

UNIVERSIDAD VERACRUZANA

CURSO DE TERMODINAMICA

TEMARIO

- I. Termodinámica Clásica
- II. Compresores
- III. Combustión
- IV. Generadores de Vapor
- V. Turbinas de Vapor
- VI. Turbinas de Gas

TEMA I. TERMODINAMICA CLASICA

La fig. 1.3 es un diagrama esquemático de un compresor de aire que ilustra un sistema abierto. En este caso, la materia cruza la frontera del sistema en forma de aire a baja presión entrando al compresor y de aire a alta presión saliendo del compresor. Además cruza la frontera del sistema trabajo a través de la flecha motora y calor a través de las paredes del cilindro. Finalmente, la cantidad de materia dentro de la frontera del sistema no es necesariamente fija.

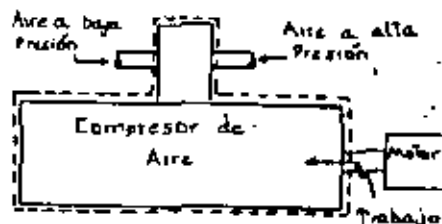


FIG. 1.3

- 1.4) Propiedad. Es cualquier característica o atributo del sistema que puede en principio valorarse cuantitativamente, por ejemplo: Volumen, masa, temperatura, presión. Las propiedades son características o cualidades que la materia posee y dependen únicamente del estado o condición física del sistema siendo independientes de la trayectoria por la cual se haya alcanzado dicho estado.
- 1.5) Propiedades intensivas y extensivas. Las propiedades termodinámicas pueden dividirse en dos clases generales: intensivas y extensivas. Una propiedad intensiva es independiente de la masa, el valor de la propiedad extensiva varía directamente con la masa.
- 1.6) Estado. El estado de un sistema es su condición descrita por una lista de valores de sus propiedades. Por ejemplo: la posición y la velocidad pueden describir completamente el estado de una partícula. Son estados termodinámicos aquellos que de alguna manera están involucrados con la energía.

1.7) Proceso. Se llama cambio de estado a una operación en la cual cambian una o varias de las propiedades de un sistema. La trayectoria de un cambio de estado es una sucesión de estados por los que pasa el sistema durante el cambio de estado. Cuando la trayectoria está completamente especificada, el cambio de estado se llama un proceso. Un proceso se especifica frecuentemente estableciendo que alguna propiedad particular permanece sin cambio o especificando alguna relación algebraica entre sus propiedades.

1.8) Substancia de trabajo. Los sistemas termodinámicos en los cuales tienen lugar las transferencias de energía contienen una o varias sustancias cuya naturaleza es importante en el comportamiento de tales sistemas durante un proceso. Así por ejemplo, la substancia utilizada para la transferencia de energía en una planta de vapor es el agua tanto en forma de vapor como líquido. Las sustancias utilizadas en una máquina de combustión interna son aire y combustible, los cuales reaccionan químicamente transformándose en productos de combustión. El medio usado en muchas plantas de refrigeración es amoníaco. Las sustancias utilizadas en algunos motores de cohete son oxígeno líquido y alcohol. Todas estas sustancias son escogidas para aplicaciones específicas por alguna o algunas propiedades particularmente adecuadas para el proceso de que se trate. Es evidente por lo expuesto en este párrafo la necesidad de estudiar el comportamiento y propiedades de estas sustancias que se conocen como sustancias de trabajo.

1.9) Equilibrio del sistema. Frecuentemente nos referimos no sólo a las propiedades de la substancia, sino a las propiedades del sistema. Cuando lo hacemos va implícito que el valor de la propiedad tiene significación para el sistema por entero, lo cual se llama equilibrio.

Cuando un sistema está en equilibrio en relación con cualquier posible cambio de estado, decimos que el sistema está en equilibrio termodinámico.

1.10) **Proceso cuasiequilibrio.** Consideremos el equilibrio de un sistema cuando está siendo sometido a un cambio de estado. En el momento en que se quita el peso del émbolo (fig. 1.4), el equilibrio mecánico no existe y como resultado el émbolo mueve hacia arriba hasta que se restablece nuevamente el equilibrio mecánico.

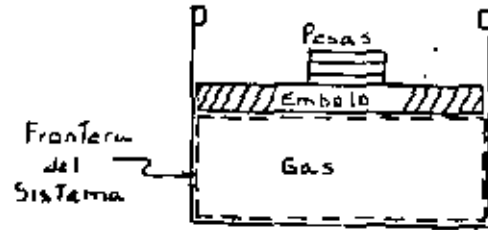


FIG. 1.4

Surge la pregunta, puesto que las propiedades describen un sistema sólo cuando está en equilibrio, ¿cómo podremos describir los estados de un sistema cuando el equilibrio no existe? Esta pregunta se contesta con la definición de un proceso ideal conocido como proceso cuasiequilibrio, que es aquél en que la desviación del equilibrio termodinámico es infinitesimal y todos los estados por los que pasa el sistema durante un proceso de este tipo pueden considerarse como estados en equilibrio. Muchos procesos reales se aproximan bastante a procesos cuasiequilibrio y pueden ser tratados como tales.

Para cambios de estado en desequilibrio estamos limitados a una descripción del sistema, antes de que el cambio de estado ocurra y después de que se haya completado. No se puede especificar cada estado a través del cual pasa el sistema, ni la rapidez con que ocurren los cambios.

1.11) **Ciclo.** Un ciclo termodinámico es una serie de cambios de estado tales que del estado inicial se regresa al estado final. La observación de un sistema antes y después de la ejecución de un ciclo no revela diferencias en ninguna de las propiedades del sistema, aunque todas las propiedades hayan podido tener diferentes valores en algún momento durante la ejecución del ciclo.

1.12) **Punto de vista microscópico y macroscópico.** La materia se compone de partículas y cualquier porción visible de materia contiene un número extremadamente grande de moléculas, cada una de las cuales tiene energía en diversas formas. La descripción a nivel microscópico de dicha porción de materia, requeriría la descripción del estado de cada partícula, lo que resulta una tarea prácticamente imposible. En termodinámica se necesita reducir el número de elementos de información requeridos para describir adecuadamente los estados de la materia del orden de 10^{23} a "unos cuantos". Esto se consigue por el empleo de promedios estadísticos, con lo cual se renuncia al conocimiento del detalle microscópico en favor de la sencillez. La termodinámica clásica es por consiguiente una ciencia macroscópica que nos permite relacionar propiedades promediadas (macroscópicas) de la materia. En última instancia la naturaleza de la materia es microscópica y los conceptos microscópicos pueden ser de gran utilidad para la comprensión de las teorías macroscópicas. Por ejemplo, puede ser difícil visualizar que un objeto inmóvil sobre una mesa posea energía pero el pensar en los electrones girando alrededor de un núcleo que vibra, proporciona una vívida imagen física de dicha energía y permite visualizar con mayor facilidad las diversas maneras de cambiar la energía del objeto. En la parte restante de este capítulo se definirán algunas propiedades fundamentales y posteriormente en otros capítulos se definirán otras más.

1.13) **Masa.** De acuerdo con la segunda ley de Newton un cuerpo es medido a la acción de un sistema de fuerzas sufrirá una aceleración proporcional a la resultante del sistema de fuerzas y a una propiedad del cuerpo llamada masa. Se dice también que inercia es la resistencia de los cuerpos a cambiar su estado de reposo o de movimiento rectilíneo uniforme. Por consiguiente puede definirse la masa de un cuerpo como la medida de su inercia o como la fuerza por unidad de aceleración para el cuerpo. Sin embargo en Termodinámica resulta de utilidad pensar en la masa de un cuerpo como en la cantidad de materia de dicho cuerpo, este concepto se justifica desde el punto de vista de la mecánica clásica que considera que la masa de las partículas no varía con su velocidad y que la masa total de un sistema formado por partículas es igual a la suma de las masas de las partículas individuales. Así, puesto que la materia está constituida básicamente por tres tipos de partículas que son: electrones, protones y neutrones y las partículas protones y neutrones tienen masas iguales; la masa de cada átomo será la suma de las masas de los electrones, protones y neutrones que lo integran, la masa de cada molécula será la suma de las masas de los átomos que la integran y la masa total del cuerpo es

rá la suma de las masas de las moléculas que la integran a su vez. Entonces, la masa del cuerpo depende de la cantidad de materia que la integra. La unidad básica es el kilogramo masa y el patrón aceptado se conserva en Sevres, Francia.

$$1 \text{ Kgm} = 2.2046 \text{ lbs.}$$

- 1.14) Fuerza y peso. Fuerza es la magnitud que aplicada sobre un cuerpo modifica su estado de reposo o de movimiento rectilíneo uniforme, de acuerdo con la segunda Ley de Newton:

$$F = Km\bar{a}$$

$$\text{Si } k = 1 \quad F = m\bar{a}$$

Se llama peso de un cuerpo a la fuerza con la que la Tierra atrae a dicho cuerpo hacia su Centro; en estas notas lo representaremos con el símbolo P_g y por consiguiente:

$$P_g = m\bar{g}$$

en donde "g" es el valor de la aceleración de la gravedad en el punto en donde es pesado el cuerpo.

- 1.15) Volumen específico. Es el volumen de una unidad de masa, en estas notas se usará el símbolo "v" para representarlo; sus dimensiones en cualquier sistema serán (V/M) para una porción de materia homogénea, es decir en la que el volumen específico es el mismo para cualquier parte que se tome de dicha porción.

$$v = \frac{V}{M} \quad (1.3)$$

En donde V: volumen total del cuerpo en m^3

m: masa total del cuerpo en Kg

Si el cuerpo no es homogéneo entonces en cada punto del mismo:

$$v = \frac{dV}{dm} \quad (E_c 1.4)$$

- 1.16) Densidad (ρ) es el recíproco del volumen específico es decir, será la masa por unidad de volumen, sus dimensiones serán (M/V) y, para calcularlo, pueden utilizarse las siguientes relaciones:

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (E_c 1.5)$$

$$\text{Para un cuerpo homogéneo} \quad \rho = \frac{M}{V} \quad (E_c 1.6)$$

$$\text{Para un cuerpo no homogéneo} \quad \rho = \frac{dm}{dV} \quad (E_c 1.7)$$

- 1.17) Densidad relativa. (δ). Es la relación de la densidad de cualquier sustancia a la densidad del agua, es adimensional.

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}}$$

- 1.18) Peso específico. (γ). Es el peso de la unidad de volumen, sus dimensiones son (P/V); para calcularlo se usan las siguientes expresiones:

$$\gamma = \rho g_1 \quad (E_c 1.8)$$

$$\text{Para un cuerpo homogéneo} \quad \gamma = \frac{P_g}{V} \quad (E_c 1.9)$$

$$\text{Para un cuerpo no homogéneo} \quad \gamma = \frac{dP_g}{dV} \quad (E_c 1.10)$$

en donde P_g es el peso del cuerpo y g_1 es el valor local de la aceleración de la gravedad.

1.19) Presión. Es un hecho que un fluido ejerce fuerzas sobre cualquier superficie que se ponga en contacto con él, esta fuerza será normal a la superficie en cuestión y para el caso que nos ocupa siempre estará dirigida hacia afuera, - contra la superficie que está en contacto con el fluido como se muestra en la figura 1.5; como ejemplos podríamos citar, la fuerza ejercida por el agua del mar sobre el fondo del mismo, o sobre un submarino, o la fuerza ejercida por un gas sobre el recipiente que lo contiene; la magnitud de la fuerza ejercida por el fluido sobre la superficie en contacto con él, es proporcional al área de la superficie y a una magnitud denominada presión, la cual es magnitud - escalar ya que la dirección de la fuerza depende únicamente de la dirección de la superficie.

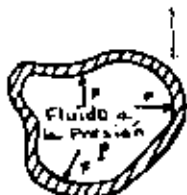


Figura 1.5 Fuerzas originadas por la presión de un fluido.

Puede definirse a la presión, como la capacidad de un sistema para producir una fuerza normal contra una unidad de área de la superficie que lo limita. la presión se representa con la letra P ; para encontrar una expresión que permita el cálculo de la presión P , consideremos la superficie cerrada de la figura 1.6, la cual contiene un fluido. Un elemento de la superficie se puede representar mediante un vector ΔA , cuya magnitud es el área del elemento y cuya dirección se toma hacia afuera, normal a la superficie del mismo. Entonces, la fuerza ΔF ejercida contra este elemento de superficie es:

$$\Delta F = P \Delta A$$

puesto que ΔF y ΔA tienen la misma dirección, la presión P se puede escribir así:

$$P = \frac{\Delta F}{\Delta A}$$

La presión definida de esta manera, dependerá del tamaño del elemento, de área ΔA que escojamos. Para evitar esta dificultad, refinaremos nuestra definición de presión tomando un pequeño elemento de superficie que contenga al punto en cuestión y considerando este cociente conforme el elemento se va reduciendo al punto. Entonces la presión en el punto está dada por

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A}$$

$$P = \frac{dF}{dA}$$



Figura 1.6

La presión puede variar de un punto a otro en la superficie; si una superficie es plana y está sometida a una presión - constante en todas sus partes, entonces la presión puede calcularse como:

$$P = \frac{F}{A}$$

en donde:

F : Fuerza total ejercida sobre la superficie.

A : Área total de la superficie.

La presión tiene las dimensiones siguientes: (F/L^2)

1.20) Variaciones de presión en un fluido en reposo.

Si un fluido se encuentra en equilibrio, todas las partes del mismo están en equilibrio. Consideremos un pequeño elemento de volumen de fluido sumergido dentro de la masa del mismo. Si ponemos que este elemento tiene la forma de un disco delgado y que se encuentra a una cierta altura "y" sobre algún nivel de referencia, como se muestra en la figura 1.7 y el espesor del disco es dy y cada una de sus caras tiene un área A .

La masa de este elemento es $\rho A dy$ y su peso es $\rho g A dy$. Las fuerzas ejercidas sobre el elemento por el fluido que lo rodea son perpendiculares a su superficie en cada punto (figura 1.7).

La fuerza horizontal resultante es cero, porque el elemento no tiene aceleración horizontal, ya que si la tuviera dejaría de estar en equilibrio. Las fuerzas horizontales son debidas solamente a la presión del fluido, y por simetría, la presión debe ser igual en todos los puntos dentro de un plano horizontal.

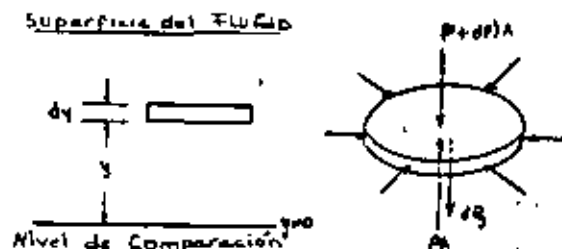


Figura 1.7

El elemento de fluido tampoco está acelerado en la dirección vertical y la fuerza vertical debe ser cero. Ahora bien, las fuerzas verticales son debidas no solamente a la presión del fluido sobre sus caras, sino también al peso del elemento. Si llamamos p a la presión sobre la cara inferior y $(p+dp)$ a la presión sobre la cara superior, la fuerza hacia arriba (ejercida sobre la cara inferior) es pA , y las fuerzas dirigidas hacia abajo son: $(p+dp)A$ (ejercida sobre la cara superior) y el peso del elemento $\rho g A dy$, por consiguiente, para el equilibrio vertical:

$$\text{de donde } pA = (p+dp)A + \rho g A dy$$

$$pA = pA + A dp + \rho g A dy$$

y se obtiene finalmente

$$\frac{dp}{dy} = -\rho g$$

Esta ecuación nos dice como varía la presión con la altura sobre algún nivel de referencia en un fluido en equilibrio estático. Conforme aumenta la altura (dy positiva), disminuye la presión (dp negativa).

Es conveniente recordar que el producto ρg se conoce como peso específico del fluido (γ).

Si llamamos P_1 la presión a la altura y_1 y P_2 la presión a la altura y_2 sobre algún nivel de referencia, al integrar la ecuación 1.13 se obtiene.

$$\int_{P_1}^{P_2} dP = - \int_{y_1}^{y_2} \rho g dy$$

$$\Rightarrow P_2 - P_1 = - \int_{y_1}^{y_2} \rho g dy \quad \text{Ec. (1.14)}$$

Para los líquidos, ρ es prácticamente constante porque éstos son casi incompresibles. Por consiguiente, considerando a ρ y a g como constantes, obtenemos para un líquido homogéneo:

$$P_2 - P_1 = -\rho g (y_2 - y_1) \quad \text{Ec. (1.15)}$$

Consideremos un recipiente conteniendo un líquido Fig. 1.8. La presión P_0 en la superficie del líquido es generalmente la presión atmosférica tratándose de un recipiente abierto y puede ser igual o diferente de la presión atmosférica en caso contrario. Consideremos un punto en la superficie del líquido y otro a una profundidad $h = y_2 - y_1$; aplicando la ecuación 1.15 entre ambos puntos se tiene:

$$P_2 - P_1 = -\rho g (y_2 - y_1)$$

pero

$$y_2 - y_1 = h$$

y finalmente

$$P = P_0 + \rho g h \quad \text{Ec. (1.16)}$$

Figura 1.8



Para los gases, ρ es relativamente pequeña y de ordinario es insignificante la diferencia de presión entre dos puntos. Así por ejemplo en un depósito que contiene gas, se puede admitir que la presión es la misma en todos los puntos, sin embargo si la diferencia de alturas es muy grande, la presión sufrirá variaciones considerables.

Ejemplo 1.3. Un dispositivo llamado manómetro diferencial, sirve para medir la diferencia de presiones entre los puntos A y B, consiste de un tubo en forma de U lleno de dos líquidos que no se mezclan, (Figura 1.9), uno de los líquidos tiene una densidad ρ_1 , el otro tiene una densidad ρ_2 , para determinar la diferencia de presiones $P_A - P_B$ se efectúan las mediciones de h y encuentre la diferencia de presiones ($P_A - P_B$)

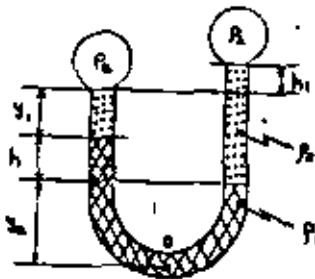


Figura 1.9

Solución:

Refirámonos a la figura 1.9; la presión en el punto c, puede calcularse en dos formas diferentes de acuerdo con la ecuación 1.16.

$$P_c = P_B + \rho_2 g h + \rho_1 g h \quad (a)$$

6

$$P_c = P_A + \rho_2 g h_1 + \rho_1 g h_1 + \rho_1 g h \quad (b)$$

puesto que la presión en c es única, se pueden igualar las expresiones a y b

$$P_A + \rho_2 g h_1 + \rho_1 g h_1 + \rho_1 g h = P_B + \rho_2 g h + \rho_1 g h$$

de donde
$$P_A - P_B = [\rho_2 h_1 - \rho_1 (h_1 + h)] g$$

1.21) Presión atmosférica y presión manométrica. La presión cero, corresponde al vacío perfecto, la presión atmosférica es la presión producida por la atmósfera de la tierra, la presión atmosférica normal se define como la presión producida por una columna de mercurio de 760 mm exactamente; siendo la densidad del mercurio 13595.1 Kg /m³

La mayoría de los instrumentos indican la presión relativa a la presión atmosférica, mientras que la presión de un sistema es la presión relativa al vacío perfecto o presión cero; la presión relativa a la atmósfera es llamada presión manométrica, la presión relativa al vacío perfecto se llama presión absoluta.

Presión absoluta = presión manométrica + presión atmosférica.

Cuando la presión en un sistema es menor que la presión atmosférica, la presión manométrica es negativa, pero se designa por un número positivo y se denomina presión manométrica de vacío o vacuométrica.

1.22) Temperatura. El concepto de temperatura está relacionado en su forma más primitiva con las reacciones de los sentidos a objetos fríos y calientes; cuando un cuerpo se siente más caliente que otro, se considera que tiene mayor temperatura, por supuesto que esta reacción no puede ser tomada en cuenta para determinaciones cuantitativas. Sin embargo las sustancias poseen ciertas propiedades que están relacionadas con la temperatura y que son susceptibles de ser medidas, entre ellas se cuentan: la longitud, el volumen, la resistividad eléctrica, etc., la medición del valor de dichas propiedades permite la determinación indirecta del valor de la temperatura.

Se observó que cuando dos sistemas, uno caliente y uno frío, se ponen en contacto, al transcurrir el tiempo el sistema caliente se enfría y el sistema frío eleva su temperatura, de manera que la diferencia de temperaturas entre ambos disminuye. Si los dos sistemas están aislados del medio ambiente de manera que sólo se afectan mutuamente, finalmente se alcanzan un estado en el que ya no ocurre ningún cambio en sus propiedades, se dice que los sistemas alcanzarán el equilibrio térmico y sus temperaturas serán iguales.

1.23) Termómetros. La forma en que varían las temperaturas de dos sistemas, hasta que éstos alcanzan el equilibrio térmico, depende de la naturaleza y tamaño de los sistemas, en forma especial debemos señalar que cuando un sistema de masa pequeña se pone en contacto con un sistema de gran masa, (por ejemplo sumergir una varilla de acero en un lago), el cambio en la temperatura del cuerpo grande es casi inapreciable y da la apariencia de que el sistema pequeño iguala su temperatura con la del sistema grande. Esta situación sugiere la posibilidad de comparar las temperaturas de diferentes cuerpos usando un sistema de comparación (o termómetro) suficientemente pequeño para que tenga efecto despreciable sobre los sistemas con los que se pone en contacto.

Existen diversos tipos de termómetros, uno muy conocido es de mercurio en tubo de vidrio; si un termómetro se coloca en contacto con un sistema y aislado de cualquier otra cosa, el termómetro terminará por alcanzar el equilibrio térmico con el sistema y la lectura que indique entonces, puede tomarse como indicación de la temperatura del sistema, aunque rigurosamente considerada será la temperatura del termómetro y el sistema después de que han alcanzado el equilibrio térmico y puede diferir de la temperatura que tenía el sistema antes de aplicarle el termómetro.

1.24) Equilibrio térmico. Considere que un sistema se lleva al equilibrio térmico con dos sistemas diferentes en forma sucesiva y que el termómetro da la misma lectura para los dos sistemas. Si ahora los dos sistemas son puestos en contacto, la experiencia demuestra que no ocurre entre ellos ningún cambio debido a diferencia de temperaturas.

Esto puede expresarse como: Dos sistemas que están en equilibrio térmico con un tercer sistema, están en equilibrio térmico entre sí. Esto significa que se puede utilizar un termómetro marcado arbitrariamente para comparar las temperaturas de dos sistemas y también que un termómetro puede calibrarse por comparación con un patrón arbitrario y que al aplicarse a cualquier sistema marcará la misma temperatura que el patrón arbitrario.

1.25) Escala de temperatura. Para establecer una escala de temperaturas, se toma en cuenta que entre las características físicas de una sustancia que dependen de la temperatura de la misma, se encuentran los cambios de sólido a líquido y de líquido a gas. Por ejemplo si se utiliza como instrumento de medición un termómetro calibrado arbitrariamente, se encuentra que el hielo de agua pura siempre funde a la misma tempe-

ratura, y que el agua pura siempre principia la ebullición a la misma temperatura, siempre y cuando la presión sea la misma. Por consiguiente se pueden definir dos puntos en una escala termométrica en términos del punto de fusión y el punto de ebullición del agua pura a la presión de una atmósfera, y esos puntos pueden reproducirse en cualquier laboratorio, al punto de fusión se le asigna un valor arbitrario y al punto de ebullición otro valor arbitrario mayor y la distancia entre los dos puntos se divide en un número de partes iguales que corresponda a la diferencia del valor asignado al punto de ebullición menos el valor asignado al punto de fusión, las dos escalas de uso más común son la escala Celsius y la escala Fahrenheit.

Escala	Valor asignado al punto de fusión - del agua pura.	Valor asignado al punto de ebullición del agua pura.	Número de divisiones iguales entre los dos puntos.
Celsius	0	100	100
Fahrenheit	32	212	180

Para convertir de una escala a otra se usan las siguientes relaciones:

$$t_f = \frac{9}{5} t_c + 32$$

$$t_c = \frac{5}{9} (t_f - 32)$$

Experimentalmente se ha comprobado que diferentes materiales tienen distintas relaciones entre expansión y cambio de temperatura, de manera que una escala de temperaturas basada en la expansión de un material no coincide en todos sus puntos con otra escala basada en la expansión de otro material, esto significa que las lecturas efectuadas sobre dichas escalas, pueden coincidir para los puntos de fusión y ebullición del agua y discrepar para determinaciones de temperatura en puntos intermedios.

- 1.26) Temperatura absoluta. Existe un grupo de sustancias que poseen un alto grado de semejanza en sus relaciones entre expansión y cambio de temperatura para un amplio rango de temperaturas, cuando se utilizan como sustancias termométricas. Estas sustancias son gases tales como hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, helio, los cuales condensan con dificultad por lo que se conocen con el nombre de gases permanentes.

Un termómetro de gas, es una masa de gas contenida en una ampolla y provisto de elementos para medir la presión y el volumen según se muestra en la figura 1.10. El dispositivo puede usarse manteniendo constante la presión en el gas, lo cual se consigue manteniendo constante la diferencial h y en este caso el nivel del mercurio es una indicación del volumen del gas al cual a su vez se toma como indicación de temperatura, otra forma de utilizarlo es manteniendo constante el volumen del gas lo cual se logra manteniendo el nivel del mercurio en el mismo punto de referencia y la presión requerida para conseguirlo, que puede valorarse conociendo la diferencial h servirá como indicación de temperatura.

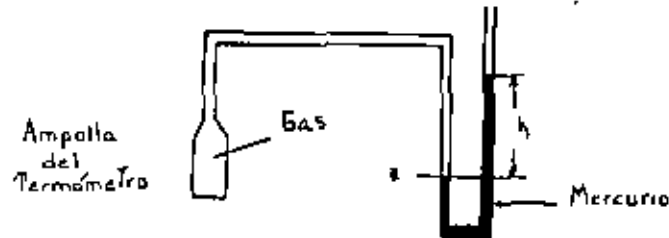


Figura 1.10

Los termómetros de gas tienen las siguientes características importantes:

- 1) Tanto los termómetros a presión constante como los termómetros a volumen constante, calibrados a las temperaturas de fusión y ebullición del agua, coinciden entre ellos para temperaturas diferentes siempre que esta temperatura no sea cercana a las de condensación o disociación del gas. La concordancia mejora conforme se reduce la presión de los gases. Operando un termómetro a presión constante, a diferentes presiones y extrapolando para obtener el resultado que se obtendría a presión cero, se obtienen los mismos resultados para todos los gases.

Las temperaturas encontradas de esta manera pueden llamarse temperaturas de gas ideal y están en una escala ideal de gas sin presión.

- 2) Si la escala de un termómetro de gas a presión constante se extrapola a temperaturas más bajas que la de fusión del agua, se llegará a alcanzar una temperatura a la que el volumen extrapolado del gas será cero. Este punto corresponde en forma muy cercana a -273.2°C ó -459.7°F para todos los gases permanentes. La extrapolación puede verse gráficamente en la figura 1.11 o puede expresarse en la siguiente forma para la escala Celsius.

$$0 - t_0 = (100 - 0) \frac{1}{\frac{V_{100}}{V_0} - 1} \quad E_2 (a)$$

Se ha encontrado experimentalmente $\frac{V_{100}}{V_0} = 1.366$ para el termómetro de gas ideal y substituyendo este valor en la ecuación (a) se obtiene $t_0 = -273.2^{\circ}\text{C}$.

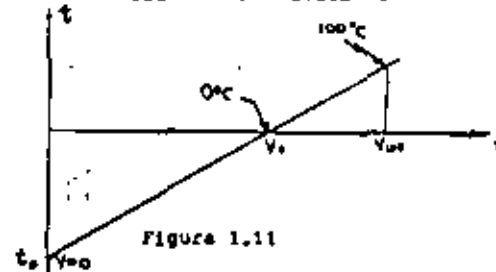


Figura 1.11

- 3) Si la escala de cualquier termómetro de gas a volumen constante se extrapola a presión cero, se obtiene la misma temperatura (-273.2°C).

Estos hechos bastan para justificar la aceptación de la escala del termómetro de gas ideal como un patrón arbitrario. Pero sucede que esta escala coincide con la escala de temperaturas que se introducirá más adelante en el curso como una consecuencia de la Segunda Ley de la Termodinámica, en tanto se llega al estudio de esta última escala, se aceptará la escala de temperaturas de gas ideal como una norma arbitraria definida en la forma siguiente:

- (1) La relación de la temperatura en el punto de ebullición del agua a la temperatura en el punto de fusión del hielo es igual a la relación de los volúmenes correspondientes de gas en un termómetro de gas ideal a presión constante.
- (2) La diferencia entre la temperatura de ebullición del agua a la temperatura en el punto de fusión del hielo es 100 grados para la escala centígrado absoluta y 180 grados para la escala Fahrenheit absoluta.

Las relaciones entre las escalas absolutas de temperatura y las escalas convencionales son:

$$T_{Fabs} = t_F + 460$$

$$T_{Cabs} = t_C + 273$$

Se acostumbra usar T para temperaturas absolutas y t para otras temperaturas. La escala Fahrenheit absoluta se designa también como Rankine (R) y la Celsius absoluta como Kelvin (K).

CAPITULO 2

ENERGIA, TRABAJO Y CALOR.2.1 INTRODUCCION.

Se ha definido a la Termodinámica como la ciencia que estudia la energía, pero realmente ¿qué es la energía? La energía es el agente o causa activa que tiene la habilidad de producir cambios en los sistemas termodinámicos, esta capacidad puede ser latente o aparente, por ejemplo: una batería eléctrica tiene energía almacenada, es decir latente y se manifiesta sólo cuando se conecta a un circuito eléctrico cerrado produciendo cambios tales como encender un foco o provocar el giro de un motor eléctrico; por otra parte cuando desciende una corriente de agua por una catarata, presenta visiblemente esa capacidad para producir cambios destruyendo al terreno, por lo tanto, la energía que posee el agua es aparente.

Los sistemas termodinámicos pueden poseer energía en diversas formas por ejemplo: energía cinética debida a la masa y a la velocidad del sistema, energía química procedente de su capacidad de reaccionar químicamente con otras sustancias, energía atómica que se deriva de las fuerzas de cohesión que mantienen unidas las partículas nucleares o la energía interna contenida en cualquier sustancia debida al movimiento de las moléculas, átomos y partículas subatómicas que la integran y a las fuerzas que los mantienen unidos.

La observación directa, detecta que los sistemas termodinámicos pueden intercambiar energía con otros sistemas o con su medio ambiente, por ejemplo: si un proyectil penetra en un tronco de madera, la energía debida a su velocidad produce una deformación y un aumento de temperatura como manifestación de la transferencia de energía o si una pieza de metal a alta temperatura se introduce en una masa de agua, provocará un aumento en la temperatura de ésta.

De acuerdo a las necesidades que deban satisfacerse, se proporcionará energía en forma específica; para fundir un metal se proporcionará energía en forma de calor; para hacer funcionar un motor de combustión interna la energía será química; para encender un foco de energía eléctrica, etc.

Existen sistemas que tienen la habilidad de transferir una forma de energía en otra por ejemplo, un motor de combustión interna transfiere la energía química del combustible en energía mecánica.

En este capítulo se analizarán las formas de energía en transición con un sistema termodinámico y como produce cambios en la energía como propiedad del sistema.

CAPITULO 2

ENERGIA, TRABAJO Y CALOR

2.1.- Introducción.

2.2.- Trabajo.

2.3.- Energía Cinética.

2.4.- Energía Potencial.

2.5.- Entalpía.

2.6.- Calor.

2.7.- Energía Interna.

2.2 TRABAJO.

Se denomina trabajo a la energía que se transfiere entre un sistema termodinámico y su medio ambiente por la acción de fuerzas que le desplazan. Ejemplos: En la figura 2.1 (a) se muestra un sistema consistente en un cilindro cerrado por un émbolo al cual actúan un gas; una fuerza externa F comprime el gas desplazando al émbolo de la posición X_1 a la posición X_2 , en este caso el medio ambiente transfiere al sistema energía en forma de trabajo.

En la figura 2.1 (b) el sistema termodinámico consistente en el móvil M que posee una velocidad V , ejerce una fuerza de magnitud variable sobre el resorte R , al ponerse en contacto con él, esta fuerza se desplaza desde X_1 hasta X_2 en donde el móvil se detiene finalmente, en este caso el sistema (el móvil) transfiere energía en forma de trabajo al medio ambiente (al resorte).

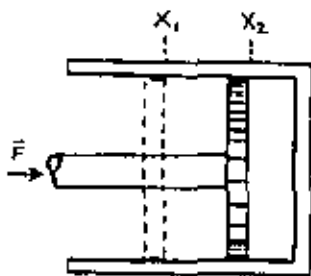


Fig. 2.1 (a)

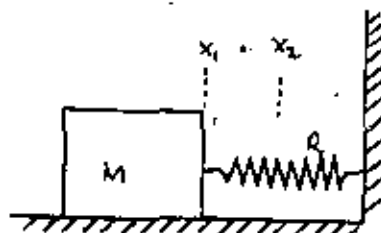


Fig. 2.1 (b)

Consideremos un sistema termodinámico consistente en un móvil M que se desplaza en línea recta bajo la acción de un sistema de fuerzas con resultante \vec{F} y calculemos el trabajo efectuado por la resultante.

Case 1.- La fuerza tiene magnitud y dirección constantes y paralela a la dirección del desplazamiento (fig. 2.2 (a)), el trabajo W se calcula como:

$$W = FX \quad \dots (2.1)$$

En donde F es la magnitud de la fuerza y X es el desplazamiento. En este caso y en los que siguen F y X son cantidades algebraicas, su signo será positivo si su sentido es el considerado positivo para el desplazamiento y negativo en el caso contrario.

Case 2.- La fuerza tiene magnitud y dirección constantes pero forma un ángulo θ con la dirección del desplazamiento, el sistema se desplaza una distancia X , (fig. 2.2 (b)), el trabajo W se calcula como:

$$W = FX \cos \theta \quad \dots (2.2)$$

Si consideramos a F y a X como vectores en virtud de sus características, entonces:

$$W = \vec{F} \cdot \vec{X} \quad \dots (2.3)$$

Case 3.- La fuerza tiene magnitud y dirección variables y el sistema se desplaza una distancia X . En este caso el desplazamiento total X se puede dividir en n partes, con un valor ΔX para cada parte, y para cada ΔX consideramos constantes F y θ (fig. 2.2 (c)), entonces el valor aproximado del trabajo sería:

$$W = \sum_{i=1}^n F_i \cos \theta_i \Delta X_i$$

Entre más pequeña sea el valor de ΔX se tendrá una mayor aproximación, de manera que el valor exacto del trabajo se tendrá cuando $\Delta X \rightarrow 0$, es decir:

$$W = \sum_{x_1 \rightarrow x_2} F_i \cos \theta_i \Delta X_i = \int_{x_1}^{x_2} F \cos \theta dx \quad \dots (2.4)$$

Si se consideran F y X como magnitudes vectoriales la ecuación 2.5 puede expresarse como:

$$W = \int_{x_1}^{x_2} \vec{F} \cdot d\vec{X} \quad \dots (2.5)$$

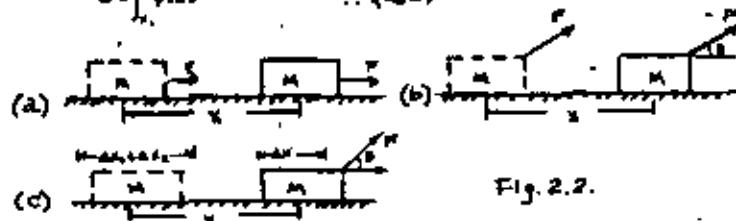


Fig. 2.2.

Puesto que las magnitudes \vec{F} y \vec{X} son vectores y el trabajo es un producto escalar de dos vectores este último tendrá un signo, la interpretación física es que si el signo es positivo el trabajo es hecho sobre el sistema o sea, éste gana energía, si el signo es negativo el trabajo es hecho por el sistema, esto es, el sistema cede energía.

Es frecuente encontrar dispositivos termodinámicos que intercambian energía en forma de trabajo con su medio ambiente por medio de la compresión o expansión de un gas.

Considera un sistema constituido por un gas contenido en un cilindro, el gas tiene una presión P , el cilindro tiene un área de sección transversal A , por consiguiente la fuerza producida sobre el émbolo por la presión será PA .

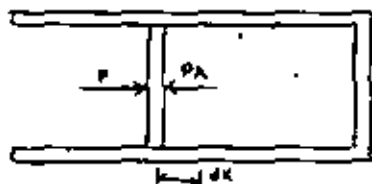


Fig. 2.3.

Si, por la acción de una fuerza externa F , conseguimos desplazar el émbolo a una distancia dx , el trabajo efectuado en este caso sobre el sistema será:

$$dW = PA dx$$

... (2.6)

O caso $dV = Adx$, en donde dV es la diferencial de volumen:

$$dW = PdV$$

... (2.7)

El signo negativo introducido, permite definir que el trabajo es hecho por el sistema. Expansión o contracción de un sistema puede realizarse fuera de un cilindro también.

En la figura 2.4 se puede observar que el sistema tiene una frontera arbitraria y se expande hacia otra frontera que se representa con una línea punteada. Si cualquier elemento de área ΔA es afectado por una fuerza, y efectúa un desplazamiento ds , en la dirección normal a ΔA , el trabajo efectuado por la fuerza ($P \Delta A$) es $P \Delta A ds$, y si toda la frontera se desplaza bajo la acción de la presión interior, el trabajo total hecho por el sistema es:

$$dW = -P \sum \Delta A ds = -PdV$$

... (2.8)

En un proceso finito en el que el volumen V cambia de V_1 a V_2 , el trabajo es:

$$W = - \int_{V_1}^{V_2} PdV$$

... (2.9)

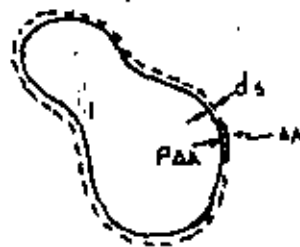


Fig. 2.4.

En algunos procesos la presión P del sistema variará durante la expansión o contracción, por lo que se buscará una expresión en función del volumen, para poder efectuar la integración.

Si el proceso se efectúa desde V_1 hasta un volumen mayor V_2 , se considera que el sistema cede energía en forma de trabajo siendo por consiguiente negativo; en el caso contrario, cuando V_2 es menor que V_1 , el trabajo se transfiere al sistema y será positivo.

De acuerdo con las ecuaciones 2.8 y 2.9 el trabajo tiene las dimensiones-FL por lo que en el sistema internacional, la unidad de trabajo es el Newton-Metro, al cual se le conoce con el nombre de Joule.

Ejemplo 2.1

Calcular el trabajo efectuado por la fuerza que actúa sobre un resorte de constante $K = 50000 \text{ N/m}$, para estirarlo 5 cm. a partir de su longitud natural.

Solución:



Sobre el resorte actúa una fuerza variable de $50000 x$ newton; de acuerdo con la ecuación 2.8, el trabajo efectuado será:

$$W = 50000 \int_0^{0.05} x dx = 50000 \left[\frac{x^2}{2} \right]_0^{0.05} \\ = 50000 \left(\frac{0.0025}{2} - 0 \right) = 125 \text{ joules}$$

Ejemplo 2.2

Calcular el trabajo efectuado por el gas contenido en un cilindro, cuando se expande de un estado inicial $P_0 = 2 \times 10^5$ Pascales, $V_0 = 0.01 \text{ m}^3$, a un estado final en donde $P_1 = 10^5$ Pasca, siguiendo un proceso tal que $PV = \text{cte}$.

Solución: $PV = P_0 V_0 = \text{cte}$
 $P_0 V_0 = 2 \times 10^5 \text{ K} \times 10^{-2}$
 $P_0 = \frac{2000}{V}$

Por otra parte: $PV_0 = P_1 V_1$, o sea que $V_1 = \frac{P_0}{P_1} V_0$

$$V_1 = \frac{2 \times 10^5}{10^5} (0.01) = 0.02 \Rightarrow V_1 = 0.02$$

Por consiguiente: $W = - \int_{V_0}^{V_1} P dV = - 2000 \int_{0.01}^{0.02} \frac{dV}{V} = - 2000 [\ln(0.02) - \ln(0.01)]$

$$W = - 2000 \ln(2) = - 1386.2 \text{ joules}$$

En donde el signo negativo indica que el trabajo es efectuado por el gas al expanderse.

2.3 ENERGIA CINÉTICA.

La energía que se intercambia, en forma de trabajo, puede ocasionar diversas clases de cambios en el sistema, uno de estos cambios es una variación en la velocidad del sistema.

Para encontrar la relación entre el trabajo transferido a un sistema y su variación de velocidad, considere el sistema representado en la figura 2.5, sobre el que actúa un sistema de fuerzas cuya resultante es F y que se desplaza del punto X_1 al punto X_2 siguiendo la dirección del eje.

De acuerdo con la segunda Ley de Newton:

$$F = ma \quad \dots (2.10)$$

Multiplicando ambos miembros de la ecuación por dx , que es la diferencial de la distancia recorrida:

$$F \cdot dx = ma \cdot dx \quad \dots (2.11)$$

La aceleración es la variación de la velocidad respecto al tiempo; $a = \frac{dv}{dt}$

$$\frac{dv}{dt} = a$$

Sustituyendo en (2.11)

$$F dx = m \frac{dv}{dt} dx = m \frac{dx}{dt} dv \quad \dots (2.12)$$

Y dx/dt es la velocidad o variación de la distancia recorrida con respecto al tiempo, la cual quedar:

$$F dx = m v dv$$

Integrando esta expresión entre los límites X_1 , X_2 y V_1 y V_2 tenemos:

$$\int_{X_1}^{X_2} F dx = \frac{1}{2} m (V_2^2 - V_1^2) \quad \dots (2.13)$$

De acuerdo con la ecuación 2.8 el primer miembro de la ecuación 2.13 representa una transferencia de energía en forma de trabajo; podemos concluir que el segundo miembro de dicha ecuación representa una variación de energía, esta forma de energía depende de la masa del sistema y del cuadrado de su velocidad, a esta forma de energía se le conoce como energía cinética (E_k) y puede representarse:

$$\Delta E_k = 1/2 m \Delta v^2 \quad \dots (2.14)$$

La ecuación 2.14 puede enunciarse como: el trabajo efectuado por todas las fuerzas que actúan sobre un sistema, y es igual al incremento de la energía cinética del sistema.

De acuerdo con el enunciado anterior la energía cinética tendrá las mismas unidades que el trabajo.

2.4 ENERGIA POTENCIAL GRAVITACIONAL.

Otro de los efectos que se puede lograr al transferir energía a un sistema termodinámico, es un cambio de altura con respecto a un nivel de referencia en el campo gravitacional terrestre; la energía asociada al sistema como consecuencia de su posición con respecto al nivel de referencia mencionado, se denomina energía potencial.



Fig. 2.5.

