", el cambio de temperatura del aceite, al variar la carga, afecta la viscosidad del aceite, y por lo tanto la sensibilidad del regulador.

Este efecto se puede reducir utilizando un control de temperatura para compensar los cambios de viscosidad del aceite. Otro punto a considerar, es el grado de filtración del aceite necesario en algunos sistemas, debido a las finas tolerancias de los elementos del regulador. Generalmente estos sistemas son complicados y problemáticos, dando lugar a que se utilicen con menos frecuencia.

Los reguladores fabricados por Woodward son hidráulicos, pero contienen sus propias reservas de aceite, por lo tanto, no son afectados fácilmente por las condiciones mencionadas anteriormente. Los reguladores Woodward, con la excepción del modelo EG, que es electrónico, reciben la señal de control por medio de contrapesos integrados al aceite, cuya posición depende de la fuerza centrífuga producida en función de la velocidad de la turbina. La posición de los contrapesos se transmite hidráulicamente a los servos del regulador, dando como resultado el manejo del movimiento de la válvula de admisión del vapor (o válvula reguladora). Los modelos de reguladores más utilizados por Woodward son:

MODELO-DESCRIPCIÓN:

TG-13	Velocidad constante, intervalo de control 2 a 1, norma NEMA "A"
UG	Usado especialmente para controlar accionadores de generadores eléctricos. Permite seleccionar la distribución de carga entre varios turbogeneradores que trabajan en paralelo, NEMA "D".
PG-D	Velocidad variable- La velocidad se puede variar remotamente por medio de un servomotor. Intervalo 5 a 1, NEMA "D"
PG-PL	Velocidad variable- Acepta una señal-aire de 3 psig a 15 psig para variación de velocidad a distancia. Intervalo 5 a 1, NEMA "D".
EG	Velocidad variable remotamente por medio de un servomotor. Intervalo de control 10 a 1, NEMA "D".

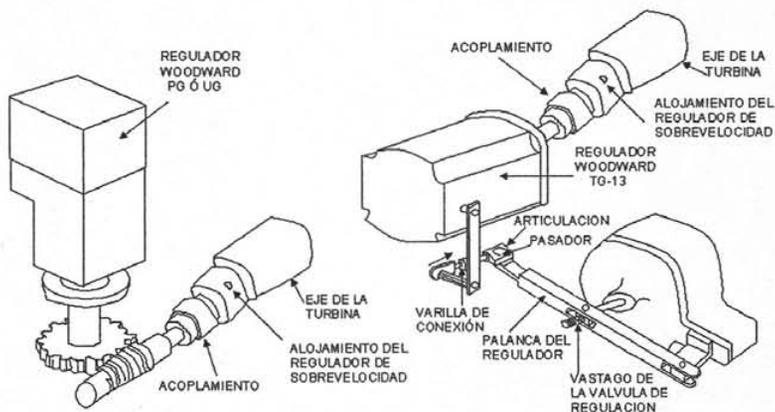


Figura 2.J- DISPOSICIÓN DEL ACCIONAMIENTO DEL REGULADOR DE VELOCIDAD WOODWARD

2.14 SISTEMAS DE LUBRICACIÓN

Básicamente se utilizan dos sistemas de lubricación: el sistema de lubricación por salpicadura de anillos y el sistema de lubricación forzada (a presión). El uso de uno u otro sistema depende principalmente de la temperatura del vapor de salida (escape) de la turbina, así como, de la potencia y velocidad de operación de la turbina. Por ejemplo, si la temperatura en el escape es mayor a 500 oF, o la potencia de la turbina es de 300 hp o más; o bien, si la velocidad rebasa las 4200 rpm, entonces será obligatorio utilizar un sistema de lubricación forzada. Algunos compradores o usuarios del equipo accionado y de la turbina, prefieren especificar el tipo de lubricación que desean; o bien, se basan en las especificaciones del API-611 o del API-612, a las que, dado el caso, el fabricante de la turbina debe cumplir. Lo que si es un hecho, es que entre mejor lubricadas estén las chumaceras de la turbina, menos problemas de operación y mantenimiento se tendrán.

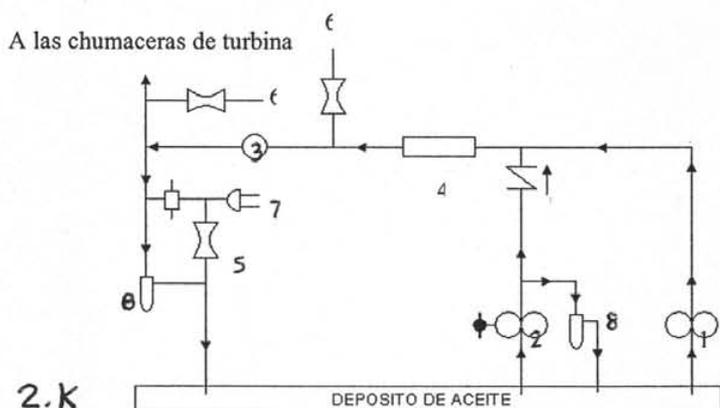
A continuación se describen los dos sistemas básicos de lubricación:

2.14.1 SISTEMA DE LUBRICACIÓN POR SALPICADURA DE ANILLOS

Este sistema de lubricación es el más sencillo y consiste de un anillo lubricador situado en una ranura de cada chumacera radial, proporcionando lubricación a las chumaceras principales y a las de empuje por la salpicadura de aceite que provoca. Durante el funcionamiento, los anillos que giran libremente en la flecha, penetran en el depósito de aceite y lo llevan a la flecha, de donde se distribuye a cada chumacera. Este sistema de lubricación es enfriado por agua que pasa por la chaqueta de las cajas de chumaceras (las cajas son el depósito de aceite).

2.14.2 SISTEMA DE LUBRICACIÓN FORZADA

El sistema de lubricación forzada consiste en una bomba de aceite, que suministra aceite a presión a la turbina. También consta de otros accesorios e instrumentos que permiten que el aceite sea suministrado a la presión adecuada. La Figura 2.K, muestra un esquema típico de este sistema. Las turbinas de lubricación forzada que no tienen una bomba auxiliar de aceite con arranque automático, tienen anillos de lubricación para asegurar la lubricación de los cojinetes principales durante el arranque y el funcionamiento a baja velocidad. A continuación se indican los principales componentes:



A las chumaceras de turbina

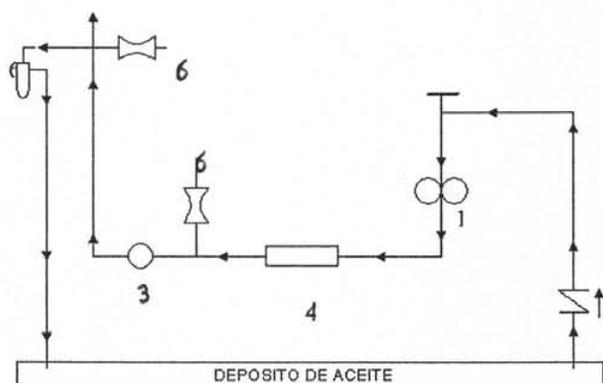


Figura 2.L- Esquema típico de turbina lubricada a presión.

2.14.3 PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN:

(1) BOMBA PRINCIPAL DE ACEITE

Normalmente la bomba es accionada a través de un engrane ubicado en el eje de la turbina. No se necesitan ajustes ni mantenimiento.

(2) BOMBA AUXILIAR DE ACEITE (ACCIONADA POR MOTOR ELÉCTRICO)

Normalmente es accionada con motor y se controla automáticamente con una válvula solenoide para arrancar o parar a una determinada presión de aceite (dato del fabricante). Para conocer los requisitos eléctricos de la bomba de aceite accionada por motor eléctrico, se deberán ver las especificaciones del fabricante de la bomba.

Una válvula de prueba en el sistema permite simular la condición de baja presión para verificar el funcionamiento de la bomba. Se debe probar la bomba con cierta regularidad.

(3) FILTRO O COLADOR DE ACEITE

En todos los sistemas de lubricación forzada se suministra un filtro o un colador de aceite. Los filtros son del tipo reemplazable. Una caída de la presión normal de aceite puede indicar que el filtro o colador está obstruido.

Como opción se pueden suministrar filtros dobles con válvulas de transferencia que permiten cambiar un elemento sin parar la turbina. Las unidades dobles tienen una válvula de llenado que debe utilizarse para llenar el lado que va a entrar en servicio antes de hacer la transferencia.

(4) ENFRIADOR DE ACEITE

El enfriador puede ser una unidad simple, o una doble con válvula de transferencia. El enfriador doble permite el mantenimiento de uno de los lados sin parar la turbina. En algunos modelos de las unidades dobles se suministra una válvula de llenado para llenar el lado que se va a poner en servicio. Esto tiene el objeto de evitar una caída repentina de presión en el sistema al pasar de un lado a otro. Si no se dispone de una válvula de llenado, la válvula de transferencia deberá abrirse muy gradualmente hasta que ambos lados estén llenos. Entonces se podrá posicionar la válvula de transferencia plenamente del lado deseado.

La tubería de salida del agua de enfriamiento deberá llegar a una mirilla o a un dren visible, donde pueda ser observada por el operador. Esta tubería debe incluir un tramo vertical de por lo menos 15 centímetros adyacente al enfriador para asegurarse que el enfriador se mantiene lleno de agua. El aceite a enfriar

circula dentro de la carcasa mientras que el agua de enfriamiento circula por los tubos.

Debe sujetarse el caudal del agua de enfriamiento para que el aceite salga del enfriador a aproximadamente 49° C (120°F). Las hojas de datos de las turbinas, indican que la temperatura del aceite en el depósito, debe ser por lo menos 11° C (20°F) más alta que la temperatura ambiente del lugar en que está instalada la turbina, para evitar la aparición de agua en el aceite por condensación.

2.14.3.1 ACCESORIOS PARA EL CONTROL DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN A PRESIÓN OPCIONALES (NO MOSTRADOS EN ESQUEMA).

(1) PARO POR BAJA PRESIÓN DE ACEITE

El dispositivo de disparo por baja presión de aceite actúa para detener la turbina cuando la presión de aceite baja hasta un límite peligroso. Este dispositivo va montado en el extremo del vapor de la turbina y consiste básicamente en un fuelle sujeto por un muelle. La presión del aceite de lubricación a las chumaceras mantiene el dispositivo enganchado al gatillo de disparo de la turbina.

(2) PARO POR BAJA PRESIÓN DE AIRE

El dispositivo de disparo neumático permite la parada de la turbina por mando remoto. Este dispositivo es idéntico al de baja presión de aceite descrito en el párrafo anterior, con la diferencia de que se utiliza la presión del aire de planta en vez de la presión de aceite para mantener el dispositivo enganchado al gatillo de disparo de la turbina.

(3) VÁLVULA SOLENOIDE PARA ACTIVAR SEÑAL

En los sistemas con dispositivo de disparo por baja presión de aceite, una válvula solenoide permite detener la turbina desde un lugar remoto. Al activarse, la válvula se abre y descarga el aceite en el depósito. Esto produce una condición de baja presión en el dispositivo de disparo por baja presión de aceite y se para la turbina. (El fabricante de la turbina dará a conocer los requisitos eléctricos y la posición de la válvula solenoide, cuando está energizada o desenergizada.)