Para calcular el valor de la energía potencial para un sistema termodinámico, consideremos un sistema de masa m sometido a la acción del campo gravitacional terrestre con un valor de aceleración de la gravedad igual a "g" y calculemos el trabajo efectuado exclusivamente por la fuerza de atracción de la tierra sobre el sistema, sea el trabajo efectuado por su propio peso cuando el sistema cambia su altura de Y_1 a Y_2 con respecto a un nivel de referencia previamente determinado.

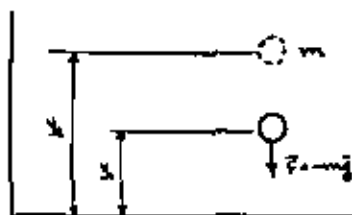


Fig. 2.6.

La fuerza de atracción de la tierra sobre el cuerpo será:

$$F_g = -mg \quad \dots (2.15)$$

Multiplicando ambos miembros por dy e integrando entre los límites Y_1 y Y_2 para obtener el trabajo efectuado por la fuerza de atracción gravitacional se obtiene:

$$\int_{Y_1}^{Y_2} F_g dy = -mg \int_{Y_1}^{Y_2} dy = -mg(Y_2 - Y_1) \quad \dots (2.16)$$

Por ser equivalente al trabajo efectuado por el peso del sistema, la expresión $mg(Y_2 - Y_1)$ representa una variación de la energía del sistema, vemos que esta variación depende únicamente de la masa del sistema y del cambio de altura del cuerpo sobre el nivel de referencia, por consiguiente esta expresión representa el cambio o incremento de energía potencial gravitacional del sistema y sea:

$$\Delta E_p = mg(Y_2 - Y_1) \quad \dots (2.17)$$

Y de las ecuaciones 2.16 y 2.17 se tiene:

$$\int_{Y_1}^{Y_2} F_g dy = -\Delta E_p \quad \dots (2.18)$$

La ecuación 2.18 puede enunciarse en la forma siguiente; el trabajo efectuado sobre un sistema por la fuerza de atracción del campo gravitacional terrestre sobre él, es igual al negativo de su incremento de energía potencial gravitacional.

De acuerdo con el enunciado anterior, la energía potencial tendrá las mismas unidades que el trabajo.

Ejemplo 2.3

Calcular incremento de energía cinética de un kilogramo de agua al caer desde una altura de 40m.

Solución:



La única fuerza que actúa sobre la masa de agua durante su caída es su peso:

$$F = ma = mg = 9.8 \text{ N}$$

El trabajo efectuado por esta fuerza es:

$$W = Fx = 9.8(40) = 392 \text{ joules}$$

Siendo positivo porque la fuerza y el desplazamiento tienen el mismo sentido, de acuerdo con la ecuación 2.15

$$\int_{Y_1}^{Y_2} F dx = \frac{1}{2} m(v_f^2 - v_i^2) = \Delta E_c$$

Por consiguiente:

$$\Delta E_c = 392.4 \text{ joules}$$

Ejemplo 2.4

Calcular la energía potencial con respecto al nivel del mar de una masa de 100Kg. de agua que se encuentran a 2500 m. de altura sobre dicho nivel.

Solución:

De acuerdo con la ecuación 2.17

$$\Delta E_p = m g (y_2 - y_1)$$

$$E_p|_{2500} - E_p|_0 = 100 \times 9.81 (2500 - 0)$$

$$E_p|_{2500} - E_p|_0 = 2.55 \times 10^6 \text{ joules}$$

2.5

POTENCIA.

No se ha considerado aún el tiempo empleado para hacer el trabajo. La misma cantidad de trabajo se hace si se arrastra una piedra un metro en un segundo o en una hora, o si se comprime un gas en un cilindro rápido o lentamente.

La rapidez con que se hace el trabajo nos indica que tan capaz es un sistema para transferir energía con respecto al tiempo, en otras palabras la rapidez con que se transfiere energía en forma de trabajo entre los sistemas se define como potencia, y así, la potencia, proporcionada por el sistema, es la derivada del trabajo con respecto al tiempo, ó:

$$\dot{W} = \frac{dW}{dt} \quad \dots (2.18)$$

Que es la potencia instantánea y la potencia media es el trabajo total dividido entre el intervalo de tiempo:

$$\bar{W} = \frac{W}{t} \quad \dots (2.19)$$

Si la potencia es constante en el transcurso del tiempo:

$$W = \dot{W} t \quad \dots (2.20)$$

En el Sistema Internacional, la unidad de potencia es Joule entre segundo, que es igual a un Watt.

El trabajo se puede expresar también en unidades de potencia por tiempo, y esta es la razón del término kilo-watt-hora que se asigna como medida de energía. Un kilo-watt-hora es el trabajo hecho en una hora por un sistema que desarrolla constantemente una potencia de 1 Kw. y equivale a 3.6×10^6 Joules.

Ejemplo 2.5

Calcular la potencia de una bomba capaz de elevar 50 litros de agua por segundo a 30m. de altura.

Solución:

Puesto que la masa de un litro de agua es de un kilogramo la masa de 50 litros de agua será 50 Kg.

El peso de 50 Kg. de agua será:

$$F = m g = 50 (9.81) = 490 \text{ Nw.}$$

Para elevar 30m. un peso de esta magnitud deberá efectuarse un trabajo de:

$$W = F y = 490(30) = 14700 \text{ joules}$$

Y si este trabajo debe suministrarse en un segundo, de acuerdo con la ecuación 2.20 la potencia requerida será:

$$\dot{W} = \frac{W}{t} = \frac{14700}{1} = 14700 \text{ watts} = 14.7 \text{ Kw.}$$

2.6 CALOR.

Se denomina calor a la energía que se transfiere entre un sistema termodinámico y su medio ambiente debido a una diferencia de temperatura entre ambos.

A nivel microscópico, el fenómeno de transferencia de energía en forma de calor puede explicarse como una transferencia de trabajo en forma desorganizada entre las moléculas del sistema termodinámico y las de su medio ambiente, o sea que, a nivel molecular el problema puede considerarse de naturaleza mecánica. La unidad del calor en el Sistema Internacional es en Joule.

Como un ejemplo de transferencia de calor desde un punto de vista microscópico considere un sistema termodinámico S en fase sólida en contacto con un medio ambiente gaseoso y considere que la temperatura del sistema T_s es menor que la temperatura del medio ambiente T_a ; las moléculas que integran el sólido puedan idealizarse como pequeñas esferas perfectamente elásticas conectadas entre sí con resortes, los cuales permiten a las moléculas movimientos vibratorios, pero no desplazamientos libres; el medio ambiente gaseoso puede idealizarse como integrado por moléculas consistentes en pequeñas esferas elásticas que se desplazan independientemente y libremente con diferentes velocidades y direcciones.

La figura 2.7 nos muestra las condiciones de una región del sistema adyacente a su frontera.

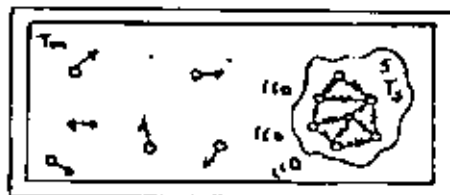


Fig. 2.7.

De acuerdo con la teoría cinética de los gases la temperatura de un sistema es una medida de la energía cinética media de sus moléculas; por consiguiente $T_a > T_s$ significa, que en promedio las moléculas del medio ambiente gaseoso contienen más energía que las del sistema sólido.

Al moverse las moléculas que constituyen el gas en trayectorias libres y desorganizadas, algunas de ellas chocan con las moléculas del sistema; que se encuentran en la frontera del mismo, éstas se consideran como choques entre esferas elásticas.

Cuando dos esferas sufren un choque perfectamente elástico puede demostrarse analizando el módulo mecánico correspondiente, que la esfera que contenga mayor energía cederá una parte de ésta a la que contenga menor cantidad, tendiendo a igualarse las cantidades de energía contenidas por cada esfera.

En el caso de chocar las moléculas del medio ambiente con las moléculas del sistema, el resultado será que el medio ambiente irá cediendo parte de la energía cinética media de sus moléculas, es decir que irá ganando el sistema S con el resultado que la temperatura T_a del medio ambiente disminuirá y la del sistema T_s aumentará, si el sistema y el medio ambiente se mantienen en contacto, este intercambio de energía se mantendrá hasta que las energías cinéticas medias del sistema y medio ambiente se igualen, e sea hasta que sus temperaturas se encuentren en equilibrio térmico en ese momento cesará la transferencia de calor.

Una vez incrementada la energía de las moléculas del sistema S más próximas a la frontera, éstas moléculas sobre-excitadas, excitarán a su vez a las moléculas que las rodean, cediéndoles parte de su exceso de energía y así se irá transmitiendo el incremento de energía cinética a las moléculas del sistema.

Cuando a un sistema termodinámico de masa m , compuesto de una sustancia determinada, se le transfiriere energía en forma de calor, puede observarse experimentalmente que el efecto logrado es un incremento en la temperatura del sistema; este incremento de temperatura depende de la cantidad de calor transferido al sistema, de la masa del mismo y de un factor que depende de:

- Del material o sustancia que compone el sistema.
- De las características del proceso durante el cual se intercambia calor.
- Del rango de temperatura en el que se trabaja.

Este factor se denomina Calor Específico de la sustancia y se define como la cantidad de energía en forma de calor que debe cederse a la sustancia para conseguir un incremento de temperatura de un grado.

Las unidades del calor específico en el sistema internacional de unidades serán obviamente:

$$\text{Joule/Kg. } ^\circ\text{K}$$

En virtud de la definición de calor específico la cantidad de calor Q que debe cederse a una masa m de una sustancia que conseguirá un incremento de temperatura será:

$$Q = m c \Delta T \quad \dots (2.21)$$

El calor específico de las sustancias en fase sólida o líquida se mantiene aproximadamente constante para un amplio rango de temperaturas e independientemente del proceso por medio del cual sea intercambiada la energía, por esta razón suele considerarse constante en un gran número de aplicaciones. En cambio en el caso de los gases el valor del calor específico varía considerablemente con la temperatura y depende del tipo de proceso que se efectúe:

Por lo común, se expresan las unidades del calor específico como $\text{Joule/Kg. } ^\circ\text{C}$ ya que Δt es un incremento de temperatura y tiene el mismo valor numérico en $^\circ\text{K}$ ó $^\circ\text{C}$.

El intercambio de energía en forma de calor puede realizarse siguiendo una infinidad de procesos, pero hay dos procesos que en la práctica se presentan frecuentemente, son los procesos a volumen y presión constantes; para cada uno de estos procesos hay un calor específico: a volumen y presión constantes, respectivamente. El calor específico a volumen constante se denota como c_v , el calor específico a presión constante con c_p .

Considerando que el calor específico varía con la temperatura, queda definida por la ecuación:

$$c = \frac{1}{m} \frac{dq}{dT} \quad \dots \quad (2.22)$$

Por lo tanto el calor que debe proporcionarse a un sistema de masa m cuya sustancia tiene un calor específico c , para elevar su temperatura de T_1 a T_2 es:

$$Q = m \int_{T_1}^{T_2} c dT$$

Siendo Q función de la temperatura, en ciertos rangos de presión y temperatura c es casi constante, y para fines de cálculo en ingeniería así se considera.

En un proceso, Q es energía que se intercambia entre n sistemas, que se puede expresar como:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0 \quad \dots \quad (2.23)$$

La ecuación anterior es una suma algebraica. La convención que se adopta es considerar positivo el calor que entra al sistema y negativo al que sale.

Ejemplo 2.4.

Un trozo de cobre de 75 gr. se saca de un horno y se introduce a un vaso de cristal de 300 gr. que contiene 200 gr. de agua fría. La temperatura del agua y del vaso se eleva de 12°C a 27°C . ¿Cuál será la temperatura del horno, considerando que se hay pérdidas de calor al ambiente.

Este ejemplo presenta el caso de dos sistemas que inicialmente se encuentran a diferentes temperaturas y al entrar en contacto tienden al equilibrio térmico así:

-Calor perdido por el cobre + calor ganado por vaso y agua = 0

Para considerar la dirección en que fluye la energía en forma de calor, asignamos al calor que entra a un sistema positivo y al que sale negativo entonces:

$$+m_c c (T_1 - T_2) + (m_v c_v + m_a c_a) (T_2 - T_1) = 0$$

$$+75(4.186)(27 - T_1) + [(300)(0.8) + (200)(4.186)](27 - 12) = 0$$

Donde los valores de c están en Joule, m en Kg. y T en $^\circ\text{C}$, entonces despejando T_1 y haciendo operaciones se obtiene que la temperatura del horno es:

$$T_1 = 333^\circ\text{C}.$$

Ejemplo 2.6

Para medir la temperatura de 100 gr. de agua, se introduce un termómetro de vidrio de 20 gr. con un calor específico de 0.8 Joule/gr. $^\circ\text{C}$. El termómetro estaba inicialmente a la temperatura ambiente de 10°C y al ser introducido en el agua indica 36.2°C . ¿Cuál será la temperatura real del agua antes de ser introducido el termómetro.

$$c_a = 4.186 \text{ Joule/gr. } ^\circ\text{C}$$

$$M_a c_a (T_f - T_{1a}) + M_t c_t (T_f - T_{1t}) = 0$$

Sustituyendo:

$$100(4.186)(36.2 - T_{1a}) = -20(0.8)(36.2 - 10)$$

Despejando:

$$T_{1a} = \frac{119.2 + 1515.2}{418.6} ^\circ\text{C}$$

$$T_{1a} = 37.2^\circ\text{C}$$

2.7 ENERGÍA INTERNA

Si pudiéramos observar, a través de un potente microscopio, las moléculas y los átomos que componen un sistema termodinámico, se vería que se desplazan en el espacio lo cual indica que poseen energía cinética de translación y si las moléculas son grandes también tendrían energía cinética, pero de rotación. Cuando los átomos y moléculas poseen un movimiento de oscilación alrededor de su centro de gravedad, poseen energía vibratoria.

Los electrones al girar alrededor del núcleo, poseen una cierta energía cinética factible de incrementar, pasándolos a una órbita más alejada del núcleo, se diría entonces que están excitados y su energía es superior a los no excitados.

Si se observan las moléculas de un líquido y aún más, de un sólido, se encontrarían ciertas fuerzas de enlace que implican cierta energía potencial asociada a las fuerzas intermoleculares. Además la permanencia de los electrones en sus órbitas es debido a la fuerza de atracción entre el electrón y su núcleo que también es energía potencial. En los líquidos y sólidos estas fuerzas de enlace adquieren gran importancia, ya que es necesario aportar gran cantidad de energía para romperlas, como en el caso de la evaporación.

Los electrones constituyen diminutas corrientes eléctricas que dan lugar a pequeños dipolos magnéticos que son afectados por un campo magnético exterior, estos se orientan, apareciendo una energía asociada a ellos.

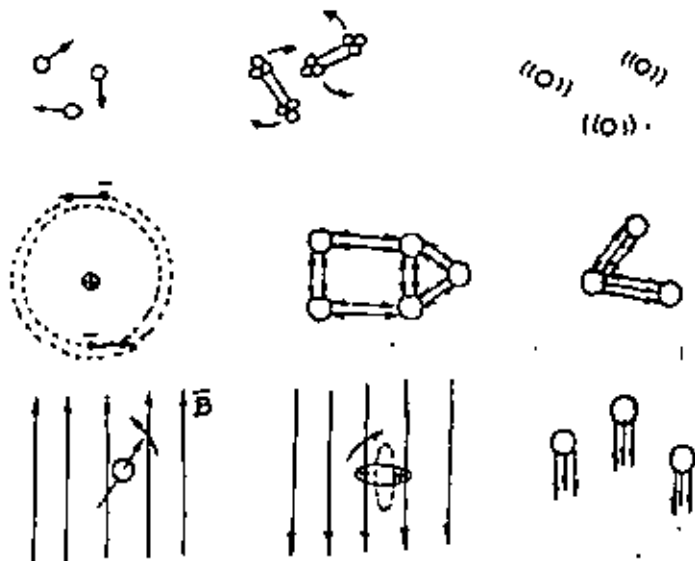
Del mismo modo, la distribución de las cargas eléctricas en un átomo eléctricamente neutro al no ser uniforme, produce la formación de un dipolo eléctrico y la aparición bajo el efecto de un campo eléctrico exterior, de una energía asociada a estos dipolos.

Las partículas también están sometidas al efecto del campo gravitacional exterior, finalmente existen muchos otros tipos de energía, que estos átomos y moléculas pueden contener.

Pues bien, al transferir energía en forma de calor o de trabajo al sistema, la energía interna, que está constituida por la suma de todas las formas de energía a nivel molecular, se verá alterada.

Como la energía transferida en forma de calor es un trabajo microscópico, su efecto sobre un sistema termodinámico es equivalente a la misma cantidad de trabajo transferido.

A excepción de la energía atómica, que todas las sustancias poseen y que se libera al dividir el núcleo, se considera que todas las formas microscópicas de energía constituyen la energía interna del sistema que es energía - como propiedad termodinámica. En el capítulo IV se analizará una definición de energía interna en función de Q y W .



PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS

3.1 INTRODUCCION.

Come se vio en el capítulo anterior, las únicas formas en que los siste-
mas pueden intercambiar energía son calor y trabajo.

Es factible, por medio de las sustancias, transformar el calor en trabajo o viceversa.

La gran aplicación práctica de estas transformaciones es que, por medio de sustancias, se puede obtener energía ordenada para muchas aplicaciones, como el transferir la energía química de un combustible en calor dentro de un motor de combustión interna, obteniendo energía en forma de trabajo que se puede utilizar para impulsar un vehículo, una bomba o un generador de electricidad.

Por lo tanto, es de gran interés conocer el comportamiento de las sustancias cuando se encuentran bajo el efecto de una o varias transferencias de energía y determinar en que condiciones pueden transferir mejor un tipo de energía en otro.

En el estado natural, las sustancias se pueden encontrar en cualquiera de sus tres fases: sólida, líquida o gas; para un gran número de aplicaciones se les puede utilizar en la condición de sólida o líquida, pero la más importante es la fase gaseosa, porque en esta condición las sustancias son capaces de variar ampliamente su volumen. Esta característica es de gran importancia para la transformación del calor en trabajo.

Así pues, si una sustancia es líquida o sólida, es necesario cambiarla a la fase gaseosa para poderla utilizar, por lo que se requiere conocer el comportamiento de la sustancia desde la fase sólida hasta que se transforma en gas.

3.2 CONCEPTOS.

- A) Sustancia Pura: es aquella que tiene una composición química homogénea e invariable en todas las fases. En rigor, es una sustancia idealizada que simplifica la descripción de la materia. Algunas sustancias reales se comportan casi como la sustancia pura.

Por ejemplo, el agua se mantiene como sustancia pura al cambiar de sólida a líquida o líquida a vapor. Por otro lado, la atmósfera terrestre, compuesta por la mezcla de varios gases, cambia su composición cuando pasa de la fase gaseosa a la líquida, pues primero se licúa el oxígeno, quedando en la fase gaseosa el nitrógeno, por lo que en estas condiciones ya no se puede considerar como sustancia pura.

- B) Sustancia Simple: es aquella que tiene una forma relevante de efectuar trabajo.

Por ejemplo, al cambiar de volumen un gas, transfiere energía en forma de trabajo, pero no por magnetización, carga eléctrica o deformación plástica inherentes a los sólidos, sino sólo por el cambio de volumen. Esta es otra simplificación para describir los fenómenos de transferencia de energía en una forma sencilla, pues en realidad los fenómenos son más complejos y las sustancias que en ellas intervienen no actúan de una sola forma. Para simplificar se puede decir que una sustancia simple es aquella que, durante cierto proceso, sólo se le considera una forma única de efectuar trabajo, sin considerar las otras formas por ser despreciables los cambios de energía producidos.

- C) Sustancia Simple Compresible: es aquella cuya única forma importante de realizar trabajo es por la variación de volumen de la sustancia. Corresponde al caso de un gas que se expanda o contrae dentro de un cilindro, obligando a desplazarse a un émbolo.

- D) Postulado de Estado: "El número de propiedades independientes necesarias para determinar el estado termodinámico de un sistema dado, es igual al número de las formas relevantes en que puede transferir energía en forma de trabajo más una".

Este postulado resulta de la experiencia y del conocimiento de las ecuaciones de las sustancias que ligam funcionalmente las propiedades de un sistema dado, como es el caso del gas ideal. Si se calienta o enfría un gas dentro de un recipiente de volumen constante, se puede determinar su temperatura conociendo su volumen y su presión, por medio de la función que relaciona estas tres propiedades. Como a un gas se le considera que tiene una sola forma de realizar trabajo, el número mínimo de propiedades independientes que se requiere para definir su estado son dos: presión y volumen, volumen y temperatura o presión y temperatura, o sea;

$$T = f(P, V)$$

$$P = g(T, V)$$

$$V = h(P, T)$$

3.3

EQUILIBRIO ENTRE FASES.

Para analizar el comportamiento de las sustancias en las fases: sólida, líquida y gas, se hará una distinción entre las sustancias que se expanden al fundirse y las que se contraen al pasar de sólida a líquida. Esto es necesario ya que todas las sustancias, a excepción del agua, aumentan su volumen durante este cambio de fase. Entonces, se iniciará con la descripción del comportamiento del agua y posteriormente se verá el comportamiento de las otras sustancias.

Si al nivel del mar se coloca una cierta cantidad de agua en un cilindro cerrado por un émbolo móvil a 30°C y presión atmosférica normal (1.0132 bar), despreciando el aumento de presión debida al peso del émbolo, se observa que al suministrarle energía en forma de calor la temperatura aumenta, al igual que el volumen del hielo, hasta que alcanza la temperatura de 0°C . La energía suministrada al hielo incrementa la energía vibratoria de las moléculas, o en otras palabras, la energía interna.

Como se puede observar en la figura 3.1, al graficar en un diagrama donde el eje vertical es la temperatura y el horizontal el volumen, la trayectoria que sigue este proceso es una línea recta que parte de "a" y termina en "b" (considerando calor específico del hielo constante).

Si se le proporciona más calor al hielo se podrá observar que la temperatura no aumenta, permanece en 0°C , pero el hielo empieza a fundirse hasta que se transforma totalmente en líquido, trazo b-c, y al mismo tiempo que el volumen disminuye. La energía suministrada al agua es suficiente para romper la estructura cristalina del hielo, de tal manera que las moléculas resbalan unas sobre otras, sometidas todavía a fuerzas de cohesión. La particularidad del agua estriba en que la distancia que hay entre la molécula de H_2O y el átomo de O se acerca de tal forma que el volumen que ocupa la molécula de H_2O se reduce al pasar de sólido a líquido.

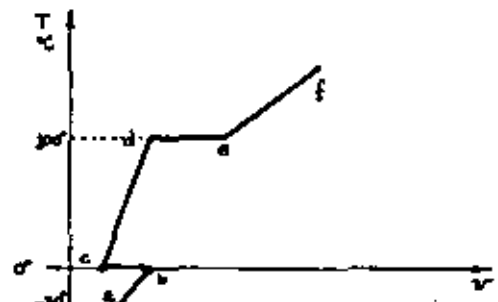


Fig. 3.1 Variación de T-v durante el cambio de fases del agua.

Por otro lado, si la transferencia de energía se detiene durante el cambio de fase, es posible que coexistan indefinidamente en condición de equilibrio las dos fases del agua: sólido y líquido. Si después de los 0°C al líquido se le sigue suministrando energía en forma de calor, su temperatura aumenta y su volumen disminuye hasta que llega a los 4°C , a partir de ahí aumentan tanto la temperatura como el volumen hasta llegar a los 100°C , trazo c-d. Al llegar a este punto empiezan a desprenderse las moléculas de agua de la fase líquida, o sea, empieza a cambiar de líquido a la fase vapor, permaneciendo ahora la temperatura a 100°C hasta que se complete el cambio de fase de toda el agua, trazo d-e.

Cuando el agua está como líquido a 100°C , su energía vibratoria se compensa por la acción de las fuerzas intermoleculares, pero al ganar más energía vencen a dichas fuerzas y se desprenden las moléculas del líquido para formar el vapor de agua. Este trae como consecuencia un aumento notable en el volumen del agua, transformada ya en vapor. Si al vapor se le da energía, el vapor absorbe esta energía dando como resultado un aumento en la energía cinética de sus moléculas, lo que se va a manifestar en un aumento en la temperatura y en el volumen del vapor, trazo e-f.

Como se mencionó en el capítulo anterior, la energía que ha ganado el agua durante cada una de las procesos anteriores se puede expresar en función del aumento de temperatura, de la cantidad de masa, y de una constante que depende de la condición particular de la materia: el calor específico, así entonces:

$$E = m c (T_2 - T_1) \quad \dots \text{Ec. (3.1)}$$

Aunque esto es cierto para los procesos a-b, c-d y e-f de la fig. 3.1, no se cumple para b-c y d-e que son los procesos de cambio de fase y en los cuales la temperatura permanece constante. Lo que sucede realmente, es que la energía que entra al sistema se aplica en liberar las moléculas de la estructura cristalina, cuando el cambio es de sólido a líquido, o para vencer la fuerza de cohesión, si el cambio es de líquido a gas. La cantidad de energía necesaria para vencer estas fuerzas, se ha determinado empíricamente y se puede calcular por medio de relaciones termodinámicas entre las propiedades que varían en el cambio de fase. Esta cantidad de energía se denomina calor de transformación, entonces la energía ganada por el sistema en un cambio de fase es:

$$E = m C_f \quad \dots \text{Ec. (3.2)}$$

Esta ecuación cuantifica la energía necesaria para cambiar de fase a kilogramos de materia. El valor de C_f es característico de cada sustancia y depende del tipo de cambio de fase, es decir, si el cambio es de sólido a líquido o si es de líquido a vapor.

Ejemplo. 3.1

Se funden 3 kg de hielo inicialmente a una temperatura de 258°K y el estado final de la sustancia es líquido a 304°K , todo el proceso se realiza a presión atmosférica normal. Encuentra la cantidad de energía necesaria para realizar este proceso.

Solución:

Datos $T_i = 258^{\circ}\text{K}$; $C_{\text{hielo}} = 1946.5 \frac{\text{Joule}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}}$
 $T_f = 304^{\circ}\text{K}$; $C_{\text{fusión}} = 334,880 \frac{\text{Joule}}{\text{kg}}$
 $m = 3 \text{ kg}$; $C_{\text{no líquida}} = 4186 \frac{\text{Joule}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}}$

Se ocupa una cantidad de energía en llevar el hielo de la temperatura inicial a la temperatura de fusión que se calcula con: $E = m C_{H_2O} (T_m - T_i)$ donde T_m es la temperatura de fusión; $T_m = 273^\circ K = T_x$ la

Otra cantidad energía se necesita para realizar el cambio de fase de sólido a líquido y se calcula con:

$$E_{H_2O} = m C_{H_2O}$$

Por último se necesita otra cantidad energía para llevar el líquido desde la temperatura 2 hasta T_2 ; $E = m C_{H_2O} (T_2 - T_1)$ entonces

$$E_T = E_{H_2O} + E_{H_2O} + E_{H_2O} = m [C_{H_2O} (T_m - T_i) + C_T + C_{H_2O} (T_2 - T_x)]$$

$$E_T = 3 [1946.5 (273 - 250) + 334,880 + 4186 (304 - 273)]$$

$$E_T = 3 [29,197.5 + 334,880 + 129,766] = 3 [493,843.5]$$

$$E_T = 1,481,530.5 \text{ Joule.}$$

Si todo el proceso anterior de llevar el agua desde su fase sólida - hasta su fase gaseosa, dejando la presión constante, se repite a una presión diferente, por ejemplo la correspondiente a la ciudad de México, se encuentra que el hielo se funde a $0^\circ C$, pero la evaporación se inicia a $92.5^\circ C$ y si se grafica en la misma forma que en la fig. 3-1, se obtiene una curva similar, figura 3.2.

Repetiendo el experimento a valores de presión que se vayan incrementando infinitesimalmente, se puede construir una gráfica donde los puntos de inflexión de los procesos formen líneas continuas que muestran el inicio y terminación de los cambios de fase en cualquier proceso.

A medida que se incrementa la presión en el desarrollo anterior se observa que en el cambio de líquido a gas, la energía necesaria para efectuar el cambio de fase va disminuyendo, es decir a mayor presión menor energía para efectuar el cambio de fase; esto ocurre por debajo de una presión característica llamada presión del punto crítico - y es la causa de que se origine una "campana".

Se le llama punto crítico al punto de máxima presión en el cual se presenta una transformación de la sustancia de la fase líquida a la gaseosa sin que haya una coexistencia de las fases líquida y gaseosa, como sucede abajo de este punto, en donde se tiene una interfase bien definida. Si se realiza el proceso a una presión mayor que la del punto crítico, los primeros procesos son iguales, pero una vez que se tiene la sustancia en forma líquida y se le sigue suministrando energía ya no se va a tener ningún estado en el que se presente una interfase definida, tan solo se va a tener un líquido que va disminuyendo su densidad hasta tener las características de un gas, pero nunca se va a presentar una división de la sustancia en 2 fases.

A la región que está por encima del punto crítico se le llama región super-crítica y a los estados localizados en esta región se les denominan estados supercríticos.

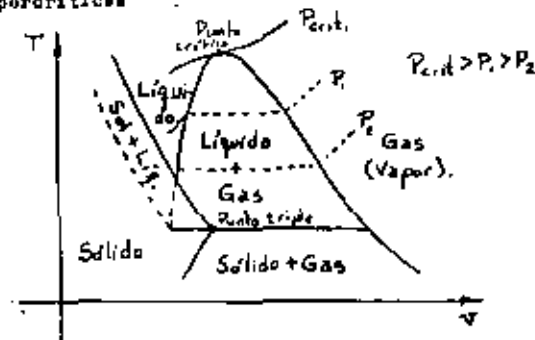


Fig. 3-2. Diagrama T-v para una sustancia que se contrae al licuarse.

La curva en forma de campana recibe el nombre de curva de saturación, la zona a la izquierda de la curva de saturación muestra la fase líquida que comúnmente se denomina de líquido subenfriado o líquido comprimido. La parte de la curva que supera los nombres de líquido y líquido de vapor hasta el punto crítico, ver fig. 3.2, se denomina línea de líquido saturado, y a la presión y temperatura del cambio de fase, que como se puede observar son dependientes entre sí, presión y temperatura de saturación.

Cuando el líquido se ha evaporado totalmente se encuentra en la línea de vapor saturado, acción derecha de la curva, partiendo del punto crítico. Si las propiedades del vapor se localizan a la derecha de la línea de vapor saturado, se encuentra, en la zona de vapor sobrecalentado.

Si al vapor sobrecalentado se le sigue dando energía, la sustancia sigue almacenando energía, y a muy altas temperaturas las moléculas de la sustancia empiezan a disociarse, es decir las moléculas se rompen y se tienen átomos separados que al seguir recibiendo energía empiezan a perder electrones, es decir se ionizan y por tanto se crean campos eléctricos y magnéticos. En estas condiciones la sustancia ya no es compresible simple, pues su principal forma de realizar trabajo no es por cambio de volumen sino por cambio en la magnetización o polarización, y ya no recibe más el nombre de vapor, en estas condiciones de ionización se le denomina plasma.

Cuando la presión de la masa de hielo a $-30^\circ C$ con la cual se han realizado los anteriores experimentos toma el valor de 0.006109 bar y se le suministra energía, al llegar a la temperatura de $-0.01^\circ C$ empezará a cambiar a la fase líquida, pero lo peculiar es que a la vez que se transforma en líquido, también se convierte en vapor. A estas condiciones de cambio de fase se les denomina punto triple, por tanto es posible, en condiciones de equilibrio, la coexistencia de las tres fases.

Ahora bien si la presión es menor al valor anterior, el sólido al recibir energía cambiará a la fase vapor directamente, sin pasar por la fase líquida. A este cambio de fase se le llama sublimación.

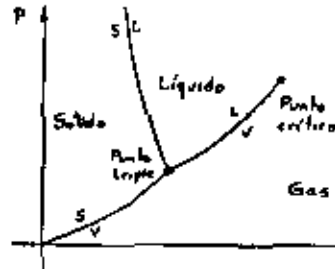


Fig. 3.3 Diagrama Presión-Temperatura de una sustancia que se condensa al licuarse.

Toda lo visto anteriormente se puede representar en un diagrama presión-temperatura, en el cual se grafican los estados en los que se verifican los cambios de fase líquido-vapor, sólido-líquido y sólido-vapor, figura 3.3.

Hasta aquí se ha analizado el agua por tener la peculiaridad de contraerse cuando se funde; ahora se enfocará la atención sobre las sustancias puras que siempre aumentan de volumen al ganar energía.

Utilizando el mismo dispositivo descrito, el cilindro con un émbolo de peso despreciable y sin fricción, se introduce una sustancia sólida y se le suministra calor; tomando en cuenta que el proceso se realiza a presión constante, la variación del volumen con respecto a la temperatura será como se muestra en la figura 3.4, tramo a-b.

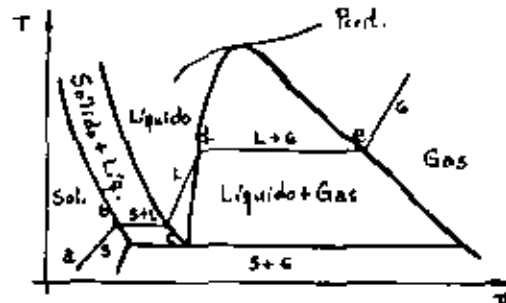


Fig. 3.4 Diagrama Temperatura-volumen de una sustancia que se expande al fundirse.

En el estado "b" se inicia la fusión, y tanto la presión como la temperatura permanecen constantes mientras coexisten las fases líquida y sólida. Como se puede observar el volumen del estado "c" es mayor que el del estado "b".

Un aumento de energía, ahora a la sustancia en la fase líquida da como resultado un incremento en la temperatura y el volumen, hasta alcanzar el estado "d" donde el líquido comienza a evaporarse.

Entre los estados "d" y "e" coexisten las fases líquida y vapor, permaneciendo constantes la presión y la temperatura; en este cambio de fase ocurre el mayor cambio en el volumen de la sustancia.

Cuando se alcanza el estado "e" el líquido se ha transformado totalmente en vapor; si se proporciona más energía se obtendrán incrementos tanto de volumen como de temperatura del vapor.

Si se repite el experimento a diferentes presiones, se pueden obtener una serie de procesos a presión constante cuyos puntos de inflexión, inicio y término de cambio de fase, delimitan la gráfica mostrada en la figura 3.4, donde se muestran las líneas de saturación que delimitan las zonas de sólido, sólido-líquido, líquido, líquido-vapor y vapor sobrecalentado. Al igual que el agua, todas las sustancias cuando están sometidas a baja presión presentan el fenómeno de sublimación, así como la existencia en equilibrio de las tres fases, llamada punto triple, y a alta presión los estados supercríticos.

3.4 GAS IDEAL.

Caso se indicó en un principio, las sustancias simples compresibles son de primordial importancia en las transferencias de la energía, por lo cual es necesario analizar más detalladamente a las sustancias en la fase gaseosa.

Desde el siglo XVII la experimentación realizada sobre el comportamiento de los gases permitió establecer una serie de leyes que se consideran exactas, sin embargo, con el paso del tiempo se mejoró la precisión de los experimentos y se encontró que los gases reales se comportan de modo aproximado a tales leyes, nunca algunas se alejan demasiado de tal comportamiento.

La ventaja que presentan estas leyes es la simplicidad de las ecuaciones, que dentro de ciertos rangos describen con mucha precisión el comportamiento de las propiedades termodinámicas de la sustancia durante un proceso dado.

Por otro lado, el comportamiento de los gases reales, tal como puede conocerse en las investigaciones experimentales con medios modernos, da como resultado modelos matemáticos sumamente complejos, y por esto, difíciles de manejar.

Como consecuencia de lo anterior, se ha hecho costumbre para una gran variedad de aplicaciones prácticas de la ingeniería, analizar el comportamiento de los gases reales mediante estas leyes sencillas aceptándolas como buena aproximación y considerando que el gas se comporta idealmente.

Las características de el gas ideal desde el punto de vista microscópico son: gas monoatómico en el que las fuerzas intermoleculares son nulas, los choques entre moléculas son perfectamente elásticos y la única forma en que las moléculas pueden variar su energía es por variación en su energía cinética exclusivamente.

A continuación se presentan estas leyes de las cuales se obtiene, relacionándolas entre sí, una ecuación general que permitirá determinar cualquier estado particular del gas conociendo dos propiedades independientes.

A.- Ley de Boyle-Mariotte.

Si se realiza una compresión o expansión de un gas en el cilindro - ánabolo de la figura 3.5, manteniendo la temperatura constante por medio de un baño de agua y hielo, se podrá observar que la presión varía en proporción inversa a la variación del volumen, si el volumen aumenta la presión disminuye, y viceversa.

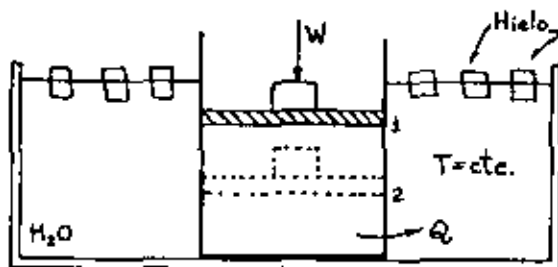


Fig. 3.5 Experimento para deducir la ley de Boyle/Mariotte.

Si se aumenta más la presión el volumen vuelve a disminuir; de tal manera que esta ley se puede enunciar como sigue: "a temperatura constante, los volúmenes ocupados por un gas son inversamente proporcionales a las presiones soportadas por el mismo".

En cualquier estado, ese sistema termodinámico (gas dentro del cilindro - ánabolo), cumplirá con la siguiente relación matemática entre presión y volumen:

$$PV_1 = P_2V_2 = \dots = P_nV_n = \text{cte.} \quad \dots \text{Ec. (3.3)}$$

donde V el volumen del gas en metros cúbicos y P la presión absoluta en dina.

La ecuación 3.3 puede representarse gráficamente como lo muestra la figura 3.6 que muestran tres procesos de el gas perfecto a las temperaturas constantes T1, T2 y T3. La relación PV = cte. representa una hipérbola en equilibrio, y el valor de la constante es mayor cuando la temperatura es mayor.

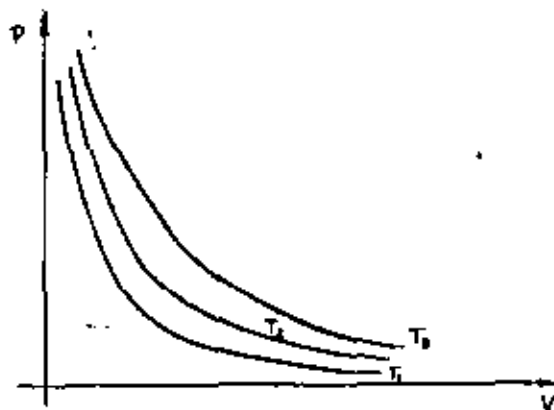


Fig. 3.6 Representación gráfica del proceso a temperatura constante de un gas ideal. Las hipérbolas de la figura 3.6 se denominan curvas isotérmicas, y el proceso seguido por un gas cuando describe una isotérmica se llama proceso isotérmico. A continuación se presenta un ejemplo sencillo donde se aplica esta ley.

Ejemplo 3.2.

Un tanque de 0.4 m^3 contiene 2 Kg de oxígeno a la presión de 2 bara y con una temperatura de 300°K . Si el gas se comprime a un volumen de 0.1 m^3 dejando la temperatura constante ¿Cuál será la presión dentro del tanque?

Solución:

Como la temperatura es constante en este proceso podemos aplicar la -
Ec. 3.3) y despejar de ahí la presión final del gas dentro del tanque.

$$\text{Datos: } P_1 = 2 \text{ bars}$$

$$V_1 = 0.4 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 0.1 \text{ m}^3$$

$$P_2 V_2 = P_1 V_1$$

$$P_2 = P_1 \frac{V_1}{V_2} ; P_2 = 2 \left[\frac{0.4}{0.1} \right]$$

$$P_2 = 8 \text{ bars.}$$

B.- Ley de Gay-Lussac-Charles.

Gay-Lussac-Charles midió el coeficiente de expansión volumétrica con -
respecto a la temperatura de varios gases, para hacerlo tuvo que man-
tener la presión constante, de lo contrario los grandes cambios de volu-
men debidos a los cambios de presión le hubieran ocultado las vari-
aciones de volumen debidas a la temperatura.

Una manera de mantener la presión constante en un proceso es por medio
de un dispositivo cilindro émbolo, el émbolo debe deslizar sin fric-
ción y se le coloca un peso encima para mantener una presión constante
dentro del cilindro. Al suministrarle energía en forma de calor al sis-
tema, éste mantendrá su presión constante, y el volumen y la temperatu-
ra podrán cambiar libremente, figura 3.7.

El resultado observable es que si aumenta la temperatura del gas, au-
menta el volumen, y si disminuye la presión a su vez disminuye el volu-
men.

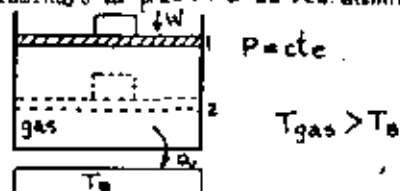


Fig. 3.7. Experimento para demostrar la ley de Gay-Lussac-Charles.

Ahora bien, si V_0 es el volumen inicial del gas a la temperatura T_0 y
 V el volumen que alcanza cuando la temperatura cambia al valor T , se
puede escribir:

$$V = V_0 \left[1 + \beta(T - T_0) \right] \quad \dots \text{Ec. (3.4)}$$

Lo que Gay-Lussac-Charles encontró, fue que en todos los gases experimen-
tados el coeficiente de expansión volumétrica tiene el mismo valor:

$$\beta = 0.00366 \frac{1}{^\circ\text{C}}$$

Éstose que 0.00366 es aproximadamente $1/273$, lo cual indica que el volu-
men de una masa dada de gas, a presión constante, aumenta $1/273$ de su
valor inicial por cada grado Kelvin que se incrementa su temperatura. -
En otras palabras durante un proceso a presión constante, el cambio
de volumen de un gas es directamente proporcional al cambio de tempera-
tura, de tal manera que en este proceso la relación entre V y T para un
gas es:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \dots = \frac{V_n}{T_n} = \text{cte} \quad \dots \text{Ec. (3.5)}$$

donde V es el volumen del gas en m^3 y T la temperatura absoluta expresada
en grados Kelvin.

La relación anterior es la ecuación de una línea recta que parte del ori-
gen, por tanto su representación en un diagrama T - V es como lo mues-
tra la figura 3.8; este proceso recibe el nombre de isobárico, a presión
constante, y la línea que lo representa se le denomina isobara.