FOTOS TIPICAS:

Figura 2.M TURBINA SIMPLE DE IMPULSO CON ROTOR TIPO CURTIS

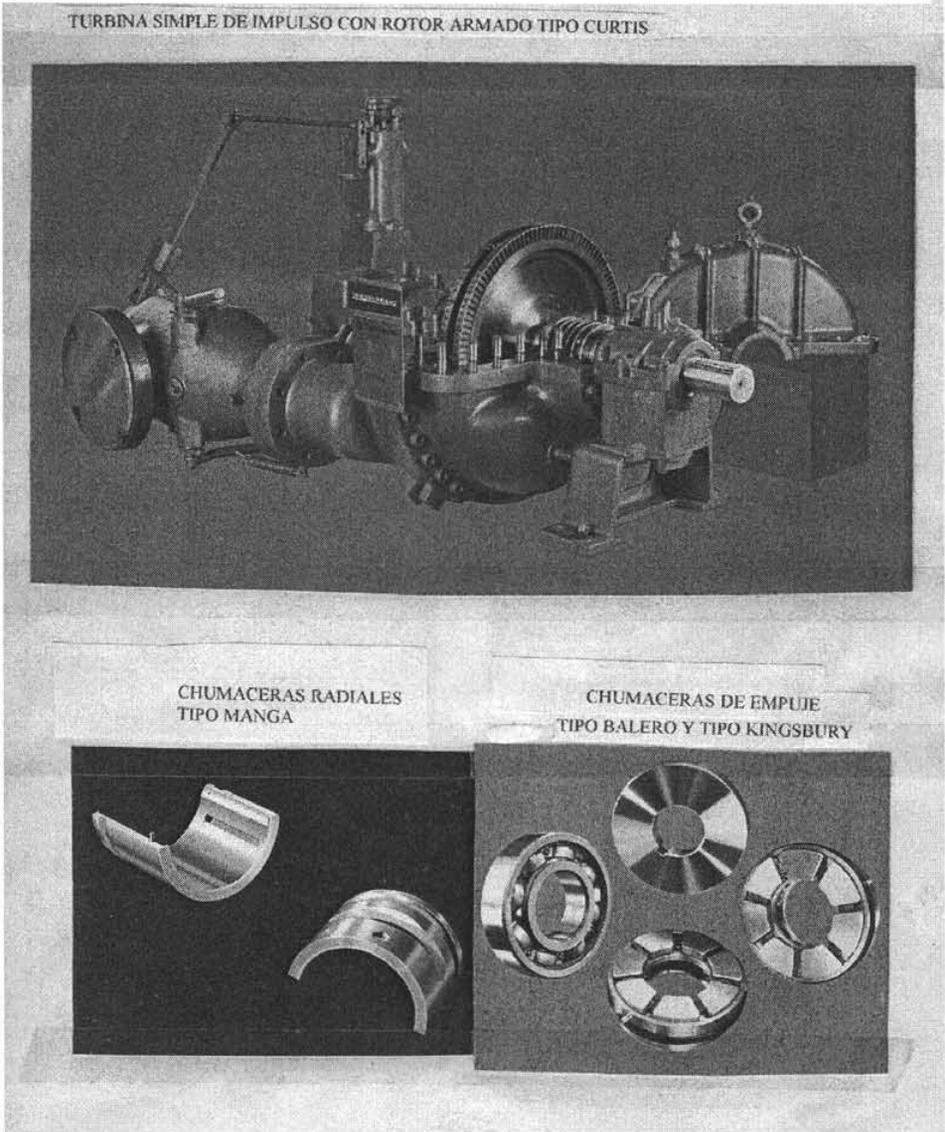
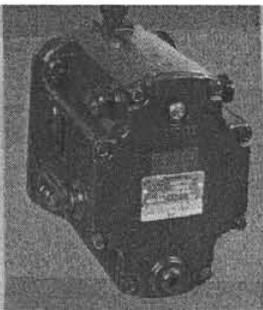


Figura 2.N REGULADORES DE VELOCIDAD Y CARCASAS:

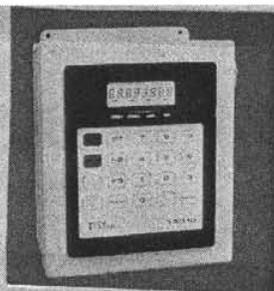
Hidráulico TG-13



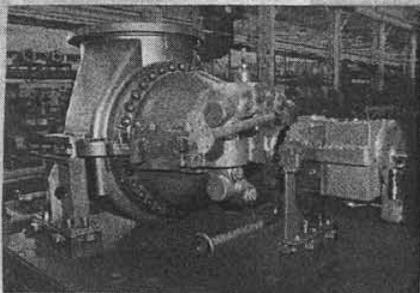
Relevo de aceite



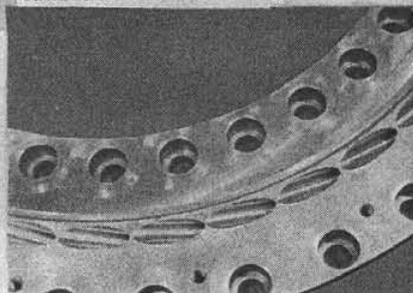
Electrónico Nema "D"



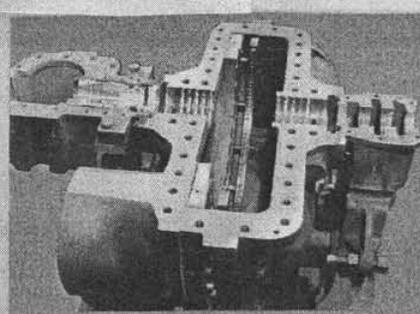
TURBINA DE MULTIETAPA



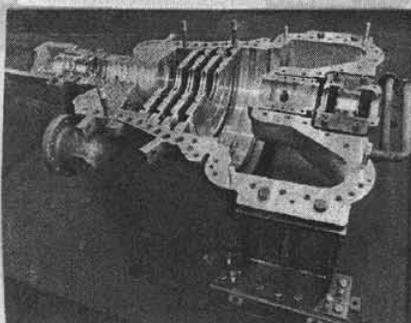
ANILLO DE TOBERA



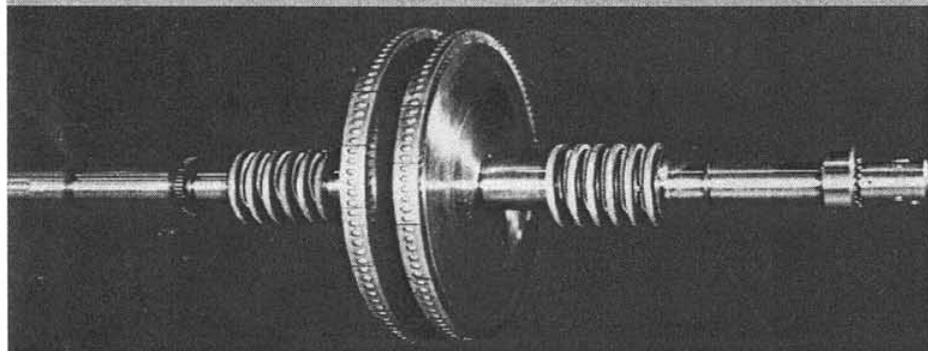
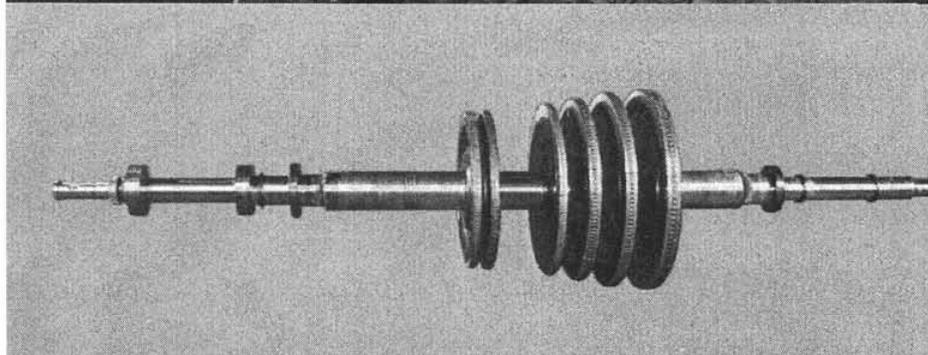
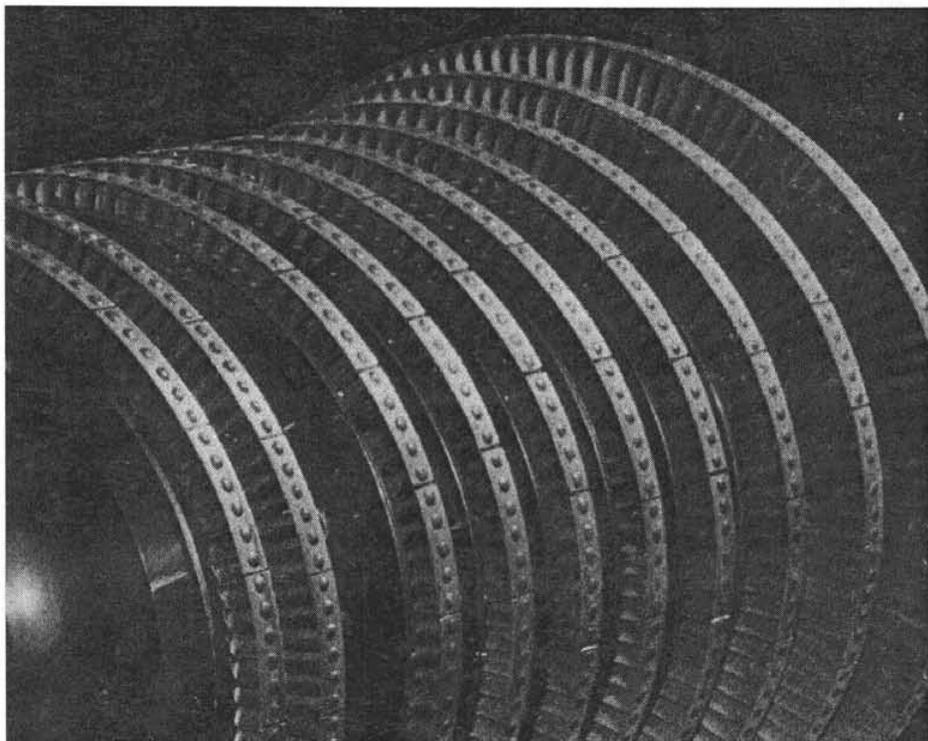
CARCASA DE UNA ETAPA

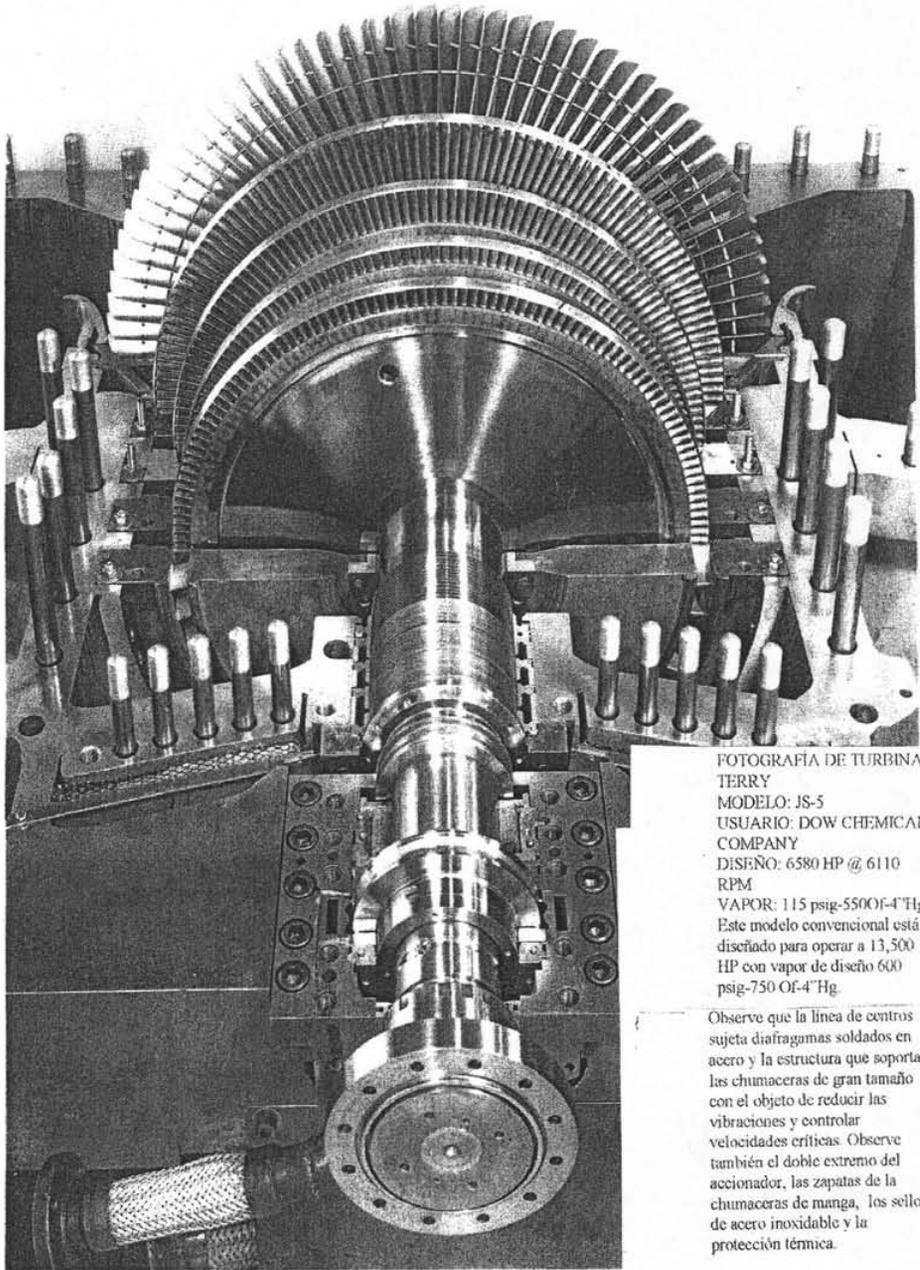


CARCASA MULTIETAPA



2.P ROTORES





FOTOGRAFIA DE TURBINA
TERRY
MODELO: JS-5
USUARIO: DOW CHEMICAL
COMPANY
DISEÑO: 6580 HP @ 6110
RPM
VAPOR: 115 psig-5500f-4"Hg
Este modelo convencional está
diseñado para operar a 13,500
HP con vapor de diseño 600
psig-750 Of-4"Hg

Observe que la línea de centros
sujeta diafragmas soldados en
acero y la estructura que soporta
las chumaceras de gran tamaño
con el objeto de reducir las
vibraciones y controlar
velocidades críticas. Observe
también el doble extremo del
accionador, las zapatas de la
chumaceras de manga, los sellos
de acero inoxidable y la
protección térmica.