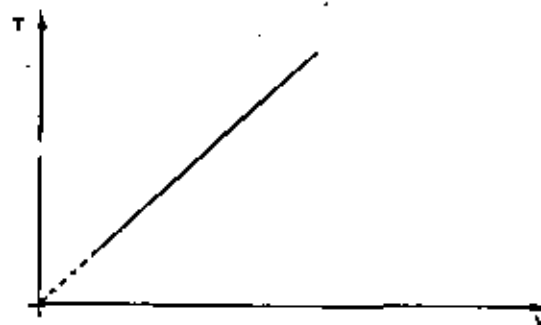


Fig. 3.8. Representación gráfica de un proceso a presión constante de
el gas ideal.

Ejemplo 3.3

Antes de poner un globo con gas cerca de un calentador su volumen era
 0.5 m^3 y su temperatura 295°K , después de cierto tiempo de permanecer
junto al calentador se mide de nuevo su temperatura y resulta de
 305°K . ¿Cuánto volumen ocupa ahora?

Solución:

Como las paredes del globo son elásticas, podemos decir que el gas en su interior sufrió un proceso a presión constante y por tanto podemos aplicar la Ec. 3.4

Datos.

$$T_1 = 295^\circ\text{K}$$

$$V_1 = 0.5 \text{ m}^3$$

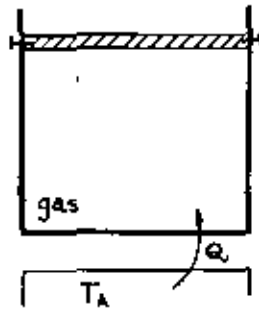
$$T_2 = 305^\circ\text{K}$$

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} ; V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1}$$

$$V_2 = 0.5 \frac{305}{295} ; V_2 = 0.52 \text{ m}^3$$

C.- Ley de Charles.

Si dentro de un recipiente de volumen invariable, Fig. 3.9, se calienta o enfría un gas, se podrá observar que cuando la temperatura aumenta la presión también aumenta y viceversa. De este experimento se puede enunciar lo siguiente: a volumen constante, las presiones ejercidas por un gas aumentan o disminuyen en proporción directa a la variación de temperatura.



$$V = \text{cte.}$$

$$T_A > T_{\text{gas}}$$

Fig. 3.9. Experimento para demostrar la ley de Charles.

La ley de Charles expresada matemáticamente tiene la siguiente forma:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \dots = \frac{P_n}{T_n} = \text{cte.} \quad \dots \text{ Ec. (3.6)}$$

Esta relación entre la presión y temperatura de un gas, cuando el volumen es constante, se puede representar gráficamente como se muestra en la figura 3.10; a este proceso se le llama isocórico y a la línea que lo representa se le llama isocora.

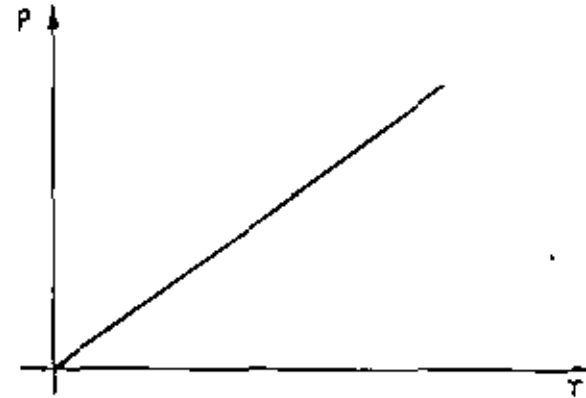


Fig. 3.10. Representación gráfica del proceso a volumen constante.

Ejemplo 3.4

Un automovilista midió la presión de las llantas de su automóvil a la temperatura de 293°K y el medidor marcó 1.7 bar. Luego de hacer un viaje, volvió a medir la presión y encontró que ahora la presión aumentó en 0.5 bar. Si la presión atmosférica vale 1 bar, y suponiendo que las llantas son rígidas, es decir que no se dilataron con el aumento de temperatura, ¿Cuál es la temperatura de las llantas al final del viaje?

Solución:

Dado que se supone que el volumen del gas dentro de las llantas no aumenta, podemos aplicar la ley de Charles.

Datos:

$$T_1 = 293^\circ\text{K}$$

$$P_1 = 1.7 \text{ bar}$$

$$P_2 = P_1 + 0.5 \text{ bar}$$

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} ; T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1}$$

$$T_2 = 293 \left[\frac{2.2}{1.7} \right] ; T_2 = 379.18^\circ\text{K}$$

D.- Ley de Joule.

Esta ley es también de carácter experimental y establece que la energía interna de un gas es únicamente función de la temperatura absoluta, o sea, que la temperatura absoluta que el gas manifiesta es un índice de su energía interna.

E.- Ecuación característica de un gas ideal.

Como se vio: las leyes de Boyle-Mariotte, Gay-Lussac-Charles y Charles describen la relación que existe entre las propiedades del gas ideal cuando una de ellas permanece constante, ya sea presión, volumen o temperatura, como se muestra en la figura 3.11.

Para deducir la ecuación característica del gas ideal vamos a utilizar la figura 3.11 donde se presentan 3 estados diferentes de una cantidad unida entre sí por diferentes procesos.

Si se eligen los estados 1 y 2 arbitrariamente y por 1 pasa un proceso isotérmico y por el estado 2 pasa un proceso isométrico, estos dos procesos tendrán un estado común, en donde se interceptan, al que designaremos 3. Como la ley de Boyle-Mariotte es cierta para los estados 1 y 3, entonces:

$$P_1 V_1 = P_3 V_3, \quad \text{y como } T_1 = T_3$$

dividiendo ambos miembros:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \quad \dots \text{Ec (3.7)}$$

La ley de Gay-Lussac-Charles se cumple en los estados 2 y 3, por lo que:

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2} \quad \text{y como } V_3 = V_2$$

multiplicando ambos miembros:

$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \dots \text{Ec (3.8)}$$

igualando Ecs. (3.7) y (3.8):

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} = \dots = cte \quad \dots \text{Ec (3.9)}$$

resultado que es independiente de como se hayan elegido los estados 1 y 2. Por lo tanto, la expresión PV/T tiene el mismo valor para cualquier estado de una masa definida de gas ideal.

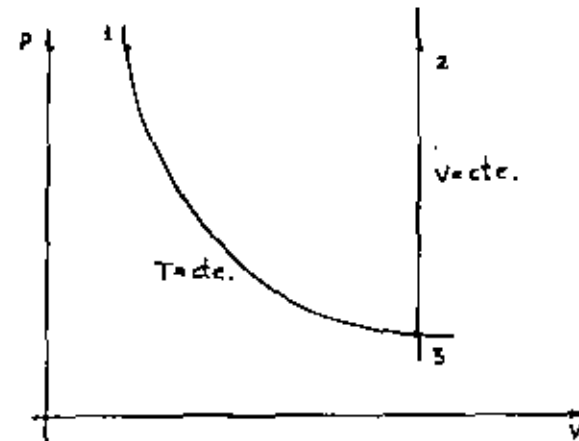


Fig. 3.11. Representación gráfica de las relaciones entre la presión el volumen y la temperatura de un gas ideal.

Como $v = V/m$, que es el volumen específico, y considerando que para un cierto proceso la masa del gas permanece constante, sustituyendo en 3.9, también se puede expresar:

$$\frac{P v m}{T} = cte_1 \quad \dots \text{Ec (3.10)}$$

y dividiendo entre m :

$$\frac{P v}{T} = cte_2 \quad \dots \text{Ec (3.11)}$$

Si se evalúa la constante en forma experimental se encuentra que para cada gas tiene un determinado valor, al cual se le llama constante particular del gas, y su representación con la letra R , por lo que la ecuación característica de un gas ideal queda:

$$PV = RT \quad \dots \text{Ec. (3.12)}$$

y en función del volumen total y de la masa

$$PV = mRT \quad \dots \text{Ec. (3.13)}$$

donde P es la presión absoluta, V el volumen del gas, m la masa, R la constante particular del gas y T la temperatura absoluta.

Las unidades de R siempre serán de energía por unidad de masa y por grado de temperatura, así en el sistema internacional las unidades son:

$$[R] = \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

G.- Ejemplo 3.5

2 Kg de un gas efectúan un proceso partiendo de un estado inicial en el que $P=1$ bar, $V=0.2 \text{ m}^3$ y $T=300^\circ\text{K}$, hasta un estado final en el que $P=4$ bars y $V=0.15 \text{ m}^3$, encuentra la temperatura final y el valor de la constante particular del gas.

Solución:

Datos: $m = 2 \text{ Kg}$, $P_1 = 1 \text{ bar}$, $P_2 = 4 \text{ bars}$
 $V_1 = 0.2 \text{ m}^3$, $V_2 = 0.15 \text{ m}^3$
 $T_1 = 300^\circ\text{K}$

$$R = \frac{P_1 V_1}{m T_1} = \frac{1(0.2)10^5}{2(300)}$$

$$R = 33.334 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{m R} = \frac{4(0.15)10^5}{2(33.334)}$$

$$T_2 = 899.98^\circ\text{K}$$

F.- Ley de Avogadro.

A igualdad de presión, temperatura y volumen, gases diferentes tienen el mismo número de moléculas.

El número de moles de un gas se define como la relación de la masa del gas a su peso molecular y se denota como:

$$n = \frac{m}{M} \quad \dots \text{Ec. (3.14)}$$

donde n es el número de moles, m es la masa y M es el peso molecular.

Para visualizar mejor esta ley podemos poner dos sustancias diferentes en fase gaseosa dentro de recipientes de igual volumen, esperamos a que tengan la misma temperatura y si están a la misma presión, entonces tendrán el mismo número de moles. Si no tienen igual presión no tienen igual número de moles aun teniendo la misma masa.

Si tienen igual número de moles, entonces llamando a una sustancia A y B a la otra, se tiene:

$$n_A = n_B$$

y por la definición de mol:

$$\frac{m_A}{M_A} = \frac{m_B}{M_B} \quad \dots \text{Ec. (3.15)}$$

G.- Ecuación General del Gas Ideal.

Como vimos en el inciso anterior cuando dos gases tienen igual presión, volumen y temperatura se cumple que:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{m_1}{m_2}$$

y de la ecuación característica del gas ideal se tiene que:

$$m_1 = \frac{PV}{R_1 T} \quad \text{y} \quad m_2 = \frac{PV}{R_2 T} \quad \text{ya que: } \begin{matrix} P_1 = P_2 = P \\ T_1 = T_2 = T \\ V_1 = V_2 = V \end{matrix}$$

sustituyendo se tiene:

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\frac{PV}{R_1 T}}{\frac{PV}{R_2 T}} \quad \text{y entonces} \quad \frac{M_1}{M_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

y acomodando:

$$M_1 R_1 = M_2 R_2 = \text{cte.} \quad \text{Ec. (3.16)}$$

Esta relación se cumple para todos los gases ideales e indica que el producto del peso molecular por la constante particular del gas siempre da un valor constante al cual se denomina constante universal del gas ideal y se representa por una R con una tilde, así:

$$MR = \bar{R} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

sustituyendo R de la Ec. (3.17) en la Ec. (3.13)

se tiene:

$$PV = m \frac{\bar{R}}{M} T \quad \text{Ec. (3.18)}$$

pero $\frac{m}{M}$ es el número de moles y entonces

$$PV = n \bar{R} T \quad \text{Ec. (3.19)}$$

El valor de \bar{R} se puede obtener en forma experimental y en el Sistema Internacional de unidades tiene el siguiente valor:

$$\bar{R} = 8314 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}_{\text{mol}} \text{ } ^\circ\text{K}}$$

Se observa que las unidades de \bar{R} , no son las mismas de R .

CAPITULO 4

PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

4.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA PARA SISTEMAS CERRADOS.

La primera Ley de la Termodinámica, es la aplicación del principio de conservación de energía a sistemas termodinámicos. Esta ley establece que la energía es una magnitud que se conserva, pudiéndose enunciar así: "La energía no puede crearse ni destruirse, sólo con vertirse de una forma a otra". Para sistemas termodinámicos, que realizan un proceso, este principio se expresa como sigue: "La diferencia entre la energía que entra al sistema y la que sale del mismo, permanece dentro del sistema".

Ahora bien, se ha visto que calor y trabajo son las dos formas de energía en transferencia que cruzan las fronteras de un sistema, cuando éste sufre un cambio de estado, por lo cual para el sistema se define en la Figura 4.1, la Primera Ley de Termodinámica, se

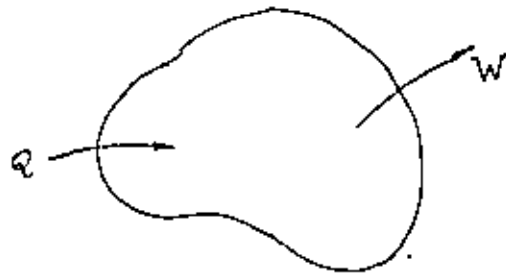


Fig. 4.1

expresa matemáticamente como:

ΔE = Q + W (4.1)

En donde:

ΔE = Diferencia de energía que permanece en el sistema.

Q = Calor transferido.

W = Trabajo transferido.

Es obvio que Q y W son las sumas algebraicas de todas las cantidades de calor y trabajo que el sistema intercambia cuando ocurre el proceso, usando la convención de signos que sería positiva si entran al sistema y negativa si salen del sistema.

Las unidades de ΔE son las mismas de Q y W, para el sistema internacional serán por tanto Joules.

La ecuación 4.1 vista anteriormente, no se puede verificar experimentalmente, en virtud de que ΔE, no se puede medir directamente, por lo cual partiendo del siguiente desarrollo y ciertos hechos experimentales, para llegar a la misma ecuación y además, demostrar que la energía que se almacena en los sistemas, es una propiedad termodinámica de los mismos.

Consideremos el experimento de Joule para determinar el equivalente mecánico del calor. Con dicho experimento, se puede demostrar que para elevar la temperatura de la sustancia que se utiliza en el sistema, a cierto valor, se necesita siempre la misma cantidad de trabajo y además que se puede llegar a ese valor proporcionando una cantidad equivalente de calor y posteriormente se llega a la temperatura inicial extrayendo la misma cantidad de calor, con lo cual se concluye que para este sistema que ha realizado un ciclo, las cantidades totales de trabajo y calor intercambiadas durante el ciclo, son iguales. En general, siempre es posible demostrar que para cualquier sistema que realice un ciclo, el calor total intercambiado es igual al trabajo total intercambiado en valor absoluto pero diferente en signo, es decir:

(ΣQ) ciclo = - (ΣW) ciclo (4.2)

Si expresamos en forma diferencial al calor y al trabajo, tenemos:

∮ δQ = - ∮ δW (4.3)

Las igualdades (4.2) y (4.3), implican que Q y W son para un ciclo cuantitativamente iguales, aunque en realidad se manifiestan físicamente en forma diferente.

Deduzcamos ahora la Primera Ley de la Termodinámica, cuando en un sistema se realiza un cambio de estado; para tal efecto, consideremos que el sistema efectúa un cambio de estado de 1 a f, siguiendo el proceso A a el proceso B y que regresa al estado 1 siguiendo el proceso C como se muestra en la Gráfica P-V de la Figura 4.2.

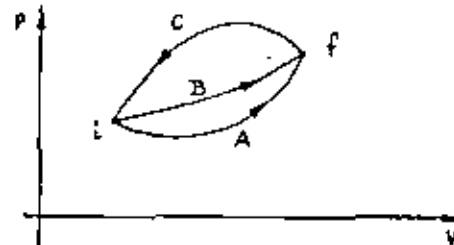


Fig. 4.2

Aplicamos la Primera Ley para el ciclo formado por A y C, descomponiendo la integral cíclica en dos integrales:

$$\int_A^f \delta Q + \int_f^i \delta Q = - \int_A^i \delta W - \int_C^f \delta W$$

Para el ciclo formado por B y C, tenemos:

$$\int_B^f \delta Q + \int_f^i \delta Q = - \int_B^i \delta W - \int_C^f \delta W$$

Pasando los términos $\int_C^f \delta W$ en las expresiones anteriores, al lado izquierdo y al término $\int_A^i \delta Q$ al derecho tenemos:

$$\int_A^f \delta Q + \int_A^i \delta W = - \int_C^i \delta W - \int_C^f \delta Q$$

$$\int_B^f \delta Q + \int_B^i \delta W = - \int_C^i \delta W - \int_C^f \delta Q$$

De las ecuaciones anteriores vemos que podemos hacer la siguiente igualdad:

$$\int_A^f \delta Q + \int_A^i \delta W = \int_B^f \delta Q + \int_B^i \delta W$$

Como A y B son procesos escogidos en forma arbitraria, podemos establecer que para todos los procesos realizados por el sistema, entre los estados i y f, la suma $\int \delta Q + \int \delta W$ siempre es la misma. Es decir la suma de calor y trabajo intercambiados durante un cambio de estado, es independiente del proceso que se siga; por lo cual podemos establecer una propiedad que llamaremos energía del sistema, cuya diferencia entre dos estados está dada por la expresión:

$$E_f - E_i = \int_i^f \delta Q + \int_i^f \delta W \quad (1.4)$$

también:

$$\Delta E = Q + W \quad \dots (4.5)$$

Las ecuaciones (1.4) y (4.5), representan la Primera Ley de la Termodinámica, para un cambio de estado. Estas expresiones son iguales a la expresión (4.1) vista primeramente.

Cuando se realiza un proceso diferencial, la Primera Ley se convierte en:

$$dE = \delta Q + \delta W \quad \dots (4.6)$$

Es interesante notar de las expresiones anteriores, que no obstante que tanto Q como W dependen del proceso seguido, su suma es independiente del mismo y sólo es función de los estados inicial y final e en términos matemáticos, podemos decir que dE es una diferencial exacta, mientras que δQ , δW son diferenciales inexactas.

El término E (energía de un sistema en un estado dado), incluye todas las formas de energía que un sistema puede almacenar, como la energía cinética y potencial, considerando al sistema como un todo; así como también la energía del sistema debida a su estructura molecular y atómica.

A este último término, se designa con la letra U y se llama energía interna del sistema, la cual es una propiedad termodinámica de los sistemas. De lo anterior tenemos que:

$$E = EC + EP + U$$

$$E = 1/2 m \bar{v}^2 + mgz + U$$

Dividiendo entre la masa tendremos a la energía específica:

$$e = \frac{1}{2} \bar{v}^2 + gz + u \quad (4.7)$$

en donde u es la energía interna específica, la cual es una propiedad intensiva definida como:

$$u = \frac{U}{m} \quad \frac{\text{Joules}}{\text{kg}}$$

La primera ley quedará entonces como:

$$\frac{1}{2} m (\bar{v}_f^2 - \bar{v}_i^2) + mg(z_f - z_i) + m(u_f - u_i) = Q + W$$

En muchos casos, tenemos que sólo hay cambio de propiedades termodinámicas (sistemas estacionarios), por lo que la Primera Ley se reduce a:

$$\Delta U = Q + W$$

$$U_f - U_i = Q + W$$

$$m(u_f - u_i) = Q + W \quad (4.9)$$

Debido a que en la Primera Ley sólo nos interesa la diferencia de energía interna entre dos estados, podemos asignar un valor arbitrario U_i , de acuerdo a nuestra conveniencia, a un cierto estado de referencia.

Los procesos siempre ocurren durante un cierto intervalo de tiempo, por lo cual a veces es importante considerar a la Primera Ley por unidad de tiempo, si un proceso diferencial ocurre durante un intervalo de tiempo dt podemos dividir la expresión (4.6) por ese valor, quedando:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta W}{dt}$$

Haciendo:

$$\text{Flujo de calor: } \dot{Q} \equiv \frac{\delta Q}{dt}$$

$$\text{Potencia: } \dot{W} \equiv \frac{\delta W}{dt}$$

tenemos que la Primera Ley por unidad de tiempo, quedará como:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} \quad (4.10)$$

El Profesor William C. Reynolds, recomienda seguir los siguientes pasos para resolver los problemas que involucran la Primera Ley de la Termodinámica.

- 1) Definir el sistema, indicando los centros del mismo.
- 2) Indicar las cantidades de energía que atraviesan la frontera del sistema, que intervengan en el proceso, así como indicar en el dibujo los signos de esas cantidades.
- 3) Indicar el período de tiempo durante el cual se realiza el balance de energía.

- 4) Expresar en términos generales la Primera Ley de la Termodinámica.
- 5) Establecer las hipótesis necesarias y aplicar las ecuaciones de esta de y donde inferencias que sean necesarias para la resolución del problema.

EJEMPLO. 4.1 - Un sistema realiza el proceso 1-2, como se muestra en la Figura 4.3, durante el proceso:

1 - a recibe 50 kJ de calor y durante el proceso a - 2 recibe 25 kJ de calor, calcúlase:

- a) La diferencia de energía interna entre los estados 2 y 1.
- b) Si el sistema sigue la trayectoria recta entre 1 y 2, ¿qué cantidad de calor se intercambia durante el proceso?
- c) Si el sistema sigue la misma trayectoria del inciso b), pero en el sistema existe un dispositivo de agitación, se vide por un motor que consume 1 kW. ¿Cuál será ahora la cantidad de calor, si el proceso se realiza en 5 seg.?

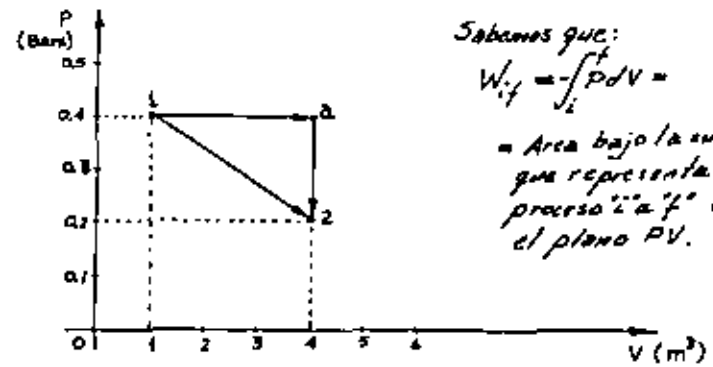


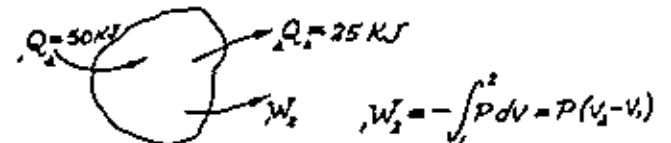
Fig. 4.3

Sabemos que:

$$W_{12} = -\int_1^2 P dV =$$

= Área bajo la curva que representa el proceso 1 a 2 en el plano P-V.

- a) Para el proceso 1 a 2



El trabajo será el realizado durante el proceso 1 - a ya que el proceso a2 es a volumen constante y no se indica que se transfiera trabajo al sistema de otra forma, entonces:

$$W_2 = -\frac{0.4 \times 10^6 \times (4-1)}{10^3} = -120 \text{ kJ}$$

Aplicand Primera Ley tenemos:

$$\Delta U_{12} = \sum Q + \sum W$$

$$\Delta U_{12} = (50 - 25) + (-120) = -95 \text{ KJ}$$

b) Para el proceso 1 - 2 siguiendo la línea recta, tenemos:



Como $W_{12} = -\int P dV$
 = Área bajo la
 curva del proceso 1-2
 que es un trapecio.

pero: $W_{12} = -\frac{(0.4 + 0.2) \times 10^5 (4-1)}{2 \times 10^3} = -90 \text{ KJ}$

$$\Delta U_{12} = Q + (-90)$$

$$-95 = Q - 90$$

$$Q = 90 - 95$$

$$Q = -5 \text{ KJ}$$

El signo contrario al supuesto, indica que el calor sale del sistema.

c) Para el proceso 1 - 2 incluyendo el dispositivo de agitación, tenemos:

$$W_{\text{aj}} = \dot{W}_{\text{aj}} \times \Delta t = 1 \times 5 = 5 \text{ KJ}$$

$$= [\text{Kwatt}][\text{seg}] = \text{KJoule}$$

y es positivo por entrar al sistema.

Aplicando la Primera Ley:

$$-95 = Q_2 + (-90 + 5)$$

$$Q_2 = -10 \text{ KJ}$$

EJEMPLO 4.2 - Una cierta sustancia realiza un ciclo termodinámico en una máquina, produciendo 10 KJ de trabajo neto en cada ciclo.

¿Cuál es la cantidad neta de calor que se entrega a la sustancia durante el ciclo?

b) Completar las cantidades que faltan en la siguiente tabla:

T A B L A 4.1

Proceso	W	Q	ΔU	
1-2	+10	0		KJ
2-3	0		45	KJ
3-4	-20		-20	KJ
4-1				KJ

Solución:

a) Como:

$$\oint \delta Q = -\oint \delta W \quad y$$

$$\oint \delta W = -10 \text{ KJ} \quad (\text{porque sale del sistema})$$

Tenemos: $\oint \delta Q = -(-10) = 10 \text{ KJ}$

b) Para el proceso 1 - 2

$$\Delta U_{12} = Q_2 + W_2$$

$$\Delta U_{12} = 0 + 10$$

$$\Delta U_{12} = 10 \text{ KJ}$$

Para el proceso 2 - 3

$$Q_3 = \Delta U_{23} - W_3$$

$$Q_3 = 45 - 0 = 45 \text{ KJ} \quad \text{entra al sistema}$$

Para el proceso 3 - 4

$$Q_4 = \Delta U_{34} - W_4 = -20 + 20 = 0$$

$$Q_4 = 0$$

Come en el proceso 4 - 1 no se conoce ninguna cantidad, vamos a cancelar todo el ciclo.

$$\oint \delta w = w_2 + w_3 + w_4 + w_1$$

$$-10 = 10 + 0 + (-20) + w_1$$

$w_1 = -10 - 10 + 20$ no se realiza trabajo en el proceso.

$w_1 = 0$; para el calor Q_1 , tomaremos todo el ciclo:

$$\oint \delta Q = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_1$$

$$Q_1 = 10 - 45 = -35 \text{ KJ} \text{ sale del sistema; } Q_1 = -35 \text{ KJ}$$

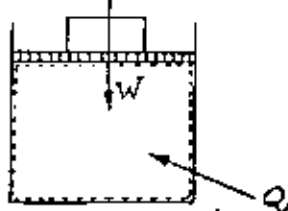
$\oint \delta U = 0$ por ser U una propiedad

$$0 = \Delta U_{12} + \Delta U_{23} + \Delta U_{34} + \Delta U_{41}$$

$$0 = 10 + 45 + (-20) + \Delta U_{41}$$

$$\Delta U_{41} = -35 \text{ KJ}$$

Ejemplo 4 - 3, Dos (2) Kg de agua líquida se calientan en un cilindro a presión constante de 34.5 Bars, de 283°K (10°C) a 366°K (93°C), si de las tablas de propiedades para el agua, se encuentra que $u_1 = 41.91 \text{ KJ/Kg}$, $v_1 = 0.000998 \text{ m}^3/\text{Kg}$ y $u_2 = 389.91 \text{ KJ/Kg}$, $v_2 = 0.001036 \text{ m}^3/\text{Kg}$; calcule el calor y el trabajo de ese proceso.



$P = 34.5 \text{ bars}$

Fig. 4.4

$$\Delta U_{12} = Q_1 + W_2$$

$$\Delta U_{12} = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta U_{12} = 2 \times (389.91 - 41.91) = 696 \text{ KJ}$$

como en un proceso a p = cte

$$w_{12} = -\int_1^2 p dV = P(V_2 - V_1) = P m(v_2 - v_1)$$

$$w_{12} = -\frac{34.5 \times 10^5 \times 2 \times (0.001036 - 0.000998)}{10^3}$$

$$w_{12} = -0.2622 \text{ KJ} \quad \text{sale del sistema}$$

$$Q_2 = \Delta U_{12} - w_{12} \quad \text{por consiguiente:}$$

$$Q_2 = 696 - (-0.2622) = 696.2622 \text{ KJ entra al sistema}$$

Es interesante notar que el trabajo realizado durante este proceso, es despreciable con relación al calor, en virtud de la pequeña variación del volumen.

EJEMPLO 4.4.- Se tiene una cierta sustancia contenida en un recipiente aislado térmicamente, en el cual existe un agitador, el cual se mueve por una masa que se muestra en la figura. Suponiendo que la masa no cambia su energía interna, ni haya fricción entre ésta y el aire, ni se transmite calor:

- ¿Cuál será el trabajo entregado a la sustancia.?
- ¿Cuál será el incremento de energía del sistema integrado por la sustancia.?
- ¿Cuál será el incremento de energía del sistema integrado por la sustancia y la masa. ? Tome a la masa como 10 Kg.

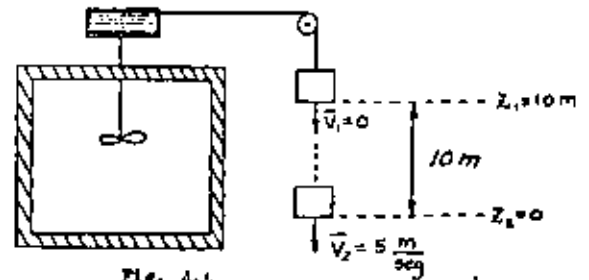
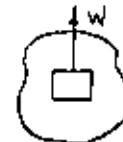


Fig. 4.5

a) Para la masa



$$\Delta E = Q + W$$

Como $Q = 0$

$$\Delta E = + W$$

$$\Delta E = \Delta E_C + \Delta E_P + \Delta U$$

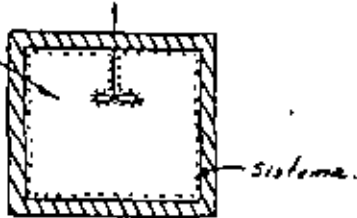
$$\Delta E = 1/2 \times 10 \times (5^2 - 0) + 10 \times 9.81 (0 - 10) + 0$$

$$= 125 - 981 = - 856 \text{ Joules}$$

$W = -856 \text{ Joules}$ sale del sistema

b) Para la sustancia

$W = 856 \text{ JOULES}$



$$\Delta E = Q + W$$

$E = \Delta U$ por ser un sistema estático

$W = 856 \text{ Joules}$ entra al sistema

$U = + 856 \text{ Joules}$

c) Para el sistema masa y sustancia

$$\Delta E_{sistema} = \Delta E_{masa} + \Delta E_{sustancia}$$

$$\Delta E_{sistema} = - 856 + 856 = 0$$

lo que era de esperarse, ya que el sistema compuesto no intercambia energía con su medio ambiente.

4.2 CALOR ESPECIFICO A VOLUMEN Y PRESION CONSTANTE

Entalpia. - Definamos ahora una nueva propiedad que llamaremos - entalpia, que nos servirá posteriormente para definir el calor específico a presión constante y que será muy útil cuando se vea la aplicación de la Primera Ley para Sistemas Abiertos, de la siguiente forma:

$$H = U + PV \dots \dots \dots (4.11)$$

H es una propiedad de los sistemas termodinámicos, porque para un cierto estado: U, P y V, están definidas y como consecuencia H. Las unidades de esta nueva propiedad, serán en el Sistema Internacional, las mismas de U y del producto PV, es decir Joules. La entalpia es una propiedad extensiva, podemos hacerla intensiva si la dividimos por la masa, teniendo entonces la entalpia específica que será igual a:

$$h = \frac{H}{m} = \frac{U + PV}{m}$$

$$h = u + Pv \dots \dots \dots (4.12)$$

Las unidades de h serán Joules/Kgm

Calor Especifico a Volumen constante. En el Capítulo 2, habíamos definido como calor específico de una sustancia a:

$$c = \frac{Q}{m \Delta t}$$

Esta definición, tiene el inconveniente de no ser válida para todos los procesos, en virtud de que Q depende de la trayectoria seguida y por lo tanto no podemos decir en general que c es una propiedad de las sustancias.

Definiremos ahora como calor específico a volumen constante, (posteriormente justificaremos este nombre), cuando el sistema se encuentra en una fase a:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \dots \dots \dots (4.13)$$

Es obvio que c_v es una propiedad en virtud de que u es una propiedad (función de otras propiedades que definen el estado) y por tanto su derivada parcial será otra función o propiedad que depende sólo del estado en que se encuentren. Las unidades de c_v son Joules/Kgm °K.

Como otra propiedad c_v depende del estado en el cual se encuentre el sistema, pero dentro de ciertos rangos se puede considerar constante.

La diferencial de energía interna específica, si u se expresa como una función de T y V , será:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial V}\right)_T dV \dots \dots \dots (4.14)$$

Ahora bien, para muchos procesos prácticos con sólidos y líquidos, v es prácticamente constante.

$$\therefore dV \doteq 0$$

Entonces tenemos que para sólidos y líquidos, podemos considerar:

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT \doteq c_v dT$$

Si consideramos c_v constante durante un cierto proceso, tenemos:

$$\int_i^f du = \int_i^f c_v dT = c_v (T_f - T_i)$$

$$\Delta u_{i-f} = u_f - u_i = c_v (T_f - T_i)$$

considerando la energía interna total.

$$\Delta U = U_f - U_i = m c_v (T_f - T_i)$$

$$\Delta U = m c_v (T_f - T_i) \dots \dots \dots (4.15)$$

Dicha expresión será válida para un sólido o para un líquido, independientemente del proceso que se siga.

Calor específico a presión constante. - Definamos de manera similar como se hizo para el c_v , calor específico a presión constante, c_p cuando el sistema se encuentra en una fase dada:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p \dots \dots \dots (4.16)$$

Las unidades serán las mismas de c_v , e sea Joules/Kgm °K.

Como en el caso de c_v , c_p es una propiedad y se puede considerar constante dentro de cierto rango.

Si h se expresa en función de T y P , se tiene que su diferencial será:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

$$dh = c_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP$$

En el caso tener procesos a presión constante, como es corriente cuando trabajamos con sólidos y líquidos, tenemos que:

$$dh = c_p dT \quad \text{ya que, si } P = \text{cte} \quad dP = 0$$

integrando

$$h_f - h_i = c_p (T_f - T_i)$$

expresión válida para procesos a presión constante y:

$$H_f - H_i = m c_p (T_f - T_i) \dots \dots \dots (4.17)$$

Consideremos ahora la relación que existe entre c_p y c_v para sólidos y líquidos, para ello supongamos que realizamos un proceso a presión constante, entonces:

$$\Delta h = c_p (T_f - T_i)$$

como por otro lado, para un proceso a presión constante también tenemos:

$$\Delta h = \Delta u + P(v_f - v_i)$$

para para sólidos y líquidos $v_f \approx v_i$

$$\therefore \Delta h \approx \Delta u$$

$$c_p (T_f - T_i) \approx c_v (T_f - T_i)$$

$$c_p \approx c_v$$

Es decir, para sólidos e líquidos el calor específico a presión constante, es sensiblemente igual al calor específico a volumen constante. En vista de lo anterior, es que para sólidos e líquidos, se habla del calor específico, sin especificar si es a presión o a volumen constante.

EJEMPLO 4.5- La energía interna y la entalpía de un cierto gas, están expresadas por las siguientes ecuaciones:

$$u = 10.17 T - 2777 \quad (\text{KJ/Kg})$$

$$h = 14.32 T - 3909 \quad (\text{KJ/Kg})$$

Encuentre c_p y c_v para ese gas.

SOLUCIÓN:

Tenemos que:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad \text{y} \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

$$c_v = \frac{\partial (10.17 T - 2777)}{\partial T} = 10.17 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_p = \frac{\partial (14.32 T - 3909)}{\partial T} = 14.32 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

EJEMPLO 4.6-

Un trozo de aluminio de 2 Kg a 50°, se introduce en un recipiente aislado, que contiene 10 Kg de agua a 15°C y en el cual hay un agitador que hace circular el agua. La potencia del agitador es de 75 Watts. Si el trozo de aluminio baja su temperatura = 25°C en 10 minutos: -

SOLUCIÓN

¿Cuál será la elevación de temperatura del agua?

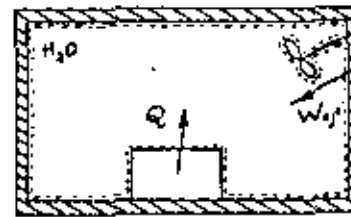


FIG. 4.6

$$c_{v, \text{Al}} = 1.034 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$c_{v, \text{agua}} = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

considerando el sistema formado por el trozo de aluminio, tenemos que en 10 minutos el calor que rechaza es:

$$Q = \Delta U = m c_{v, \text{Al}} (T_f - T_i)_{\text{Al}}$$

$$Q = 2 \times 1.034 \times (25 - 50) = -51.7 \text{ KJ}$$

Para el sistema formado por el agua, tenemos en 10 minutos:

$$W_{\text{ag}} = W t = 75 \times 10 \times 60 = 45,000 \text{ Joule}$$

$$\Delta U_{\text{agua}} = 0 + W_{\text{ag}} = [m c_v \Delta T]_{\text{agua}}$$

$$51.7 + 45 = 10 \times 4.186 (T_{\text{agua}} - 15)$$

$$51.7 + 45 = 41.86 T_{\text{agua}} - 41.86 \times 15$$

$$96.7 = 41.86 (T_{\text{agua}} - 15)$$

Despejando T_{agua} tenemos:

$$T_{\text{agua}} = \frac{96.7}{10 \times 4.186} + 15 = 17.31^\circ \text{C}$$

4.3 - PRINCIPIOS DE CONSERVACIÓN DE MASA Y ENTALPIA.

El principio de conservación de masa, establece que la masa no se puede destruir, sólo se transforma, así durante una reacción química, los reactivos forman unas nuevas sustancias, pero la cantidad de masa permanece constante.

El principio anterior es válido si no se toma en cuenta la teoría de la relatividad, en la cual se establece que la masa se puede convertir en energía de acuerdo con la fórmula:

$$E = \Delta m c^2$$

En donde E es la energía.

Δm = la masa convertida en energía.

c = la velocidad de la luz.

El efecto de la conversión de masa en energía, se aplica en procesos microscópicos como las reacciones nucleares, en el presente estudio, no consideraremos este efecto, por ser despreciable la pérdida de masa en los procesos microscópicos y además, por estar fuera del alcance de estos apuntes.

Veamos ahora el principio de conservación de masa, aplicado a un sistema abierto o volumen de control, que es donde nos será útil este principio para establecer la primera ley en esos sistemas. Para tal efecto, consideremos el volumen de control de la Figura 4.7.



Fig. 4.7

Aplicando el principio de conservación de masa, se sabe que la variación de masa del volumen de control $(dm)_{v.c.}$ en el tiempo dt es la diferencia entre la masa que entra y la que sale o sale:

$$\delta m_e - \delta m_s = (dm)_{v.c.} \quad \dots \quad (4.18)$$

Si tenemos X entradas y Y salidas en nuestro volumen de control, tendremos:

$$\sum_{e=1}^X (\delta m_e) - \sum_{s=1}^Y (\delta m_s) = (dm)_{v.c.} \quad \dots \quad (4.19)$$

Ahora si dividimos 4.18 por dt tenemos:

$$\frac{\delta m_e}{dt} - \frac{\delta m_s}{dt} = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{v.c.} \quad \dots (4.18)' \quad \text{y también (4.19)}$$

si llamamos:

$$\dot{m}_e = \sum_{e=1}^X \left(\frac{\delta m_e}{dt}\right) - \sum_{s=1}^Y \left(\frac{\delta m_s}{dt}\right) = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{v.c.} \quad \dots (4.19)'$$

$$\dot{m}_e = \frac{\delta m_e}{dt} = \text{flujo de masa que entra.}$$

$$\dot{m}_s = \frac{\delta m_s}{dt} = \text{flujo de masa que sale.}$$

Las unidades de \dot{m} son Kg/sug, en el sistema internacional, sustituyen de en (4.18)' y (4.19)'

$$\dot{m}_e - \dot{m}_s = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{v.c.} \quad \dots \quad (4.20)$$

$$\sum_{e=1}^X \dot{m}_e - \sum_{s=1}^Y \dot{m}_s = \left(\frac{dm}{dt}\right)_{v.c.} \quad \dots \quad (4.21)$$

Las ecuaciones anteriores nos dicen que los flujos de masa que entran, menos los flujos de masa que salen, es igual a la variación de masa por unidad de tiempo del volumen de control.

Consideremos ahora el proceso de Flujo estable, el cual es un caso particular de las ecuaciones anteriores, pero de mayor aplicación, en el cual no se permite la variación de masa en el volumen de control, es decir, no existe acumulación o disminución de materia en el sistema; entonces tendremos que para el proceso de flujo estable:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad \dots \quad (4.21)$$

$$\sum_{e=1}^X \dot{m}_e = \sum_{s=1}^Y \dot{m}_s \quad \dots \quad (4.22)$$

en donde \dot{m} es el flujo de masa que circula en el volumen de control.

Establezcamos ahora la ecuación de conservación de masa para procesos de flujo estable, teniendo en cuenta otras propiedades del fluido que circula en el volumen de control, para ello consideremos la Figura 4.8

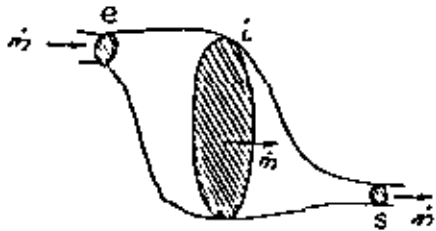


FIGURA 4.8

Para cualquier sección del volumen de control, tenemos:



$$dV = A ds = A \bar{V} dt$$

Por otro lado

$$dV = v \delta m = \int \delta m$$

igualando

$$v \delta m = A \bar{V} dt$$

$$\frac{\delta m}{dt} = \frac{A \bar{V}}{v} = A \bar{V} \rho$$

pero $\dot{m} = \frac{\delta m}{dt}$ y es igual en todas las secciones

Tenemos:

$$\frac{A_e \bar{V}_e}{v_e} = \frac{A_i \bar{V}_i}{v_i} = \frac{A_s \bar{V}_s}{v_s} = \text{etc.}$$

$$(A \bar{V} \rho)_e = (A \bar{V} \rho)_i = (A \bar{V} \rho)_s = \text{etc.} \dots (4.23)$$

Las ecuaciones anteriores representan lo que se conoce como PRINCIPIO DE CONTINUIDAD. Para fluidos incompresibles en donde:

$$v_e = v_i = v_s \quad \text{o sea} \quad \rho_e = \rho_i = \rho_s, \quad \text{la Ec (4.23) queda:}$$

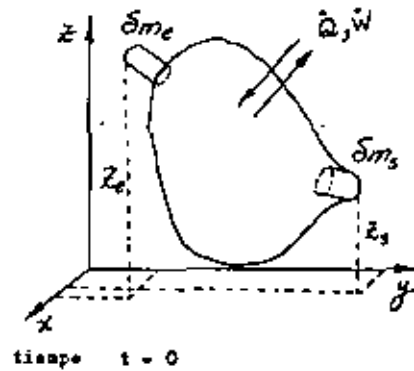
$$(A \bar{V})_e = (A \bar{V})_i = (A \bar{V})_s \dots (4.24)$$

La ecuación anterior es muy utilizada en Hidráulica, al producto $A \bar{V}$ se le suele llamar gasto hidráulico.