Figura 2.P- EN ESTA TURBINA TERRY, EL ROTOR ESTA COMPUESTO DE 5 RUEDAS: 4 RATEAU Y 1 CURTIS.

CAPÍTULO 3 PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DE TURBINA

3.1 DATOS NECESARIOS PARA EL CÁLCULO

3.1.1	Presión de entrada del vapor	psig; kg/cm ² man.; bar ; atm
3.1.2	Temperatura de entrada	o F; oC
3.1.3	Presión de salida o escape	psig; kg/cm ² man.; in Hg A.
3.1.4	Potencia (normal y máxima)	hp; Kw.
3.1.5	Velocidad	Rpm

3.2 ESTABLECIMIENTO DE CONDICIONES INICIALES

3.2.1 HP

Es necesario conocer si se requiere de una potencia normal fija y con capacidad de sobrecarga. También es importante conocer el rango de seguridad, por ejemplo si se acciona una bomba centrífuga se debe indicar su potencia normal y el punto máximo de operación o si la turbina acciona un compresor se debe considerar una potencia de sobrecarga de 10 % como mínimo sobre la normal.

3.2.2 KW

Si se acciona un generador con la turbina, es necesario conocer la eficiencia del generador, o su factor de potencia, y si se requiere de una sobredemanda de potencia o capacidad de operación a cargas parciales (diferentes kW).

3.2.3 RPM

Es importante conocer la velocidad requerida en revoluciones por minuto y con base a ello, establecer qué modelo de turbina se ajusta a ese intervalo de velocidad.

3.2.4 MÁQUINA ACCIONADA

Se debe conocer qué máquina va acoplada a la turbina y el factor de servicio correspondiente (ver tabla 4.1 en capítulo IV).

3.2.5 PRESIÓN INICIAL DEL VAPOR ALIMENTADO A TURBINA

Antes de considerar la presión del vapor de entrada, es necesario definir qué tipo de válvula va a la entrada de la turbina; si es válvula simple o es válvula de disparo y estrangulación (trip and throttle), es necesario considerar la caída de presión provocada por ésta válvula (por lo general 5%).

3.2.6 TEMPERATURA DEL VAPOR DE ENTRADA

Si se trabaja con vapor sobrecalentado, se debe determinar el gradiente de temperatura de sobrecalentamiento del vapor. Si se trabaja con un vapor saturado es importante establecer el contenido de humedad del vapor. No se tiene garantía en el consumo de vapor por parte de la turbina, si el contenido neto de humedad en el vapor es mayor al 3 %.

3.2.7 VAPOR DE BAJA PRESIÓN (PRESIÓN EN EL ESCAPE DE TURBINA)

Si la turbina trabaja a diferentes condiciones de vapor que las originalmente especificadas, entonces se dice que la turbina opera en condiciones de vapor desfavorables. La turbina, por lo tanto, se debe diseñar para las condiciones más pesimistas, es decir, a una temperatura y presión mínimas a la entrada y una presión de salida máxima. También se debe especificar si la presión de salida es de contrapresión (mayor que la atmósfera) o es de condensación.

3.2.8 CONDICIONES MÁXIMAS DEL VAPOR

Tiene gran importancia conocer las condiciones más severas del vapor utilizado, ya que en base a esta información se diseñarán los materiales de la carcasa, y otras partes que se vean afectadas.

3.2.9 TURBINAS HORIZONTALES Y VERTICALES

La selección de una turbina vertical u horizontal se realiza tomando en cuenta el lugar donde se vaya a instalar y con qué equipo se vaya a acoplar. Sin embargo, la gran totalidad de las turbinas son horizontales.

3.2.10 CONSUMO DE VAPOR DE GARANTÍA

El consumo de vapor de la turbina es el flujo de vapor que se requiere para que la turbina trabaje y, sólo está garantizado en un punto de operación, y es aquel que corresponde a la potencia normal de la turbina. El consumo de vapor para potencias distintas que la normal se evalúa en forma aproximada. Hay que establecer cuál es el punto óptimo para la selección de las toberas.

El consumo de vapor se expresa como:

FLUJO MASA / POTENCIA POR UNIDAD DE TIEMPO = lb / hp-h	(3.1.1)
kg / hp-h	(3.1.2)
lb / kW-h	(3.1.3)
kg / kW-h	(3.1.4)

Si multiplicamos la potencia de la turbina por su consumo de vapor obtenemos la cantidad de vapor (flujo) que la turbina demanda (requiere) para accionar la bomba, compresor, generador o máquina acoplada:

$$\text{Flujo de Vapor:} \quad \text{kW} \times \text{kg} / \text{kW-h} = \text{kg} / \text{h} \quad (3.2.1)$$

$$\text{Hp} \times \text{lb/hp} - \text{h} = \text{lb/h} \quad (3.2.2)$$

3.3 RENDIMIENTO Y EFICIENCIA TEÓRICOS

3.3.1 CÁLCULO DE EFICIENCIA

El rendimiento o eficiencia teórica de una turbina de vapor se puede obtener a partir de procedimientos que han desarrollado los fabricantes y diseñadores de turbinas. A continuación describimos 2 procedimientos utilizados por Terry:

3.3.1.1 CÁLCULO GRÁFICO POR DE CONDICIONES DE OPERACION:

De acuerdo con la Figura 3.A, la línea punteada conecta los cuatro elementos (variables) requeridos para el cálculo de eficiencia de acuerdo a lo siguiente:

- 1) Comenzando en el ángulo superior izquierdo se seleccionan las condiciones del vapor de entrada y salida, 2) a continuación procedemos a la derecha encontrando el intervalo de velocidad (rpm) y 3) descendemos a la sección inferior derecha hasta la línea que indica la potencia deseada (HP), para turbinas de una etapa (SS) o de multietapa (MS). 4). Finalmente, extendiendo una línea horizontal hasta la columna de rendimientos se obtiene una eficiencia teórica aproximada:

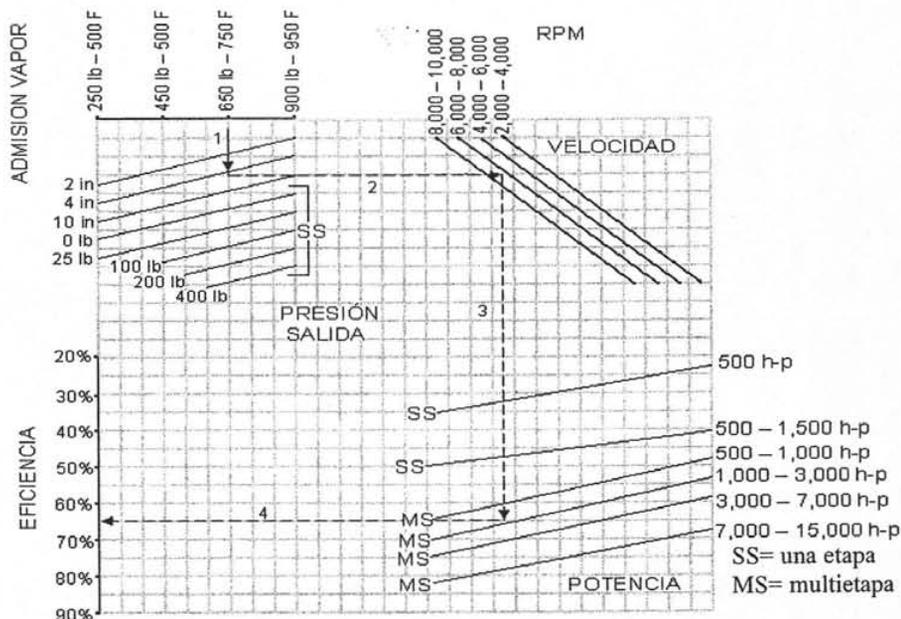


Figura 3.A- EFICIENCIA DE TURBINAS UNA ETAPA Y MULTIELETA

3.3.1.2 CÁLCULO POR RELACIÓN DE VELOCIDADES DE ACUERDO AL PROCEDIMIENTO DE TERRY:

Este procedimiento se fundamenta en que la eficiencia de la turbina es una función de la relación de velocidades que existe entre la velocidad periférica de la rueda W (velocidad de álabes), y la velocidad teórica del vapor a la salida de las toberas V (jets).

La relación de velocidades se define por la siguiente ecuación:

$$C = \frac{W}{V} \quad (3.3)$$

Donde:

C = relación de velocidades

W = velocidad periférica en la rueda, pie/segundo

V = velocidad teórica del vapor en la tobera, ft / s

La velocidad periférica de la rueda se define por la siguiente ecuación:

$$W = \frac{N \pi d}{720} \quad (3.4)$$

Donde:

N = velocidad de rotación de la rueda, rpm

π = factor pi. 3.14159

d = diámetro exterior de la rueda, pulgadas

720 = factor de diseño y conversión del fabricante

Por otro lado, la velocidad teórica del vapor es una función del H útil o entalpía isoentrópica disponible y el número de etapas de la turbina. La diferencia de entalpía isoentrópica disponible se define por la entalpía de las condiciones del vapor de entrada en temperatura y presión, menos la entalpía a la presión de salida o escape (a entropía constante); si se tienen datos de caídas de presión, se puede seguir el procedimiento del tema 1.3.9., Figura 1.G, o bien:

$$\Delta H \text{ teórico o útil} = H_1 - H_2 \quad (3.5)$$

ΔH = diferencia de entalpía isoentrópica, Btu / lb

H_1 = entalpía de entrada

H_2 = entalpía isoentrópica en el escape determinado por el desplazamiento de la línea de entropía constante desde el punto donde convergen la presión y la temperatura de entrada hasta la presión de escape (salida). Btu / lb

Entonces la velocidad del vapor en la tobera será:

$$V = 224 \sqrt{\Delta H \text{ teórico o útil} / \text{No de etapas}} \quad (3.6)$$

Donde 224 es el factor de conversión del fabricante.

Finalmente podemos obtener la eficiencia de las gráficas 3.B y 3.C a partir de la relación de velocidades W/V obtenida previamente de la ecuación 3.6. Como se podrá observar en las gráficas 3.B y 3.C, la eficiencia sólo será válida para alguno de los tipos de rueda que se indican. También debe señalarse que este rendimiento o eficiencia es una función del diseño de los álabes y no toma en consideración la fricción entre los álabes y el vapor ni las pérdidas debidas al derrame del vapor entre las toberas y los álabes.

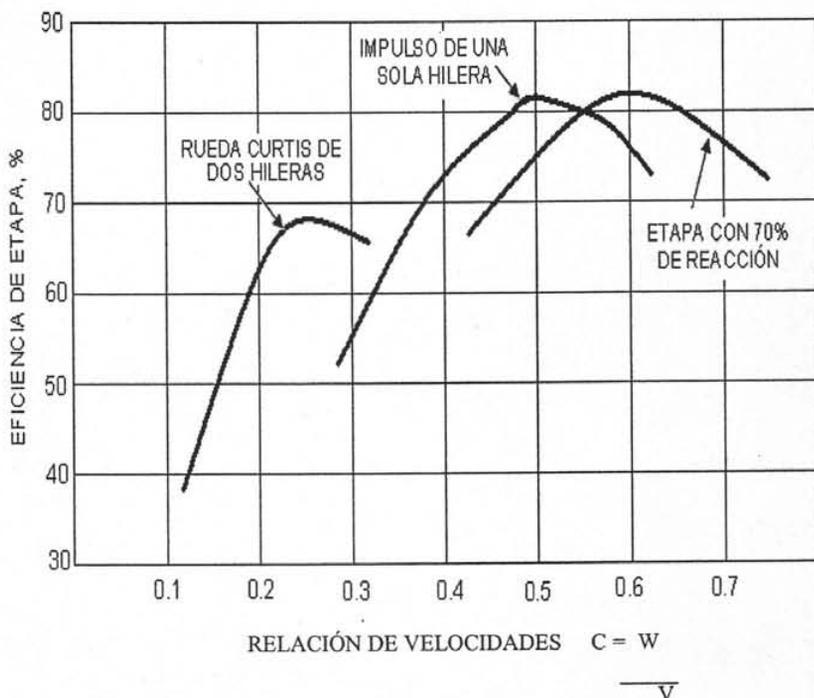


Figura 3.B- EFICIENCIA DE ETAPA PARA DIFERENTES CLASES DE RUEDA

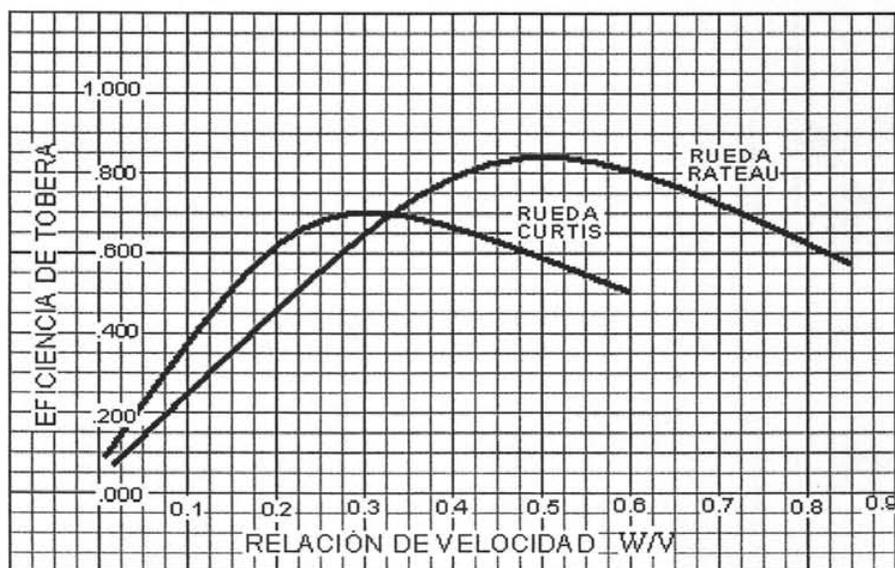


Figura 3.C- COMPARACIÓN DE EFICIENCIAS: TOBERA VS RUEDA

3.3.2 CÁLCULO TEÓRICO DEL CONSUMO DE VAPOR ESPECÍFICO

A la cantidad de vapor (lb) requerido por la turbina para producir la potencia (HP) demandada por unidad de tiempo (hora), se le conoce como consumo de vapor (Steam rate) o (Water rate). Esta cantidad se puede evaluar teóricamente aplicando las siguientes ecuaciones:

$$\text{Energía disponible } (\Delta H) \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = \text{Entalpia Entrada}(H_1) - \text{Entalpia Salida} (H_2) \quad (3.7)$$

Si el rendimiento de la turbina es una medida del porcentaje de la energía disponible y utilizada por la turbina, entonces tendremos que:

$$\text{Consumo de vapor específico} \frac{\text{lb}}{\text{Hp} \times \text{hr}} = \frac{2545 \frac{\text{Btu}}{\text{Hp-hr}}}{\Delta H \times \text{Eficiencia}} \quad (3.8)$$

O bien:

$$\text{Consumo de vapor específico} = \frac{3414 \frac{\text{Btu}}{\text{Kw.-hr}}}{\Delta H \times \text{Eficiencia}} \quad (3.9)$$

En general tendremos que el consumo de vapor específico de cualquier turbina tendrá que evaluarse teóricamente a partir de ecuaciones como la 3.8 y la 3.9.

3.4 CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR Y SELECCIÓN GRÁFICA DE ACUERDO AL PROCEDIMIENTO DEL FABRICANTE (TERRY):

3.4.1 LÍMITES EN LA FRONTERA

El siguiente procedimiento de cálculo y selección aplica para evaluar el consumo de vapor en turbinas de una etapa que van de 10 HP hasta 3000 HP y velocidades de 1000 RPM hasta 7000 RPM. El vapor de entrada no debe exceder los 700 PSIG y 825 °F; y en el escape no se debe exceder los 150 PSIG. Dentro de estos límites, Terry, ofrece los modelos de turbina S-73 y S-52.

3.4.2 CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR GARANTIZADO

Nuestro procedimiento de cálculo se deriva de la siguiente ecuación de diseño:

Consumo de vapor garantizado:

$$\text{GSR} \left[\frac{\text{Lb}}{\text{Hp-hr}} \right] = \text{FD} \times \frac{\text{TSR} \times \text{SSC}}{\text{SH} \times \text{EF}} \times \frac{\text{HP} + \text{PP}}{\text{HP}} \quad (3.10)$$

Donde:

- o) FD = Es el factor de diseño para nuestro caso:
- i) FD = 0.77 y es el factor que Terry, tiene para el modelo de turbina que fabrica dentro de los límites del párrafo 3.4.1
- ii) TSR = Consumo de vapor teórico, lo evaluamos de las ecuaciones 3.7 3.8 y 3.9, considerando que el valor de la eficiencia es 1.0
- iii) SSC= Es el factor por sobresaturación en el vapor y lo evaluamos de la curva de la Figura 3.D
 - iii.1) Para entrar a la curva de la Figura 3.D, primero se obtienen los grados de sobrecalentamiento que tiene el vapor con respecto a la línea de vapor saturado (ver diagrama de Mollier). Por ejemplo si nuestra presión y temperatura de entrada corresponden a un vapor saturado, entonces los grados de sobrecalentamiento son cero grados Fahrenheit.
 - iii.2) Para encontrar el valor en el eje X , calculamos la relación de presiones, dividiendo la presión absoluta de entrada entre la presión absoluta de salida del vapor de la turbina. Así graficamos contra los grados de sobrecalentamiento y obtenemos nuestro valor de SSC en el eje Y de la curva de la Figura 3.D
- iv) SH = Es el factor de corrección por sobrecalentamiento y nos ayuda a ajustar el consumo de vapor. Su valor lo obtenemos de la curva de la Figura 3.E, a partir del TSR y de los °SH.

- v) PP = Son las pérdidas por potencia y se calculan de la curva de la Figura 3.F, a partir de la presión en el escape y las rpm.
- vi) EF = Es la eficiencia de diseño de la turbina; se obtiene de la figura 3.G a partir del TSR evaluado, versus la velocidad de la turbina en rpm.
- vii) GSR Ya que evaluamos todos los factores y parámetros de la ecuación 3.10, obtenemos el consumo de vapor garantizado por el fabricante.
- viii) Las curvas de las Figuras 3.H y 3.I, nos sirven para confirmar el modelo de turbina seleccionado así como sus bridas de entrada y salida (escape), de acuerdo con el flujo de vapor que se tendrá considerando el consumo de vapor garantizado y multiplicándolo por la potencia de la máquina (ecuaciones 3.2.1 ó 3.2.2).

El anterior procedimiento de cálculo se podrá evaluar para cada punto de operación deseado dentro de sus límites, y su grado de confiabilidad será de $\pm 5\%$ con respecto a las condiciones de operación reales.