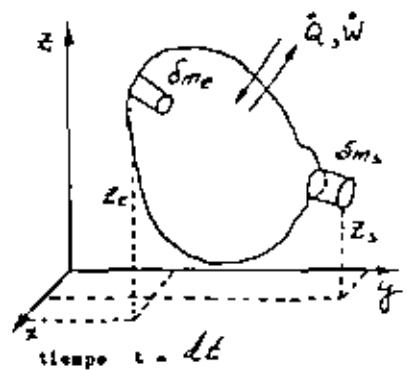
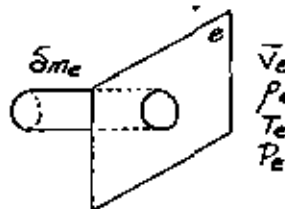
$$E = A \bar{V} = \text{etc.} \dots (4.25)$$

4.4 PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA PARA SISTEMAS ABIERTOS.

Para establecer la ecuación de esta Ley, consideremos el volumen de control de la figura 4.9



Para la sección de entrada:



Para la sección de salida:

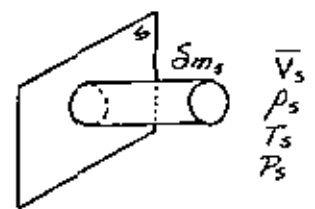


FIG. 4.9

En la figura anterior tenemos que:

\dot{W} = Potencia que se transmite a través de la superficie del volumen de control, la cual generalmente se transmite a través de un eje o flecha.

\dot{Q} = Flujo de calor que se transmite a través de la superficie del volumen de control.

Consideremos al sistema formado por la masa del volumen de control y la masa δm_e que entra en el instante $t = 0$ que será el mismo sistema formado por la masa del volumen de control y la masa que sale δm_s en el instante $t = dt$, dicho sistema es un sistema cerrado, por tanto aplicando la primera ley al sistema, para el proceso realizado durante el instante $t = 0$ y $t = dt$ tenemos que:

$$dE = \delta Q + \delta W \quad \dots (4.26)$$

en donde dE es el incremento de energía del sistema y $\delta Q, \delta W$ el trabajo y el calor que el sistema intercambia. Consideremos ahora que cada parte de la ecuación anterior.

Primero analicemos dE tenemos que:

$$dE = E_{dt} - E_0$$

E_0 = energía total del sistema en el instante $t = 0$

E_{dt} = energía total del sistema en el instante $t = dt$

Podemos encontrar la energía total del sistema sumando las energías de las masas que lo componen:

$$E_0 = (E_0)_{m.s.e.} + (E_0)_{\delta m_e}$$

$$E_0 = (E_0)_{m.s.e.} + \delta m_e \left(\frac{1}{2} \bar{v}_e^2 + g z_e + u_e \right)$$

$$E_{dt} = (E_{dt})_{m.s.e.} + \delta m_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + u_s \right)$$

Sustituyendo:

$$dE = (E_{dt})_{m.s.e.} - (E_0)_{m.s.e.} + \delta m_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + u_s \right) - \delta m_e \left(\frac{1}{2} \bar{v}_e^2 + g z_e + u_e \right)$$

llamando

$$(E_{dt})_{m.s.e.} - (E_0)_{m.s.e.} = (dE)_{m.s.e.}$$

Tenemos:

$$dE = (dE)_{m.s.e.} + \delta m_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + u_s \right) - \delta m_e \left(\frac{1}{2} \bar{v}_e^2 + g z_e + u_e \right) \dots (4)$$

Ahora analicemos δQ como el área de las masas δm_e y δm_s son pequeñas, podemos considerar que todo el calor se transmite por la superficie del volumen de control, entonces tenemos:

$$\delta Q = \dot{Q} dt \dots (5)$$

Por último analicemos δW

Este trabajo estará compuesto por el trabajo transmitido a través del v.o. y los trabajos para introducir y para extraer al fluido. Podemos ver en detalle el trabajo para introducir al fluido para lo cual consídere la Figura 4.10.

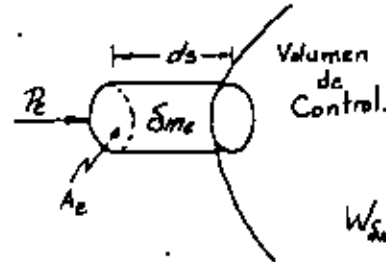


Fig. 4.10

$W_{\delta m_e}$ = Trabajo realizado para introducir una δm al volumen de control.

$$W_{\delta m_e} = (P A)_e \cdot ds$$

Para

$$V_{\delta m_e} = v_e (\delta m_e) \text{ y también } V_{\delta m_e} = A_e ds.$$

$$W_{\delta m_e} = \delta m_e P v_e$$

De igual forma, el trabajo que se entrega para sacar el fluido

$$W_{\delta m_s} = \delta m_s P_s v_s$$

El trabajo total será:

$$dW = \dot{w} dt + (\delta m P v)_e - (\delta m P v)_s \dots (8')$$

Ahora sustituyendo (α), (β) y (δ) en 4.25, tenemos:

$$(dE)_{m,c} + \delta m_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + u_s \right) - \delta m_c \left(\frac{1}{2} \bar{v}_c^2 + g z_c + u_c \right) = \dot{Q} dt + (\dot{W}_f dt + \delta m_c P_c v_c - \delta m_s P_s v_s)$$

pasando los términos $\delta m P v$ al lado izquierdo agrupando y dividiendo entre dt tenemos:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{m,c} + \frac{dm_s}{dt} \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + u_s + P_s v_s \right) - \frac{\delta m_c}{dt} \left(\frac{1}{2} \bar{v}_c^2 + g z_c + P_c v_c \right) = \dot{Q} + \dot{W}_f$$

pero

$$\dot{m} = \frac{\delta m}{\delta t} \quad \text{y} \quad h = u + P v$$

entonces:

$$\left(\frac{dE}{dt} \right)_{m,c} + \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + h_s \right) - \dot{m}_c \left(\frac{1}{2} \bar{v}_c^2 + g z_c + h_c \right) = \dot{Q} + \dot{W}_f \quad \dots (4.27)$$

Que es como queda la primera ley de la termodinámica general para un volumen de control o sistema abierto.

Si ahora definimos como proceso de estado estable: aquél en el cual las propiedades en cada punto del volumen de control, permanecen constantes con el tiempo. Para un proceso de estado estable y además de flujo estable.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_s = \dot{m} \quad \text{y} \quad \left(\frac{dE}{dt} \right)_{m,c} = 0$$

la ecuación 4.26 se convierte en:

$$\dot{m} \left[\left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 - \frac{1}{2} \bar{v}_c^2 \right) + g(z_s - z_c) + (h_s - h_c) \right] = \dot{Q} + \dot{W}_f \quad \dots (4.28)$$

Expresión válida para un proceso de flujo estable, estado estable, régimen permanente. Este proceso es el que más se encuentra en las aplicaciones de la termodinámica a la Ingeniería, puesto que es el proceso en el cual se han estabilizado las propiedades del sistema.

La ecuación general de la primera ley, se aplica en los casos transitorios como arranque o paro, o cambio de carga de los dispositivos termodinámicos.

Generalicemos ahora la ecuación 4.27 para el caso de tener X entradas y Y salidas, tendremos entonces las siguientes dos expresiones:

$$\sum_{c=1}^Y \dot{m}_c = \sum_{s=1}^X \dot{m}_s \quad \dots (4.29)$$

$$\sum_{c=1}^Y \dot{m}_c \left(\frac{1}{2} \bar{v}_c^2 + g z_c + h_c \right) - \sum_{s=1}^X \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} \bar{v}_s^2 + g z_s + h_s \right) = \dot{Q} + \dot{W}$$

4.5 PROCESOS CON GAS PERFECTO.

Energía Interna, Entalpía y Calores Específicos para Gases Perfectos.
Otra característica que debe tener un gas para que se pueda considerar Perfecto, además de las vistas en el capítulo anterior, es que su Energía Interna debe ser sólo función de la Temperatura. Este hecho fue demostrado experimentalmente por Joule utilizando un dispositivo como el mostrado en la figura 4.11.

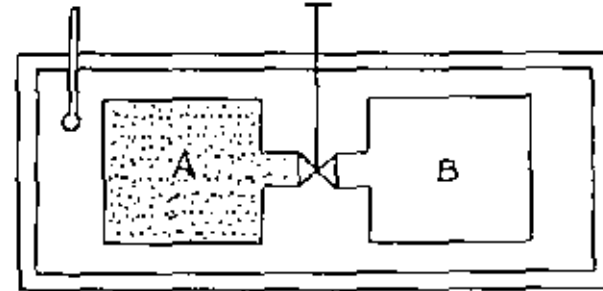


Fig. 4.11

El experimento consiste en encerrar en uno de los recipientes un gas mientras que en el otro se hace el vacío estos dos recipientes son rígidos y se encuentran en agua dentro de otro recipiente de paredes adiabáticas, al abrir la válvula se permite que el gas contenido en A inicialmente, se expanda ocupando también el volumen de B, se mide la temperatura antes y después de abrir la válvula y se encuentra que es la misma, de donde se puede inferir que la temperatura del gas permanece constante ya que las paredes de los recipientes que los contienen son dieléctricas, además como no hay intercambio de trabajo - aplicando la Primera Ley se encuentra que:

$$\Delta U = 0$$

Es decir se tiene que:

$$U = U(T) \quad \dots (4.30)$$

Puesto que P y V han cambiado, mientras que T, no le ha hecho.

La entalpía también será sólo función de T, por lo siguiente:

$$H = U(T) + PV$$

Por lo:

$$PV = nRT$$

Sustituyendo:

$$H = U(T) + nRT$$

Es decir:

$$H = H(T) \dots \dots (4.32)$$

Vamos ahora los Calores Específicos, puesto que U y H lo son funciones de T , la Energía Interna Específica y la Entalpía Específica serán también sólo funciones de T y los calores Específicos a Volumen y Presión constantes serán:

$$c_v = \frac{du}{dT} \dots \dots (4.32)$$

$$c_p = \frac{dh}{dT} \dots \dots (4.33)$$

Para un rango amplio de temperaturas, se puede considerar a c_v y c_p - constantes, por lo que podemos tener a las siguientes relaciones:

$$\Delta U = mc_v \Delta T \dots \dots (4.34)$$

$$\Delta H = mc_p \Delta T \dots \dots (4.35)$$

Deduzcamos ahora una relación importante entre c_v , c_p y R para los gases perfectos.

Tenemos que:

$$h = u + p v$$

$$h = u + RT$$

Derivando:

$$\frac{dh}{dT} = \frac{du}{dT} + \frac{d(RT)}{dT} = c_v + R$$

Es decir tenemos que:

$$R = c_p - c_v \dots \dots (4.36)$$

De acuerdo con la Teoría Cinética de las Gases, la relación c_p/c_v - guarda también las siguientes relaciones dependiendo del número de átomos que tenga sus moléculas:

Para Gases Monoatómicos:

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{5}{3} \quad (4.37)$$

Para gases Diatómicos:

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{7}{5} \quad (4.38)$$

Para gases Poliatómicos con más de dos moléculas:

$$\frac{c_p}{c_v} = \frac{4}{3} \quad (4.39)$$

La relación c_p/c_v se le llama constante adiabática y se representa:

$$k = c_p/c_v \quad (4.40)$$

Los procesos que analizaremos a continuación serán REVERSIBLES, en el siguiente capítulo se verá una definición formal de estos procesos, aquí consideraremos que un proceso es reversible cuando se puede realizar en un sentido u otro siguiendo los mismos estados y el trabajo que se haga será $W = \int_1^2 p dV$.

PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE O ISOMÉTRICO. - La característica de este proceso es que en él el volumen se mantiene constante por lo tanto, se puede aplicar la siguiente relación entre propiedades:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2} = \frac{p_3}{T_3} = \dots = \frac{pn}{Tn}$$

$$\frac{p}{T} = \text{Cte.} \quad (4.41)$$

La representación de este proceso en un diagrama Presión-Volume como se advierte será una recta paralela al eje de las presiones.

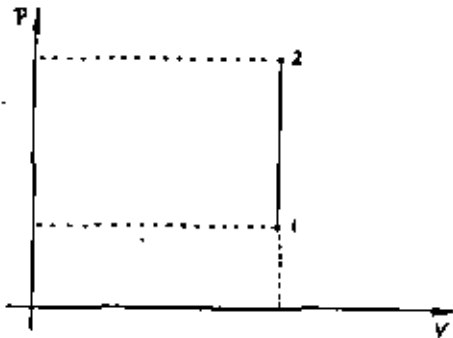


Fig. 4.12

El trabajo será, debido a que $dV=0$

$$W = 0 \quad \dots \dots \dots (4.42)$$

Aplicando la primera ley vemos que el Calor y el incremento de Energía Interna serán iguales:

$$Q = \Delta U = m c_v (T_2 - T_1) \quad \dots \dots \dots (4.43)$$

De esta fórmula se justifica el nombre de c_v como Calor Específico a Volumen Constante.

PROCESO A PRESIÓN CONSTANTE O ISOBÁRICO -- La relación entre propiedades para este proceso es:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \dots \dots = \frac{V_n}{T_n}$$

$$\frac{V}{T} = \text{Cte} \quad \dots \dots \dots (4.44)$$

En un diagrama Presión-Volume este proceso estará representado por una recta paralela al eje del volumen.

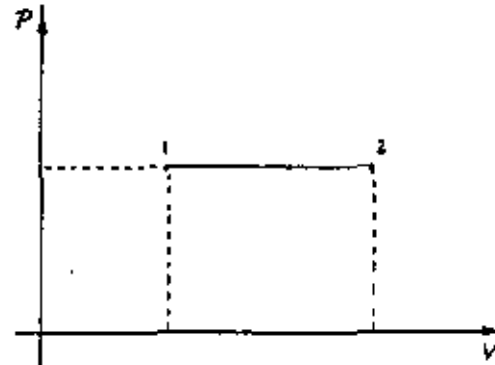


Fig. 4.13

El trabajo para este proceso será:

$$W = - \int_1^2 P dV \quad \text{como } P = \text{cte.}$$

$$W = - P \int_{V_1}^{V_2} dV \quad W = -P (V_2 - V_1) \quad \dots \dots \dots (4.45)$$

haciendo $P_1 V_1 = m R T_1$ y $P_2 V_2 = m R T_2$

$$W = -m R (T_2 - T_1)$$

Aplicando la Primera Ley, tenemos:

$$\Delta U = Q + W \quad \text{para caso } \Delta U = m c_v (T_2 - T_1)$$

$$m c_v (T_2 - T_1) = Q + (-m R (T_2 - T_1))$$

$$Q = m c_v (T_2 - T_1) + m R (T_2 - T_1) = m (c_v + R) (T_2 - T_1)$$

pero, $R + c_v = c_p$ de donde el calor será igual a:

$$Q = m c_p (T_2 - T_1) \quad \dots \dots \dots (4.46)$$

De esta fórmula, se justifica el nombre de c_p como calor específico a presión constante.

PROCESO ISOTERMICO O A TEMPERATURA CONSTANTE

En este proceso se tiene que $T = cte$, por lo tanto la relación entre propiedades será:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

$$\Leftrightarrow P V = cte$$

En el diagrama PV , este proceso será una hipérbola equilátera.

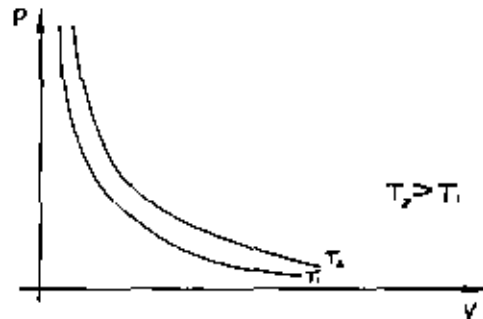


Fig. 1.14

Para temperaturas más altas, la curva se aleja del origen.

El trabajo será: $w = - \int_1^2 P dV$

Como $P V = cte$; $P_1 V_1 = P_2 V_2$; $P = \frac{cte}{V}$

$$w = - \int_1^2 \frac{cte}{V} dV = -cte \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}$$

$$W = P_1 V_1 \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \dots \dots \dots (4.47)$$

Haciendo: $P_1 \times V_1 = nRT$

$$W = nRT \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \dots \dots \dots (4.48)$$

Se puede pensar también en función de presiones como:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}$$

$$\text{Tenemos: } w = - nRT \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) \dots \dots \dots (4.49)$$

En este proceso $\Delta U = 0$ y $Q = -W$

$$Q = + \left[nRT \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \right] \dots \dots \dots (4.50)$$

$$Q = P_1 V_1 \left(\ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right) \right) \dots \dots \dots (4.51)$$

PROCESO ADIABATICO REVERSIBLE

La característica de este proceso, es que no hay transferencia de calor, es decir: $Q = 0$

Aplicando la Primera Ley para un proceso diferencial $du = dw$

$$\therefore m c_v dT = -P dV$$

Como: $T = \frac{P V}{nR}$ tenemos: $dT = \frac{1}{nR} (P dV + V dP)$

Sustituyendo:

$$\frac{m c_v (P dV + V dP)}{n R} = -P dV$$

Rearreglando:

$$\frac{c_v}{R} (P dV) + P dV = - \frac{c_v}{R} (V dP)$$

Multiplicando ambos miembros por R

$$c_v (P dV) + R (P dV) = -c_v (V dP)$$

recordamos que:

$$R = c_p - c_v \text{ y } c_v + R = c_p$$

Sustituyendo

$$c_p P dV = -c_v V dP$$

Dividiendo entre c_p y pasando V al lado izquierdo y P al lado derecho, tenemos:

$$\frac{c_p}{c_p} \frac{dV}{V} = - \frac{dP}{P}$$

Para:

$$\frac{c_p}{c_v} = k$$

y pasando todo el lado izquierdo, tenemos:

$$K \frac{dV}{V} + \frac{dP}{P} = 0$$

Integrando:

$$K (\ln V) + (\ln P) = \text{cte}$$

De acuerdo a la Ley de los Logaritmos:

$$\ln (V^k P) = \text{cte.}$$

Tomando antilogaritmos:

$$PV^k = \text{Cte} \dots \dots (4.52)$$

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \dots \dots (4.53)$$

Reemplazando la fórmula anterior en función de T y V.

$$T V^{k-1} = \text{cte} \dots \dots (4.54)$$

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$$

Reemplazando la fórmula (4.54) en función de T y P tenemos:

$$\left(P^{(\frac{k-1}{k})}\right) T = \text{cte}$$

$$T_1 \left(P_1^{(\frac{k-1}{k})}\right) = T_2 \left(P_2^{(\frac{k-1}{k})}\right) \dots \dots (4.55)$$

En el diagrama P y V la representación de este proceso es una curva exponencial, que tiende asintóticamente más rápida al eje de las V.

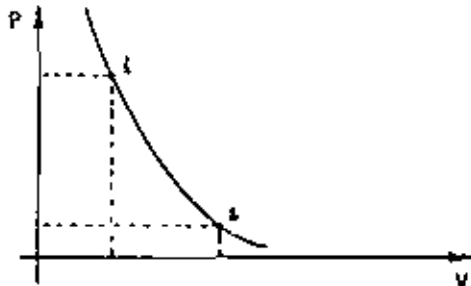


Fig. 4.15

El trabajo será $w = - \int_1^2 P dV$

Como $P = \frac{P_1 V_1^k}{V^k}$

$$w = - \int_1^2 \frac{P_1 V_1^k}{V^k} dV = - P_1 V_1^k \int_1^2 \frac{dV}{V^k}$$

$$w = - P_1 V_1^k \left(\frac{1}{1-k} \right) (V_2^{1-k} - V_1^{1-k}) ; P_2 V_2^k = P_1 V_1^k$$

$$w = - (P_2 V_2^k V_2^{1-k} - P_1 V_1^k V_1^{1-k}) \left(\frac{1}{1-k} \right)$$

sustituyendo en la ecuación anterior tenemos

$$W = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{k-1} \dots (4.56)$$

El incremento de energía interna:

$$\Delta U = w = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{k-1}$$

Reemplazando en función de P y R, tenemos:

$$\Delta U = \frac{mRT_2 - mRT_1}{k-1} ; - \frac{mR}{k-1} (T_2 - T_1) = \Delta U$$

$$m \left(\frac{c_p - c_v}{\frac{c_p}{c_v} - 1} \right) (T_2 - T_1) ; \Delta U = m c_v (T_2 - T_1)$$

lo cual ora de esperarse.

PROCESO POLITROPICO.

Este proceso ocurre cuando la expansión o compresión de un gas perfecto, no tiene una característica especial; es decir, hay trabajo y calor y ninguna propiedad permanece constante, se ha encontrado que la relación entre propiedades es de la forma:

$$P V^n = \text{cte} \dots \dots (4.57)$$

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \dots \dots \dots (4.58)$$

En donde n es una constante que depende del proceso.

Las demás relaciones entre propiedades, son similares a las del proceso adiabático, poniendo n en lugar de K .

$$T V^{n-1} = cte \dots \dots \dots (4.59)$$

$$TP^{\frac{1-n}{n}} = cte \dots \dots \dots (4.60)$$

La fórmula para calcular el trabajo se puede obtener de la misma forma que para el proceso adiabático y es:

$$W = \frac{P_1 V_1 - P_2 V_2}{n-1} \dots \dots \dots (4.61)$$

El incremento de energía interna es: $\Delta U = m c_v (T_2 - T_1)$

El calor, será aplicando la Primera Ley: $Q = \Delta U - W$

$$Q = m c_p (T_2 - T_1) - \left[\frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{n-1} \right]$$

Sustituyendo PV por nRT tenemos:

$$Q = m c_p (T_2 - T_1) - \frac{nRT_2 - nRT_1}{n-1} = m (T_2 - T_1) \left[c_p - \frac{nR}{n-1} \right]$$

Reagrupando y haciendo $R = C_p - C_v$

$$Q = m \left(c_p - \frac{nR}{n-1} \right) (T_2 - T_1)$$

$$Q = m \left(\frac{c_p + n c_v - c_p + c_v}{n-1} \right) (T_2 - T_1)$$

Haciendo: $c_p = K c_v$

$$Q = m \left(\frac{n c_v - K c_v}{n-1} \right) (T_2 - T_1)$$

$$Q = m \left(c_v \frac{n-K}{n-1} \right) (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (4.62)$$

En donde: $c_p = c_v e^{\gamma \left[\frac{K-n}{n-1} \right]}$

Es el calor específico politrópico, el cual puede ser positivo o negativo. Si resulta negativo, quiere decir que el calor sale del sistema.

Dependiendo del valor de n , podemos considerar a los procesos vistos, como procesos politrópicos.

Tenemos:

- Si $n = 0$ $\frac{T}{V} = cte.$

O el inverso es lo mismo $\frac{V}{T} = cte$

Es decir, es el proceso isobárico.

- Si $n = 1$,

tenemos: $PV = cte$ tenemos: $PV = cte.$

es decir es:

Tenemos el proceso isotérmico.

- Si $n = K$ $PV^K = cte$

Tenemos el proceso adiabático.

Tenemos ahora

$$TP^{\frac{1-n}{n}} = cte$$

$$TP^{\left[\frac{1}{n} - 1 \right]} = cte$$

- Si $n = \infty$ tendremos:

$$T P^{-1} = cte$$

o el inverso $\frac{P}{T} = cte.$

y tenemos el proceso a volumen constante.

abera en un diagrama P - V :

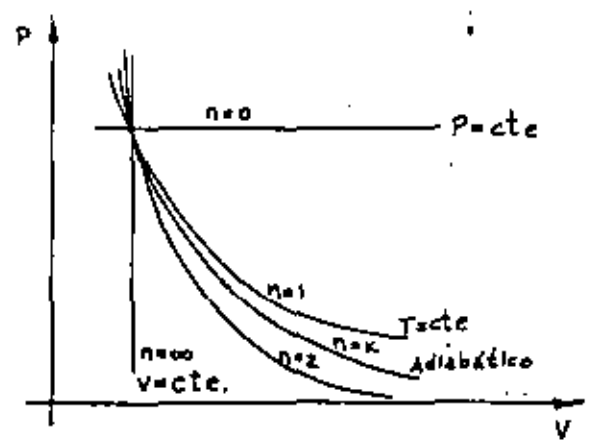


Fig. 4.16

Se ve que n aumenta en el sentido de las manecillas del reloj.

manifestándose sus energías internas respectivas, lo que se manifiesta externamente como una elevación de sus temperaturas.

En este caso cuando la energía se manifiesta como energía cinética del vehículo, posee un grado mayor de organización que cuando se manifiesta como energía interna de ruedas, balatas y pavimento.

El fenómeno inverso sería que un vehículo espontáneamente principiara a moverse a partir del reposo a expensas de una disminución en las temperaturas de sus ruedas o balatas o del pavimento; aunque esto no viola la Primera Ley con tal que la energía cedida por las ruedas, balatas y pavimento sea igual al incremento de la energía cinética del vehículo, ESTO NUNCA OCURRE EN LA REALIDAD.

- c) Cuando una batería se descarga a través de una resistencia, la temperatura de ésta se eleva y por consiguiente disipa un calor al medio ambiente, incrementando energía interna de éste último, mientras la energía química de la batería disminuye, en este caso nuevamente, cuando la energía se manifiesta como energía química de la batería, posee un mayor grado de organización que cuando se manifiesta como energía interna del medio ambiente. El caso opuesto sería que transmitiendo energía en forma de calor del medio ambiente a la resistencia, pudiera cargarse nuevamente la batería; aunque este fenómeno no viola la Primera Ley, así la energía cedida en forma de calor por el medio ambiente sería igual al incremento de energía química en la batería, ESTO NUNCA OCURRE EN LA REALIDAD.

- d) Dos pines diferentes puestos en contacto en una cámara aislada se equalarán uniformemente; en este caso la energía total del sistema no variará puesto que éste se encuentra aislado. La energía total del sistema posee un grado mayor de organi-

zación cuando los pines están separados que cuando están mezclados.

El fenómeno opuesto sería que una vez mezclados los pines - si estos volvieran a separarse, lo cual sería posible desde el punto de vista de la ley de la conservación de la energía ya que ésta se conserva dentro de este sistema aislado; sin embargo ESTO NUNCA OCURRE EN LA REALIDAD.

De los ejemplos anteriores se concluye que los fenómenos físicos que involucran a la propiedad energía y que se ha observado que realmente ocurren, satisfacen otras restricciones además de la impuesta por la ley de la conservación de la energía, estas restricciones se definen por la Segunda Ley de la Termodinámica.

Resumiendo las características de esta Segunda Ley con:

. Impone restricciones muy severas a la Primera Ley, solo ocurren en la realidad aquellos fenómenos que cumplen simultáneamente con las dos leyes.

. Establece que ciertos fenómenos ocurren en la realidad, sin que pueda realizarse el fenómeno inverso.

. Establece que solo ocurren simultáneamente aquellos fenómenos que producen cambios a estados energéticos que poseen un grado menor de organización; esto es, que el resultado de la ocurrencia del fenómeno es una degradación de la energía en cuanto a su capacidad de hacer trabajo, el fenómeno - puede ocurrir.

Como ejemplo del último punto puede observarse que el trabajo no puede transferirse fácilmente a un sistema para incrementar su energía interna, en cambio no es posible convertir totalmente y continuamente en trabajo toda la energía que como ca-

lor se transfiere desde un sistema termodinámico a su medio ambiente.

Ahora bien, por el momento la Segunda Ley está enunciada en términos de un conjunto de los fenómenos físicos que involucran la propiedad energía pero no es posible enunciarla exclusivamente en términos de energía; una forma de enunciarla sería: — "En la naturaleza nunca ocurren en forma espontánea fenómenos en los que la energía del sistema incremente su grado de organización.

Véase adelante ensayos en condiciones de dar un enunciado general de la Segunda Ley, aplicable a todos los casos en función de una nueva propiedad termodinámica.

5.2

LA SEGUNDA LEY.— En este momento solo podemos afirmar que es posible enunciar la segunda Ley en sus diversas formas, siendo aplicable cada una de ellas a un conjunto de fenómenos termodinámicos.

En primer lugar a continuación dar enunciados de la Segunda Ley, aplicables a dar de los problemas básicos de la Ingeniería que son el estudio de las máquinas térmicas y el de las bombas de calor, brevemente será necesario definir los conceptos siguientes:

- a) Depósito térmico.— Es un sistema termodinámico que tiene la capacidad de intercambiar calor con otro sistema termodinámico ya sea que su temperatura permanezca constante o no. Normalmente, se pueden considerar depósitos térmicos: Un lago, un bloque de hielo, el horma de una caldera, un tanque lleno de vapor.
- b) Depósito caliente.— Cuando se tienen dos depósitos térmicos este término se usa para definir el depósito térmico de mayor

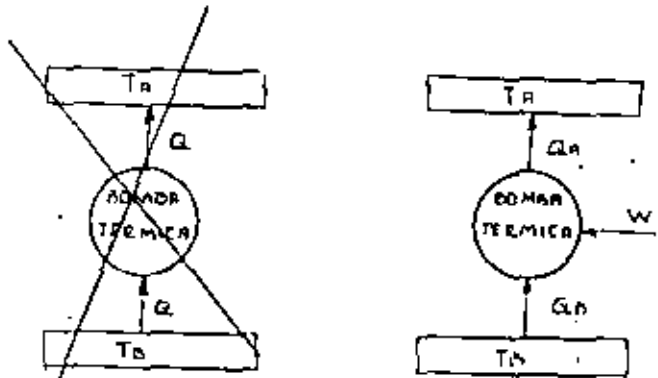
temperatura.

- c) Depósito frío.— Cuando se tienen dos depósitos térmicos, este término se usa para definir el depósito térmico de menor temperatura.
- d) Máquina térmica.— Es un dispositivo que recibiendo energía en forma de calor puede transformar una parte de ella transfiriéndola como trabajo; evidentemente este dispositivo debe cumplir con la Ley de la Conservación de la Energía.
- e) Bomba térmica.— Es un dispositivo capaz de transferir energía en forma de calor de un depósito frío a un depósito caliente; si es utilizado con fines de enfriamiento se le puede llamar refrigerador.
- f) Calor suministrado.— Energía en forma de calor transferida de un depósito térmico a una máquina o bomba térmica.
- g) Calor rechazado.— Energía en forma de calor transferida de una máquina o bomba térmica a un depósito térmico.

Con frecuencia es útil representar a las máquinas o bombas térmicas en un diagrama, para interpretar esto se usarán los símbolos ilustrados en la figura 5.2

o, desde una región de menor temperatura a otra de mayor temperatura; la figura 5.5 a ilustra este enunciado.

Las bombas de calor y los refrigeradores requieren para poder funcionar que se les suministre un trabajo según puede verse en la figura 5.5 b por lo que el calor no pasa por sí solo del depósito frío al depósito caliente.



(a) VIOLA LA SEGUNDA LEY

(b) NO VIOLA LA SEGUNDA LEY

Figura 5.5. Bombas térmicas.

5.3) EFICIENCIA Y COEFICIENTE TÉRMICO.- El calor suministrado a una máquina térmica se obtiene de algún combustible o de un proceso de fisión nuclear o de alguna fuente natural como la solar o la geotérmica, de cualquier forma el proceso de obtención de calor representa un costo, en el caso de las bombas de calor el trabajo se les suministra por medio de un motor al cual a su vez se le debe suministrar algún tipo de energía, la obtención de esta energía también representa un costo.

Uno de los principales problemas con relación a las máquinas térmicas y a los motores y refrigeradores, es conseguir que estos se e-

fectúen sus funciones en la forma más económica posible, el conseguir esto concierne directamente a la ingeniería.

En el estudio de este problema se ha encontrado que es necesario establecer índices que permitan especificar y comparar la habilidad que los dispositivos térmicos poseen para realizar sus funciones (conversión de calor en trabajo o transferencia de calor de un depósito frío a uno caliente).

En el caso de las máquinas térmicas el índice utilizado se denomina eficiencia, representándose con el símbolo η , y se define como el cociente del trabajo neto obtenido de la máquina entre el calor suministrado a la misma, es decir

$$\eta = \frac{\text{Trabajo neto obtenido}}{\text{Calor suministrado}} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Ahora bien, de acuerdo con la figura 5.1 a. el calor suministrado a la máquina es Q_A y el trabajo neto obtenido de la misma es $W = Q_A - Q_B$, es decir la diferencia entre el calor suministrado y el calor rechazado, por consiguiente

$$\eta = \frac{Q_A - Q_B}{Q_A} \quad \text{Ec. 5.2}$$

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A} \quad \text{Ec. 5.3}$$

El índice correspondiente a las bombas térmicas es el coeficiente térmico representado con el símbolo β y definido como el cociente del calor transportado por la bomba del depósito frío al depó-

y haciendo referencia a la figura 5.4 b vemos que el valor más bajo de la eficiencia se obtendría cuando $Q_A = Q_B$; es decir cuando todo el calor suministrado sea rechazado ya que el trabajo producido $W = Q_A - Q_B = 0$; por otra parte la eficiencia más alta se lograría cuando $Q_B = 0$ es decir que si hubiera calor rechazado o sea $W = Q_A$, es decir si todo el calor suministrado fuera convertido en trabajo y entonces:

$$\eta = 1 - \frac{0}{Q_A} = 1$$

Pero esta condición está representada en la figura 5.4 a y viola la segunda Ley, por consiguiente, la eficiencia puede tener valores entre 0 y 1 pero sin alcanzar nunca el valor 1.

Por otra parte de acuerdo con la ecuación 5.6 el valor más bajo de β se obtendría para $Q_B = 0$ ya que entonces $C_A/Q_B \rightarrow \infty$ y $\beta \rightarrow 0$, esto correspondería de acuerdo con la figura 5.5 b a una bomba térmica que no extraiera calor del depósito frío; el valor más alto de β se obtendría cuando $Q_A = Q_B$ ya que entonces $C_A/Q_B = 1$ y $\beta \rightarrow \infty$ pero este caso está representado en la figura 5.5 a y viola la segunda Ley porque es una bomba térmica que no requiere trabajo externo, por consiguiente el valor de β oscila entre 0 e ∞ pero sin llegar a alcanzar este último valor.

Se plantea entonces la siguiente pregunta, dada una máquina o bomba térmica ¿Cuál es el valor máximo de eficiencia o coeficiente térmico que puede alcanzarse y de qué parámetros depende?

Para definir esta pregunta empezaremos por definir un nuevo concepto.

5.4

REVERSIBILIDAD.— Un proceso reversible es aquél que una vez que se efectúa puede invertirse para restaurar el estado inicial sin que produzcan cambios en el sistema ni en el medio ambiente. Es decir, el sistema y el medio ambiente conservan estados idénticos a los existentes antes de que se efectuaran ambos eventos y por consecuencia no han dejado huella de su ocurrencia.

Como ejemplo de un proceso reversible puede mencionarse el de la compresión cuasiestática de un gas como se ha descrito en el capítulo 1.

Los procesos reversibles constituyen una idealización útil para el análisis termodinámico pero en todos los procesos reales se presentan uno o varios factores que introducen un cierto grado de irreversibilidad, a continuación presentaremos los factores de irreversibilidad que nos interesan para objeto de este curso, haciendo la aclaración de que existen muchos otros.

- a) **Fricción.**— La fricción convierte espontáneamente una cierta cantidad de energía mecánica en energía interna ya sea del sistema o del medio ambiente. Esta energía interna no puede convertirse espontáneamente en energía mecánica, porque esto viola la Segunda Ley de la Termodinámica, por esta razón en un proceso donde interviene la fricción no puede ser reversible.
- b) **Expansión ilimitada.**— En la figura 5.6 a puede verse un gas separado del vacío por una membrana. Considere el proceso de expansión ilimitada que se lleva a cabo cuando la membrana se rompe y el gas llena completamente el recipiente, puede verse que en este proceso sería necesario regresar al sistema a su estado original, como se ilustra en la figura 5.6 b esto se llevaría a cabo comprimiendo el gas hasta que se alcanzase el estado original.

Debido a que el trabajo y la transmisión de calor involucran un cambio en el medio exterior, éste no retorna a su estado original, lo que significa que la expansión ilimitada es un proceso irreversible.

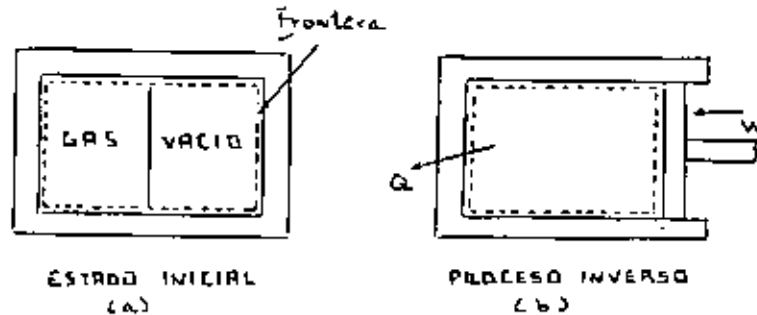


Figura 5.6 Demostración de que la expansión ilimitada hace irreversible a un proceso.

- c) Transmisión de calor a través de una diferencia finita de temperatura.- Consideramos a un sistema compuesto de un cuerpo de temperatura baja y permitamos que se transmita el calor del cuerpo de temperatura alta al cuerpo de temperatura baja. El único camino por el cual el sistema puede regresar es el de proporcionar refrigeración, que necesita trabajo del medio circulante, y también será necesario alguna transmisión de calor al medio ambiente. Debido a la transmisión de calor y al trabajo, el medio ambiente no retorna a su estado original, lo que nos indica que el proceso fue irreversible.

Surge ahora una pregunta interesante. El calor se ha definido como energía en transferencia, debido a una diferencia de temperatura, y hemos encontrado que este proceso es irreversible, por lo tanto

¿Cómo podemos obtener un proceso reversible de transmisión de calor? Un proceso de transmisión de calor se aproxima a un proceso reversible, a medida que la diferencia de temperatura entre los dos cuerpos se aproxima a cero; por lo tanto definiremos un proceso reversible de transmisión de calor como aquel en el cual el calor se transmite a través de una diferencia infinitesimal de temperatura. Por supuesto tenemos en cuenta que la transmisión de una cantidad finita de calor a través de una diferencia infinitesimal de temperatura, requeriría una cantidad infinita de tiempo, o un área infinita ya que todos los procesos reales de transmisión de calor se efectúan a través de una diferencia finita de temperatura, son por lo tanto irreversibles, y a mayor diferencia de temperatura será mayor la irreversibilidad; sin embargo encontramos que el concepto de la transmisión reversible de calor es muy útil para describir los procesos ideales.

5.5

EL CICLO DE CARNOT.- Para avanzar hacia la respuesta de cuáles son los valores máximos de la eficiencia y del coeficiente térmico para los dispositivos térmicos respectivos, analizaremos una máquina térmica que recibe calor de un depósito a temperatura alta T_A y rechaza calor a otro depósito a temperatura baja T_B . Debido a que se trata de depósitos, admitiremos que las dos temperaturas T_A y T_B permanezcan constantes, sin importar la cantidad de calor transmitido.

Supongamos que esta máquina térmica funcionando entre los dos depósitos de temperaturas T_A y T_B , opera en un ciclo en el cual cada proceso es reversible, entonces el ciclo completo también será reversible y si se invierte el sentido de los procesos en el ciclo, la máquina térmica se transformará en una bomba térmica.

Este ciclo reversible que tiene lugar entre dos depósitos térmicos a temperaturas constantes T_A y T_B en donde $T_A > T_B$ recibe el nombre de ciclo de Carnot.

La figura 5.7 a muestra una máquina térmica, similar en muchos aspectos a una planta simple de vapor, la cual operará en un ciclo de Carnot. Supongamos también que el fluido es una sustancia simple, tal como el vapor de agua. El calor se transmite del depósito de alta temperatura al agua (vapor), dentro de la caldera. Para que sea una transmisión de calor reversible, la temperatura del agua (vapor) debe ser sólo baja que la temperatura del depósito, en una magnitud infinitesimal. Esto también implica que, puesto que la temperatura del depósito permanece constante sea constante también la temperatura del agua. Por lo tanto el primer proceso (a-b) en el ciclo de Carnot es isotérmico reversible, en el cual el calor se transmite del depósito de alta temperatura al fluido de trabajo. Por supuesto un cambio de fase líquido a fase vapor a presión constante es un proceso isotérmico para una sustancia pura.

El siguiente proceso (b-c) ocurre en la turbina, allí ocurre sin transmisión de calor y es, por tanto, adiabático.

Debido a que todos los procesos en el ciclo de Carnot son reversibles, éste tendrá que ser un proceso adiabático reversible, durante el cual la temperatura del fluido de trabajo varía teniendo como valor inicial T_A y como valor final T_B .

En el siguiente proceso (c-d) el calor es expulsado del fluido de trabajo al depósito de baja temperatura. Este debe ser un proceso isotérmico reversible en el cual la temperatura del fluido de trabajo es mayor que la del depósito de baja temperatura, en una magnitud infinitesimal. Durante este proceso isotérmico se condensa una parte del vapor.

El proceso final que completa el ciclo (d-a), es un proceso adiabático reversible en el cual la temperatura del fluido de trabajo aumenta desde la temperatura baja a la temperatura alta. Si esto se llevara a cabo con agua (vapor), como fluido de trabajo, esto significaría tomar una muestra de líquido y vapor, del condensador y comprimirlo.

(En la práctica resultaría muy inconveniente y, por tanto, en todas las plantas de vapor, el fluido se condensa por completo en el condensador, y la bomba cubre la fase líquida únicamente).

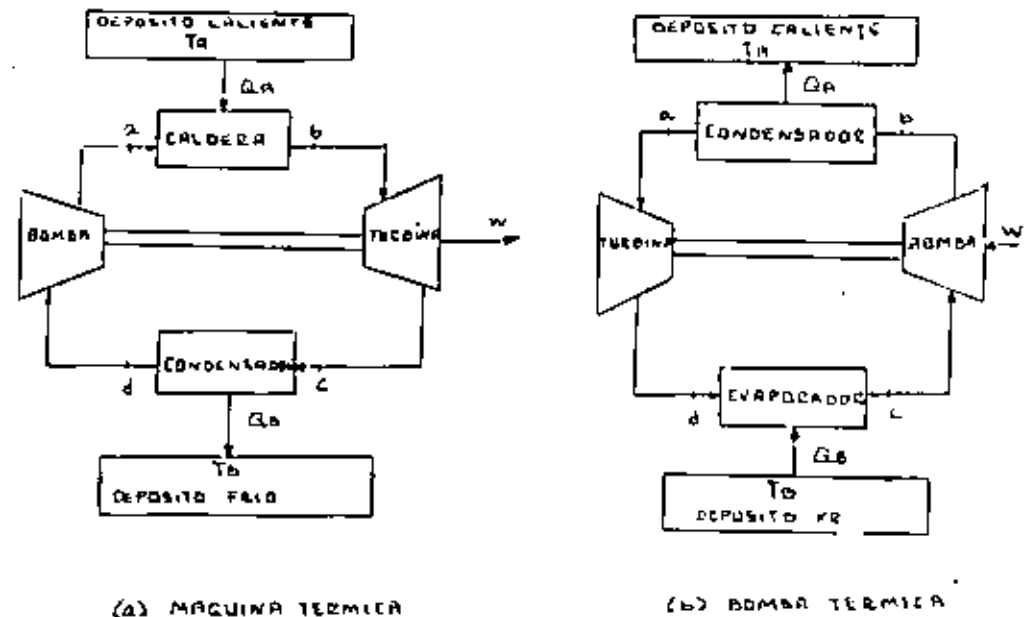


Figura 5.7 Dispositivos térmicos operando un ciclo Carnot.