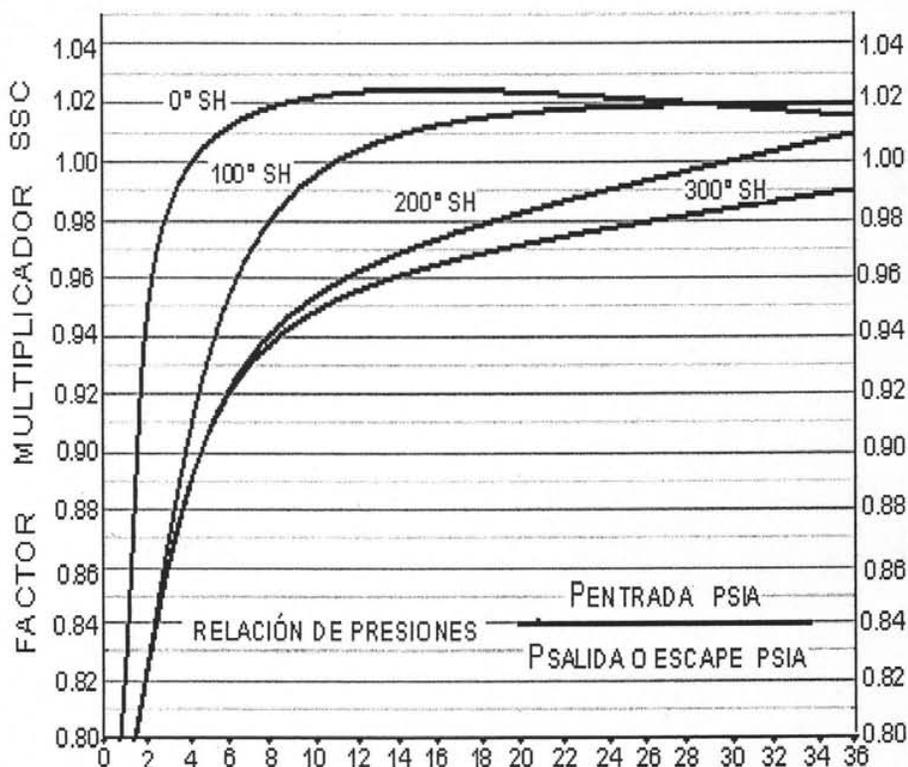


Figura 3.D- FACTOR CORRECTOR POR ESTRANGULAMIENTO SSC

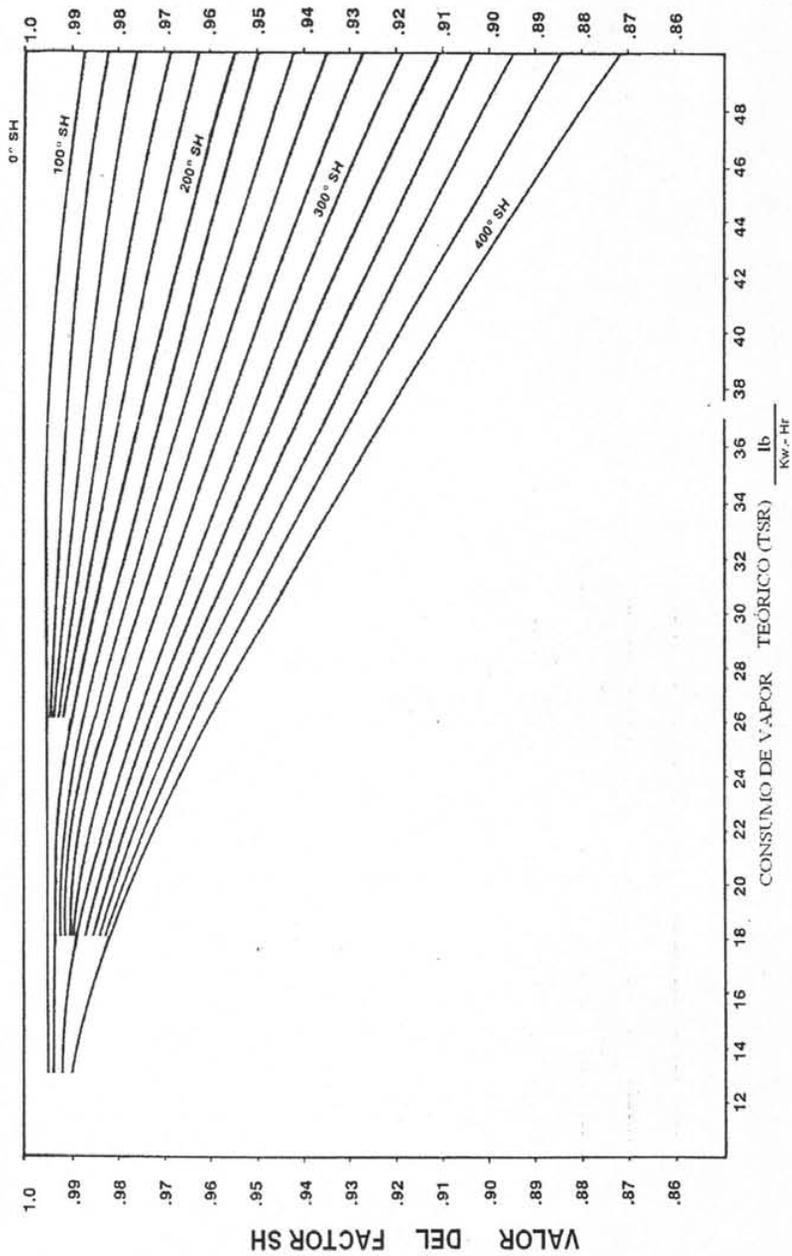


Figura 3.E- FACTOR CORRECTOR POR SOBRECIENTAMIENTO SH

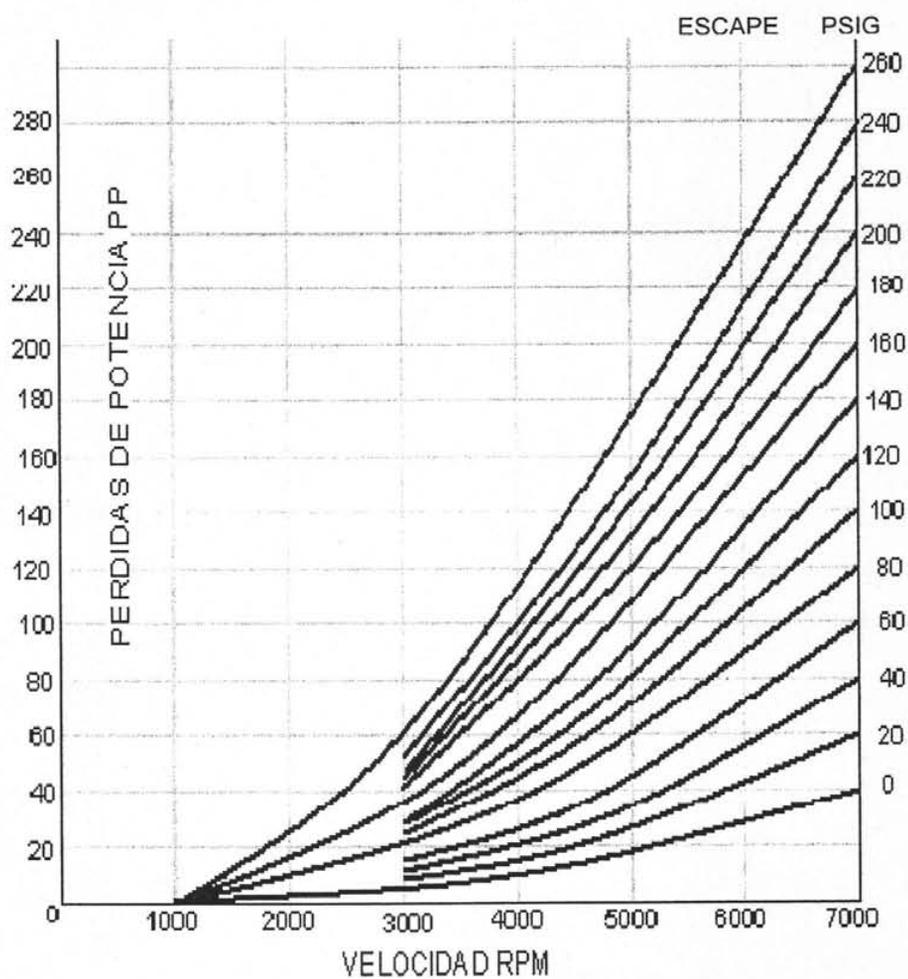


Figura 3.F- PÉRDIDAS POR POTENCIA PP

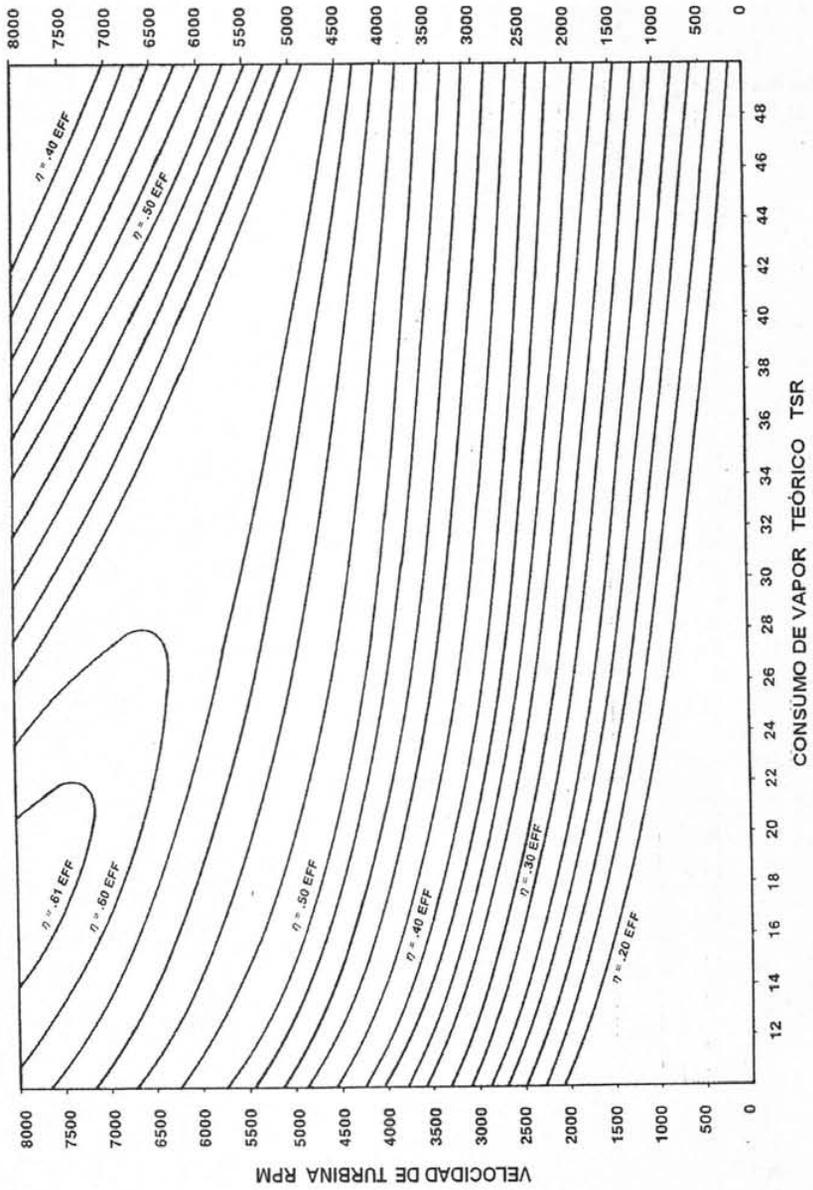


Figura 3.G- EFICIENCIA BÁSICA DE DISEÑO EF

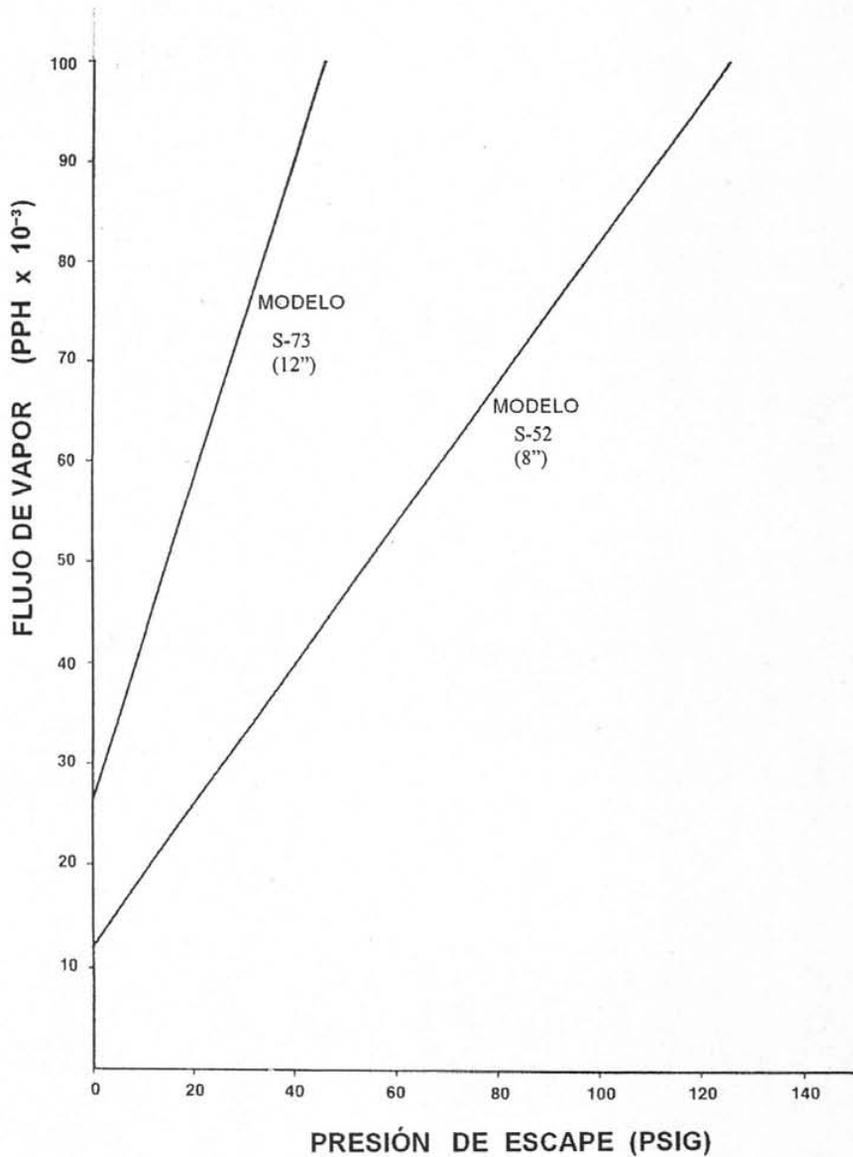


Figura 3.H- FLUJO DE VAPOR EN EL ESCAPE LB/HR (PPH x 10-3)

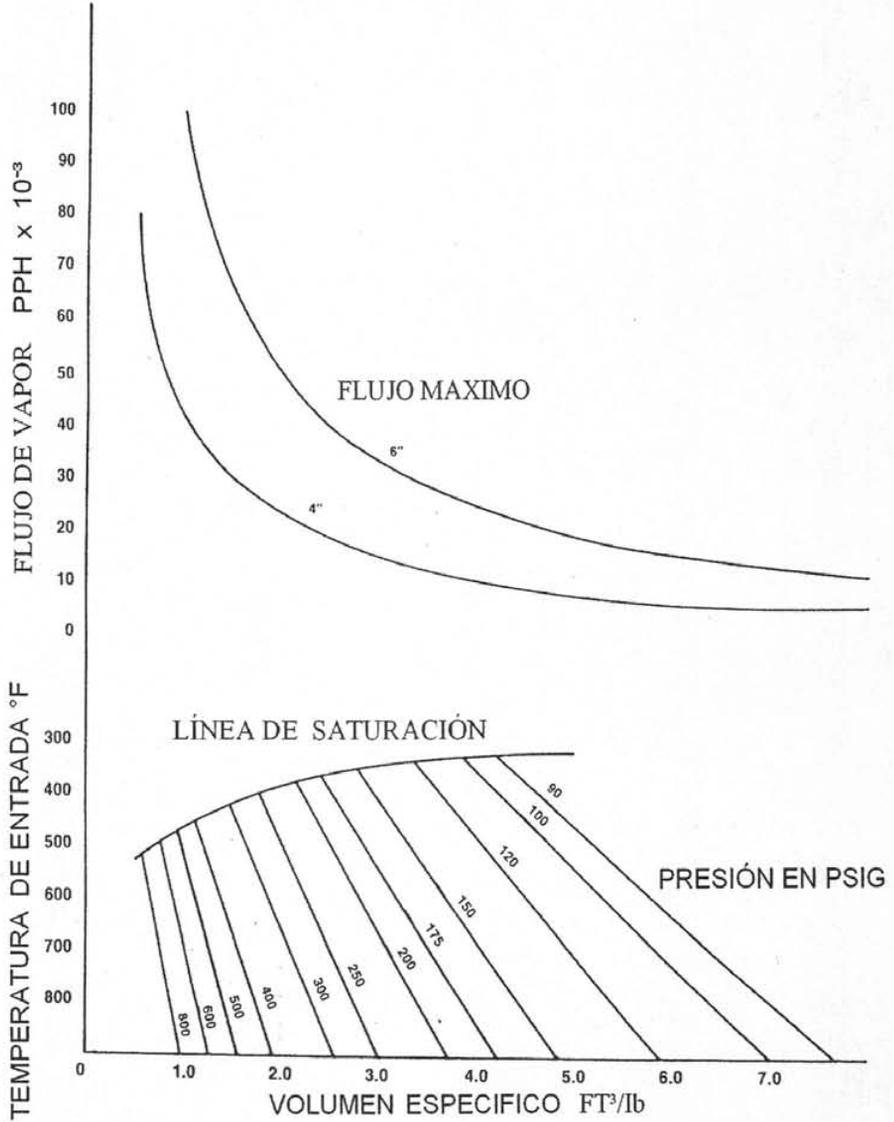


Figura 3.1.- FLUJO DE VAPOR A LA ENTRADA LB/HR

3.4.3 EJEMPLO DE CÁLCULO

El siguiente ejemplo práctico ilustra el procedimiento para cálculo y selección propuesto:

1. Datos básicos: condiciones de operación
 - 1.1 Máquina accionada: Bomba centrífuga
 - 1.2 Condiciones del vapor: Temperatura de entrada: 500 oF
Presión de entrada: 225 psig
Presión en el escape 40 psig
 - 1.3 Potencia normal del equipo accionado: 200 hp
 - 1.4 Velocidad del equipo accionado: 3550 rpm
 - 1.5 Factor de diseño de la turbina seleccionada: FD = 0.77
 - 1.6 Consumo de vapor teórico:
De la ecuación 3.8 tenemos:

$$TSR = \frac{2545 \text{ BTU}}{\text{hp-hr}} \frac{\Delta H \text{ BTU/lb}}{\Delta H \text{ BTU/lb}}$$

- 1.6.1 ΔH (Disponible) = $H_o - H_1$ BTU/lb (utilizamos paso 2 de párrafo 1.3.9);
- 1.6.2 P_o de entrada absoluta = $225 + 14.7 = 239.7$ psia
Considerando las pérdidas en la válvula gobernadora del vapor como se indica en el párrafo 3.2.5, tendremos que el valor de la $P_o = 239.7 \times 0.95 = 227.4$ psia, y este será el valor con el que entramos en el diagrama de Mollier; obteniendo que $H_o = 1265$ Btu / lb a 500 °F
- 1.6.3 P_f de salida absoluta en el escape = $40 + 14.7 = 54.7$ psia
Nuevamente nos instalamos en el diagrama de Mollier en el punto P_o a 500°F, y bajamos isoentrópicamente (línea vertical) hasta $P_f = 54.7$ psia, obteniendo el valor de entalpía $H_1 = 1142$ Btu / lb
- 1.6.4 Ahora si evaluamos la energía disponible: $\Delta H = 1265 - 1142 = 123$ Btu/lb
- TSR Finalmente: consumo de vapor teórico $TSR = 2545/123 = 20.69$ lb/hp-hr
- 1.7 Calculamos el factor de sobresaturación SSC, figura 3.D: entramos a la gráfica con los datos de grados de sobrecalentamiento °SH y P_o/P_f . Del diagrama de Mollier: °SH = 500°F - 335°F = 165°F; $P_o/P_f = 4.38$, con estos datos obtenemos un factor SSC = 0.955 aprox.
- 1.8 Ahora pasamos a calcular de la figura 3.E el factor corrector por sobrecalentamiento: primero cambiamos las unidades del TSR a lb/Kw-hr multiplicando $20.69 \text{ lb/hp-hr} \times 1.34 \text{ hp/Kw} = 27.72 \text{ lb/Kw-hr}$, con este dato y los °SH = 165°F, entramos a la figura 3.E y SH = 0.99
- 1.9 De la figura 3.F calculamos las pérdidas por potencia: PP = 18
- 1.10 La eficiencia de diseño propuesta es referida al tipo de turbina que el fabricante ofrece como propuesta básica; en este caso, nos referimos a una turbina de una etapa de impulso, modelo S-73, cuya eficiencia básica la obtenemos de la figura 3.G : TSR versus RPM: EF = 0.42
- 1.11 Finalmente, evaluamos con todos los datos anteriores el consumo de vapor garantizado para la turbina modelo S-73, que es el modelo que está dentro de los límites indicados en el párrafo 3.4.1; así, tenemos que

$$GSR = 0.77 \times \left[\frac{TSR \times SSC}{SH \times EF} \right] \left[\frac{HP + PP}{HP} \right] = 0.77 \left[\frac{20.69 \times 0.95}{0.99 \times 0.42} \right] \left[\frac{200 + 18}{200} \right]$$

$$= 0.77 (47.258) (1.09) = 39.66 \text{ LB/HP - HR}$$

El flujo de vapor : $39.66 \text{ lb/hp-hr} \times 200\text{hp} = 7,932 \text{ lb/hr}$, que circulará por el modelo de turbina seleccionada, se tiene que verificar contra el flujo que acepta el escape que tiene una brida de diámetro = 12", tal como se indica en la figura 3.H, donde con la presión de escape $P_f = 40 \text{ psig}$ y la línea correspondiente al modelo S-73, observamos del lado izquierdo el flujo máximo. De similar forma, evaluamos en la figura 3.I el flujo de vapor máximo que acepta la turbina, con una brida a la entrada de diámetro = 4", y como opción de 6". Esta verificación de el flujo de vapor que circulará por la turbina contra los diámetros de entrada y salida de la turbina son importantes, ya que en caso de que se rebase el flujo máximo, se deberá optar por otro modelo de turbina, puesto que las bridas de entrada y salida son parte del armazón diseñado para una máquina específica.

3.5 FACTORES QUE AFECTAN EL RENDIMIENTO DE LA TURBINA

3.5.1 PÉRDIDAS DE PRESIÓN DEL VAPOR

Al pasar por la válvula reguladora, la presión del vapor es reducida proporcionalmente al grado de apertura de la válvula. Esta reducción es aproximadamente de cinco por ciento (5%) para vapor sobrecalentado y seis por ciento (6%) para vapor seco y saturado, a través de válvulas sencillas con una apertura nominal. En sistemas multiválvulas la pérdida de presión es de cuatro por ciento (4%) de la presión de línea.

La presión disminuye a una entalpía constante, incrementando la entropía y reduciendo la cantidad de energía disponible para efectuar trabajo.

Cuando la turbina opera a un nivel de potencia inferior al de diseño, el flujo de vapor a través de la turbina es automáticamente reducido por la válvula de regulación en proporción a la potencia requerida. Al cerrarse la válvula, el flujo de vapor es estrangulado, aumentando la entropía y reduciendo la presión en el anillo de toberas hasta que un equilibrio entre presión y flujo es obtenido satisfaciendo la demanda de la turbina. A esta nueva presión y entropía la energía disponible se ve reducida, resultando en un consumo de vapor más alto. El diagrama en la Figura 3.J- ilustra la energía perdida cuando la presión del anillo de toberas P_1 , es reducida por estrangulamiento al nivel P_2 .

El sistema de multiválvulas, dado que consiste de una serie de válvulas pequeñas, permite cerrar algunas de las válvulas reduciendo el área de flujo y manteniendo aproximadamente constante la presión del vapor en el anillo de toberas, y por lo tanto, la energía disponible.

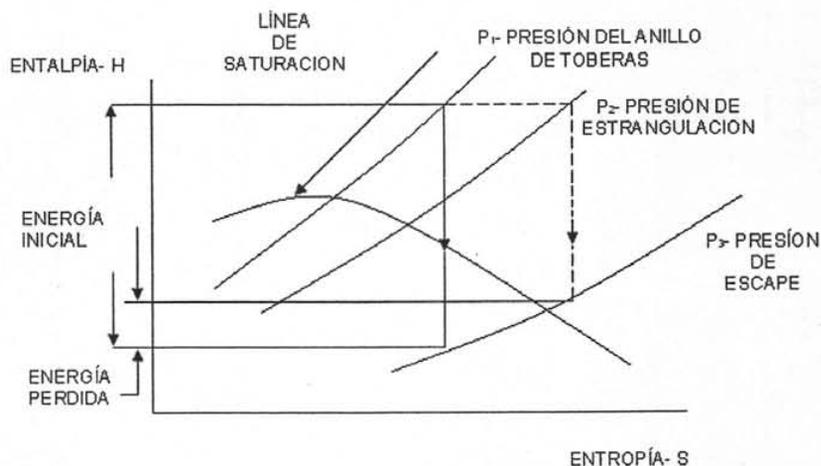


Figura 3.J- PÉRDIDAS DE PRESIÓN.

3.5.2 FUGAS DE VAPOR

Las fugas en una turbina de vapor ocurren generalmente en las empaquetaduras del eje en ambos extremos de la turbina y también en los sellos de laberinto o anillos de carbón que separan las diversas etapas, en el caso de una turbina de pasos múltiples.

Una pequeña pérdida de vapor es generalmente aceptable en las empaquetaduras del eje, pero en turbinas que operan con altas presiones en la primera etapa, la fuga de vapor es significativa, requiriendo un sistema de sellado. En turbinas de contrapresión este sistema condensa el vapor para ser devuelto como agua para la caldera.

En turbinas a condensación, la presión en la última etapa es inferior a la atmosférica y se succiona aire a través de la empaquetadura del extremo del eje por el condensador, afectando su operación. En este caso el sistema de sellado dirige la fuga del extremo de alta presión a la empaquetadita de baja presión, sirviendo como vapor de sellado. Durante el arranque una línea de vapor externa proporciona el vapor necesario hasta que se normalice la operación.

En turbinas de impulso, las fugas de vapor a través de los sellos que separan una etapa de la otra afectan negativamente el rendimiento de la turbina dado que tienden a igualar la presión en ambos lados del diafragma reduciendo la energía disponible en el vapor. En turbinas de reacción, existe el problema adicional de sellar los elementos móviles, dado que su diseño requiere una caída de presión en los elementos estacionarios.

3.5.3 PÉRDIDAS POR ROTACION

Las principales pérdidas por rotación en turbinas se pueden clasificar en:

- A. Fricción entre rueda y vapor
- B. Efecto de ventilador en los álabes inactivos
- C. Pérdidas por fricción de las chumaceras

3.5.3.1 FRICCIÓN ENTRE RUEDA Y VAPOR

La energía disipada por la fricción entre el vapor y la rueda resulta en pérdidas de potencia, que son incrementadas por una acción de bombeo centrífugo característica del disco que desplaza el vapor en la dirección radial externa.

3.5.3.2 EFECTO DE VENTILADOR DE LOS ÁLABES INACTIVOS

Pérdidas excesivas ocurren también en el caso de admisión parcial de vapor, o sea, cuando las toberas dirigen el vapor solamente a una porción de los álabes en la periferia de la rueda. El resto de los álabes (inactivos), opera en un ambiente de vapor estacionario dentro de la carcasa, que actúa como freno. Estas pérdidas pueden reducirse instalando guarda-álabes, con un pequeño intersticio entre éste y los álabes en la sección inactiva de la rueda.

3.5.3.3 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LAS CHUMACERAS

Las pérdidas en las chumaceras aumentan proporcionalmente con el tamaño de las mismas y la velocidad de rotación de la turbina. Sin embargo cabe indicar que estas pérdidas por fricción, son necesarias para mantener la estabilidad dinámica del equipo.

3.5.4 CONDENSADO EN EL VAPOR

Es un hecho que, en el flujo de vapor de las toberas, la velocidad del condensado es mucho menor a la del vapor. Esto causa que el agua haga impacto en la parte posterior de los álabes, que están diseñados para recibir el flujo en dirección del vector del vapor, con efecto de salpicadura, disipando la mayor parte de la energía cinética.

Este condensado, además de no contribuir al efecto propulsor del vapor, actúa como un freno sobre la rotación de la turbina. Esto, junto a la pérdida de eficiencia en las toberas, determina el reducido rendimiento de las etapas que operan en regiones debajo de la línea de saturación. En general se trata de limitar la concentración de condensado en la última etapa de la turbina de un doce a un trece por ciento (12 % -13 %).

Las pérdidas correspondientes se pueden estimar, en términos de porcentaje de potencia desarrollada en una etapa particular, como 1.3 veces el porcentaje de

la concentración de humedad (ejemplo: etapa desarrollada 500 hp, si humedad es 10 %, pérdida de potencia es 65 HP).

Un efecto todavía más severo es el de erosión de los bordes anteriores de los álabes debido al choque a alta velocidad con las gotas de agua. En algunos casos donde la velocidad periférica de los álabes en las últimas etapas es de 1,200 a 1,300 pies/segundo, la erosión ha sido tan rápida que se necesitará un cambio de álabes en pocos meses. Por esta razón la mayoría de las turbinas de condensación están equipadas de un sistema para remover el condensado.

3.5.5 PÉRDIDAS EN VELOCIDAD DE SALIDA

La velocidad de salida es la velocidad del vapor al salir de la última hilera de álabes y su energía cinética, teóricamente representa las pérdidas resultantes. Las turbinas de condensación tienen una velocidad de salida mucho más alta que las turbinas de contrapresión, debido al alto volumen específico del vapor que va a bajas presiones, y por lo tanto, esa velocidad en la contrapresión está sujeta a pérdidas mayores. Estas pérdidas se contrarrestan en parte incrementando el área de apertura del escape y dando forma de difusor a la carcasa y al pasaje que dirige el vapor al condensador.

La norma NEMA SM-22, establece límites de velocidad de 450 pies/segundo para unidades de condensación y 250 pies/segundo para turbinas de contrapresión. Además de producir pérdidas de energía, las altas velocidades de escape incrementan el nivel de ruido de la turbina, que si no se utiliza aislante en el escape, será un contaminante auditivo en la planta.

CAPÍTULO 4 APLICACIONES PRÁCTICAS

4.1 ALCANCE

Las turbinas de vapor se utilizan como equipo motriz para accionar equipo mecánico rotatorio en todo tipo de industria donde se genera vapor (directa o indirectamente); o bien, para accionar un generador eléctrico. Recordemos que en el presente trabajo nos estamos refiriendo sólo a las turbinas de uso industrial y no a las que se utilizan en las grandes plantas termoeléctricas generadoras de energía eléctrica (C. F. E., PEMEX, etc.).

El equipo mecánico rotatorio más común para ser accionado por la turbina de vapor es el de:

Cuchillas y molinos de caña en la industria azucarera; molinos, sopladores y máquinas para fabricación de papel; bombas centrífugas y rotatorias, compresores de proceso, sopladores y ventiladores en Refinerías, Petroquímicas, e Industria Química; y finalmente, accionando generadores eléctricos de línea o en plantas de servicios auxiliares de dichas industrias.

Las turbinas de vapor para uso industrial(*) utilizan potencias que van de 1 Kw a 15,000 Kw por lo general. La potencia a la que va a operar la turbina es calculada de acuerdo con las necesidades del usuario y del equipo accionado. El intervalo de operación de velocidad de la turbina puede ir desde 1200 rpm hasta 7000 rpm. En casos donde la velocidad de la turbina es mayor que la velocidad del equipo accionado, por lo general desde 1.5 hasta 4.0 veces más, se utiliza un reductor de velocidad acoplado entre la flecha de la turbina y la flecha del equipo accionado, de acuerdo con las necesidades y limitantes de diseño del fabricante del equipo accionado y del usuario.