Leído a que el ciclo de Carnot es reversible, cada proceso podría invertirse en cuyo caso se volvería un refrigerador como se muestra en la figura 5.7 b.

El ciclo de Carnot puede efectuarse de muy diversos modos por ejemplo podría llevarse a cabo en una máquina de cilindro y pistón con tercio un gas.

El punto importante por señalar aquí, es que el ciclo de Carnot, tiene siempre los mismos cuatro procesos a saber.

- Un proceso isotérmico reversible (a-b) en el cual el calor es transmitido a, ó de un depósito de temperatura alta.
- Un proceso adiabático reversible (b-c) en el cual la temperatura de trabajo decrece de la temperatura alta a la baja.
- Un proceso isotérmico reversible (c-d) en el cual se transmite calor a, o de un depósito de temperatura baja.
- Un proceso adiabático reversible el cual la temperatura del fluido de trabajo aumenta de la temperatura baja a la alta.

Las figuras 5.8 a y b ilustran los diagramas P-V para los ciclos de Carnot correspondientes a una máquina y una bomba térmica, siendo la subtenencia de trabajo un gas ideal de acuerdo con la descripción de los procesos dada en el párrafo precedente.

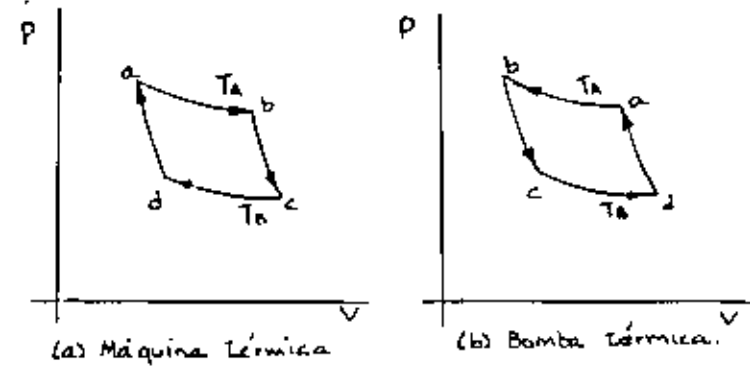


Figura 5.8 Diagramas P-V para ciclos de Carnot con gases ideales.

5.6

EL CICLO DE CARNOT. La importancia del ciclo de Carnot radica en que nos permite encontrar cuál es la máxima eficiencia posible de una máquina térmica que trabaja entre dos depósitos térmicos a temperaturas T_A y T_B , basados en las dos proposiciones siguientes conocidas como teoremas de Carnot.

Proposición 1. Es imposible construir una máquina que opere entre dos depósitos térmicos dados y que sea más eficiente que una máquina reversible que opere entre los mismos depósitos.

Para probar esta proposición referámonos a la figura 5.9

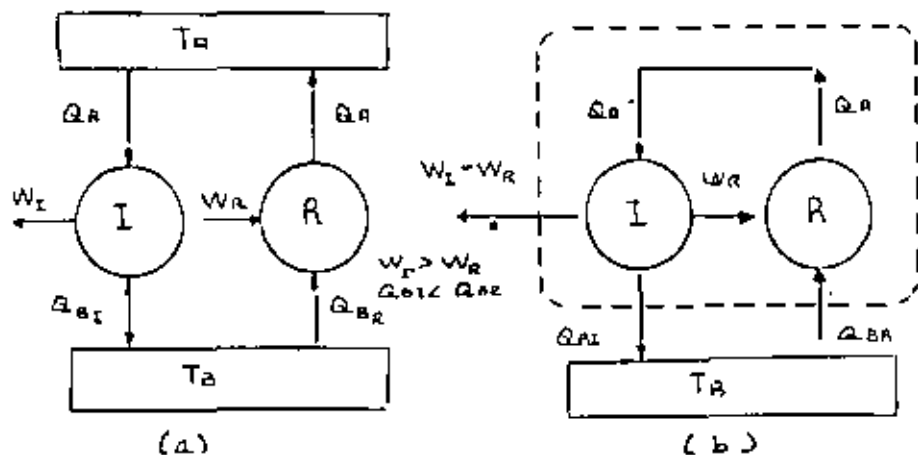


Figura 5.9.

Das máquinas térmicas una irreversible I y otra reversible R operan entre dos depósitos térmicos de temperaturas T_A y T_B recibiendo ambas máquinas la misma cantidad de calor Q_A ; cuando nos damos cuenta que contra lo establecido por la proposición, la eficiencia de la máquina irreversible es mayor que la de la reversible ó $\eta_I > \eta_R$; puesto que ambas máquinas reciben la misma cantidad de calor, se obtendrá mayor trabajo neto de la máquina más eficiente se decir en este caso hipotético, de la irreversible, $W_I > W_R$ y se obtendrá mayor calor rechazado de la de menor eficiencia, se decir $Q_{BI} < Q_{BR}$.

Ahora bien puesto que la máquina R es reversible, su ciclo puede invertirse convirtiendola en una bomba térmica sin alterar los valores de Q_A , W_R y Q_{BR} sino únicamente su sentido, quedando el conjunto en las condiciones mostradas en la figura 5.9 a.

Finalmente como $W_I > W_R$ el trabajo de la máquina I suministra di-

rectamente a la máquina R y un remanente igual a $W_I - W_R$; además como el calor suministrado a la máquina Q_A es igual que el calor rechazado por la bomba térmica R, el depósito a temperatura T_A puede suprimirse según se muestra en la figura 5.9 b , pero en las condiciones mostradas ahora en esa figura, el sistema cuya frontera con la línea punteada, produce trabajo intercambiando calor con un solo depósito térmico y por consiguiente siendo similar al de la figura 5.4 a, viola la Segunda Ley de la Termodinámica por lo que la suposición de que $\eta_I > \eta_R$ es falsa y así demuestra la validez de la proposición 1.

Proposición 2.- Todas las máquinas reversibles que operan entre dos depósitos térmicos a temperaturas constantes, tienen la misma eficiencia.

Para probar esta proposición se seguirá exactamente el mismo método que para probar la proposición 1, solo que se consideraran dos máquinas reversibles R_1 y R_2 operando entre dos depósitos térmicos a temperaturas T_A y T_B ; en el primer caso se supondrá $\eta_{R1} > \eta_{R2}$ llevando al resultado mostrado en la figura 5.10 a ; en el segundo caso se supondrá $\eta_{R1} < \eta_{R2}$ y se llegará al resultado mostrado en la figura 5.10 b. Como ambos resultados violan la Segunda Ley la única suposición aceptable es que $\eta_{R1} = \eta_{R2}$ lo que prueba la proposición.

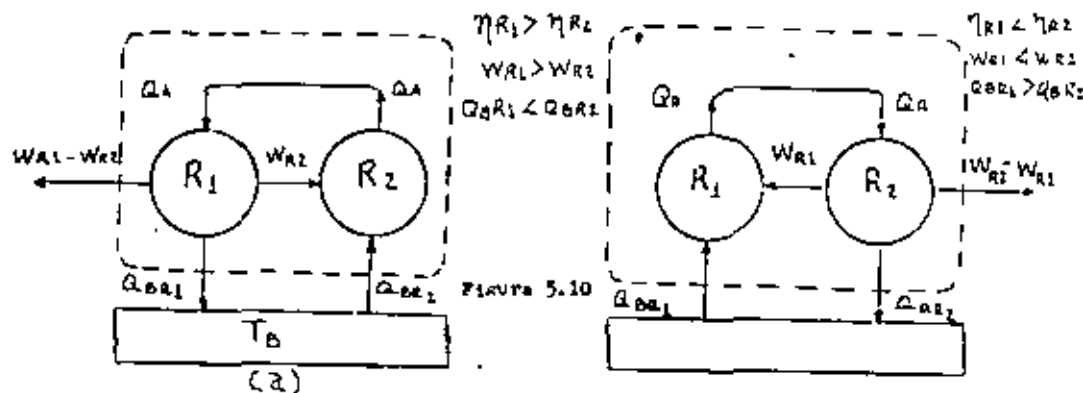


Figura 5.10

Como consecuencia del teorema de Carnot, para encontrar la máxima eficiencia posible de una máquina térmica operando entre dos depósitos térmicos a temperaturas T_A y T_B , sólo es necesario calcular la eficiencia del ciclo de Carnot en función de las temperaturas T_A y T_B y dado que en el teorema no se especifica la sustancia de trabajo, procederemos al cálculo de dicha eficiencia, considerando como sustancia de trabajo un gas ideal.

Consideremos el ciclo de Carnot de la fig. 5.

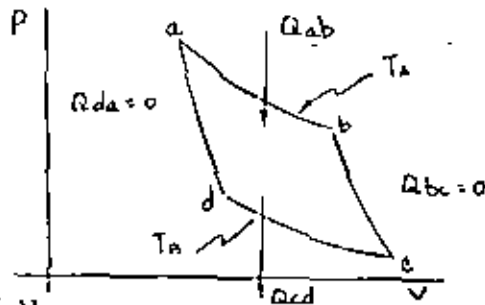


Figura 5.11
El ciclo únicamente recibe calor durante el proceso de expansión isotérmica a-b ya que los procesos b-c y d-a son adiabáticos, por consiguiente de acuerdo con la ecuación 5.1 la eficiencia del ciclo será:

$$\eta = 1 - \frac{Q_B}{Q_A}$$

Como los procesos a-b y c-d son isotérmicos,

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{-Q_{cd}}{Q_{ab}} = \frac{-RT_B \ln(V_d/V_c)}{RT_A \ln(V_b/V_a)} \quad \text{Ec. 5.7}$$

Ahora bien los procesos b-c y d-a son adiabáticos y para cualquier proceso adiabático,

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k \quad \text{Ec. 5.8}$$

de acuerdo con la ecuación de los gases ideales

$$P = \frac{nRT}{V} \quad \text{Ec. 5.9}$$

de las ecuaciones 5.8 y 5.9

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad \text{Ec. 5.10}$$

Aplicando la ecuación 5.10 a los procesos b-c y d-a

$$\frac{T_A}{T_B} = \left(\frac{V_d}{V_b} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{k-1}$$

de donde

$$\frac{V_c}{V_d} = \frac{V_b}{V_a}$$

aplicando este resultado a la ecuación 5.7 se encuentra

$$\frac{Q_B}{Q_A} = \frac{T_B}{T_A} \quad \text{Ec. 5.10}$$

y finalmente aplicando la ecuación 5.10 en la ecuación 5.1 se

obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{T_B}{T_A} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Esta ecuación nos proporciona la máxima eficiencia posible de una máquina térmica operando entre dos depósitos térmicos a las temperaturas T_A y T_B .

Evidentemente esta eficiencia corresponde a la de una máquina ideal y las correspondientes a las máquinas reales que son irreversibles serán necesariamente menores.

Para encontrar el máximo coeficiente térmico posible de una bomba térmica operando entre dos depósitos de calor de temperaturas — constantes T_A y T_B solo debemos considerar que el ciclo de Carnot es reversible y por consiguiente la ecuación 5.10 es aplicable — también con las bombas térmicas por lo que puede aplicarse a la — ecuación 5.6 quedando

$$\beta = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$$

Ec. 5.12

Debe notarse que la eficiencia y el coeficiente térmico máximos — posibles solo dependen de las temperaturas de los depósitos térmicos.

Ejemplo:

5.3 Un inventor afirma haber construido un refrigerador que operando entre dos depósitos térmicos a las temperaturas de 270°K y 300°K extrae 1 KJ de calor de depósito frío, por cada 150 J de — trabajo suministrados.

- ¿Cuál es el coeficiente térmico real del refrigerador?
- ¿Cuál sería el máximo coeficiente térmico posible?
- ¿No posible la existencia del refrigerador?

Solución:

a) de acuerdo con la ecuación 5.4

$$\beta = \frac{1000}{150} = 6.66$$

b) de acuerdo con la ecuación 5.12

$$\beta = \frac{1}{\frac{300}{270} - 1} = 9$$

c) Como el coeficiente térmico real es menor que el máximo posible, si es factible la existencia del refrigerador.

Ahora bien, cuando en vez de analizar un ciclo, se analiza un proceso aislado, ¿Cómo puede determinarse si el proceso es posible — desde el punto de vista de la Segunda Ley y cómo puede cuantificarse su grado de reversibilidad?, la respuesta a esta pregunta requiere establecer una nueva propiedad termodinámica y a ello — procederemos.

5.7

LA DESIGUALDAD DE CLAUSIUS. Esta proposición indica que para — cualquier ciclo termodinámico.

$$\oint \frac{dq}{T} \leq 0 \quad \text{Ec. 5.13}$$

Para demostrarla consideremos primeramente una máquina térmica — reversible trabajando en ciclo de Carnot, figura 5.3 A

De acuerdo con la ecuación 5.10

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{T_A}{T_B} \quad \text{o} \quad \frac{Q_A}{T_A} = \frac{Q_B}{T_B}$$

Para dicha máquina

$$\oint \frac{dq}{T} = \frac{Q_A}{T_A} - \frac{Q_B}{T_B} = 0$$

Si la máquina no fuera reversible Q_B aumentaría y entonces

$$\oint \frac{dq}{T} < 0$$

Consideremos ahora una bomba térmica reversible trabajando en el ciclo de Carnot, figura 5.3 b

$$\oint \frac{dQ}{T} = \frac{Q_B}{T_B} = \frac{Q_A}{T_A}$$

Pero si la bomba no fuera reversible Q_A aumentaría y entonces

$$\oint \frac{dQ}{T} < 0$$

Ahora bien, un ciclo cualquiera puede considerarse integrado por un cierto número de ciclos de Carnot como se muestra en la figura 5.12 y entonces para cada uno de estos ciclos

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0$$

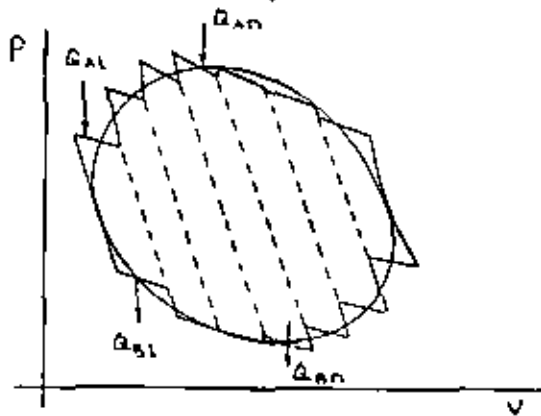


Figura 5.12 Interacción de un ciclo reversible.

Es evidente que $\oint \frac{dQ}{T}$ para el ciclo completo será la suma de las $\oint \frac{dQ}{T}$ para cada uno de los ciclos de Carnot en que se ha dividido pero todas estas cantidades son menores o iguales que cero por lo que su suma será también igual o menor que cero, siendo cero si el ciclo es reversible y menor que cero si no lo es.

5.8

ENTROPIA.- Considere ahora el ciclo reversible mostrado en la figura 5.13 formado por los procesos reversibles A y B

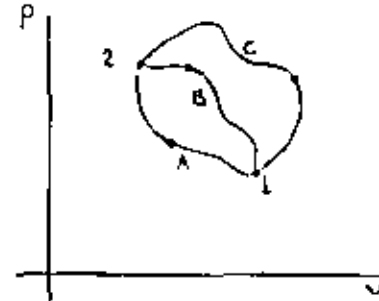


Figura 5.13 Trayectorias termodinámicas.

de acuerdo con la desigualdad de Clausius

$$\oint_{\text{rev}} \frac{dQ}{T} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} + \int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} = 0 \quad \text{Ec. 5.14}$$

De manera análoga, para el ciclo reversible constituido por los procesos reversibles A y C

$$\oint_{\text{rev}} \frac{dQ}{T} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} + \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} = 0 \quad \text{Ec. 5.15}$$

Comparando las ecuaciones 5.14 y 5.15

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} = \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T}$$

O sea que

$$\left(\int \frac{dQ}{T} \right)_{\text{rev.}} \text{ adquiere el mismo valor a lo largo}$$

de cualquier trayectoria reversible entre el estado 2 y el estado 1. En consecuencia, esta cantidad depende únicamente y exclusivamente

sente de los estados inicial y final del proceso y es en consecuencia, una propiedad termodinámica. En efecto la entropía puede ser definida mediante la ecuación

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{\text{rev.}}$$

Es decir, el cambio de entropía entre dos estados térmicos cualesquiera puede evaluarse mediante la expresión

$$\Delta S = \int_{\text{rev}} \frac{dQ}{T} \quad \text{Ec. 5.16}$$

La ecuación anterior, válida para cualquier sistema cerrado, exige es claramente que la integración debe realizarse a lo largo de una trayectoria reversible y supone además un conocimiento de la relación dQ/T a lo largo del proceso reversible. Sin embargo dado que la entropía es una propiedad termodinámica, la diferencia ΔS entre dos estados es la misma, independientemente si el proceso es reversible o irreversible. Por otro lado si el proceso en cuestión es irreversible, la diferencia de entropía entre los estados 1 y 2 no puede evaluarse directamente haciendo uso de la ecuación 5.16, ya que como se verá a continuación $\int dQ/T < S$ para procesos irreversibles.

Considere que los procesos A y B mostrados en la figura 5.11 son reversibles y que por consiguiente integran un ciclo reversible, para este ciclo.

$$\oint_{\text{rev}} \frac{dQ}{T} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} + \int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} = 0 \quad \text{Ec. 5.17}$$

Considere ahora que el proceso C es irreversible y que por consiguiente el ciclo integrado por el proceso A, reversible y el proceso C irreversible, es un ciclo irreversible, haciendo uso de la desigualdad de Clausius,

$$\frac{dQ}{T} = \int_{1-A}^2 \frac{dQ}{T} + \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} < 0 \quad \text{Ec. 5.18}$$

restando la ecuación 5.18 de la 5.17

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} - \int_{2-C}^1 \frac{dQ}{T} > 0 \quad \text{Ec. 5.19}$$

oero el término

$$\int_{2-B}^1 \frac{dQ}{T} = \int_1^2 dS = \Delta S = S_2 - S_1$$

Para cualquier proceso reversible o irreversible por lo que para cualquier proceso

$$\Delta S \geq \int \frac{dQ}{T} \quad \text{Ec. 5.20}$$

Donde la igualdad se cumple en los procesos reversibles y la desigualdad en los procesos irreversibles.

De lo anterior se desprende que la integración de dQ/T a lo largo de una trayectoria irreversible en un proceso dado, no da como resultado la diferencia de entropía entre el estado inicial y el estado final. De manera análoga, puede afirmarse que todo proceso adiabático reversible es isentrópico; pero no todo proceso adiabático es isentrópico; solo los procesos adiabáticos reversibles son isentrópicos.

Por otro lado, dado que la entropía es una propiedad, la diferencia ΔS entre dos estados termodinámicos puede evaluarse haciendo uso de la ecuación 5.16 siempre y cuando se seleccionen uno o varias trayectorias reversibles que conecten los estados inicial y final del proceso (reversible o irreversible).

Dado que las dimensiones de la entropía son FL/T , la unidad de entropía en el sistema internacional será el Joule / $^{\circ}K$.

5.9 PRINCIPIO DEL INCREMENTO DE ENTROPIA.- Consideremos el cambio de entropía en un sistema y su medio ambiente, cuando el sistema se sujeta a un cambio de estado.

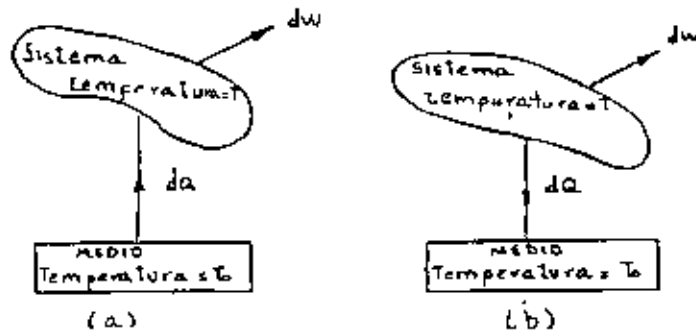


Figura 5.14 Procesos en un sistema termodinámico.

Consideremos el proceso mostrado en la figura 5.14 a en el que una cantidad de calor dQ se transmite del medio exterior a la temperatura del medio exterior a la temperatura T_0 , al sistema a la temperatura T y el trabajo que se ejecuta sobre el sistema durante ese proceso es dw . Para este proceso podemos aplicar la ecuación 5.20 al sistema y escribir,

$$dS_{\text{sistema}} \geq \frac{dQ}{T}$$

Para el medio ambiente dQ es negativo, es decir

$$dS_{\text{medio ambiente}} \geq - \frac{dQ}{T_0}$$

El cambio total de entropía, es por lo tanto,

$$dS_{\text{sistema}} + dS_{\text{medio ambiente}} \geq -\frac{dQ}{T} - \frac{dQ}{T_0} \geq dQ \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right)$$

Ya que $T_0 > T$, la cantidad $\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}$ es positiva y concluimos que

$$dS_{\text{sistema}} + dS_{\text{medio ambiente}} \geq 0 \quad \text{Ec. 5.21}$$

Si $T > T_0$, el calor transmitido es del sistema al medio exterior como se muestra en la figura 5.14 b pero entonces,

$$dS_{\text{sistema}} + dS_{\text{medio ambiente}} \geq -\frac{dQ}{T} + \frac{dQ}{T_0} \geq dQ \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right)$$

y se llega al mismo resultado de la ecuación 5.21

Dicha ecuación define el principio del incremento de la entropía - el cual a su vez es un enunciado general de la segunda ley.

SOLO ES POSIBLE LA REALIZACION DE PROCESOS EN LOS CUALES LA ENTROPIA CONJUNTA DEL SISTEMA Y SU MEDIO AMBIENTE AUMENTA O EN EL LIMITE SE MANTIENE CONSTANTE.

La entropía aumentará para los procesos irreversibles y se mantendrá constante para los procesos reversibles.

5.10 **DIAGRAMA T - S .-** La representación de procesos y ciclos termodinámicos en un sistema cartesiano cuyos ejes sean la entropía y la temperatura del sistema, puede ser empleada como un auxiliar en el análisis termodinámico.

Considere la representación del ciclo termodinámico de una máquina térmica en el diagrama T-s mostrado en la figura 5.15.

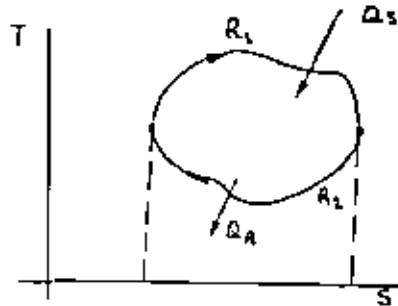


Figura 5.15 Representación de un ciclo termodinámico en un diagrama T-S

Si el ciclo es reversible entonces

$$ds = \frac{dQ}{T}$$

o sea que

$$dQ = T ds \tag{Eo. 5.22}$$

$$Q_R = \int_R T ds \tag{Eo. 5.23}$$

Estas dos ecuaciones significan que el calor transferido durante un proceso es equivalente al área bajo la curva que representa al proceso en el diagrama T - S, así en la figura 5.15 durante el proceso R₁ se suministrará calor al sistema ya que la entropía aumenta durante el proceso, el calor suministrado será equivalente al

área bajo la curva R₁. Durante el proceso R₂ se rechazará calor ya que la entropía disminuye, el calor rechazado será equivalente al área bajo la curva R₂.

La figura 5.16 muestra dos diagramas P-V y T-S de una máquina reversible trabajando en un ciclo de Carnot.

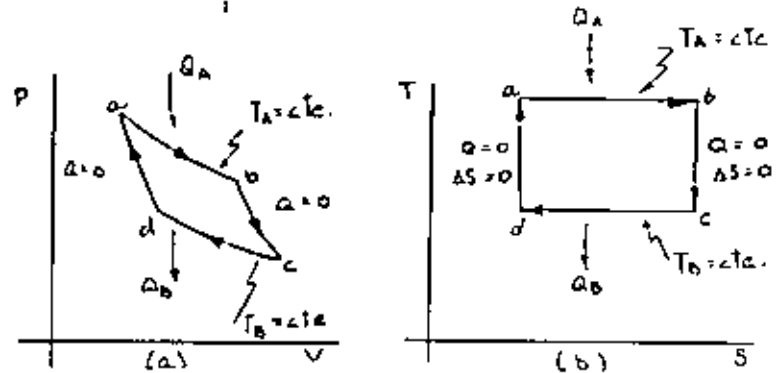


Figura 5.16 Diagramas P-V y T-S de un ciclo de Carnot.

5.11

CALCULO DEL INCREMENTO DE ENTROPIA EN PROCESOS CON GASES IDEALES.-

La ecuación 5.16 nos proporciona las bases para el cálculo de cambios de entropía, entre dos estados cualesquiera, implementando un proceso reversible adecuado entre ambos estados. Un gas ideal ofrece un buen ejemplo del tipo de cálculos que deben efectuarse.

Recordemos de acuerdo con lo expuesto en el capítulo 4, que la entropía y la energía interna del gas ideal pueden expresarse como función exclusiva de la temperatura.

$$du = C_v df \tag{Eo. 5.24}$$

$$dh = C_p dT \tag{Eo. 5.25}$$

de la ecuación 5.22 tenemos que

$$dq = T ds$$

pero de acuerdo con la primera ley

$$dq = du + \delta W$$

Caso el gas ideal es una sustancia compresible simple la única forma significativa de trabajo es el de compresión y por consiguiente

$$\delta W = -p dv$$

por consiguiente

$$dq = du + p dv = T ds$$

y

$$\frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{p}{T} dv = ds \quad \text{Ec. 5.26}$$

De la ecuación de estado de los gases ideales tenemos que

$$p v = R T$$

o

$$\frac{p}{T} = \frac{R}{v} \quad \text{Ec. 5.27}$$

o

$$\frac{v}{T} = \frac{R}{p} \quad \text{Ec. 5.28}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.24 y 5.27 en la 5.26 se obtiene

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

e integrándola

$$s_2 - s_1 = C_v L \frac{T_2}{T_1} + R L \frac{v_2}{v_1} \quad \text{Ec. 5.29}$$

por otra parte

$$u = h - p v$$

$$du = dh - p dv - v dp$$

$$\frac{du}{T} = \frac{dh}{T} - \frac{p}{T} dv - \frac{v}{T} dp \quad \text{Ec. 5.30}$$

Sustituyendo la ecuación 5.30 en la 5.26

$$\frac{dq}{T} = \frac{dh}{T} - v \frac{dp}{T} = ds \quad \text{Ec. 5.31}$$

Sustituyendo las ecuaciones 5.25 y 5.28 en la 5.31

$$ds = C_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}$$

e integrándola

$$s_2 - s_1 = C_p L \frac{T_2}{T_1} - R L \frac{p_2}{p_1}$$

CAPITULO 6

CICLOS TERMODINAMICOS

6.1 INTRODUCCION

Una de las principales aplicaciones de la Termodinámica es el uso de sus principios fundamentales en la obtención de energía aprovechable para las diversas necesidades del hombre. A lo largo de su historia la Humanidad ha ido aumentando el consumo de energía para tener el grado de comodidad de que goza actualmente, pero siempre y parece que ahora más acentuadamente, se ha tenido que enfrentar a la búsqueda de mejores fuentes de energía y sobretodo a buscar la forma óptima de aprovechar tales fuentes. Además el hombre tiene la necesidad de fuentes continuas de energía, pues sólo de esta manera puede producir lo necesario para la cada día más abundante población mundial.

Es así, como aprendió a usar la energía hidráulica y la energía eólica que junto con el fuego y la tracción animal constituyeron durante cientos de años las fuentes de energía de las cuales se sirvió la Humanidad para su progreso.

Posteriormente, en siglos más recientes, el hombre empezó a idear mecanismos que le facilitaran su trabajo y su transporte, y fue así como surgió la máquina de vapor y, posteriormente los motores de combustión como el de gasolina, el diesel, etc. Estas máquinas dieron pie a la Revolución Industrial y al despegue de la Humanidad hacia un crecimiento explosivo, mismo que la ha conducido a la posible amenaza de la extinción de la fuente de energía más popular en los últimos 90 años; el petróleo. Afortunadamente

el hombre siempre ha demostrado tener la inventiva necesaria para salir de sus problemas y es así como empieza a dar sus primeros pasos en el campo de dos fuentes de energía muy importantes: la energía nuclear y la energía solar. Sin embargo de la aplicación de los conceptos de la Segunda Ley de la Termodinámica, existen limitaciones a la cantidad de energía que de dichas fuentes puede transformarse en trabajo. Actualmente se tienen muchas máquinas para transformar ciertos tipos de energía en trabajo y éste a su vez en energía mecánica. Otros dispositivos transforman la energía de la fuente directamente en energía eléctrica o en energía luminosa, muchos se encuentran todavía en la fase experimental.

En el presente capítulo vamos a analizar algunos de los ciclos termodinámicos en los cuales están basadas las máquinas más usadas en la actualidad para obtener trabajo, así como sus posibles modificaciones y resultados de las mismas.

Salvo dos de las máquinas que se van a analizar, las otras no trabajan en lo que llamamos un ciclo termodinámico, ya que constantemente renuevan su sustancia de trabajo, pero al considerar que trabajan realmente en un ciclo termodinámico constituye una herramienta muy poderosa para su análisis.

A los ciclos en los cuales se basan estas máquinas se les da también el nombre de ciclos de potencia, pues trabajan en forma continua entregando energía en forma constante por lo cual desarrollan una potencia determinada.

Analizaremos dichos ciclos empezando por los que trabajan en ciclo abierto, o sea que renuevan constantemente su sustancia de trabajo.

6.2 CICLO OTTO

Este ciclo fue descubierto por Nicholas A. Otto en 1876, año en el cual construyó la primera máquina de este tipo que funcionó con éxito, dicha máquina está basada en un ciclo de cuatro tiempos o carreras; posteriormente en 1881 apareció una máquina basada en el mismo principio pero que utiliza sólo dos carreras o tiempos por cada ciclo.

Esta máquina basada en el ciclo de Otto constituye la base de la actual máquina de gasolina tan popular en los automóviles y motocicletas que vemos hoy día circular tan profusamente. Utilizaremos la familiaridad que se tiene con estas máquinas para explicar el ciclo Otto.

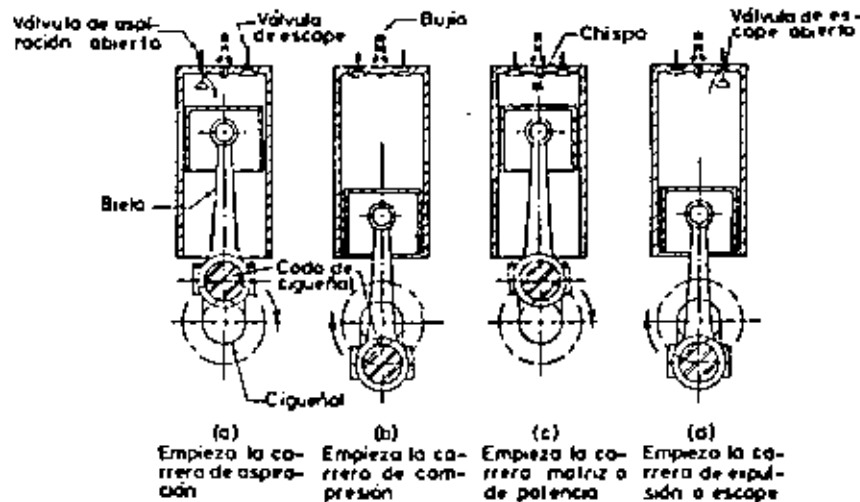


Fig. 6.1 Ciclo de Cuatro Tiempos. (Otto)

Como podemos ver en la Fig. 6.1 tenemos cinco etapas por cada ciclo, que son las siguientes: una carrera inicial

de admisión de la sustancia de trabajo, el émbolo baja desde su punto muerto superior hasta el punto muerto inferior (proceso 0-1 de la Fig. 6.2), durante este tiempo permanece abierta la válvula de admisión; el segundo tiempo o carrera es la de compresión en la cual el pistón sube desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior (proceso 1-2 de la Fig. 6.2), mientras las válvulas permanecen cerradas, en esta carrera la sustancia de trabajo alcanza alta presión y alta temperatura, poco antes de que el pistón alcance el punto muerto superior se produce la chispa que libera la energía contenida en la sustancia de trabajo y se idealiza considerando la combustión a volumen constante (proceso 2-3 de la Fig. 6.2), con lo cual se produce el tercer tiempo; en el cuarto tiempo o carrera de expansión, llamado también motriz o de potencia, el émbolo se desplaza hacia el punto muerto inferior debido a la alta presión de la sustancia de trabajo que alcanzó por la liberación de su energía (proceso 3-4 de la Fig. 6.2), en este cuarto tiempo las válvulas permanecen cerradas; la quinta etapa o carrera es la expulsión, el pistón va del punto muerto inferior al punto muerto superior (proceso 4-1-0 de la Fig. 6.2), al mismo tiempo que la válvula de escape permanece abierta con lo cual salen los gases producto de la combustión, al llegar al punto muerto superior se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión con lo cual se inicia un nuevo ciclo.

En la carrera de admisión, que se realiza idealmente a la presión atmosférica, se efectúa un trabajo de expansión de la mezcla aire combustible que en la Fig. 6.2 es el área bajo el proceso 0-1. Por otro lado en la carrera de expulsión, en el proceso 4-1-0, al abrirse la válvula de escape disminuye la presión hasta la atmosférica, como se indica en el proceso 4-1, en el proceso 1-0 se observa que el es-

capa es a la presión atmosférica, efectuando el sistema cilindro-émbolo un trabajo sobre los gases quemados, siendo equivalente al trabajo hecho en la carrera de admisión pero de signo contrario. Por lo anterior en el ciclo ideal de Otto, sólo se considera el área encerrada por los procesos:

- | | | |
|-----|----------------------------------|---------------------------|
| 1-2 | compresión adiabática reversible | (suministro de trabajo). |
| 2-3 | combustión a volumen constante | (suministro de calor). |
| 3-4 | expansión adiabática reversible | (realización de trabajo). |
| 4-1 | expulsión a volumen constante | (rechazo de calor) |

En la Fig. 6.2 podemos ver este ciclo representado en los diagramas P-v y T-s.

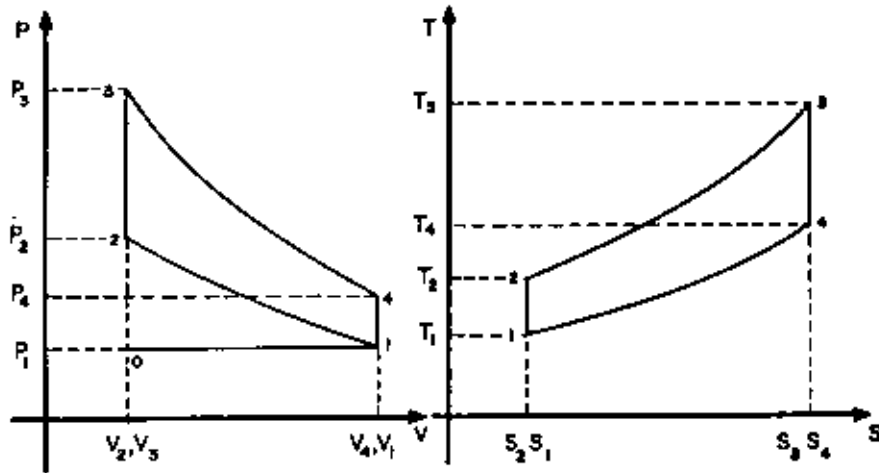


Fig. 6.2 Diagramas presión-volumen y temperatura-entropía de un ciclo Otto ideal.

Como podemos ver en la Fig. 6.2, se supone que la sustancia de trabajo siempre es la misma, que las transferencias de calor son a volumen constante y además los calores específicos se mantienen constantes, la compresión y expansión son isoentrópicas. A continuación vamos a analizar los procesos a fin de encontrar la eficiencia del ciclo.

En el proceso de 2-3, el sistema recibe calor y vale:

$${}_2Q_3 = m C_v (T_3 - T_2) \quad \dots (6.1)$$

En el proceso de 4-1, el sistema cede o rechaza calor y vale:

$${}_4Q_1 = m C_v (T_1 - T_4) \quad \dots (6.2)$$

el trabajo neto es la suma de calores y la eficiencia está dada por:

$$\eta = \frac{|{}_2Q_3| - |{}_4Q_1|}{|{}_2Q_3|};$$

$$\eta = \frac{m C_v (T_3 - T_2) - m C_v (T_4 - T_1)}{m C_v (T_3 - T_2)}$$

como la masa y el C_v son constantes:

$$\eta = \frac{(T_3 - T_2) - (T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad \dots (6.3)$$

de donde se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad \dots (6.4)$$

Puesto que los procesos de compresión y expansión son isoentrópicos y por lo mismo adiabáticos tenemos que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1} = \left[\frac{v_4}{v_3} \right]^{K-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \dots (6.5)$$

de donde:

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

y arreglando (6.4) podemos obtener:

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

y finalmente:

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

Si se define r (relación de compresión), como el parámetro que relaciona V_1 (volumen del punto muerto inferior) y V_2 (volumen del punto muerto superior), se tiene:

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

y como:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

y de (6.5)

$$\frac{T_1}{T_2} = \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{K-1}$$

se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \quad \dots (6.6)$$

con lo cual podemos ver que mientras más se aumente la relación de compresión, más eficiente es el ciclo. Esto ha conducido a producir automóviles con una relación de compresión más alta, pero entonces se presenta el problema de la autoignición del combustible debido a su alta temperatura y presión. También podemos ver que la eficiencia depende de la relación de los calores específicos, lo anterior lo podemos ver en la Fig. 6.3.

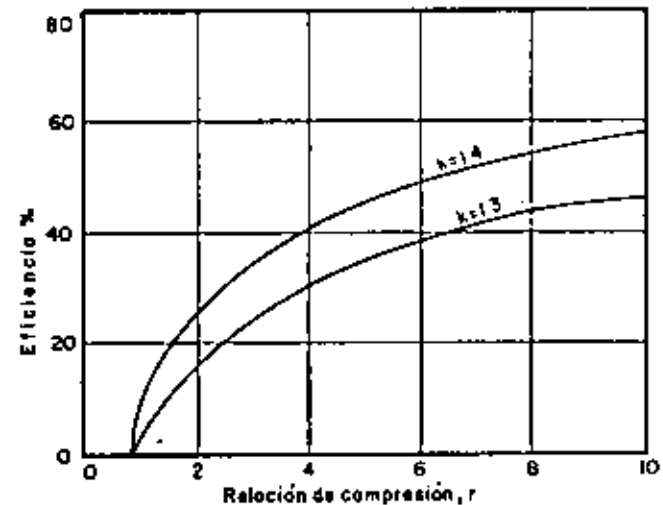


Fig. 6.3 Eficiencia de un ciclo Otto en función de r y K .

En la máquina real, los calores específicos cambian con la temperatura y en la compresión y expansión existe transferencia de calor, así como numerosas irreversibilidades.

Otro parámetro útil en la comparación, es la presión media efectiva que se define como una presión constante ejercida durante todo el ciclo, que proporcionaría una cantidad de

trabajo equivalente al del ciclo. Entonces si llamamos P_m a la presión media efectiva, el trabajo del ciclo estaría dado por:

$${}_1W_2 = - P_m (V_1 - V_2) \quad \dots (6.7)$$

y el trabajo por unidad de masa sería:

$${}_1w_2 = - P_m (v_1 - v_2)$$

Ejemplo 6.1

Considerar un ciclo Otto ideal que funciona con aire cuya relación de compresión es de 6. Si la máxima temperatura en el ciclo se limita a 450°C y las condiciones del aire al iniciarse el proceso de compresión son de 1 bar y 10°C :

a) Trazar un diagrama del ciclo en el plano P-v.

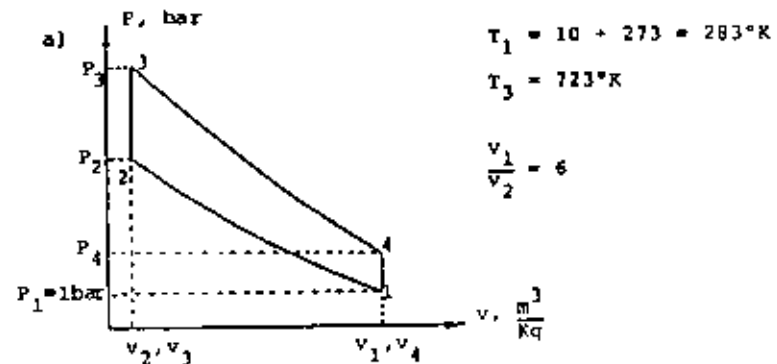
Calcular:

- la eficiencia térmica del ciclo.
- el calor por unidad de masa suministrado al ciclo.
- la presión máxima de operación.
- el trabajo por unidad de masa desarrollado por el ciclo
- el incremento de entropía por unidad de masa en cada proceso del ciclo.
- Hacer una gráfica del ciclo en el plano T-s.

Solución:

Como se trata de aire se puede obtener de tablas termodinámicas la siguiente información:

$$C_p = 1004 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}, \quad C_v = 717 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}, \quad R = 287 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \quad \text{y} \quad K = 1.4$$



b) Por los datos del problema, conviene utilizar la ecuación (6.6)

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}}$$

$$\therefore \eta = 1 - \frac{1}{(6)^{0.4}}$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{2.05} = 0.511$$

$$\underline{\eta = 51.1\%}$$

c) El calor suministrado, será aquella cantidad de calor transferido en el proceso 2-3.

$${}_2Q_3 = m C_v (T_3 - T_2)$$

$$\therefore {}_2q_3 = C_v (T_3 - T_2)$$

por lo que se requiere calcular T_2 .

Como el proceso 1-2 es un proceso adiabático reversible se tiene que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1}$$

$$\therefore T_2 = T_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1}$$

$$T_2 = 283 (6)^{0.4} = 579.5 \text{ K}$$

y

$${}_2q_3 = 717 (723 - 579.5)$$

$$\underline{{}_2q_3 = 1.028 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}}$$

- d) Del inciso "a" se observa que la presión máxima de operación es P_3 .

Como el proceso 2-3 es a volumen constante, se tiene:

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2} ;$$

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2}$$

y para P_2 , como el proceso 1-2 es adiabático, se tiene:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^K$$

$$P_2 = P_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^K$$

$$\therefore P_3 = P_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^K \left[\frac{T_3}{T_2} \right] = 10^5 (6)^{1.4} \left[\frac{723}{579.5} \right]$$

$$\underline{P_3 = 15.32 \text{ bar}}$$

- e) Como la eficiencia es:

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{sum}}}$$

$$\eta = \frac{W_{\text{neto}}}{{}_2q_3}$$

$$\therefore W_{\text{neto}} = \eta {}_2q_3$$

$$W_{\text{neto}} = 0.511 \times 1.028 \times 10^5$$

$$\underline{W_{\text{neto}} = 5.25 \times 10^4 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}}$$

- f) Δs en cada proceso

proceso 1-2. Adiabático reversible

$$\Delta s_{1-2} = C_v L_n \frac{T_2}{T_1} + R L_n \frac{v_2}{v_1}$$

pero

$$T_2 = T_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1}$$

$$\Delta s_{1-2} = C_v L_n \frac{T_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1}}{T_1} + R L_n \frac{v_2}{v_1}$$

además

$$L_n \frac{a}{b} = - L_n \frac{b}{a}$$

$$\Delta s_{1-2} = C_v (K-1) L_n \frac{v_1}{v_2} - R L_n \frac{v_1}{v_2}$$

$$\Delta s_{1-2} = L_n \frac{v_1}{v_2} \left[C_v (K-1) - R \right] = L_n \frac{v_1}{v_2} \left[K C_v - C_v - R \right]$$

pero

$$R = C_p - C_v$$

y

$$K = \frac{C_p}{C_v}$$

$$\therefore \Delta s_{1-2} = L_n \frac{v_1}{v_2} \left[C_p - C_v - (C_p - C_v) \right] = 0$$

y éste es un resultado general.

El incremento de entropía en un proceso adiabático reversible es nulo, es decir éste es un proceso isentrópico.

Proceso 2-3 volumen constante

$$\Delta s_{2-3} = C_v L_n \frac{T_3}{T_2} + R L_n \frac{v_3}{v_2}$$

pero

$$v_3 = v_2$$

$$\Delta s_{2-3} = C_v L_n \frac{T_3}{T_2}$$

$$\Delta s_{2-3} = 717 L_n \frac{723}{579.5}$$

$$\Delta s_{2-3} = 158.63 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

Proceso 3-4 adiabático reversible

$$\Delta s_{3-4} = 0$$

Proceso 4-1 volumen constante

$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_1}{T_4} + R L_n \frac{v_1}{v_4}$$

pero de la ecuación

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

y como

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3}$$

se tiene

$$\frac{v_1}{v_4} = \frac{v_2}{v_3}$$

y finalmente

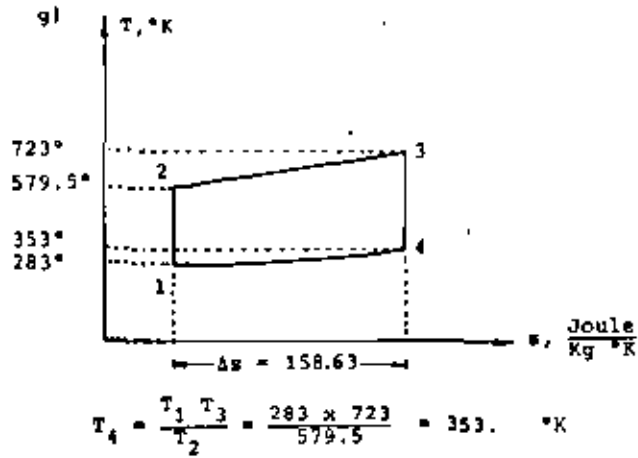
$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_2}{T_3} + R L_n \frac{v_2}{v_3}$$

y por propiedades de logaritmos

$$\Delta s_{4-1} = -C_v L_n \frac{T_3}{T_2} - R L_n \frac{v_3}{v_2} = - \left[C_v L_n \frac{T_3}{T_2} + R L_n \frac{v_3}{v_2} \right]$$

$$\therefore \Delta s_{4-1} = - \Delta s_{2-3}$$

Por este inciso se puede concluir que el Δs del ciclo es nulo, como era de esperarse ya que la entropía es una propiedad termodinámica.



6.3 CICLO DIESEL

Rudolph Diesel inventó en 1892 el motor que ahora lleva su nombre, el cual es muy parecido al motor de gasolina; sus diferencias son las siguientes: en el diesel se introduce aire solamente al inicio del ciclo a diferencia del motor de gasolina donde se introduce una mezcla de aire y combustible; en el motor diesel el combustible se inyecta al final de la carrera de compresión y la combustión se realiza a presión constante, la ignición del combustible se realiza debido a la alta presión que se tiene al final de la carrera de compresión, por lo tanto, si en estos motores — se busca una alta relación de compresión— se requiere de motores más robustos. Existen motores de dos y cuatro tiempos como en el de gasolina.

Al igual que en el ciclo Otto, los procesos de admisión y escape, se realizan idealmente a la presión atmosférica. Por lo tanto el trabajo efectuado en el proceso 0-1 es igual y de signo contrario al efectuado en el proceso 4-0;

de manera que el trabajo efectuado en el ciclo es el área encerrada por los procesos 1-2, 2-3, 3-4 y 4-1, (ver Fig.6.4)

En la figura 6.4 podemos observar cada uno de los procesos que constituyen el ciclo Diesel de aire normal; de 1 a 2 tenemos un proceso de compresión isentrópica; en el proceso de 2 a 3 tenemos un proceso a presión constante en el cual se añade calor al sistema y que en la máquina corresponde al momento en que se inyecta el combustible a alta presión y que éste libera su energía al prender debido a la alta presión; en el proceso de 3 a 4 tenemos una expansión isentrópica que corresponde a la carrera motriz de la máquina y por último en el proceso de 4 a 1 se mantiene constante el volumen al mismo tiempo que se rechaza calor al medio ambiente, éste último proceso correspondiendo al momento en que se abre la válvula de escape. De lo anterior, se nota que el punto más importante del ciclo lo constituye el proceso a presión constante y en las máquinas reales, éste es uno de los puntos cruciales en su diseño. Al igual que en el ciclo Otto, vamos a obtener la eficiencia del ciclo en función de parámetros que nos indiquen alguna manera de aumentar la eficiencia del ciclo en su totalidad.

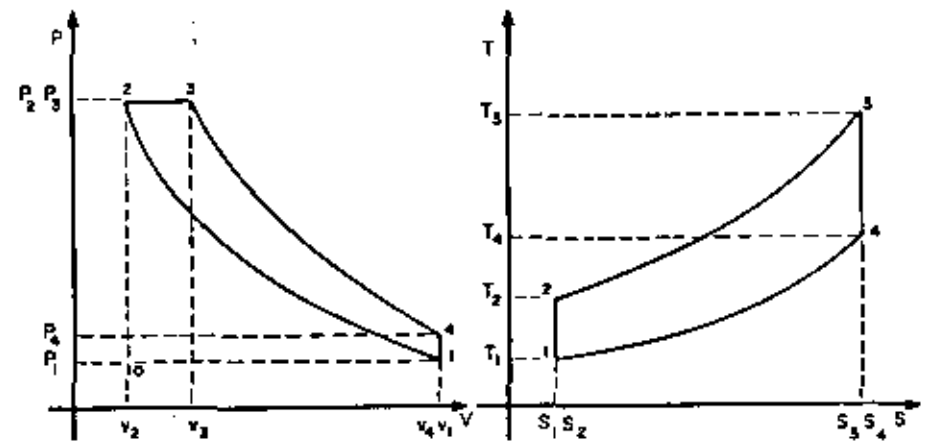


Fig. 6.4 Ciclo Diesel de Aire Normal. Diagramas presión-volumen y temperatura-entropía.

El calor suministrado al sistema vale:

$${}_2Q_3 = m C_p (T_3 - T_2) \quad \dots (6.8)$$

El calor rechazado por el sistema vale:

$${}_4Q_1 = m C_v (T_1 - T_4) \quad \dots (6.9)$$

El trabajo neto del ciclo es la suma de calores y la eficiencia vale:

$$\eta = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \quad \dots (6.10)$$

si definimos $r = v_1/v_2$ como la relación de compresión y a $r_c = v_3/v_2$ como la relación de admisión de combustible y como los procesos 1-2 y 3-4 son adiabáticos podemos escribir:

$$T_2 = T_1 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1} = T_1 r^{K-1}$$

entre 2 y 3 el proceso es a presión constante y se tiene:

$$T_3 = T_2 \left[\frac{v_3}{v_2} \right] = T_2 r_c = T_1 r^{K-1} r_c$$

en el proceso 3-4 también tenemos:

$$T_4 = T_3 \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{K-1} = T_3 r_c^{K-1} \left[\frac{v_2}{v_1} \right]^{K-1} = T_1 r_c^K$$

con todo lo anterior la ecuación (6.10) se puede escribir:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \left[\frac{r_c^K - 1}{K (r_c - 1)} \right] \quad \dots (6.11)$$

La ecuación (6.11) difiere de la del ciclo Otto en el factor encerrado entre paréntesis, el cual siempre es mayor que uno pues r_c siempre es mayor a la unidad y por tanto para una relación de compresión dada, el ciclo Otto es

es más eficiente que el Diesel, lo cual se debe a que se alcanza más alta temperatura en el ciclo Otto que en el Diesel para una r igual. Sin embargo la máquina Diesel no tiene problemas de detonación y puede trabajar con relaciones de compresión más altas y el combustible que utiliza es hasta ahora más barato. La máquina Diesel tiene el problema de que la inyección del combustible debe estar muy bien calibrada y por tanto la máquina no puede operar en un rango de velocidad muy amplio, es por eso que esta máquina tiene aplicación en dispositivos que requieren velocidades aproximadamente constantes como las locomotoras, tractores, generadores eléctricos, etc.

De la ecuación (6.11), es obvio que mientras menor sea la relación de admisión de combustible más eficiente será el ciclo Diesel, lo cual podemos ver en la Fig. 6.5

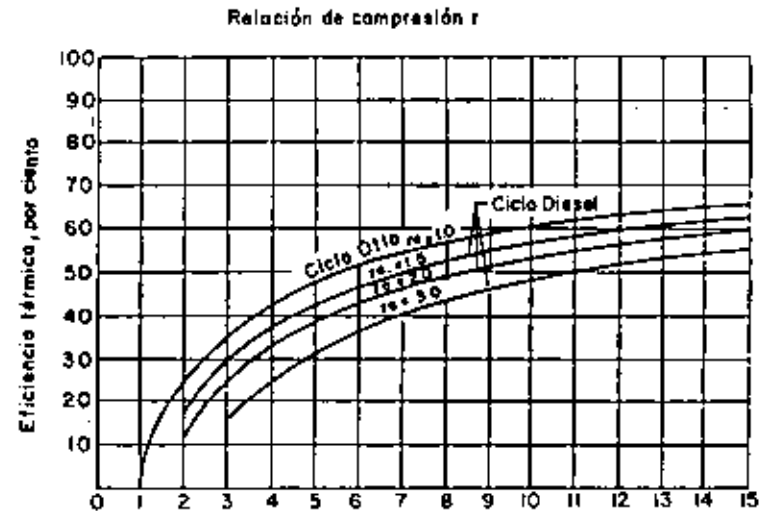


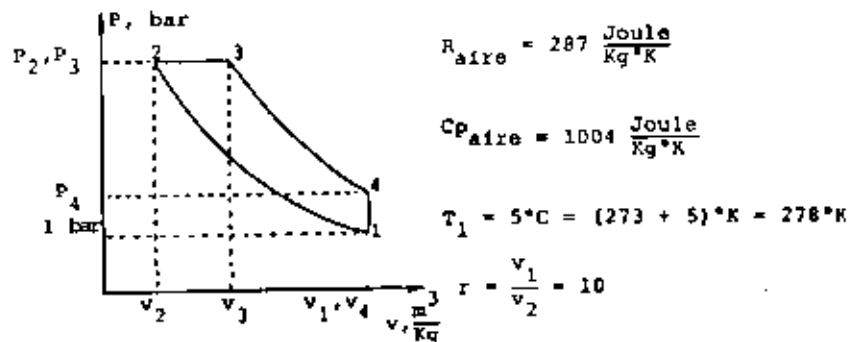
Fig. 6.5 Comparación entre ciclo Otto y ciclo Diesel para $k = 1.4$

Ejemplo 6.2

Una máquina que obedece al ciclo Diesel tiene una relación de compresión de 10 y, el proceso de combustión se realiza durante un 10% de la carrera. La presión y temperatura del aire suministrado al cilindro son de 1 bar y 5°C, respectivamente, calcule: a) la temperatura al finalizar el proceso de adición de calor, b) el calor suministrado, c) el trabajo por unidad de masa que entrega el ciclo, d) la eficiencia térmica del ciclo, e) el incremento de entropía en cada proceso, f) trazar el diagrama T-s del ciclo.

Solución

Para resolver este problema es conveniente auxiliarse del diagrama presión volumen del ciclo.



- a) A la diferencia de volúmenes ($v_1 - v_2$), se la conoce como carrera del pistón LA, es decir:

$$v_1 - v_2 = LA \quad \dots (1)$$

y debido a que el proceso de combustión se realiza en un 10% de LA, al final del cual se alcanza el volumen v_3 se puede escribir que:

$$v_3 = v_2 + 0.1 LA \quad \dots (2)$$

sustituyendo (1) en (2)

$$v_3 = v_2 + 0.1 (v_1 - v_2)$$

$$v_3 = 0.1 v_1 + 0.9 v_2$$

dividiendo entre la masa de aire que emplea el ciclo se tiene:

$$v_3 = 0.1 v_1 + 0.9 v_2 \quad \dots (3)$$

A partir de las propiedades del estado 1, podemos calcular v_1 :

$$v_1 = \frac{R T_1}{P_1} = \frac{287 \times (278)}{1 \times 10^5} = 0.797 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

y de la relación de compresión:

$$v_2 = \frac{v_1}{10} \quad \dots (4)$$

por lo tanto de (3) y de (4):

$$v_3 = 0.1 v_1 + 0.9 \left[\frac{v_1}{10} \right]$$

$$v_3 = v_1 [0.1 + 0.09] = 0.797 \times 0.19$$

$$v_3 = 0.151 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \text{ y } v_2 = 0.079 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Por otra parte, como el proceso 1-2 es adiabático reversible, se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{k-1}$$

y en función de la relación de compresión:

$$r = T_1 r^{K-1} = 698.3^{\circ}\text{K} \quad \dots (5)$$

y como el proceso 2-3 es a presión constante:

$$\frac{v_2}{T_2} = \frac{v_3}{T_3}$$

en donde:

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} \quad \dots (6)$$

sustituyendo (5) en (6)

$$T_3 = T_1 r^{K-1} \left[\frac{v_3}{v_2} \right]$$

expresión en la cual sustituimos los datos del problema, recordando que:

$$K = \frac{C_p}{C_p - R} = \frac{1004}{1004 - 287} = 1.4$$

$$T_3 = \frac{278 (10)^{0.4} \times 0.151}{0.079}$$

$$\underline{T_3 = 1334.7^{\circ}\text{K}}$$

que es la temperatura al finalizar el proceso de adición de calor.

b) El calor es suministrado al ciclo durante el proceso 2-3.

$$\therefore 2Q_3 = m C_p (T_3 - T_2)$$

y por unidad de masa

$$2q_3 = C_p (T_3 - T_2)$$

$$2q_3 = 1004 (1334.7 - 698.3)$$

$$\underline{2q_3 = 6.39 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}}$$

c) De la Primera Ley para un ciclo.

$$\oint \delta w^{(1)} = - \oint \delta q,$$

donde:

$$\oint \delta w = w_{\text{neto}} \quad \therefore w_{\text{neto}} = - \oint \delta q$$

y

$$\oint \delta q = 1q_2 + 2q_3 + 3q_4 + 4q_1$$

pero

$$1q_2 = 3q_4 = 0$$

por ser procesos adiabáticos

y

$$4q_1 = C_v (T_1 - T_4)$$

ya que

$$4w_1 = 0$$

además

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{K-1}$$

$$T_4 = T_3 \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{K-1}$$

(1) El símbolo δ denota una diferencial inexacta

y

$$v_4 = v_1$$

$$T_4 = (1334.7) \left[\frac{0.151}{0.797} \right]^{0.4} = 686.1 \text{ K}$$

$$q_{1-2} = 717 (278 - 686.1) = -2.92 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

$$\therefore \int \delta q = 6.39 \times 10^5 - 2.92 \times 10^5 = 3.47 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

y el

$$w_{\text{neto}} = -3.47 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

d) Calcularemos la eficiencia a partir de la ecuación (6.11)

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \left[\frac{r^K - 1}{K(r_c - 1)} \right]$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{10^{0.4}} \left[\frac{\left[\frac{0.151}{0.797} \right]^{1.4} - 1}{1.4(1.91 - 1)} \right] = 0.538$$

$$\eta = 53.8\%$$

e) Como se vio en el ciclo Otto, el incremento de entropía de un gas ideal durante un proceso adiabático reversible, es nulo; esto es:

$$\Delta s_{1-2} = 0$$

y

$$\Delta s_{3-4} = 0$$

y

$$\Delta s_{2-3} = C_p L_n \frac{T_3}{T_2} - R L_n \frac{P_3}{P_2}$$

pero

$$P_3 = P_2$$

y

$$\Delta s_{2-3} = 1004 L_n \frac{1334.7}{698.3} = 1004 (0.648)$$

$$\Delta s_{2-3} = 650.4 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

y

$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_1}{T_4} + R L_n \frac{v_1}{v_4}$$

pero

$$v_1 = v_4$$

$$\therefore \Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_1}{T_4}$$

además

$$T_1 = T_2 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{1-K} \quad T_4 = T_3 \left[\frac{v_3}{v_2} \right]^{K-1}$$

$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_2 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{1-K}}{T_3 \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{K-1}} = C_v L_n \frac{T_2 \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{1-K} \left[\frac{v_3}{v_4} \right]^{1-K}}{T_3}$$

$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_2 \left[\frac{v_3}{v_2} \right]^{1-K}}{T_3}$$

pero

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

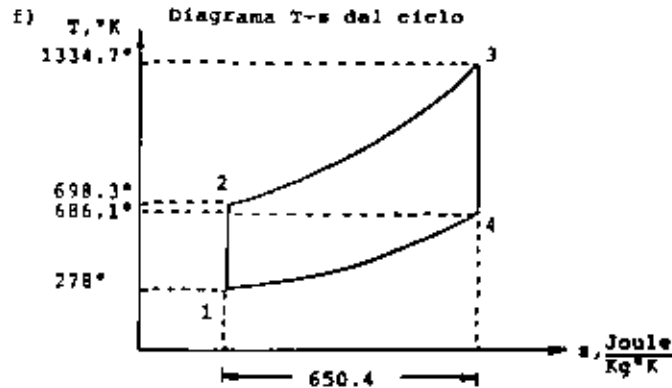
$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \frac{T_2}{T_3} \left[\frac{T_3}{T_2} \right]^{1-K} = C_v L_n \left[\frac{T_3}{T_2} \right]^{1-K}$$

$$\Delta s_{4-1} = C_v L_n \left[\frac{T_3}{T_2} \right]^{-K} = -K C_v L_n \frac{T_3}{T_2} = -C_p L_n \frac{T_3}{T_2}$$

se observa que

$$\Delta s_{4-1} = -\Delta s_{2-3}$$

con lo cual $\Delta s_{\text{ciclo}} = 0$ como era de esperarse.



6.4 CICLO BRAYTON

Joule y Brayton propusieron independientemente el ciclo en el cual se basa el funcionamiento de la turbina de gas moderna. La primera turbina de gas que funcionó con éxito se construyó en 1906, en la actualidad se le dan muy variados usos, desde la generación estacionaria de energía eléctrica hasta el popular uso como medio de propulsión de los aviones modernos. En estas máquinas se usa tanto el ciclo abierto, en los aviones y en las plantas termoeléctricas; como el ciclo cerrado en las centrales nucleares, en las

cuales se suministra calor al sistema por medio de otro fluido. En la Fig. 6.6 podemos observar los principales

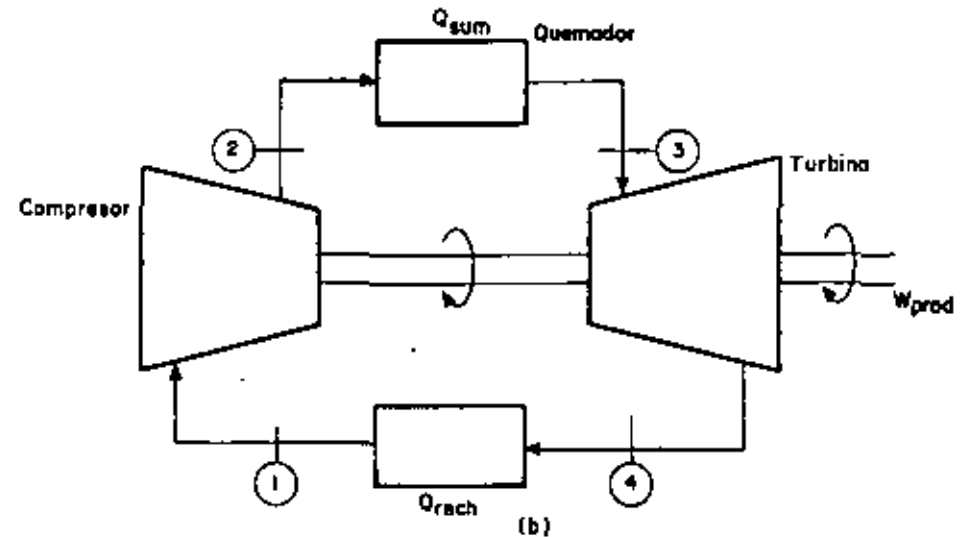
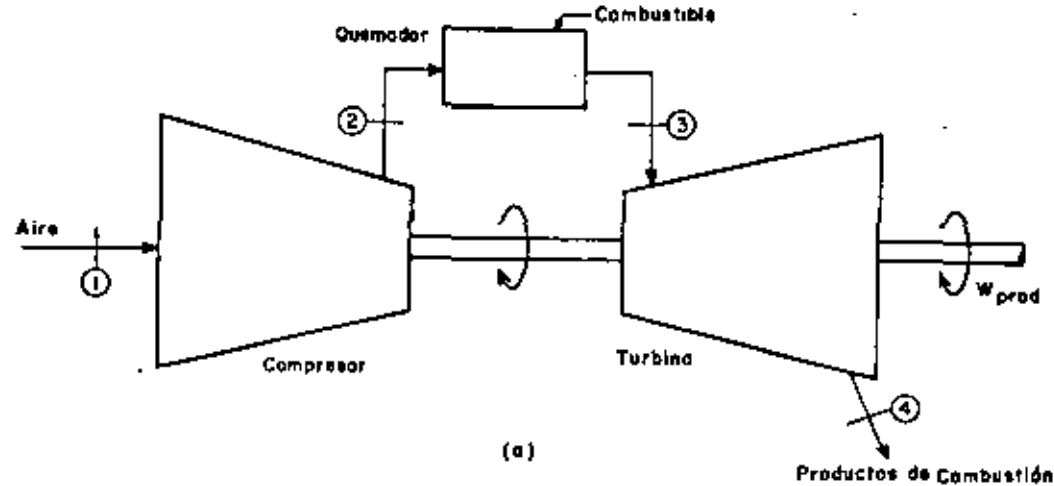


Fig. 6.6 Ciclo Brayton, a) Abierto, b) Cerrado

elementos de las turbinas de gas tanto de ciclo abierto como de ciclo cerrado; sus partes principales son: el compresor, en el cual se lleva a cabo la compresión del aire, la cámara de combustión donde se inyecta continuamente combustible y se produce la combustión a presión constante, la turbina donde los gases se expanden y se aprovecha su energía para generar la potencia necesaria para mover al compresor y un excedente hacia el exterior del sistema; en el ciclo abierto los gases se tiran al medio ambiente, en el sistema cerrado los gases que salen de la turbina se llavan a un intercambiador de calor donde se los enfría para ser llevados de nuevo al compresor y reiniciar el ciclo. El ciclo ideal en el cual se basan estas turbinas está representado en la Fig. 6.7, donde podemos ver cuatro proce

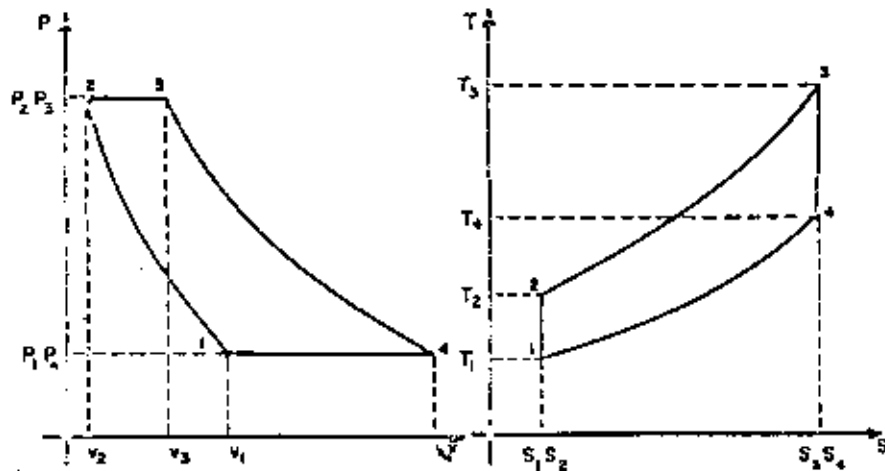


Fig. 6.7 Diagramas presión-volumen y temperatura-entropía en un ciclo Brayton de aire normal.

sos: de 1 a 2 un proceso de compresión isentrópica, de 2 a 3 un proceso a presión constante en el cual se le añade calor al sistema, de 3 a 4 se tiene una expansión isentrópica en la cual el sistema entrega trabajo, por último en el proceso 4 a 1 de presión constante el sistema cede calor al medio ambiente. Suponiendo que el calor específico (C_p) del aire permanece constante, el calor suministrado es:

$${}_2Q_3 = m C_p (T_3 - T_2)$$

y el calor rechazado vale:

$${}_4Q_1 = m C_p (T_1 - T_4)$$

y entonces la eficiencia vale:

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad \dots (6.12)$$

Definiendo $r_p = P_2/P_1$ como la relación de presiones y, como el proceso entre 1 y 2 es adiabático:

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

y como de 3 a 4, también es adiabático:

$$r_p = \frac{P_3}{P_4}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = r_p^{(K-1)/K}$$

de donde obtenemos que $T_2/T_1 = T_3/T_4$, y reordenando:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \text{ ó } \frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1; \quad \frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}$$

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

y entonces podemos escribir (6.12) como sigue:

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

y finalmente

$$\eta = \frac{T_3 - T_4}{T_3} \quad \dots(6.13)$$

en donde vemos que la eficiencia aumenta a medida que se aumente T_3 y se disminuya T_4 . Pudiera pensarse que la ecuación (6.13) es la eficiencia de un ciclo de Carnot, pero ésta sería mayor ya que trabajaría entre T_3 y T_1 .

Podemos dar otras formas a la eficiencia utilizando la relación de compresión y la relación de presiones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{v_1}{v_2} \right]^{K-1} = r^{K-1}$$

con lo cual la ecuación (6.12) se puede escribir:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{K-1}} \quad \dots(6.14)$$

o con la relación de presiones:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(K-1)/K}} \quad \dots(6.15)$$

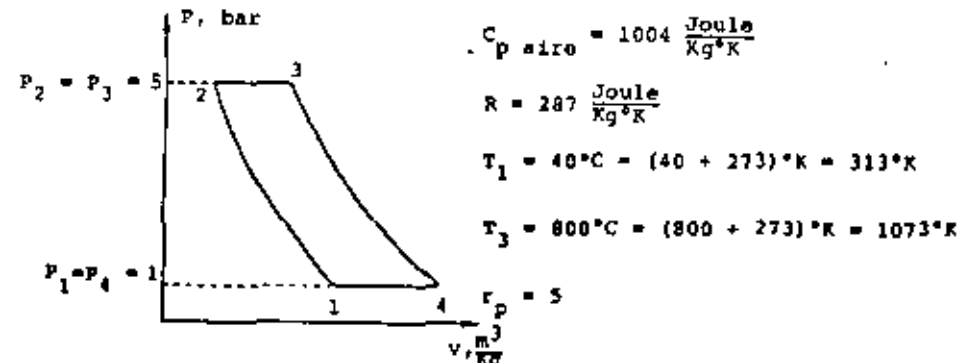
En los ciclos abiertos, los gases que salen de la turbina representan una pérdida sustancial de energía por el calor que se desperdicia. En general estos gases se usan en un regenerador para calentar el aire comprimido antes de que entre a la cámara de combustión, con lo cual se requiere menos combustible para el ciclo global y en general se aumenta la eficiencia.

Ejemplo 6.3

El aire suministrado al compresor de un ciclo Brayton ideal se encuentra a una presión de 1 bar y a una temperatura de 40°C . Si la relación de presiones es de 5 y el aire a la entrada de la turbina se encuentra a 800°C , calcular: a) Calores suministrado y rechazado en el ciclo, b) el trabajo neto en el ciclo, c) la eficiencia del ciclo, d) la variación de entropía en cada proceso y e) dibujar el diagrama T-s del ciclo.

Solución:

Dibujemos un diagrama P-v con los datos del problema:



a) Calores suministrado y rechazado.

$$q_{sum} = 2q_3 = C_p (T_3 - T_2)$$

y

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r_p^{\frac{K-1}{K}} = 313 \text{ (5)}^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 313 \text{ (5)}^{\frac{0.4}{1.4}}$$

$$T_2 = 495.73^\circ\text{K}$$

$$2q_3 = 1004 (1073 - 495.73) = 5.79 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

$$q_{\text{rech}} = 4q_1 = C_p (T_1 - T_4)$$

y

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{P_4}{P_3} \right]^{\frac{K-1}{K}}$$

$$T_4 = T_3 \left[\frac{P_4}{P_3} \right]^{\frac{K-1}{K}} = 1073 \left[\frac{1}{5} \right]^{\frac{0.4}{1.4}} = 677.47^\circ\text{K}$$

$$4q_1 = 1004 (313 - 677.47) = -3.65 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

b) Para el trabajo neto, se tiene:

$$\int \delta w = - \int \delta q$$

tenemos que

$$\int \delta q = 1q_2 + 2q_3 + 3q_4 + 4q_1$$

pero

$$1q_2 = 3q_4 = 0$$

por ser procesos adiabáticos.

$$\int \delta q = 2q_3 + 4q_1 = (5.79 - 3.65) \times 10^5 = 2.14 \times 10^5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

$$\therefore w_{\text{neto}} = \int \delta w = - \frac{2.14 \times 10^5 \text{ Joule}}{\text{Kg}}$$

c) Cálculo de la eficiencia:

$$\eta = \frac{|w_{\text{neto}}|}{2q_3} = \frac{2.14 \times 10^5}{5.79 \times 10^5} = 0.369$$

$$\eta = 36.9\%$$

pero también se puede calcular a partir de la expresión (6.13)

$$\eta = \frac{T_3 - T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{677.47}{1073}$$

$$\eta = 0.369$$

d) La variación de entropía en cada proceso

$$\Delta s_{1-2} = \Delta s_{3-4} = 0$$

procesos adiabáticos reversibles

$$\Delta s_{2-3} = C_p L_n \frac{T_3}{T_2} - R L_n \frac{P_3}{P_2}$$

pero

$$P_2 = P_3$$

$$\Delta s_{2-3} = C_p L_n \frac{T_3}{T_2} = 1004 L_n \frac{1073}{495.73}$$

$$\Delta s_{2-3} = 775.27 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$\Delta s_{4-1} = C_p L_n \frac{T_1}{T_4} - R L_n \frac{P_1}{P_4}$$

pero

$$P_1 = P_4$$

$$\Delta s_{4-1} = C_p L_n \frac{T_1}{T_4}$$

pero

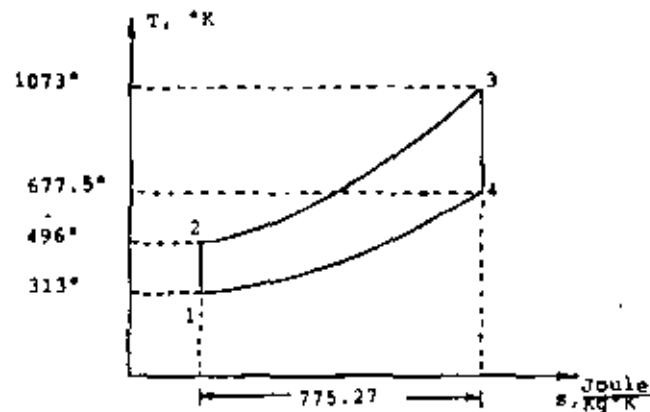
$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

entonces

$$\Delta s_{4-1} = - C_p L_n \frac{T_4}{T_1} = - C_p L_n \frac{T_3}{T_2}$$

se observa que $\Delta s_{4-1} = - \Delta s_{2-3}$ y $\Delta s_{\text{ciclo}} = 0$

d) Diagrama T-s del ciclo



6.5 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor tu vo su inspiración en el ciclo invertido de Carnot. Este ciclo aprovecha el calor latente (entalpía de transformación) de las sustancias al cambiar de fase líquida a fase vapor, entonces puede usarse en teoría cualquier sustancia para producir refrigeración por compresión de vapor. En la práctica se busca que la sustancia tenga ciertas propiedades. estabilidad química, no toxicidad, olor, una alta entalpía de vaporización, una baja temperatura de vaporización para una presión dada, bajo costo, etc.

En cualquier hogar existe un refrigerador que utiliza este ciclo, por lo cual nos vamos a servir de su popularidad para explicarlo. En la Fig. 6.8 podemos ver las partes de que se compone un refrigerador sencillo; el evaporador que se ve en el diagrama corresponde a lo que llamamos hielera en nuestro refrigerador, el condensador es una placa negra con tubos que se encuentra en la parte posterior del refrigerador, el compresor es un aparato cilíndrico que se encuentra en la parte inferior del refrigerador, y la válvula de expansión es un tubo capilar que va desde el condensador hasta el evaporador.

El agua hierve a 100°C al nivel del mar, donde el valor de la presión atmosférica es aproximadamente un bar y que en la Ciudad de México, donde se tiene una presión atmosférica menor que la del nivel del mar, el agua hierve a menor temperatura, es decir a menor presión, menor es la temperatura de vaporización; esto es válido para muchas sustancias y es la base del ciclo de refrigeración ideal por compresión. A grandes rasgos el ciclo consiste en lo siguiente: en el compresor se eleva la presión de la sustancia que se encuentra en su fase gaseosa y por consiguiente se eleva también

su temperatura, esta compresión se supone isoentrópica; después de salir del compresor la sustancia, todavía en fase gaseosa, entra al condensador donde se transfiere calor del gas al medio ambiente debido a la diferencia de temperatura que guarda con el ambiente y debido a esta disminución en su energía la sustancia se condensa, cambiando de la fase gaseosa a la fase líquida, en todo este proceso se considera que la presión permanece constante; una vez que la sustancia en la fase líquida sale del condensador y entra a la válvula de expansión, produciéndose un estrangulamiento que baja la presión de la sustancia y por el efecto de Joule-Thompson disminuye su temperatura a un valor menor que la temperatura ambiente y en un estado cercano al líquido saturado correspondiente a esa presión y temperatura. Debido a la diferencia de temperatura entre sustancia y medio ambiente existe una transferencia de energía en forma de calor y la sustancia se expande en un proceso de entalpía constante y adiabático no reversible.

La sustancia se ha empezado a evaporar en la válvula de expansión, se procura que la mayor parte de la evaporación se lleve a cabo en el evaporador donde la sustancia toma la energía necesaria para su evaporación del medio que se desea refrigerar, y este proceso es a presión y temperatura constantes; una vez que la sustancia se ha evaporado totalmente entra en el compresor de nuevo para iniciar un nuevo ciclo al comprimir el gas y llevarlo al estado de vapor recalentado con un aumento en su presión y en su temperatura.

En el diagrama T-s vemos cada uno de estos procesos; el proceso 1-2 se lleva a cabo en la región de vapor sobrecalentado, el proceso 2-3 es un cambio de fase a presión constante desde la región de vapor sobrecalentado hasta la línea de líquido saturado, el proceso 3-4 es una disminución de presión a entalpía constante que en el diagrama T-s termina en

un punto de la región de coexistencia de la fase líquida con la fase vapor, y el proceso 4-1 es un cambio de fase que termina en la línea de vapor saturado y que se realiza a presión constante.

El coeficiente de funcionamiento de este refrigerador es el

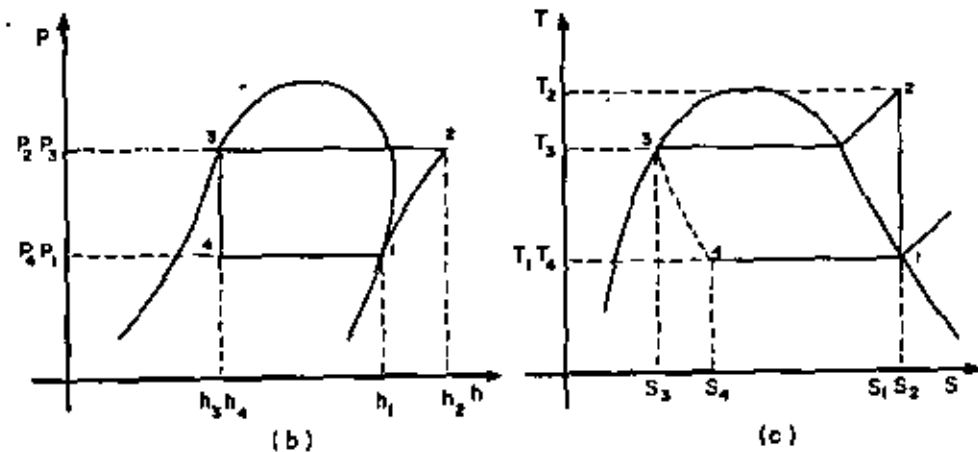
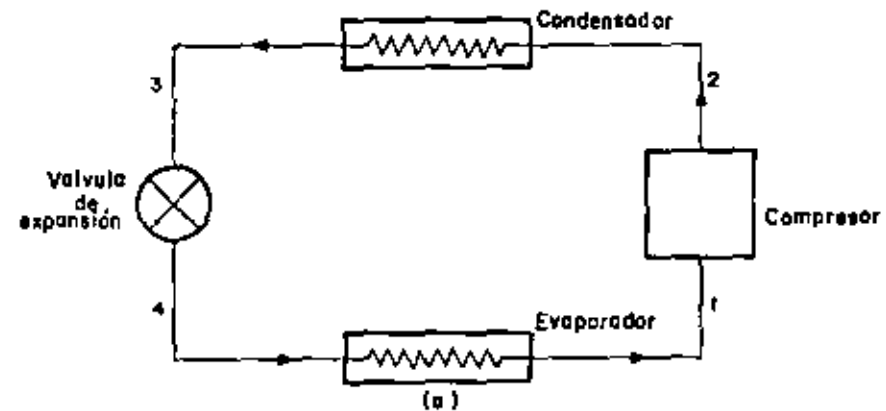


Fig. 6.8 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor. a) esquema del ciclo, b) diagrama presión-entalpía, c) diagrama temperatura entropía.

cociente entre el calor obtenido de la fuente que se quiere refrigerar y el trabajo suministrado en el compresor:

$$\beta = \frac{4q_1}{1^W_2}$$

$$4q_1 = c_p (T_1 - T_4) = h_1 - h_4$$

y de la aplicación de la primera Ley para sistemas abiertos al compresor, en el caso de flujo estable y estado estable, despreciando las variaciones de energías cinética y potencial, se tiene:

$$1^W_2 = h_2 - h_1$$

sustituyendo el coeficiente de funcionamiento β , nos queda

$$\beta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}; \text{ ya que } h_3 = h_4 \quad \dots (6.16)$$

Una unidad para medir la capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración, muy usada en la industria, es la tonelada de refrigeración que vale 12,000 BTU/hr y que en el Sistema Internacional de Unidades vale 3,517. Watts.

Ejemplo 6.4

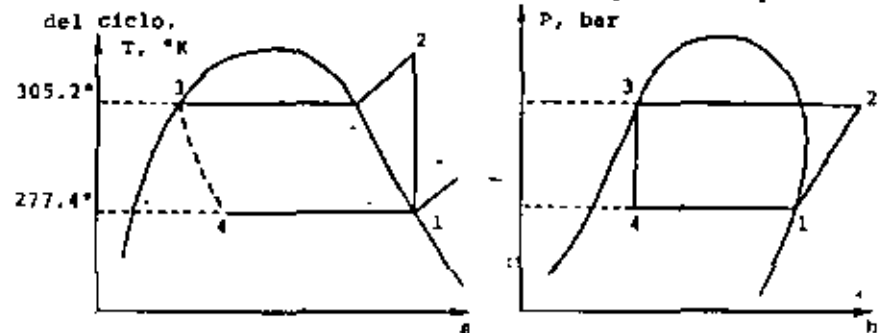
Un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor utilizará Freón 12 (dicloro difluorometano, CCl_2F_2), como fluido de trabajo. La unidad de refrigeración se emplea para un acondicionador de aire, de manera que la temperatura del evaporador es de 4.44°C y la temperatura de saturación en el condensador es de 32.2°C. Calcule:

- Energía absorbida por el freón en el evaporador.
- Trabajo realizado por el compresor.

- El coeficiente de funcionamiento del ciclo.
- Potencia requerida por tonelada de refrigeración
- El incremento de entropía en cada proceso y en el ciclo.

Solución:

Para resolver este problema, se requiere consultar las tablas del Freón 12, de la manera que se describe a continuación: tracemos como medio auxiliar los diagramas T-s y P-h del ciclo.



$$T_1 = 4.44^\circ\text{C} = 277.44^\circ\text{K}$$

$$T_3 = 32.2^\circ\text{C} = 305.2^\circ\text{K}$$

1) Con T_1 , en las tablas de Freón 12 saturado obtenemos:

$$P_1 = 3.5621 \text{ bar}; h_g = h_1 = 189.420 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}; s_1 = 694.42 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

2) Con T_3 , en las mismas tablas del inicio al se tiene:

$$P_3 = 7.8938 \text{ bar}; h_f = h_3 = 66.786.44 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}; s_3 = 247.02 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

3) Como $s_1 = s_2$, en las tablas de Freón 12 sobrecalentado y tomando en cuenta que $p_2 = p_3$ encontramos, mediante una interpolación, las propiedades del Freón 12 en el estado 2 son:

$$h_2 = 204.800 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}} \quad T_2 = 39.4^\circ\text{C}$$

4) Para el estado 4, se tiene que:

$$h_3 = h_4; P_4 = P_1 \text{ y } T_4 = T_1$$

Pero observamos que por la localización del estado 4, el freón se encuentra una parte en fase líquida y el resto en fase de vapor, por lo cual la entropía de una masa total de freón en forma de mezcla será:

$$S = S_{Liq} + S_{Vap} \quad \dots (1)$$

donde S_{Liq} = entropía de la masa de freón líquido

y S_{Vap} = entropía de la masa de freón en fase de vapor.