Se obtiene otra aplicación cuando la turbina de vapor ejerce la función de una válvula reductora de presión, instalándola sobre una línea de vapor de proceso o de servicios, y proporcionando en el escape o salida de la turbina, un flujo de vapor al nivel de presión requerido por un determinado proceso y al mismo tiempo extrayendo la energía útil para accionar al equipo mecánico que se desee.

Las turbinas también se llegan a utilizar en buques y barcos especiales.

Por otro lado, el hecho de disponer de vapor de proceso en muchas instalaciones, es otra de las razones que dictan utilizar turbinas de vapor, ya que al usar la energía disponible del vapor sobrante, se obtiene un ahorro de energía, el cual es indispensable en la industria actual.

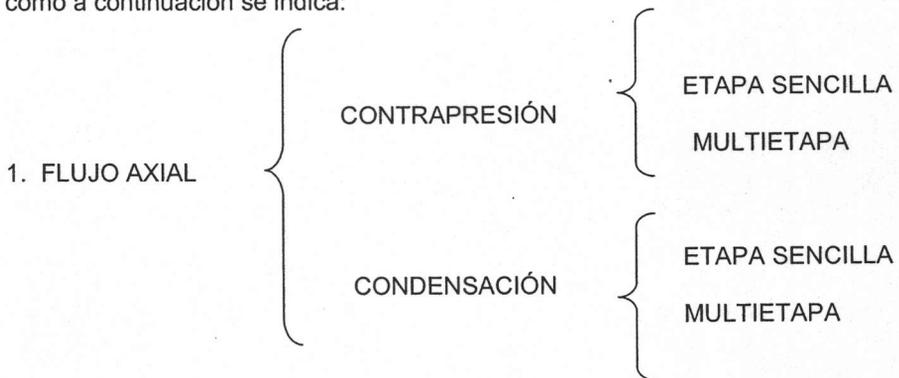
4.2 VENTAJAS PRÁCTICAS

El uso de las turbinas de vapor se ha incrementado en los últimos años debido en parte, al costo y escasez de la energía y a la relación de potencia/costo que favorece a la turbina de vapor sobre otros tipos de equipo de un buen número de instalaciones; dejando de lado las consideraciones económicas, la turbina de vapor tiene ventajas intrínsecas sobre el motor eléctrico, algunas de las cuales se detallan a continuación:

- a) Pueden utilizarse en ambientes explosivos y a la intemperie.
- b) La turbina de vapor es básicamente un equipo de alta velocidad y puede accionar compresores sin necesidad de un incrementador de velocidad, o cualquier otro equipo de alta velocidad.
- c) Pueden responder a cualquier sobrecarga (hp o kW), dentro de su diseño, sin que presente un riesgo equivalente al del motor eléctrico.
- d) Permite operación a velocidad (RPM) fija o variable, con intervalos de ajuste de mas de 10 a 1.
- e) El control de la turbina se puede efectuar a partir de 2 o más variables, por ejemplo, en función de la velocidad (RPM), del flujo de vapor (KG/HR, LB/HR), y de la presión o temperatura del vapor de entrada.
- f) El vapor de escape puede ser reutilizado en procesos para calefacción o para accionar otra turbina más pequeña.
- g) Entra a operar a plena carga inmediatamente, partiendo de paro total o de carga parcial.

4.3 CLASIFICACION COMERCIAL

En la práctica profesional se clasifica a las turbinas de vapor con respecto al arreglo general del flujo de vapor y con respecto a las condiciones de escape como a continuación se indica:



2. FLUJO TANGENCIAL	}	CONTRAPRESIÓN	ETAPA SENCILLA
		CONDENSACIÓN	ETAPA SENCILLA

En la turbina de flujo axial el flujo de vapor es básicamente paralelo al eje de rotación, mientras que en la de flujo tangencial (helicoidal), el vapor se expande a través de toberas colocadas perpendiculares al eje de rotación y entra en las paletas de la rueda donde su dirección es invertida en 180° grados.

En las turbinas de etapa sencilla el vapor se expande desde la presión de entrada a la presión de escape en un solo paso, resultando en un chorro de vapor de alta velocidad que penetra los pasajes entre los álabes y ejerce una fuerza en los álabes debido al cambio de dirección que éstos imponen. Esta fuerza hace girar el rotor de la turbina utilizando parte de la energía del vapor, el resto se pierde a través del escape.

En una turbina de múltiples etapas el vapor que pasa a través del primer conjunto de álabes (primera etapa) es dirigido a un segundo conjunto de toberas donde tiene lugar una expansión adicional que actúa sobre la segunda rueda de la turbina extrayendo parte de la energía que no se había utilizado en el primer caso. El grado de utilización de la energía depende de la eficiencia del diseño de los álabes, la velocidad de la turbina en relación a la velocidad del vapor, etc. El número total de pasos de cada turbina se puede variar dependiendo de la eficiencia total deseada, de la cantidad de BTU'S (energía) disponible en el vapor y de consideraciones económicas.

La turbina de flujo helicoidal se caracteriza por ser de un solo paso:

El vapor se expande a través de un solo conjunto de toberas, sin embargo el vapor es devuelto varias veces a la rueda por medio de cámaras inversoras hasta que la mayor parte de la energía disponible ha sido utilizada. En este proceso el vapor sigue un paso aproximadamente helicoidal de donde deriva la clasificación de la turbina.

Dependiendo de las condiciones de escape del vapor, las turbinas pueden ser de "contrapresión" o de "condensación", la primera clasificación indica que el vapor de escape tiene una presión superior a la atmosférica, y el vapor es generalmente utilizado en procesos o para accionar turbinas de vapor conectadas a equipo auxiliar; la turbina de "condensación" dirige el escape a un condensador y las presiones de salida varían entre 4" de HG y 29" HG; el grado de condensación varía dependiendo del tipo de condensador y la temperatura del agua de enfriamiento disponible. El sistema de condensación típico es de 26" HG con agua de 85° F, mientras que en un buque o barco, se llega hasta 29" HG debido a la baja temperatura del agua de mar disponible.

4.4 FACTORES DE SERVICIO PARA EL ACCIONAMIENTO DE EQUIPO MECÁNICO Y ELÉCTRICO

APLICACIÓN	FACTOR DE SERVICIO		ACC. PRIMARIO
	MOTOR	TURBINA	MÁQUINA DIESEL
SOPLADORES			
Centrífugo	1.4	1.6	1.7
Lóbulo	1.7	1.7	2.0
COMPRESORES			
Centrífugo- gas de proceso	1.3	1.5	1.6
Centrífugo- aire acondicionado	1.2	1.4	1.5
Centrífugo- aire de servicios	1.4	1.6	1.7
Rotatoria- flujo axial	1.4	1.6	1.7
Rotatoria- de pistón	1.7	1.7	2.0
Rotatoria- lóbulo	1.7	1.7	2.0
Reciprocante- 3 o más cilindros	1.7	1.7	2.0
Reciprocante- 2 cilindros	2.0	2.0	2.3
DINAMÓMETRO- local de pruebas	1.1	1.1	1.3
VENTILADORES			
Centrífugo	1.4	1.6	1.7
Tiro forzado	1.4	1.6	1.7
Tiro inducido	1.7	2.0	2.2
Industria y minería	1.7	2.0	2.2
GENERADORES Y EXITATRIZ			
Carga básica o continua	1.1	1.1	1.3
Variación de cargas en ciclo	1.3	1.3	1.7
BOMBAS			
Centrífuga- (todos los servicios)	1.3	1.5	
Centrífuga- alimentación a caldera	1.7	2.0	1.7
Centrífuga- para desincrustación	2.0	2.0	2.0
Centrífuga- aceite caliente	1.5	1.7	2.5
Centrífuga- manejo de agua	1.5	1.7	1.8
Dragado	2.0	2.4	1.8
Rotatoria- flujo axial	1.5	1.5	2.0
Rotatoria- de engrane	1.5	1.5	2.0
Rotatoria- de pistón	1.7	1.7	1.8
Rotatoria- lóbulo	1.7	1.7	2.0
Rotatoria- paleta móvil	1.5	1.5	2.3
Reciprocante- 3 cilindros o más	1.7	1.7	
Reciprocante- 2 cilindros	2.0	2.0	
INDUSTRIA DE PAPEL Y CELULOSA			
Máquina Jordán o para refinación	1.5		
Máquina de papel- de flechas alineadas	1.3	1.5	
Máquina de papel- manejo seccional	1.5	1.3	
Pulpa	1.5		
INDUSTRIA AZÚCARERA			
Máquina de cuchillas	1.5	1.5	1.8
Máquina centrífuga	1.5	1.7	2.0
Molino	1.7	1.7	2.0

Tabla 4.1- FACTORES DE SERVICIO EN EL ACCIONAMIENTO DE LOS PRINCIPALES EQUIPOS MECÁNICOS ROTATORIOS.

4.5 CICLOS Y DIAGRAMAS TÍPICOS

A continuación se ilustra uno de los principales ciclos y diagramas que se presentan alrededor de la turbina de vapor. Uno de los objetivos de analizar brevemente qué sucede en un ciclo, está dado por la segunda ley de la termodinámica, la cual establece que una máquina térmica es capaz de convertir en trabajo una parte del calor que se le ha suministrado.

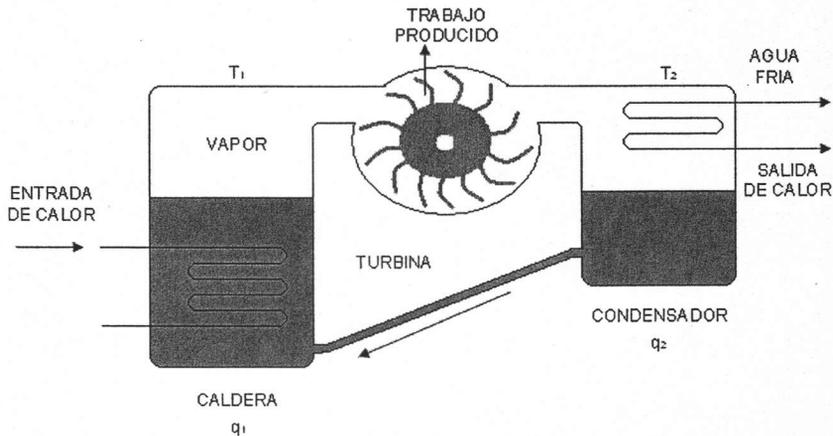


Figura 4.A- CICLO SIMPLE PARA BALANCE DE TURBINA DE VAPOR

Aplicando la 2ª ley, la eficiencia térmica de la turbina estará dada por la siguiente ecuación:

$$\text{Eficiencia térmica } (e) = \frac{-w}{q} \quad \frac{\text{trabajo producido}}{\text{calor suministrado}}$$

o bien,

$$e = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad \frac{\text{calor de entrada} - \text{calor de salida}}{\text{calor de entrada}}$$

A continuación se compara la eficiencia termodinámica entre una turbina de una etapa y otra de tres pasos, ambas trabajando con vapor de admisión de 650 PSIA – 750° F y descargando a 20 PSIA de presión. Nótese que en la turbina de multietapa el vapor sufre tres expansiones parciales (600, 300 y 100 psia):

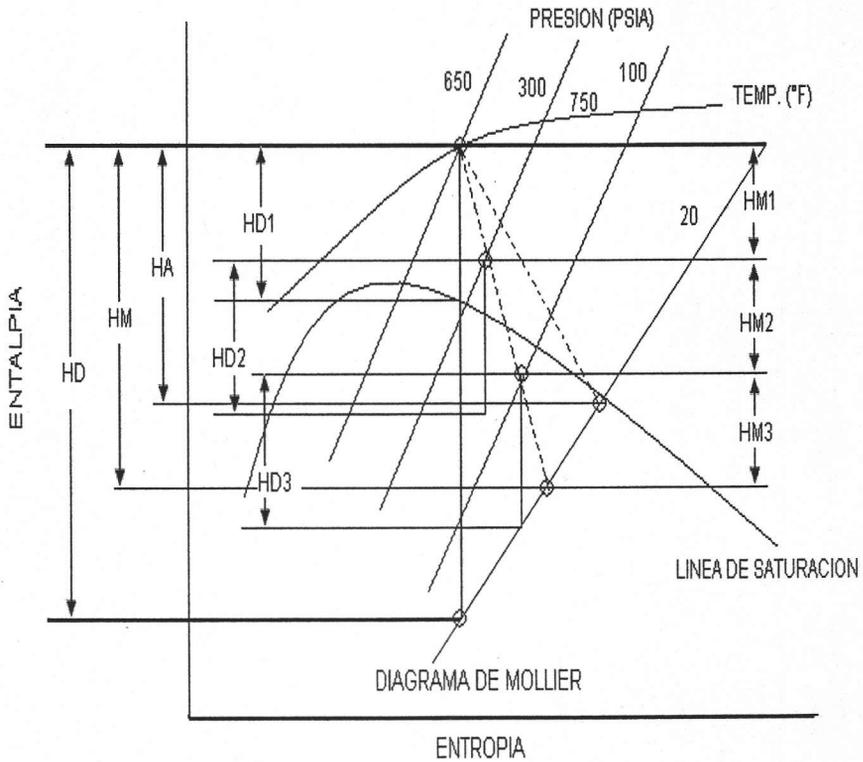


Figura 4.B- APROVECHAMIENTO Y DISPONIBILIDAD DE EN TALPÍA VISTOS EN EL DIAGRAMA DE MOLLIER

- HD = Energía disponible total
- HD1, 2, 3 = Energía disponible en: 1ª, 2ª, 3ª etapa
- HA = Energía aprovechada – turbina de un paso
- HM = Energía aprovechada – turbina multietapa
- HM1, 2, 3 = Energía aprovechada en: 1ª, 2ª, 3ª, etapa

En el diagrama de la figura 4.B, podemos observar cómo se obtiene una mejor eficiencia termodinámica de la energía disponible HD en una turbina de multietapa que en la de una etapa; pero el costo de inversión del equipo será inversamente proporcional, aunque esto dependerá de muchos otros factores.