Si dividimos la ecuación (1) entre la masa de la mezcla se tiene:

$$s = \frac{S_{Liq}}{m_{Liq} + m_{Vap}} + \frac{S_{Vap}}{m_{Liq} + m_{Vap}} \quad \dots (2)$$

donde $m_T = m_{Liq} + m_{Vap}$

pero

$$\frac{S_{Liq}}{m_{Liq}} = s_{Liq} \text{ y } \frac{S_{Vap}}{m_{Vap}} = s_{Vap}$$

sustituyendo en (2)

$$s = \frac{m_{Liq} s_{Liq}}{m_{Liq} + m_{Vap}} + \frac{m_{Vap} s_{Vap}}{m_{Liq} + m_{Vap}} \quad \dots (3)$$

Llamemos a:

$$\frac{m_{Vap}}{m_{Liq} + m_{Vap}} = x$$

donde x se denomina título o calidad del vapor.

y ya que

$$m_{Liq} = m_T - m_{Vap}$$

se puede escribir

$$s = \frac{m_{Liq} (m_T - m_{Vap})}{m_{Liq} + m_{Vap}} + x s_{Vap}$$

$$s = s_{Liq} - x s_{Liq} + x s_{Vap}$$

en las tablas termodinámicas las propiedades del líquido saturado se suelen indicar con el subíndice "f" y las del vapor saturado con el subíndice "g", es decir:

10.

$$s_{Liq} = s_f \text{ y } s_{Vap} = s_g$$

$$\therefore s = s_f - x s_f + x s_g$$

$$s = s_f + x (s_g - s_f)$$

y a la diferencia de propiedades entre los estados de vapor saturado y de líquido saturado, se le designa con el subíndice "fg", esto es:

$$s = s_f + x s_{fg} \quad \dots (4)$$

Con el dato de $h_3 = h_4$ encontraremos s_4 , de la siguiente forma:

con $h_4 = 66,786.44$ en las tablas de vapor saturado y teniendo en cuenta que $P_4 = P_1 = 3.5623$ bar se encuentra:

$$\begin{aligned}
 h_f &= 40,177, \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}} & s_f &= 156.0 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \\
 h_{fg} &= 149,214.14 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}} & s_{fg} &= 537.63 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \\
 h_g &= 189,420.14 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}} & s_g &= 694.42 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}
 \end{aligned}$$

Mediante un desarrollo similar al efectuado con la entropía para la obtención de la ecuación (4), para la entalpía se tiene que:

$$h = h_f + x h_{fg}$$

de donde despejando a x y sustituyendo se tiene, para el estado 4:

$$x = \frac{h - h_f}{h_{fg}} \quad \text{estado 4}$$

$$x = \frac{66,786.44 - 40,177}{149,214.14} = 0.1783$$

con el valor del título del vapor se puede sustituir en la ecuación (4), encontrando s_4

$$s_4 = 156.8 + (0.1783) 537.63$$

$$s_4 = 252.66 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

a) Calculemos ahora la energía absorbida por el freón en el evaporador

$$q_1 = h_1 - h_4$$

$$q_1 = 189,420. - 66,786.44$$

$$q_1 = 122,633.5 \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

en donde esta energía se retira del espacio por refrigerar.

b) El trabajo realizado por el compresor

$$w_2 = h_2 - h_1$$

$$w_2 = 204,800. - 189,420.$$

$$w_2 = 15,380. \quad \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

c) El coeficiente de funcionamiento (β) del ciclo

$$\beta = \frac{q_1}{w_2} = \frac{122,633.5}{15,380.} = 7.97$$

$$\beta = 7.97$$

d) Potencia requerida por tonelada de refrigeración

Recordamos que 1 tonelada de refrigeración es 3,517. watts

como

$$\beta = \frac{Q_{abs}}{W_{sum}}$$

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{W}_{sum}}$$

por lo tanto

$$\dot{W}_{sum} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\beta}$$

y

$$\dot{Q}_{abs} = 3,517 \text{ watts}$$

$$\dot{W}_{sum} = \frac{3517}{7.97} = 441.28 \text{ watts}$$

$$\dot{W} = 441.28 \text{ watts}$$

esto significa que para extraer 3517 Joule de energía en cada segundo, del espacio por refrigerar, se requiere de 441,28 Joule de trabajo en cada segundo.

- e) El incremento de entropía en cada proceso y en el ciclo

$$\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1 = 0$$

$$\Delta s_{2-3} = s_3 - s_2 = 247.02 - 694.42$$

$$\Delta s_{2-3} = -447.4 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$\Delta s_{3-4} = s_4 - s_3 = 252.66 - 247.02 = 5.58 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

con este resultado, se observa que el proceso en la válvula de expansión no es isoentrópico o adiabático reversible.

$$\Delta s_{4-1} = s_1 - s_4 = -694.42 - 252.66 = -441.76 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

y,

$$\Delta s_{\text{ciclo}} = 0$$

ya que la entropía es una propiedad.

6.6 CICLO RANKINE

Este ciclo es la base de la generación de energía de las plantas termoeléctricas, las cuales constituyen la mayor fuente de energía eléctrica de nuestro país en la actualidad; también es la base sobre la cual se diseñó la máquina de vapor que tan popular fué en las locomotoras que hasta hace algunos años se usaron en nuestro país.

El esquema simplificado de las máquinas que constituyen un ciclo Rankine y su arreglo se puede ver en la Fig.6.9

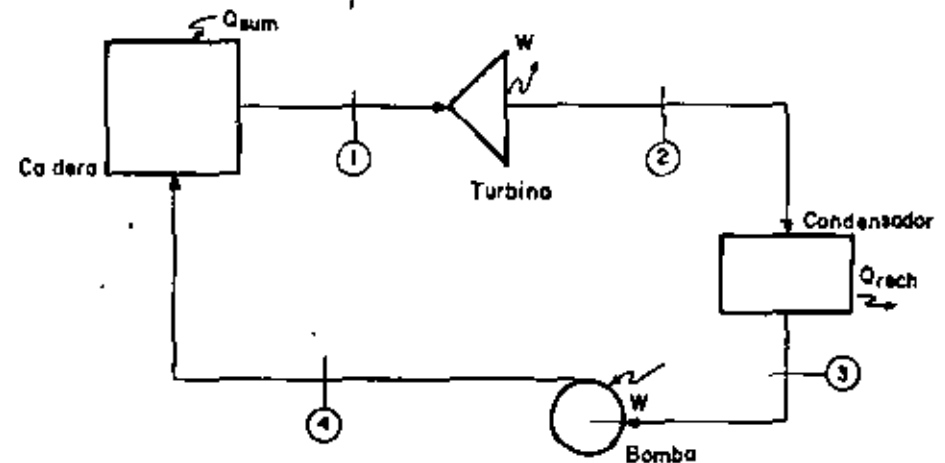


Fig. 6.9 Esquema del Ciclo Rankine

básicamente está formado por una turbina donde el vapor saturado se expande y realiza un trabajo haciendo girar la turbina, un condensador después de la turbina donde el vapor expandido, húmedo y a baja presión se condensa.

sa hasta transformarse en líquido saturado completamente y a la misma presión, la condensación se realiza debido a que se le retira energía al vapor por medio de agua a menor temperatura. Después del condensador se tiene una bomba la cual eleva la presión del líquido saturado hasta tener la presión necesaria para que entre a la caldera como líquido subenfriado, en la caldera se suministra calor al líquido subenfriado a presión constante hasta que se transforma en vapor saturado y en condiciones de volver a

isocentrópica, donde la presión baja de P_1 a P_2 , el proceso 2-3 es un cambio de fase y por lo tanto es isotérmico e isobárico y se realiza en el condensador, el proceso 3-4 es un proceso isocentrópico donde la presión del líquido se aumenta de P_3 a P_4 ; por último el proceso 4-1 que consta de dos procesos, los cuales se realizan a presión constante por medio de suministro de calor, llevando primero el líquido subenfriado hasta su temperatura de saturación y después evaporando el líquido saturado hasta tener vapor saturado y reiniciar el ciclo.

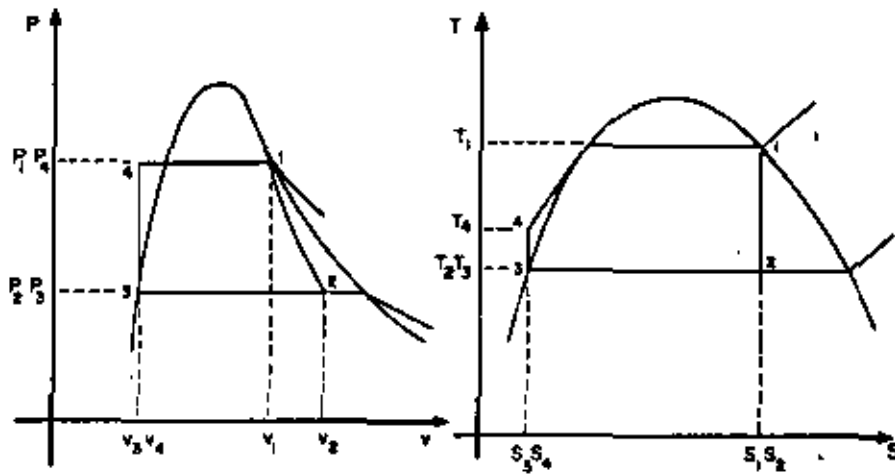


Fig. 6.10 Diagramas presión-volumen y temperatura-entropía del ciclo Rankine.

entrar en la turbina y reiniciar el ciclo. En la Fig. 6.10 podemos ver los distintos procesos que componen el ciclo Rankine ideal, tanto en el diagrama presión-volumen como en el temperatura-entropía. El proceso 1-2 que se lleva a cabo en la turbina es un proceso de expansión

Especialmente en el diagrama T-s se puede ver que este ciclo tiene un gran parecido con el ciclo de Carnot, pero su eficiencia es menor, debido a que el proceso de adición de calor no se realiza a temperatura constante, esto último se debe a la imposibilidad de diseñar una bomba que maneje una mezcla de líquido y vapor que resulte práctica, o a diseñar una bomba que eleve la presión del líquido hasta muy altas presiones, lo cual hace que dicha bomba sea de una robustez impráctica.

Ahora bien mientras más pendiente tengan las líneas de saturación del diagrama T-s de la sustancia, más se podrá aproximar el ciclo de Rankine al ciclo de Carnot, además el fluido debe tener una alta entalpía de vaporización para que la sustancia pueda recibir más energía a la temperatura alta, es por esto, por su abundancia y bajo costo por lo que el fluido que más se usa para este ciclo es el agua, aunque en algunos casos especiales se usan otros fluidos como mercurio, sodio, etc.

Para obtener la eficiencia del ciclo ideal basta encontrar el trabajo neto que es la suma del trabajo de la turbina y del trabajo de la bomba, mediante la aplicación de la 1ª Ley de la Termodinámica, en condiciones de flujo y eg

tado estables, se tiene:

$$w_{tur} = h_1 - h_2$$

$$w_{bom} = h_4 - h_3$$

$$w_{neto} = w_{tur} - w_{bom}$$

$$w_{neto} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)$$

y encontrar el valor suministrado en la caldera, de igual forma que para la turbina y la bomba, se obtiene:

$$q_{sum} = q_1 = h_1 - h_4$$

siendo la eficiencia:

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{sum}}$$

sustituyendo:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

la cual podemos escribir como:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_3) - (h_4 - h_3)} \quad \dots (6.17)$$

generalmente el trabajo de la bomba es despreciable y finalmente podemos escribir la eficiencia como:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_3)} \quad \dots (6.18)$$

Una manera de elevar la eficiencia térmica del ciclo es aumentando la entalpía del vapor saturado de la caldera de modo de obtener vapor sobrecalentado realizando este proceso a presión constante; este sobrecalentamiento tiene dos ventajas: aumenta la temperatura media a la cual se suministra calor, aumentando por tanto la eficiencia, la segunda ventaja es que a la turbina entra un vapor sobrecalentado que durante la expansión sigue siendo vapor evitando así la erosión de las palas de la turbina que se tiene por las gotas de líquido que entran a la turbina cuando se le suministra vapor saturado el cual empieza a condensarse durante la expansión, esto lo podemos ver en la Fig. 6.11, en el proceso 1-2 al final de la expansión, se tiene una mezcla de líquido y vapor, a diferencia del proceso de expansión 1'-2' al final del cual se tiene vapor saturado.

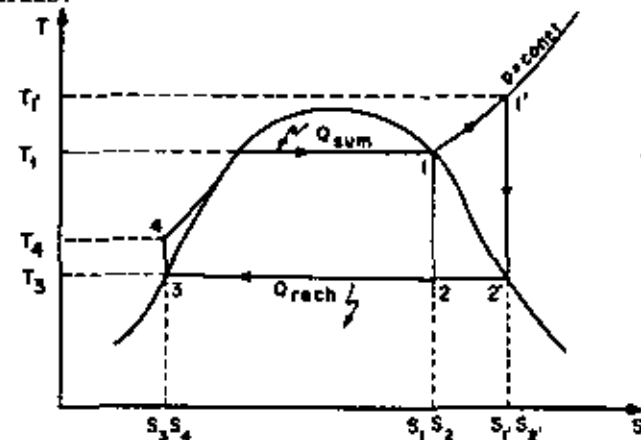


Fig. 6.11 Diagrama temperatura-entropía, ciclo Rankine con sobrecalentamiento.

Existen otras formas de mejorar la eficiencia del ciclo Rankine, como la de recalentamiento, la cual consiste en expandir el vapor que sale de la caldera en una primera turbina y después llevarlo de nuevo a la caldera donde se le vuelve a sobrecalentar pero a una presión menor y de ahí se le lleva a una turbina de baja presión; el esquema

y diagrama temperatura-entropía del ciclo Rankine con recalentamiento se puede observar en la Fig. 6.12.

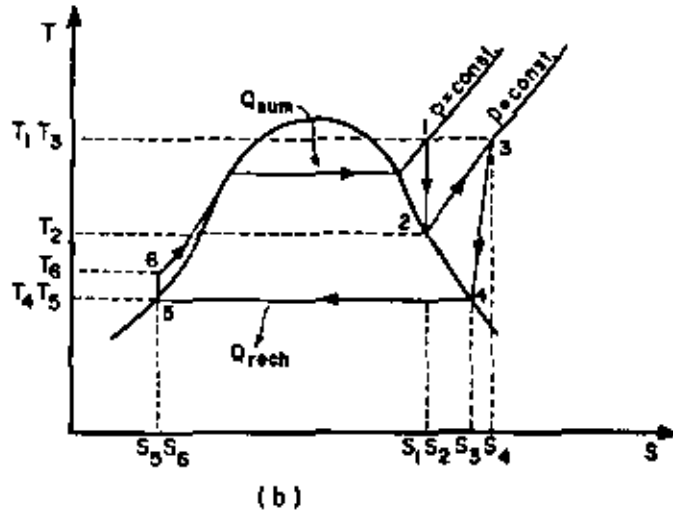
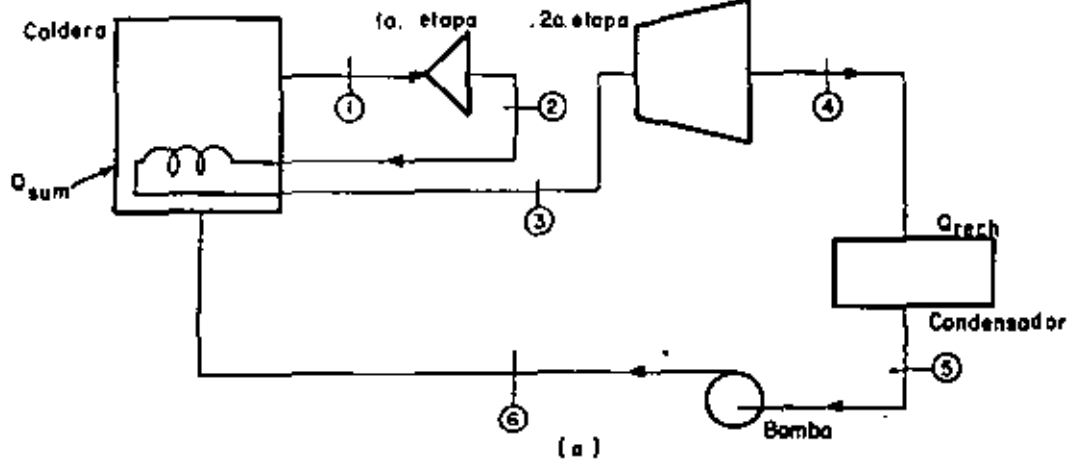


Fig. 6.12 Ciclo de Rankine con recalentamiento. a) esquema b) diagrama temperatura-entropía.

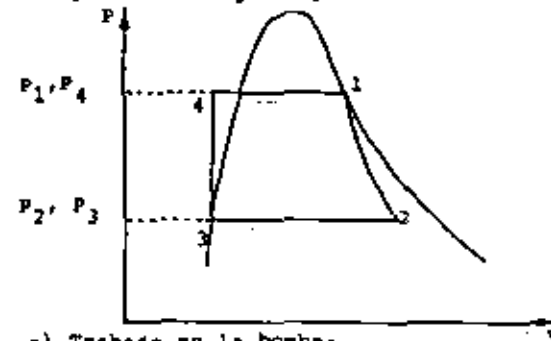
Ejemplo 6.5

Considere un ciclo Rankine ideal que utiliza vapor de agua; la presión en la caldera es de 10 bar y la presión en el condensador es de 0.075 bar; considerando que a la entrada de la turbina el vapor es saturado y seco, calcule:

- Trabajo realizado por la bomba
- Trabajo en la turbina
- Calor recibido por el vapor en la caldera
- Eficiencia del ciclo
- El incremento de entropía en cada proceso y en el ciclo

Solución:

Dibujemos un diagrama presión volumen del ciclo



- Trabajo en la bomba:

$${}_3w_4 = h_4 - h_3$$

pero el proceso 3-4 es isoentrópico:

$$s_3 = s_4$$

De la definición de entalpía

$$h = u + Pv$$

diferenciando se tiene:

$$dh = du + Pdv + vdP$$

y sabemos que

$$\delta q + \delta w = du$$

o sea

$$\delta q - Pdv = du$$

como el proceso es adiabático reversible $\delta q = 0$

$$\therefore dh = -Pdv + Pdv + v dP$$

$$\therefore dh = v dP$$

y

$$\Delta h = \int dh = \int v dP$$

$$h_4 - h_3 = \int v dP$$

pero

$$v_3 = v_4$$

ya que se trata de agua líquida y se considera fluido incompresible.

$$h_4 - h_3 = v_3 (P_4 - P_3)$$

con el dato de presión en el estado 3, en las tablas de vapor de líquido saturado, se tienen:

$$s_{f3} = s_3 = 576.4 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$h_{f3} = h_3 = 168.79 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$v_{f3} = v_3 = 1.008 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$3^{w_4} = 1.008 \times 10^{-3} (20 - 0.075) 10^5 = 2,008.2$$

$$3^{w_4} = 2,008.2 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}}$$

b) Trabajo entregado por la turbina

$$1^{w_2} = h_2 - h_1$$

y en el proceso $s_1 = s_2$

Con la presión del estado 1, se obtiene de las tablas de vapor saturado

$$h_g = h_1 = 2799.5 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$s_1 = 6.3409 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} = s_2$$

pero el estado 2 es una mezcla de vapor y agua líquida, por lo tanto

$$h_2 = [h_f + x h_{fg}]_2$$

como

$$s_2 = s_1 = [s_f + x s_{fg}]_2$$

con la presión del estado 2 y de las tablas de vapor saturado obtenemos

$$s_f = 576.4 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$s_g = 8251.5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$s_{fg} = 7675 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

$$h_f = 168.79 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$h_g = 2574.8 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$h_{fg} = 2406. \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$x_2 = \frac{e_2 - e_1}{e_{fg}} = \frac{6.3409 - 0.5764}{7.675} = 0.751$$

Obsérvese que el 75.1% de la masa del fluido es vapor y que el resto (24.9%) es líquido; con este valor se obtiene h_2 :

$$h_2 = 168.79 + 0.751 (2406)$$

$$h_2 = 1975.7 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$1^w_2 = h_2 - h_1 = 1975.7 - 2799.5$$

$$1^w_2 = - 823.8 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

c) Calor recibido por el vapor en la caldera

$$4q_1 = h_1 - h_4$$

como

$$h_4 - h_3 = v_3 (P_4 - P_3) = 3^w_4$$

$$h_4 = 3^w_4 + h_3 = 2.0082 + 168.79$$

$$h_4 = 170.798 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

$$\therefore 4q_1 = h_1 - h_4 = 2799.5 - 170.798$$

$$4q_1 = 2628.7 \frac{\text{K Joule}}{\text{Kg}}$$

d) Eficiencia

$$\eta = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{sum}}} = \frac{w_{\text{tur}} - w_{\text{bomba}}}{q_{\text{caldera}}} = \frac{1^w_2 - 3^w_4}{4q_1}$$

es decir

$$\eta = \frac{823.8 - 2.008}{2628.7} = 0.3126$$

$$\eta = 31.26\%$$

Se observa que el $w_{\text{bomba}} \ll w_{\text{turbina}}$ por lo que generalmente se desprecia.

e) Cambio de entropía en cada proceso:

$$\Delta s_{1-2} = s_2 - s_1 = 0$$

$$s_2 = s_1$$

$$\Delta s_{2-3} = s_3 - s_2 = 576.4 - 6340.9 = - 5764.5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta s_{3-4} = s_4 - s_3 = 0$$

$$s_4 = s_3$$

$$\Delta s_{4-1} = s_1 - s_4 = 6340.9 - 576.4 = 5764.5 \frac{\text{Joule}}{\text{Kg} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta s_{\text{ciclo}} = 0$$

TEMA II. COMPRESORES

1. GENERALIDADES.

Con el término "compresores", se designa a todo una gama de máquinas que se utilizan para elevar la presión de los gases a un valor mayor que la presión atmosférica.

Los gases a presiones mayores que la atmosférica son de uso común en la industria. El proceso de compresión es parte integral de los ciclos de refrigeración y de los de turbinas de gas, se aplica también en las técnicas de obtención de oxígeno y nitrógeno a partir del aire, así como en la licuefacción de otros gases.

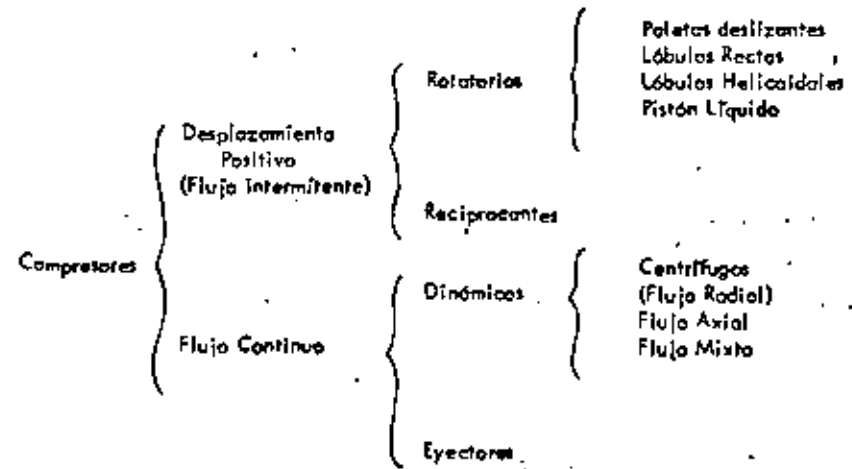
Aun cuando hay compresores para manejar cualquier tipo de gas, los más comunes son los de aire, debido a la gran aplicación que tiene el aire comprimido como elemento de transmisión de energía por su adaptabilidad y facilidad de conducción.

El aire comprimido se emplea para accionar motores, perforadoras, martillos y todo tipo de herramientas neumáticas; en el pulimento con chorros de arena, en el pintado y barnizado con pistola, en el esmerilado de vidrios, etc. Se utiliza además para activar la combustión en los altos hornos y en los convertidores donde se refina el acero, para

la sobrealimentación y el barrido de los cilindros de los motores Diesel de gran capacidad. En las instalaciones con regulación automática se emplea extensamente para accionar los servomecanismos que operan sobre válvulas, cierras y otros dispositivos de control, así como elemento de medida, transmisión y control de los instrumentos de regulación.

1.1 Clasificación de los Compresores.

No existe un criterio único a partir del cual se pueda hacer una clasificación general de los compresores. Para hacerlo, se toman en cuenta varios factores: el incremento de presión que producen, la forma física fundamental como efectúan la compresión, la trayectoria que siguen los partícula gaseosas en el interior de la máquina, etc. A continuación se presentan los principales tipos de compresores de acuerdo a la forma física fundamental como realizan la compresión de los gases. Las bombas o compresores de leva, de diafragma o de difusión no se muestran dado lo especializado de sus aplicaciones.



Las unidades de desplazamiento positivo son aquellas en las que volúmenes sucesivos de gas son confinados dentro de un espacio cerrado y elevados a mayores presiones.

Los compresores de desplazamiento positivo rotatorios son máquinas en las cuales la compresión y el desplazamiento son efectuados por la acción positiva de elementos rotatorios.

Los compresores de paletas deslizantes son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales unas paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor montado excéntricamente dentro de una carcasa cilíndrica. El gas atrapado entre las paletas es comprimido y desalojado.

Los compresores de lábulo rectos, son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos (o tres) impulsores rectos de forma labular, atrapan el gas llevándolo de la admisión a la descarga. No hay compresión o reducción en el volumen del gas durante el giro de los rotores. Los impulsores tan sólo mueven el gas de la admisión a la descarga. La compresión se efectúa por contraflujo de la línea de descarga a la carcasa, al momento en que se abre el puerto de descarga.

Los compresores de lábulo helicoidales o en espiral, son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales dos rotores engranados, cada uno con forma helicoidal, comprimen y desplazan el gas.

Los compresores de pistón líquido son máquinas rotatorias de desplazamiento positivo en las cuales agua o algún otro líquido es utilizado como un pistón para comprimir y desalojar el gas manejado.

Los compresores reciprocantes son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales el elemento que comprime y desaloja al gas, es un émbolo con movimiento recíproco dentro de un cilindro.

Los compresores dinámicos son máquinas de flujo continuo en las cuales el rápido giro de un elemento rotatorio acelera el gas conforme pasa a través del elemento, convirtiendo la carga de velocidad en presión, parcialmente en el elemento rotatorio y parcialmente en difusores o ólabos estacionarios.

Los compresores centrífugos son máquinas dinámicas en las cuales uno o más impulsores rotatorios generalmente cerrados, aceleran el gas. El flujo es radial.

Los compresores axiales son máquinas dinámicas en las cuales la aceleración del gas se obtiene por la acción de un rotor.

Los compresores de flujo mixto son máquinas dinámicas con un impulsor cuya forma reúne características de los tipos axial y centrífugo.

Los eyectores son dispositivos que emplean un chorro de gas o vapor a alta velocidad.

Considerando el incremento de presión que producen los compresores en general, se clasifican de la siguiente manera:

- a) Ventiladores.- Son aparatos que elevan la presión de los gases hasta 0.07 Kg/cm^2 sobre la presión atmosférica. Son máquinas de tipo dinámico y forman parte de la familia de las turbomáquinas.

nas generatrices, y dentro de ellas ocupan un puesto intermedio entre el de los turbocompresores y el de las bombas centrífugas para líquidos. En los ventiladores el fenómeno de compresión es de tan poca importancia que puede despreciarse, ya que la densidad del gas raramente se incrementa a más del 7%.

Según su acción sobre el fluido pueden ser centrífugos, axiales o de flujo mixto. Se utilizan para el transporte de partículas en suspensión en las corrientes de aire, en las instalaciones de tiro inducido y tiro forzado para la extracción de gases de combustión e inyección de aire puro en hornos de calcinación, estufas, hogares de calderas, etc.

- b) Sopladores y Turbosopladores.- Son las máquinas que elevan la presión hasta aproximadamente unos 2.8 Kg/cm^2 sobre la presión atmosférica; los primeros son de desplazamiento positivo y pueden ser alternativos o rotatorios, los segundos son de acción dinámica y pueden ser centrífugos, axiales o de flujo mixto.

Se utilizan para suministrar tiro forzado a los altos hornos, convertidores Bessemer y cubilotes, para la sobrealimentación de motores de combustión interna de gran capacidad, y en general en todas las aplicaciones donde se necesita reforzar la presión de los gases.

- c) Compresoras y Turbocompresores.- Los compresores y turbocompresores propiamente dichos, son máquinas con las que se alcanzan presiones relativas desde 2.8 Kg/cm^2 aproximadamente hasta prácticamente cualquier presión requerida, lográndose presiones hasta de 400 Kg/cm^2 mediante unidades de desplazamiento positivo de varias etapas.

Debido a su amplia gama de operación, los compresores y turbocompresores son aplicables a casi cualquier uso, prefiriéndose unos tipos a otros dependiendo de sus características particulares que los hacen más adecuados para alguna aplicación específica.

En términos generales, todos los compresores de desplazamiento positivo son máquinas de elevada eficiencia volumétrica que generan altas presiones, sin embargo, su capacidad se ve limitada por su desplazamiento y por la máxima velocidad de deslizamiento permisible del émbolo en el cilindro en el caso de los reciprocantes.

Por su parte los turbocompresores, al igual que todas las máquinas dinámicas, tienen una construcción compacta que les permite resistir grandes esfuerzos, de manera que pueden acoplarse directamente a máquinas propulsoras de elevada velocidad de rotación, como turbinas de gas y de vapor.

Los turbocompresores se emplean para la compresión de aire, vapor y otros gases, cuando el caudal en m^3/hora en la aspiración es co-

no mínimo igual a 800 - 1200 veces la relación de compresión requerida. En el caso de caudales menores, generalmente se prefieren los compresores de desplazamiento positivo, los cuales presentan un mayor rendimiento y economía.

1.2 Selección y Aplicaciones de los Compresores.

La selección de un compresor está determinada por varios factores. En primer término - habría que definir si se pretende manejar un gas en un proceso, o si se trata de la compresión de aire para la transmisión de potencia habría que conocer las presiones de trabajo y los volúmenes de gas a manejar por unidad de tiempo.

Deben considerarse factores como : inversión, espacio disponible para su instalación, control de la capacidad, las necesidades del aire o gas libres de aceite, el costo del aire, ruido, etc.

En este inciso no se pretende estudiar todos los criterios necesarios para la selección de un compresor, sino dar al alumno una idea de las aplicaciones de los tipos principales de compresores.

La aplicación más importante de los compresores, es en la compresión del aire para la transmisión de potencia, en donde las presiones de operación oscilan generalmente entre 4 y 35 Kg/cm² (60 y 500 psiG). La mayoría de los tipos de compresores (reciprocantes, dinámicos, rotatorios de paletas deslizantes y lóbulos helicoidales) empleados para este servicio, y su selección dependerá en gran parte de la capacidad. Por ejemplo el reciprocante tiene una capacidad máxima a 7 Kg/cm² (100 psiG) de alrededor de

300 m³/min (10 500 cfm) pero puede ser construido hasta de aproximadamente 750 m³/min (26,000 cfm). El rotatorio de paletas deslizantes tiene una capacidad máxima de alrededor de 100 m³/min (3700 cfm) como una unidad doble, y el rotatorio de lóbulos helicoidales puede manejar hasta 560 m³/min (20,000 cfm) aproximadamente.

Para dar una idea somera de las posibilidades de los principales tipos de compresores, se presenta la siguiente tabla, analizando potencia al freno y presión. Estas columnas por la general no se aplican simultáneamente.

Tipo de Compresor	Máximas BHP Aprox.	Máxima Presión Aprox.	
		Kg/cm ² G	psi G
Reciprocante	más de 12,000	7030	100,000
Rotatorio de Paletas Deslizantes	860	30	400
Dinámico centrífugo,	más de 35,000	390	5,500
Dinámico de flujo Axial	más de 100,000	35	500

2. FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES Y DE ALETAS DESLIZANTES.

2.1 Compresores Reciprocantes.

Los compresores reciprocantes constituyen una de las dos ramas en que se dividen los compresores de desplazamiento positivo. Un compresor reciprocante en su forma más sencilla, está constituido por un cilindro dentro del cual se desplaza un émbolo con mo

vimiento alternativo, aspirando el gas cuando se mueve en una dirección y comprimiéndolo cuando se desplaza en el sentido opuesto. La entrada y la salida del gas al cilindro se regula por medio de válvulas que pueden ser del tipo que abre y cierra automáticamente mediante una diferencia de presiones, o pueden ser de las que se operan mecánicamente con levas y varillas en forma análoga a como trabajan las válvulas en un motor a gasolina. En la figura 1 se ilustra gráficamente el funcionamiento de un compresor recíprocante.

Los compresores de pistones son construídos para obtener presiones de descarga tan bajas como 0.07 Kg/cm^2 sobre la presión atmosférica, o hasta 9 Kg/cm^2 en una sola etapa. Cuando se desean presiones mayores, la compresión es repartida en etapas con refrigeración intermedia.

Con los compresores de dos etapas se alcanzan presiones de descarga desde 9 hasta 35 Kg/cm^2 , los de tres etapas son empleados para obtener presiones de hasta 175 Kg/cm^2 y los de cuatro etapas para presiones de 175 Kg/cm^2 a 350 Kg/cm^2 y aún mayores en casos especiales.

Estos compresores pueden ser impulsados por máquinas de vapor, motores de combustión interna, motores eléctricos y ruedas hidráulicas, bien sea por acoplamiento directo o mediante transmisiones. Pueden ser clasificados de acuerdo al número de etapas, tipo de construcción, sistema de enfriamiento, clase de válvulas, etc.

Tomando en cuenta sus principales características constructivas y de funcionamiento se clasifican de la siguiente manera :

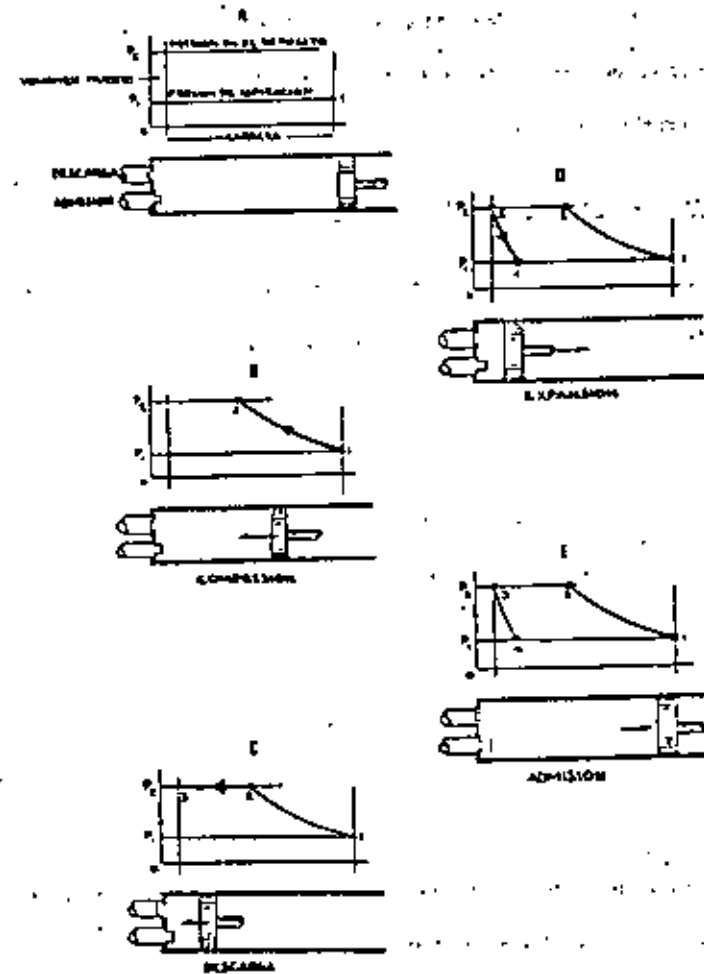


FIG. 1. LOS DIFERENTES PASOS EN EL CICLO DE UN COMPRESOR RECÍPROCANTE.

2.1.1. Por el número de efectos.

- a) De simple efecto : Cuando solamente se utiliza una cara del émbolo para efectuar la compresión.
- b) De doble efecto : Cuando las dos caras del émbolo se emplean para efectuar la compresión.

2.1.2. Por la disposición de los émbolos y cilindros.

- a) Verticales
- b) Horizontales
- c) En V
- d) En ángulo
- e) Tipo duplex
- f) En tándem
- g) Semiradiales.

En la figura 2 se muestran esquemáticamente los arreglos mencionados.

2.1.3. Por el número de etapas.

- a) De una etapa : Cuando el incremento total de presión del gas se efectúa en un sólo cilindro.
- b) De dos o más etapas : Cuando la compresión se efectúa en dos o más pasos en cilindros separados. En las unidades multietapas, el gas comprimido al salir de una etapa pasa antes de ser admitido en la siguiente por un dispositivo enfriador que le quite el calor generado durante la anterior fase de compresión.

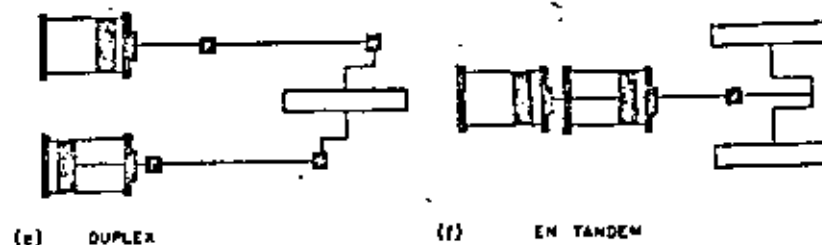
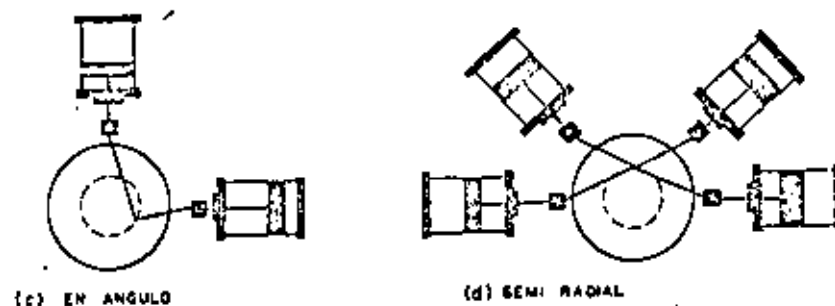
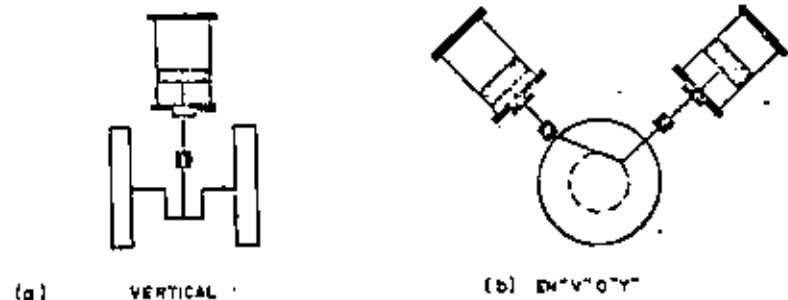


FIG. 2 ESQUEMA DE LAS DISPOSICIONES DE LOS CILINDROS USADOS EN COMPRESORES MODERNOS.

2.1.4

Por el tipo de enfriamiento.

- a) Enfriados por aire: el enfriamiento de estos compresores se realiza mediante aletas adheridas a la superficie exterior de los cilindros, los cuales por su gran superficie de exposición disipan a la atmósfera el calor que se genera en la compresión.
- b) Enfriados por agua: Cuando es insuficiente el sistema de enfriamiento por aire, se provee a los cilindros de chaquetas de enfriamiento por las que se hace circular agua fría, la cual absorbe el calor de la compresión. Las unidades equipadas con este sistema suelen contar con dispositivos para el bombeo y refrigeración del agua de enfriamiento.

2.1.5

Por el tipo de lubricación.

- a) Compresores lubricados: a este tipo pertenece la gran mayoría de los compresores. Mediante un sistema que puede ser parecido al empleado en los motores de combustión interna se lubrica la superficie interior de los cilindros, empleando por lo general lubricantes derivados del petróleo.
- b) Compresores no lubricados: este tipo de compresores se emplean para aquellas aplicaciones especiales en que se requiere aire libre de aceite. No se aplica ningún aceite lubricante a los cilindros, pero éstos y las anillas tienen un recubrimiento de grafito, material que tiene un bajo coeficiente de rozamiento. Se usan, por ejemplo en sistemas de control donde el aire tiene que entrar a aparatos muy precisos y delicados.

2.2

Compresores de Aletas Deslizantes.

En general, los compresores rotatorios son máquinas en las cuales la compresión se realiza mediante la acción positiva de elementos que giran dentro de un cilindro o carcasa. Estos compresores tienen una elevada capacidad en relación con sus dimensiones y tienen todas las ventajas de las máquinas rotativas, pudiendo ser adaptadas directamente a motores eléctricos de alta velocidad; a esta categoría pertenecen los compresores de aletas deslizantes. Un compresor de aletas deslizantes es en muchos aspectos igual a un compresor reciprocante y termodinámicamente puede ser tratado como tal. Estos compresores son construidos en muchos tamaños, con capacidad hasta de $150 \text{ m}^3/\text{minuto}$ y presión de descarga de 3.6 Kg/cm^2 con una etapa, utilizándose unidades de dos etapas para obtener presiones mayores; son calculados para trabajar a las velocidades normales de los motores eléctricos, que varían desde 3600 rpm en los modelos pequeños a 450 rpm en los modelos más grandes. Como desventaja, se debe mencionar que estos compresores son excesivamente ruidosos. En la figura 3 se muestra un corte esquemático de un compresor de aletas deslizantes.

Cada etapa de compresión consiste de un rotor encajado en un cilindro sellado; el rotor tiene ranuras donde se insertan radialmente aletas de material antifricción como baquelita, las cuales pueden deslizarse libremente en las ranuras. El rotor está dispuesto en posición excéntrica con el cilindro, de modo que al girar, por efecto de la fuerza centrífuga las aletas son proyectadas contra la superficie interna del cilindro de compresión, creando sectores herméticos que aumentan o disminuyen de volumen conforme las aletas deslizantes siguen al contorno interno del cilindro. Las lumbreras de admisión están colocadas de manera que el gas entra a los sectores en el punto en que es máxima la distancia entre el rotor y la pared del cilindro, estando las aletas totalmente extendidas y siendo máxima el volumen de los sectores. Al girar el rotor, los secto

ret que se van llenando de gas, se alejan de las lumbreras de admisión y a medida que los sectores giran hacia las lumbreras de descarga disminuye su volumen por la convergencia entre la superficie interna del cilindro y el cuerpo del rotor; tal disminución de volumen es la que produce el aumento de presión. Al pasar los sectores por las lumbreras de descarga, se libera el gas comprimido y empiezan nuevos ciclos de compresión. En la figura 4 se muestra gráficamente el funcionamiento de un compresor de aletas deslizantes.

Aunque pudiera parecer que la fuga de una a otra sector a través de las aletas es apreciable, en realidad es de escasa importancia; esto se debe a que el gas es comprimido en un número grande de cámaras pequeñas entre las cuales hay solamente una ligera diferencia de presión y a que el aceite de lubricación sirve además de sello entre un sector y otro.