Otra aplicación importante para las turbinas de vapor, la encontramos en las plantas de generación de electricidad, como las de la Comisión Federal de

Electricidad (C.F.E.). A continuación mostramos en Figuras 4.C y 4.D, dos ciclos típicos para esta aplicación:

CICLO SIMPLE

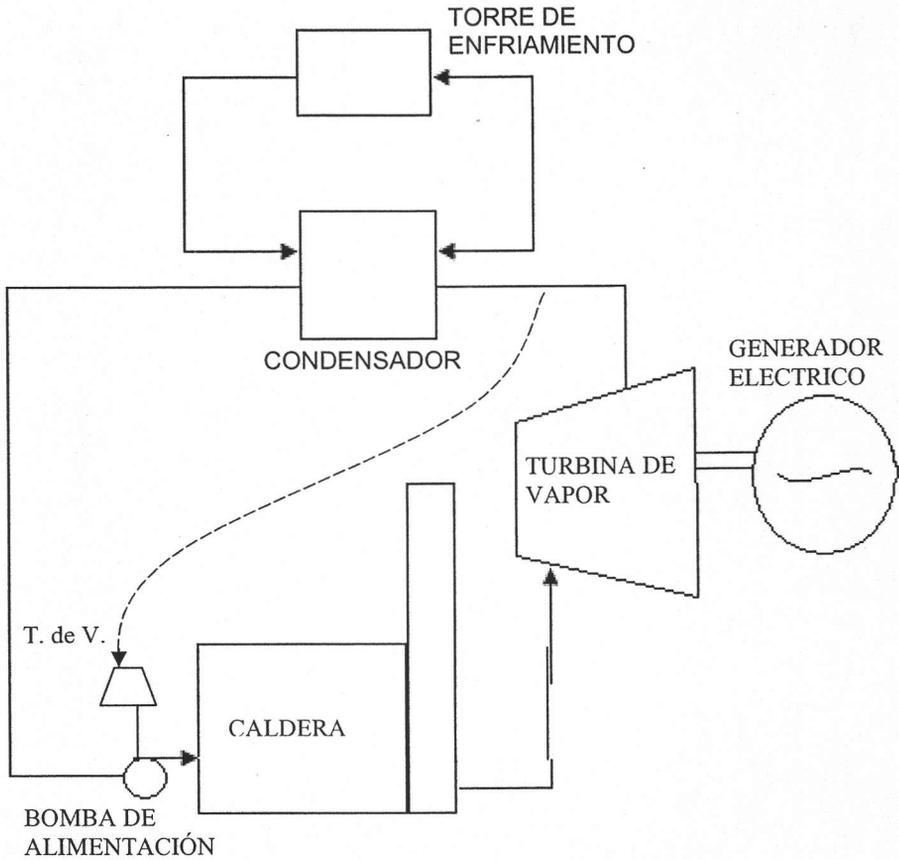


Figura 4.C- APLICACIÓN DE LA TURBINA DE VAPOR PARA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD DE ALTA EFICIENCIA: 20 A 1000 MW

CICLO COMBINADO:

TURBINA DE VAPOR / TURBINA DE GAS

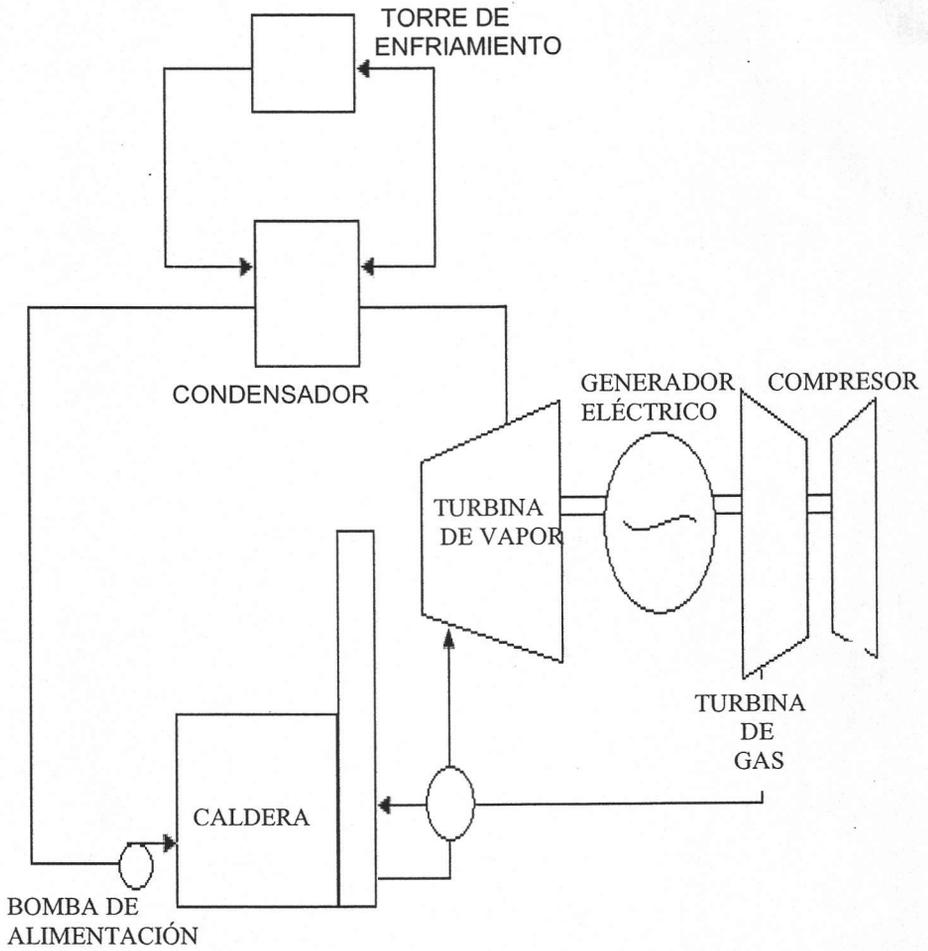


Figura 4.D- GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD DE ALTA EFICIENCIA 100 A 1200 MW

CAPÍTULO 5 CONCLUSIONES

5.1.- En el momento actual donde se debe revalorar el uso eficiente de los recursos naturales, y en el caso del presente informe, el uso del agua en estado vapor, se hace indispensable manejar de la manera más óptima al vapor de agua, en virtud de que este fluido es utilizado en grandes cantidades dentro de la industria azucarera, papelera, petrolera, en algunos procesos químicos, así como en las plantas productoras de energía eléctrica. Y es uno de los objetivos del presente trabajo, dar a conocer parte de la herramienta básica para el uso eficiente del vapor que pasa a través de la turbina de vapor, así como entender el uso eficiente de la energía en general.

5.2.-Los principios básicos de la ingeniería química y mecánica, del laboratorio de ingeniería química y de la termodinámica, nos permiten explicar el mejor uso del vapor de agua y sus propiedades para generar energía mecánica y/o energía eléctrica, por medio de la máquina térmica rotatoria más tradicional: LA TURBINA DE VAPOR.

5.3.-Debemos distinguir las principales diferencias entre los equipos mecánicos rotatorios que manejan el transporte de fluidos y las máquinas motrices como la turbina de vapor.

5.4.-Nos debe quedar claro que la eficiencia a la que trabaja la turbina de vapor será una función de diversos factores; entre los principales están:

a)-El diseño del rotor y sus álabes.

b)-La eficiencia térmica que se obtiene de la energía disponible del vapor (entalpía ΔH), que es la diferencia de energía entre el vapor que entra a la turbina (vapor rico) y el vapor que sale por el escape (vapor pobre) en estado saturado o condensado.

c)-El diseño de las toberas (jets) o anillo de toberas, que es donde se desarrolla el proceso de expansión del vapor para aumentar su energía cinética, que al pegar en los álabes del rotor, se convertirá en la energía mecánica o energía eléctrica en RPM y Kw. o HP.

d)-De cómo se manejen las pérdidas que afectan la eficiencia térmica y la eficiencia mecánica de la turbina, así como las pérdidas por presión del vapor que circula desde que entra a la máquina, pasando por la válvula reguladora, el anillo de toberas, los álabes y finalmente al salir por el escape.

5.5.- Los diversos "estrangulamientos" (en el lenguaje turbinero) que le suceden al vapor, principalmente al pasar por la válvula reguladora, las toberas (o anillos de toberas), y por los álabes, no son otra cosa que caídas de presión o (ΔP), como definimos en flujo de fluidos; y es obvio que por cada caída de presión (ΔP), se tendrá una disminución en la temperatura, y por lo tanto, resultará en una pérdida de la energía disponible o entalpía del vapor, tal como se muestra en los cálculos de los diagramas termodinámicos de Mollier, Ellenwood & Mackey.

5.6.-En el campo de las turbinas de vapor, la ingeniería de aplicación, en su etapa preliminar, requiere de un conocimiento teórico básico como el mostrado en el presente informe. Se debe realizar un cálculo preliminar respecto a las condiciones de operación de la turbina y las condiciones iniciales y finales del vapor disponible para realizar trabajo, con el fin de contar con los conocimientos necesarios para seleccionar la alternativa más viable para un determinado proyecto. Así, al seleccionar una turbina, se debe tener siempre presente cómo convertir eficientemente la energía (entalpía) del vapor en potencia mecánica en la flecha de la turbina; para lograrlo, debemos calcular y medir los siguientes parámetros: *la eficiencia de la máquina, su eficiencia térmica y el consumo de vapor.*

5.7.-Si consideramos que estamos al final de la era del petróleo, y al inicio de una, en la que surgirán nuevos energéticos como el uso del Hidrógeno, entonces es bueno pensar que se tendrá a la turbina de vapor como un aliado fiel, cuyas aplicaciones estarán presentes. En particular, tocará a los futuros ingenieros químicos, mecánicos y metalúrgicos, desarrollar los materiales para las nuevas turbinas de vapor; o bien, participando en un equipo multidisciplinario de ingenieros para desarrollar la potencial turbina de vapor hecha en México.

Por último, manifiesto mi satisfacción, agradecimiento y placer por haber cursado mis estudios de ingeniería química en la Facultad de Química y en la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), a quienes debo mi interés por trabajar para la cultura y sociedad mexicanas.

BIBLIOGRAFÍA BÁSICA

1. Moore, Walter J. (1968), Physical Chemistry, Longmans Green and Co. Ltd., London, Great Britain.
2. Perry, Robert H. & Chilton, Cecil H. (1986), Biblioteca del Ingeniero Químico, Mc Graw-Hill de México, segunda Ed., en español, México, D. F.
3. Allen, John R. & Bursley, Joseph A. (1925), Heat Engines, Mc Graw Hill Book Co., Michigan U.S.A.
4. Cosso, Sergio (1986), "Steam turbines: Basic theory and fundamentals", the Terry steam turbine Co., Windsor, Conn. U.S.A.
5. James, Peter R. & Winne, David (1980), "Engineering refresher: How to evaluate turbine performance use steam turbine efficiently", 9/1980 Mc Graw Hill, Inc. Reprinted from POWER, June 1980, U.S.A.
6. Salisbury, Kenneth J. (1974), Steam turbines and their cycles, Robert E. Krieger Publishing Co., New York, U.S.A.
7. Sandell, Scott (1989), "Steam Turbine Control Retrofits", Woodward Governor Co., Rockford, IL. U.S.A.
8. Foust, Alan S. (1975), Principios de Operaciones Unitarias, Editorial CECSA, México, D.F.
9. "Seminario Internacional de Turbinas de Vapor" organizado por el Instituto de Investigaciones Eléctricas de la Comisión Federal de Electricidad, Manzanillo, Colima México, 1990
10. Flores Durán, Octavio (2002), "Alternativas y Selección de Equipo de Proceso para una Planta de Cogeneración de Energía", Trabajo de Tesis vía cursos de Educación Continua, Facultad de Química, UNAM, Ciudad Universitaria, México, D.F.