3. ASPECTOS TEORICOS DE LA COMPRESION DE GASES.

3.1) Ciclo ideal.

El ciclo ideal de compresión es un modelo que facilita el análisis de los eventos reales que ocurren en un compresor, a la vez que permite deducir expresiones para calcular el trabajo teórico requerido para comprimir un gas. Las condiciones que definen a un ciclo ideal de compresión son las siguientes:

- 1). El gas a comprimir es un gas ideal, siendo constantes sus calores específicos.
- 2). Los procesos termodinámicos que ocurren en el ciclo son cuasiestáticos; es decir, son una sucesión de estados de equilibrio del sistema, lo que equivale a decir que los procesos son internamente re-

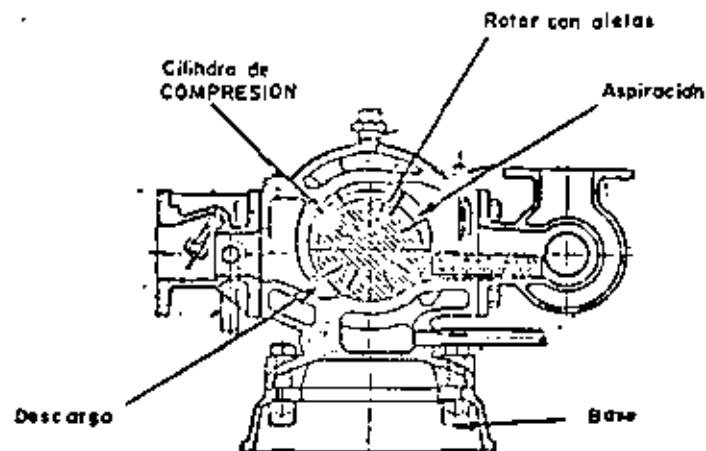


Fig. 3.- ESQUEMA DE UN COMPRESOR ROTATORIO DE ALETAS DESLIZANTES.

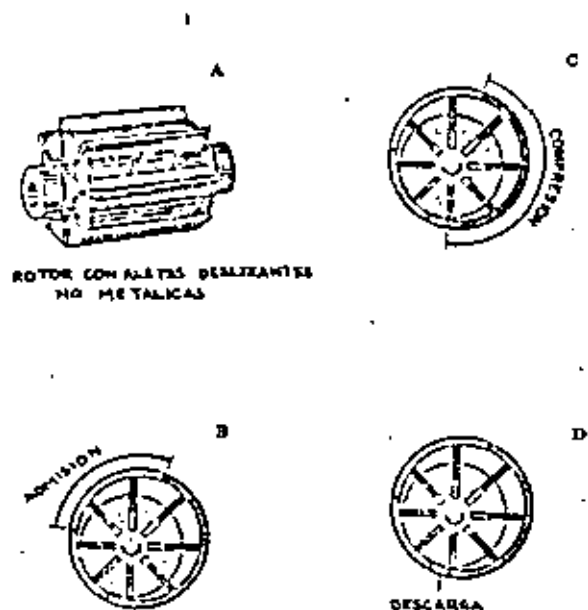


Fig. 4.- LOS DIFERENTES PASOS EN LA COMPRESION CON UN COMPRESOR ROTATORIO DE ALETAS DESLIZANTES.

variables.

- 3) No existe espacio muerto (espacio perjudicial) en el compresor.
- 4) La aspiración y la descarga del gas en el cilindro se efectúan a presión constante, ésto es, se considera que no existen fluctuaciones de la presión, las que normalmente son originadas por la inercia y vibración de las válvulas.

En la figura 5 se ilustra en el plano P-V el diagrama de los eventos que ocurren en el cilindro de un compresor sin espacio perjudicial durante un ciclo ideal de compresión.

De la termodinámica elemental, se sabe que el trabajo neto del ciclo está representado por el área 1-2-3-4-1 del diagrama P-V, siendo su valor igual a la suma algebraica de los trabajos realizados en todas las etapas del ciclo. Por consiguiente:

$$W_{\text{ciclo}} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

Considerando el caso más general en que el proceso de compresión propiamente dicho (de 1 a 2) es de tipo politrópico*, el trabajo teórico del ciclo con compresión politrópica será:

* - Un proceso politrópico es un proceso reversible que cumple la relación $PV^n=C$, -- dando teóricamente al exponente n llamado índice politrópico puede tomar cualquier valor real. No obstante, en la práctica el valor de n para los procesos politrópicos varía sólo entre 1 y k, siendo $k = C_p/C_v$. --

$$W_n = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n} + P_2 (V_3 - V_2) + 0 + P_1 (V_1 - V_4)$$

lo que se reduce a:

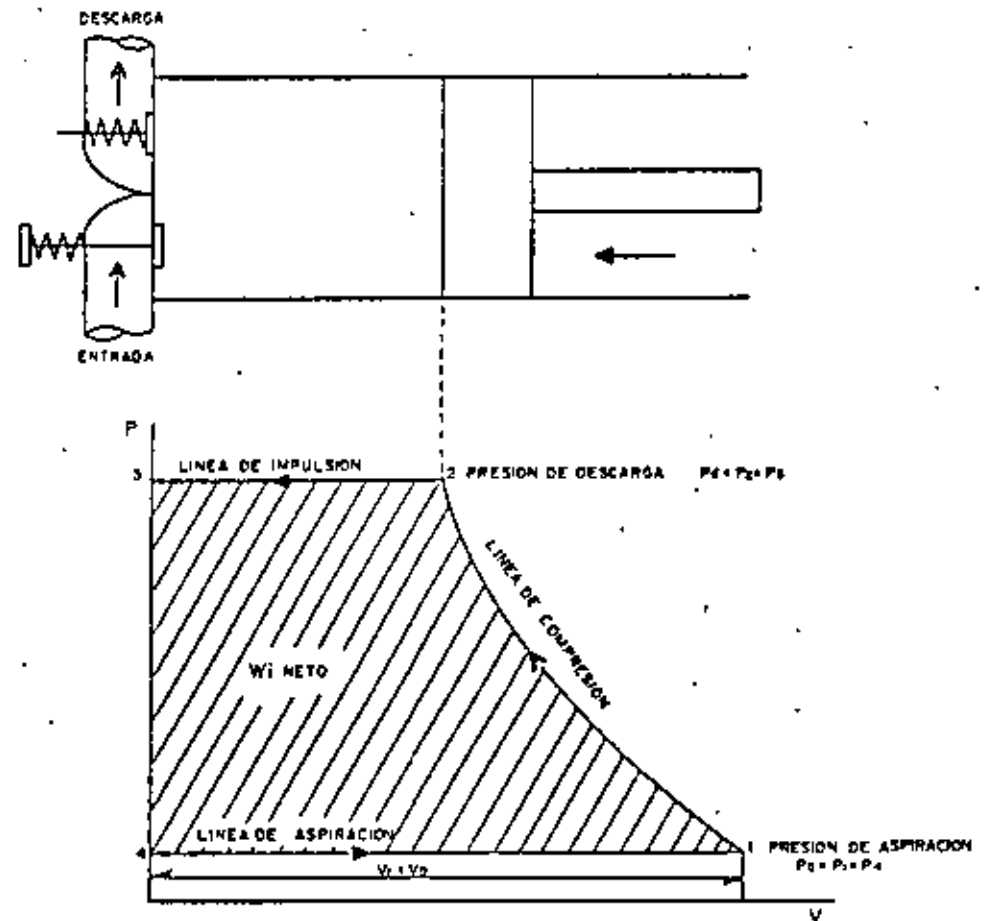


Fig. 5. DIAGRAMA CONVENCIONAL DE UN COMPRESOR SIN ESPACIO MUERTO.

$$W_n = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-n} = (P_2 V_2 - P_1 V_1) = \frac{n (P_2 V_2 - P_1 V_1)}{1-n}$$

ya que $V_3 = V_4 = 0$

De las relaciones politrópicas se tiene que:

$$\frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/n}$$

con lo que la ecuación precedente se podrá escribir como:

$$W_n = \frac{n P_1 V_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Ya que para un gas perfecto se verifica que $PV = nRT$, la ecuación del trabajo —

también se suele expresar como:

$$W_n = \frac{nmRT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Si el proceso de compresión (de 1 a 2) es isentrópico **, las expresiones que evalúan

el trabajo neto del ciclo con compresión isentrópica se obtienen de las correspondientes

al caso politrópico con sólo cambiar n por k .

por lo anterior:

$$W_k = \frac{k P_1 V_1}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

o bien:

$$W_k = \frac{kmRT_1}{1-k} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

** Un proceso isentrópico o de entropía constante es un proceso adiabático reversible.

La compresión isentrópica, aunque ideal, es una de las que más se acerca al tipo de

compresión que ocurre en la realidad en los compresores modernos de alta velocidad. La

... **

relación entre la presión y el volumen de un sistema de gas ideal con calores específicos constantes durante un proceso isentrópico es la ecuación $PV^K = C$; donde $K = \frac{C_P}{C_V}$.

Si se sabe o se supone que un proceso es politrópico, puede calcularse su índice n conociendo la presión y temperatura del sistema en los estados inicial y final del proceso mediante la relación

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\log \frac{T_1}{T_2}}{\log \frac{P_1}{P_2}}$$

Aunque las ecuaciones para evaluar el trabajo teórico son generalmente deducidas en la base de un ciclo, su aplicación es general y no está limitada a un sólo ciclo. Todas las ecuaciones para trabajo de compresores que aquí se establecen darán una cantidad negativa, ya que se deducen sobre una base convencional que considera negativa el trabajo realizado sobre un sistema.

3.2 Ciclo Ideal con Espacio Perjudicial.

Un compresor no puede operar sin espacio perjudicial, es necesario que haya un cierto espacio entre la tapa del cilindro y la cara del pistón cuando ésta se encuentra en su punto muerto superior para que se pueda tener un funcionamiento libre de perturbaciones mecánicas. El diagrama convencional del ciclo de compresión correspondiente a un compresor con espacio perjudicial se muestra en la figura 6.

En esencia, los eventos que ocurren en un compresor con espacio perjudicial son los mismos que en el caso sin dicho espacio, excepto que como el pistón no impulsa fuera del cilindro todo el gas a la presión P_2 de descarga, el que queda en el espacio perjudicial V_3 , se reexpansiona a lo largo de la trayectoria 3-4 hasta que su presión disminuye a un valor igual a la presión de admisión, para permitir así la entrada de una nueva cantidad

... **

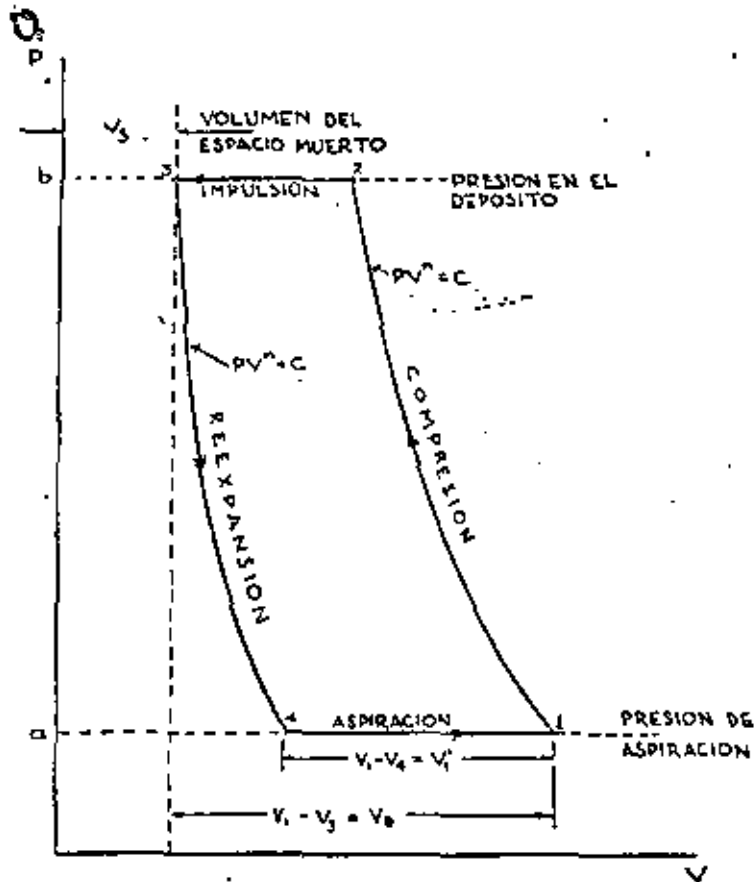


Fig. 6 DIAGRAMA CONVENCIONAL DE UN COMPRESOR CON ESPACIO PERJUDICIAL.

de por al cilindro. La reexpansión da lugar a que el volumen útil del cilindro se reduzca a $V'_1 = V_1 - V_4$. Sin espacio muerto, el volumen de gas admitido en el cilindro en cada ciclo es igual al volumen barrido; con espacio muerto el volumen de gas admitido es menor que el volumen barrido.

Para determinar el trabajo del ciclo teórico con espacio perjudicial, puede considerarse que el diagrama de la fig. 6 está formado por dos diagramas: el a - 1 - 2 - b - a y el a - 4 - 3 - b - a. Cada uno de estos diagramas es similar en todos aspectos al diagrama del ciclo sin espacio perjudicial de la figura 5.

Considerando compresión politrópica, el trabajo del ciclo teórico con espacio perjudicial será por tanto:

$$W_n = \frac{n P_1 V_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{n P_4 V_4}{1-n} \left[\left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

como $P_4 = P_1$ y $P_3 = P_2$, la ecuación anterior se reduce a:

$$W_n = \frac{n P_1 (V_1 - V_4)}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Si se hace $V_1 - V_4 = V'_1$ se tiene finalmente que:

$$W_n = \frac{n P_1 V'_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

o en función de la masa y la temperatura

$$W_n = \frac{n m' R T_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

siendo m' la masa correspondiente al volumen aspirado V'_1 .

El trabajo teórico del ciclo con compresión isentrópica se obtiene de las expresiones anteriores para el caso de compresión politrópica sustituyendo a n por k .

Teóricamente el trabajo requerido para comprimir un gas es independiente del espacio perjudicial que tenga el compresor; esto se debe a que se supone la reversibilidad de los procesos, con lo cual el gas que queda en el espacio perjudicial actúa como un resorte perfecto que devuelve toda la energía que se le aplica.

Sin embargo, los procesos reales presentan un porcentaje de irreversibilidad, lo que origina que el gas del espacio perjudicial no devuelva toda la energía que se le suministra. Además, para una capacidad dada de un compresor, el desplazamiento o cilindrada debe ser mayor a medida que aumenta el espacio perjudicial, lo cual implica una máquina mayor y más costosa. El espacio perjudicial, por tanto, debe ser de un tamaño adecuado, conviniendo que sea el mínimo posible.

3.3 Capacidad, desplazamiento y eficiencia volumétrica de un compresor.

La capacidad de un compresor se define como el volumen de gas realmente aspirado por la máquina en la unidad de tiempo, medido en las condiciones de presión y temperatura existentes en la aspiración. Tratándose de compresores para aire, las condiciones existentes en la aspiración son las atmosféricas.

El desplazamiento de un compresor es el volumen barrido en la unidad de tiempo por el pistón del compresor. En los compresores de dos o más escalonamientos, el cálculo del desplazamiento se basa sólo en el cilindro o cilindros de la etapa de baja presión, que es lo que determina la cantidad de gas que pasa por los demás etapas.

Para un compresor monocilíndrico de simple efecto, el desplazamiento en metros cúbicos por minuto viene dado por la fórmula

$$V_D = \frac{\pi D^2 L n}{4} \quad \dots \text{''}$$

en donde:

- V_D = desplazamiento o cilindrada en m^3/min
- D = diámetro del cilindro en metros.
- L = Longitud de la carrera en metros
- n = revoluciones por minuto del compresor.

La eficiencia volumétrica real (η_{V_R}) de un compresor reciprocante se define por la relación:

$$\eta_{V_R} = \frac{\text{Capacidad del compresor (m}^3/\text{min)}}{\text{Desplazamiento del compresor (m}^3/\text{min)}}$$

A partir del diagrama teórico del ciclo con espacio perjudicial (Fig. 6), se puede obtener una expresión teórica para el rendimiento volumétrico de un compresor, lo cual sirve para apreciar algunos de los factores de que depende dicha eficiencia en la realidad. En el citado diagrama convencional se puede apreciar que cuando se produce un desplazamiento V_D , el volumen de gas aspirado dentro del cilindro es $V_1' = V_1 - V_4$

por tanto, el rendimiento volumétrico teórico del compresor (η_{V_T}) viene dado por:

$$\eta_{V_T} = \frac{V_1'}{V_D} = \frac{V_1 - V_4}{V_D} \quad \text{Volumen aspirado} / \text{Volumen producido}$$

De las relaciones politrópicas del proceso 3-4 se tiene que:

$$V_4 = V_3 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{1/n} = C V_D \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} = C V_D \left(\frac{V_1}{V_2} \right)$$

en donde $C = \frac{V_3}{V_D}$

También se verifica que:

$$V_1 = V_D + C V_D$$

por lo que:
$$\eta_{V_T} = 1 + C - C \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} = 1 + C - C \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad (1)$$

El rendimiento volumétrico real, siempre es menor que el rendimiento volumétrico teórico, debido a la turbulencia del flujo originada por la menor presión en el cilindro -- que en la atmósfera durante la admisión; además, como el cilindro está relativamente caliente, eleva la temperatura del aire en el momento de ser aspirado, lo que da lugar a que su densidad sea en esas condiciones menor que la del aire atmosférico.

Analizando la fórmula para el rendimiento volumétrico teórico se infiere que como P_2 -- es siempre mayor que P_1 , el rendimiento volumétrico disminuye a medida que aumenta -- el espacio perjudicial; y a medida que se reduce el rendimiento volumétrico de un compresor, disminuye también su capacidad para un desplazamiento dado. Se aprecia también que para un cierto espacio perjudicial $\frac{P_2}{P_1}$. Si se mantiene constante la presión de aspiración, como es el caso más común, el rendimiento volumétrico de un compresor disminuye al aumentar la presión de descarga y viceversa.

El espacio perjudicial de un compresor puede hacerse tan grande que el compresor no -- descargue aire; esto se utiliza para controlar la producción de algunos compresores, incrementando el espacio muerto cuando se desea una producción reducida.

3.4 Compresores de varios Escalonamientos.

Para obtener presiones alrededor de 4 a 7 kg/cm^2 con capacidades superiores a 8.5 -- $\text{m}^3/\text{min.}$, se ha encontrado conveniente efectuar la compresión de los gases en varias -- etapas o escalonamientos de compresión, cuya número dependerá en cada caso de la presión final requerida.

Así, por ejemplo, se utilizan compresores de dos etapas para presiones de salida entre 7 y 35 kg/cm^2 ; de tres etapas para presiones de salida entre 35 y 175 kg/cm^2 y compres-

ores de cuatro etapas para presiones de salida entre 175 y 350 kg/cm^2 . Las principales razones para efectuar por etapas la compresión de los gases cuando se requieren presiones elevadas, son las siguientes:

- a) La eficiencia volumétrica de un compresor es afectada no únicamente por el espacio muerto, sino también por la relación entre las presiones de descarga y de admisión, Ec. (1). Por tanto, si la compresión se realiza en -- dos o más cilindros, trabajando en igual intervalo de presiones el rendimiento volumétrico de la máquina multicilíndrica será mayor que el de la máquina monocilíndrica, teniendo ambas el mismo desplazamiento y porcentaje -- de espacio muerto.
- b) Los gases se calientan excesivamente cuando se comprimen a altas presiones en una sola etapa, pudiendo llegar a ser tan elevadas las temperaturas finales que originen perturbaciones en el sistema de lubricación. Surge por -- consiguiente la necesidad de dividir en etapas la compresión, intercalando entre una y otra un sistema de refrigeración para controlar la temperatura -- de los gases.
- c) Finalmente, es posible ahorrar una considerable cantidad de energía utilizando dos o más etapas con inter-enfriadores en vez de una sola etapa si la presión final está por arriba de 4 a 7 kg/cm^2 .

En relación con el expresado ahorro de trabajo que representa el empleo de la compresión en varias etapas sobre la compresión en una sola etapa, se hace el siguiente razonamiento demostrativo de tal hecho:

De la ecuación $W_n = \frac{n \cdot m \cdot R T_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$ que evalúa el trabajo teórico requerido para comprimir una masa particular de gas, se observa que dicho trabajo es en esencia función de tres factores :

- El proceso de compresión (n)
- La relación de presiones.
- La temperatura inicial del gas.

La magnitud del primer factor viene limitada por la velocidad másica de gas, no pudiendo influir mucho sobre él.

La relación de presiones no puede cambiarse, pues viene fijada por el proceso demandado por el fluido que se quiere comprimir.

Sin embargo, el tercer factor, es decir, la temperatura inicial del gas, puede disminuirse con el objeto de ahorrar trabajo.

En el caso de un compresor de aire, éste tendrá a la entrada la temperatura de la atmósfera, temperatura que no podrá disminuirse mediante agua (de un río o de un lago, el medio refrigerante más barato que se conoce), puesto que el agua y el aire estarán casi a la misma temperatura. Supóngase ahora que en lugar de un sólo compresor se utilizan dos en serie para obtener el mismo resultado. Teóricamente, esta disposición en serie tiene el mismo consumo de energía que el compresor de una sola etapa, y en la práctica el consumo será un poco mayor por elevarse las pérdidas debidas al rozamiento en un mecanismo más complicado. Sin embargo, el aire comprimido a la salida del primer compresor (primera etapa), tendrá una temperatura bastante más elevada que la del agua o aire disponible como refrigerante, por lo que puede realizarse un enfriamiento efectivo del

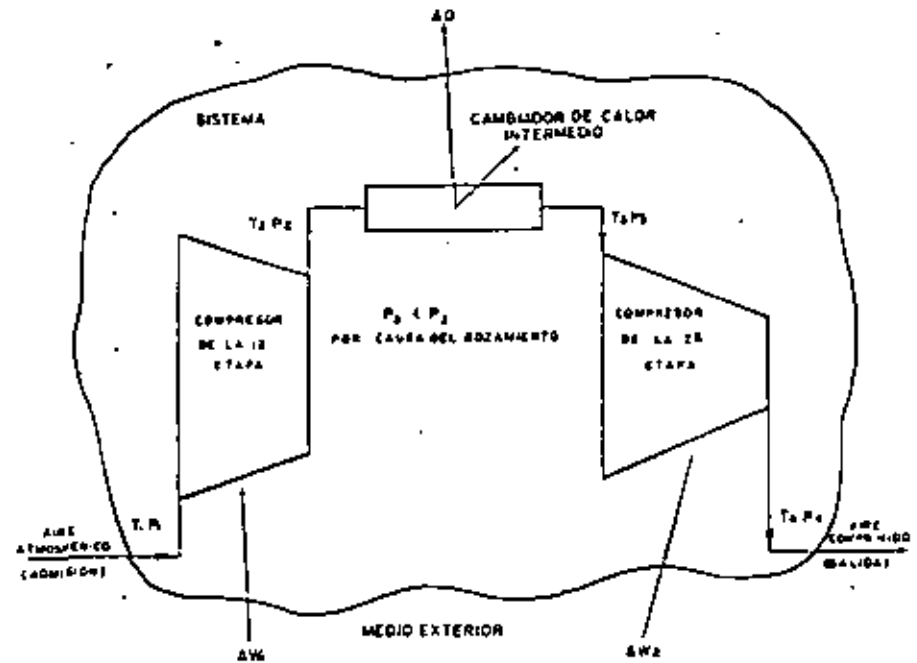


Fig. 7. SISTEMA FORMADO POR DOS COMPRESORES Y UN CAMBIADOR DE CALOR INTERMEDIO.

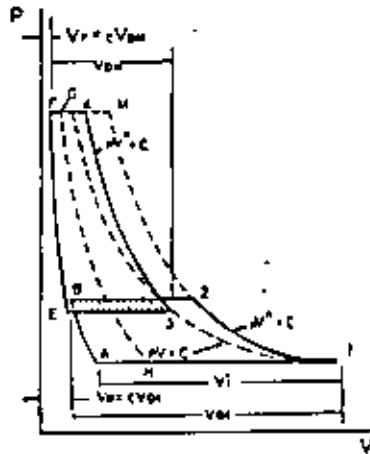


Fig. 8

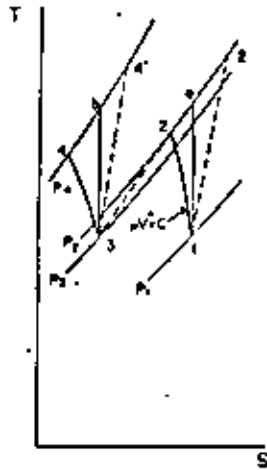


Fig. 9

aire en un cambiador de calor intermedio, con la consiguiente reducción en el trabajo en la segunda etapa. Ver. Fig. 7.

Las figuras 8 y 9, son los diagramas convencionales en los planos P-V y T-S respectivamente, de los eventos que ocurren en un compresor de dos etapas con refrigeración intermedia. Con estos diagramas y la siguiente explicación que se hace de ellos, se logra una comprensión más objetiva de todos los aspectos relacionados con los compresores de varias etapas.

Cabe hacer la aclaración de que sólo se analizará en detalle una máquina de dos escalonamientos, ya que un compresor de 3 o más escalonamientos es una sucesión de los dispositivos y procesos de que consta uno de dos etapas.

En el plano P-V de la Fig. 8, se muestran dibujados con líneas continuas los diagramas convencionales de un compresor de dos etapas con inter-enfriador; el diagrama 3-4-F-E-3, correspondiente a la etapa de alta presión (AP), se encuentra superpuesta al diagrama 1-2-3-A-1 que corresponde a la etapa de baja presión (BP).

La aspiración en el cilindro de BP de principio en A y termina en 1, admitiéndose en dicho cilindro un volumen V_1 de gas. La compresión, que se supone politrópica, se efectúa a lo largo de la trayectoria 1-2 hasta al alcanzarse la presión intermedia. A continuación el gas es evacuado del cilindro de BP a lo largo de 2-3; teniendo lugar por último, la reexpansión politrópica del gas del espacio perjudicial según la trayectoria B-A.

El gas una vez evacuado del cilindro de BP pasa enseguida por el refrigerador intermedio, enfriándose mediante agua fría circulante. La temperatura hasta la cual se enfría el gas está determinada por la temperatura del agua refrigerante disponible; siendo factible -

obtener una temperatura con una diferencia de aproximadamente 10°C . En el análisis teórico se supone que la transformación en el cambiador de calor es ideal o perfecta, lo cual implica que no hay caída de presión a través de él y que el enfriamiento del gas es perfecto y es decir, se supone que no hay rozamiento y que la temperatura T_3 del gas al entrar al cilindro de AP es igual que la temperatura T_1 que tenía a la entrada de la etapa de BP. Esta última suposición sitúa al punto 3, final de la carrera de aspiración E-3 en el cilindro de AP, sobre la misma isoterma que paso por 1. Para fines ilustrativos, si se considerará en este caso la caída de presión que ocurre en la realidad en el inter-refrigerador, la cual viene representada en el diagrama por $P_2 - P_3$.

A la salida del cambiador de calor el gas es admitido en el cilindro de AP según la trayectoria E-3. La compresión, que se supone con el mismo índice politrópico que el de la etapa de BP, se lleva a cabo a lo largo de 3-4 hasta alcanzarse la presión final. Por último, el gas es impulsado a lo largo de 4-F, después de lo cual se produce la reexpansión por la trayectoria F-E.

La misma masa de gas es la que interviene en los puntos 1, 2, 3 y 4; si se desprecian las fugas y se ha alcanzado un funcionamiento estacionario del compresor, la masa de gas descargado en 4-F a la presión P_4 , debe ser igual a la masa de gas aspirada en A-1 a la presión P_1 .

El trabajo total está representado por la suma de las áreas de los diagramas de BP y AP.

El área rayada entre 2 y 3 representa la "pérdida" de trabajo, o sea trabajo realizado dos veces debido a que el rozamiento en el inter-refrigerador origina una "pérdida" en la energía del flujo del gas, la que evidentemente aparece en forma de calor.

3.5

Trabajo Teórico del Ciclo de Compresión en Dos Etapas.

El trabajo del ciclo de compresión en dos etapas es igual al trabajo de la etapa de BP más el trabajo de la etapa de AP. Haciendo referencia a la fig. 8, se tiene que:

$$W_n \text{ total} = W_{BP} + W_{AP} = \frac{n P_1 (V_1 - V_A)}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n P_3 (V_3 - V_E)}{1-n} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Suponiendo que m es la masa del gas admitido, la cual es igual en cada cilindro, se tendrá que:

$$P_1 (V_1 - V_A) = mRT_1 \quad \text{y} \quad P_3 (V_3 - V_E) = mRT_3$$

Con lo anterior, el trabajo total del ciclo de compresión en dos etapas viene dado por la siguiente ecuación:

$$W_n \text{ total} = \frac{n m RT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n m RT_3}{1-n} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2)$$

Para simplificar la ecuación anterior y los consiguientes cálculos, se considera que la transformación en el inter-refrigerador es perfecta, con lo que $P_2 = P_3 = P_i$ presión intermedia y $T_3 = T_1$, por lo que la Ec. (2) se convierte en:

$$W_n \text{ total} = \frac{n m RT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \quad (3)$$

3.6

Trabajo Mínimo para la Compresión en dos Etapas.

En la Ec. (3) se observa que para unas condiciones definidas de compresión de una masa particular de un gas, el trabajo requerido para llevarla a cabo es función únicamente de la presión intermedia (P_i), ya que los valores de los demás parámetros son los que definen

el tipo de compresión y permanecen invariables. Se puede pensar por tanto en un valor particular para la presión intermedia que haga que el trabajo de la compresión sea el mínimo. Este valor de P_i se determina aplicando a la Ec. (3) la teoría de los máximos y mínimos de una función de una variable.

Así se tiene que:

$$W \text{ es mínimo cuando } \frac{dW}{dP_i} = 0.$$

Con base en la expresión anterior y con la Ec. (3), se efectúa el siguiente desarrollo para encontrar el valor óptimo de P_i :

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \frac{d}{dP_i} \left\{ \frac{nmRT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \right\} = 0$$

Como el término $\frac{nmRT_1}{1-n}$ es constante para el compresor, se puede escribir que:

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \frac{d}{dP_i} \left[\left(\frac{P_4}{P_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] = 0$$

Haciendo $\frac{n-1}{n} = a$ y derivando, se tiene que:

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \frac{d}{dP_i} \left[\left(\frac{P_4}{P_i} \right)^a + \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^a - 2 \right] = \frac{d}{dP_i} \left[(P_4^a \times P_i^{-a}) + (P_i^a \times P_1^{-a}) - 2 \right] = 0$$

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \left[a P_4^a P_i^{-a-1} - (a P_i^{a-1} P_1^{-a}) \right] = 0$$

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \frac{P_4^a}{P_i^{a+1}} \times \frac{1}{P_1^{-a}} = \frac{P_4^a}{P_i^a \times P_1}$$

$$W \text{ mínimo } \rightarrow \frac{P_4}{P_i} = \frac{P_1}{P_i} \quad (4)$$

Se ha encontrado pues, que para que el trabajo sea mínimo, la relación de presiones absolutas debe ser la misma en cada etapa. Escribiendo la Ec. (4), en la forma:

$$P_i = \sqrt{P_1 P_4} \quad (5)$$

Se dispone de un medio para calcular el valor óptimo de la presión intermedia de un compresor de dos escalonamientos en función de las presiones inicial (P_1) y final (P_4).

La presión intermedia en un compresor se puede controlar haciendo variar en forma relativa el desplazamiento (m^3/min) de las etapas, lo cual se logra aumentando o disminuyendo la velocidad de rotación (rpm) de sus unidades impulsoras respectivas. En el caso de unidades de dos etapas del tipo duplex, en que los émbolos de las dos etapas se accionan con el mismo motor, la presión intermedia queda determinada por la relación de tamaños de los émbolos de AP y BP y no puede alterarse.

Sustituyendo el valor de P_i de la Ec. (5) en la Ec. (3), se obtiene la expresión del trabajo mínimo en función de las presiones inicial (P_1) y final (P_4). Así:

$$W \text{ mínimo } = \frac{nmRT_1}{1-n} \left\{ \left[\left(\frac{P_1 P_4}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left[\frac{P_4}{(P_1 P_4)^{1/2}} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right] \right\}$$

Lo que simplificando se convierte en:

$$W \text{ mínimo } = \frac{nmRT_1}{1-n} \left[2 \left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 2 \right] = \frac{2nmRT_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_4}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right]$$

Los resultados anteriores también se suelen expresar diciendo que el trabajo de un compresor de dos escalonamientos es mínimo cuando en cada una de las etapas se hace la misma cantidad de trabajo.

Para tres o más etapas de compresión, el método de análisis es similar al utilizado en los compresores de dos etapas. Para tres etapas de compresión con presiones intermedias P_1' y P_2' , siendo P_1 la presión de aspiración y P_F la presión final de descarga, la condición para trabajo mínimo de compresión es:

$$\frac{P_1'}{P_1} = \frac{P_2'}{P_1'} = \frac{P_F}{P_2'} = \left(\frac{P_F}{P_1} \right)^{1/3}$$

O bien :

$$P^* = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/3} \quad \text{y} \quad P^* = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/3}$$

Y el trabajo mínimo de compresión para este caso viene evaluado por la ecuación :

$$W_{\min} = \frac{3 n m R T_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{3n}} - 1 \right]$$

Generalizando, para una compresión con un número x de etapas, siendo P_1 y P_2 las presiones inicial y final respectivamente, el trabajo mínimo se evalúa mediante la siguiente expresión :

$$W_{\min} = \frac{x n m R T_1}{1-n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{xn}} - 1 \right]$$

3.7 Diagrama Real de Indicador y Trabajo Indicado Real de un Compresor.

El diagrama $P-V$ real de un compresor recíprocante difiere notablemente de los diagramas teóricos convencionales que hasta ahora se han considerado. Su obtención se efectúa con un aparato llamado indicador que se adapta directamente al cilindro de la máquina, por lo que a un diagrama real se le llama también diagrama real de indicador.

El diagrama obtenido por medio del indicador en una máquina recíprocante, es un gráfico de la presión en función de la posición del pistón de la máquina, o de la presión en función del volumen, por lo que el área de este diagrama es una medida del trabajo realmente cedido por el pistón a la sustancia de trabajo como en el caso de un compresor; o por la sustancia de trabajo al pistón en el caso de un motor.

El trabajo real de un compresor, determinado a partir de un diagrama real de indicador, es sensiblemente mayor que el determinado a partir de un diagrama convencional considerando condiciones ideales. Esto se debe a que el compresor real requiere de una mayor cantidad de trabajo que el compresor ideal; las razones de lo anterior son las siguientes :

- Acción imperfecta de las válvulas del compresor.
- Pérdidas por rozamiento en la aspiración y en la descarga.
- El gas del espacio perjudicial no devuelve toda la energía que se le ha aplicado.
- Refrigeración insuficiente y resistencia al flujo del gas en las interrefrigeradores en el caso de compresores de varias etapas.

En las figuras 10 y 11 se muestran dibujadas en forma combinada los diagramas convencional y de indicador correspondientes a un compresor monocilíndrico y a uno de dos etapas, respectivamente. En ellas se indican las diferencias entre los trabajos teórico y real por medio de zonas sombreadas, señalándose las causas que originan cada uno de estas diferencias.

3.8 Potencia Indicada, Potencia al Freno y Potencia de Rozamiento.

La potencia indicada es la potencia generada o consumida dentro de los cilindros de una máquina recíprocante. En las máquinas de vapor y en los motores de combustión interna, la sustancia activa ejerce una fuerza neta sobre los pistones a medida que éstos se mueven y se desarrolla potencia a costa de la energía de la citada sustancia; en cambio, en los compresores y bombas recíprocas se suministra potencia a la máquina mediante su eje y se transmite hasta los pistones, los cuales a su vez la ceden a la sustancia de trabajo. El trabajo realizado por los pistones o sobre ellos en la unidad de tiempo en cada uno de los casos, es lo que se denomina potencia indicada de la máquina en cuestión.

La potencia indicada de un compresor recíprocante de un solo cilindro viene dada por la expresión :

$$CVI = \frac{W_i \times n}{60 \times 75} = \frac{W_i \times n}{4500}$$

En donde :

- CVI = Potencia indicada en Caballos de Vapor
- W_i = Trabajo del ciclo real en kilográmetros
- n = Número de ciclos por minuto que se completan en el compresor.

El trabajo del ciclo real se calcula a partir del diagrama real P-V del ciclo, el cual se obtiene mediante un indicador de diagramas que se adapta al compresor en funcionamiento.

Teniendo el diagrama de indicador del ciclo se puede calcular la presión media efectiva indicada (P_{mei}), parámetro que es necesario conocer ya que el trabajo del ciclo real viene dado por :

$$W_i = P_{mei} \times A \times L$$

Sustituyendo W_i en la expresión dada anteriormente para la potencia indicada, resulta - que :

$$CVI = \frac{P_{mei} \times A \times L \times n}{4500}$$

En donde :

- P_{mei} = Presión media efectiva indicada en Kg/cm²
- A = Area de la cara del pistón en cm²
- L = Longitud de la carrera del pistón (en metros)
- n = número de ciclos por minuto
- CVI = Potencia indicada en Caballos de vapor.

Los términos potencia al freno y potencia en el eje se utilizan para denotar la potencia - entregada por una máquina al exterior en el caso de elementos motores, o bien la poten-

cia tomada del exterior por una máquina cuando ésta la consume, como es el caso de un - compresor.

La potencia al freno de una máquina se determina mediante algún tipo de dinamómetro.

La potencia de rozamiento en una máquina es la potencia que se requiere para vencer - la fricción mecánica de los elementos que la constituyen. En un compresor, la potencia de rozamiento es la diferencia entre la potencia al freno y la potencia indicada.

3.9 Eficiencia de un Compresor.

El concepto de eficiencia o rendimiento aplicado a una máquina, es un parámetro que - sirve para expresar en forma numérica el grado en que se aproximan al límite ideal las - transformaciones o eventos que tienen lugar en dicha máquina.

Las eficiencias que se consideran en relación con los compresores son las siguientes :

3.9.1 Eficiencia mecánica del compresor (η_m)

$$\eta_m = \frac{\text{Potencia indicada}}{\text{Potencia al freno}}$$

3.9.2 Eficiencia de la compresión (η_c)

$$\eta_c = \frac{\text{Potencia Teórica requerida para la Compresión}}{\text{Potencia indicada}}$$

3.9.3 Eficiencia general o del compresor (η_g)

$$\eta_g = \eta_m \times \eta_c = \frac{\text{Potencia Teórica para la compresión}}{\text{Potencia al Freno}}$$

3.9.4 Eficiencia Volumétrica (η_v)

$$\eta_v = \frac{\text{Capacidad}}{\text{Desplazamiento}}$$

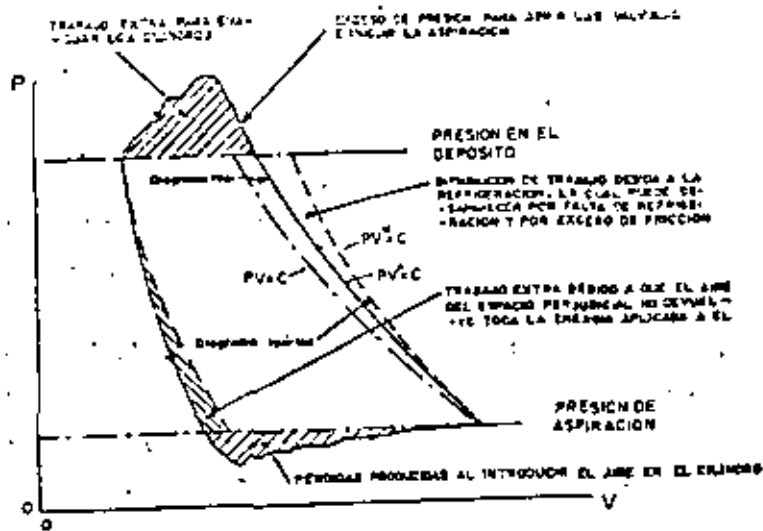


Fig. 10 DIAGRAMAS REAL Y TEORICO DE UN COMPRESOR MONOCILINDRICO.

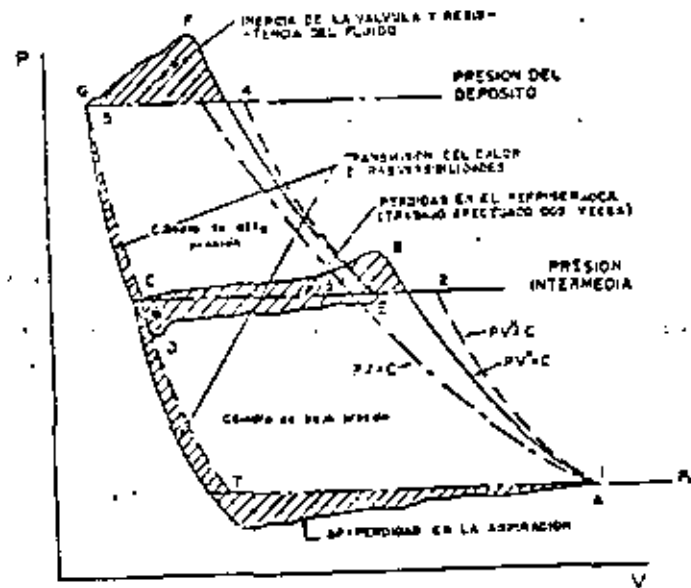


Fig. 11 DIAGRAMAS REAL Y TEORICO COMBINADOS DE UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS CON REFRIGERACION INTERMEDIA.

3.10 Curvas características de funcionamiento del Compresor Reciprocante.

Los parámetros que normalmente pueden variar en forma independiente durante la operación de un compresor reciprocante de características constructivas dadas, aparte de las condiciones atmosféricas que prácticamente permanecen constantes son dos: la presión de descarga y la velocidad de rotación, quedando determinadas por los valores de éstos para cualquier condición de funcionamiento las siguientes magnitudes: el desplazamiento, la capacidad, la eficiencia volumétrica y la potencia al freno. La relación que existe entre los valores de estas magnitudes dependientes con cada una de las posibles condiciones de presión de descarga y velocidad en que puede operar el compresor, es a lo que se llama características de funcionamiento del compresor.

En la mayoría de los casos, los compresores reciprocantes son impulsados por motores eléctricos cuya velocidad apenas varía entre pequeños límites para cualquier condición de carga, por lo que las curvas características de los compresores suelen ser de velocidad constante. En la figura 12 se muestran las curvas características de un compresor obtenidas experimentalmente; en ellas se muestra la forma en que varían la eficiencia volumétrica, la capacidad y la potencia al freno al variar la presión de descarga. Nótese que el desplazamiento permanece constante, lo cual se debe a que la velocidad de rotación se mantuvo invariable para todos los valores de la presión de descarga.

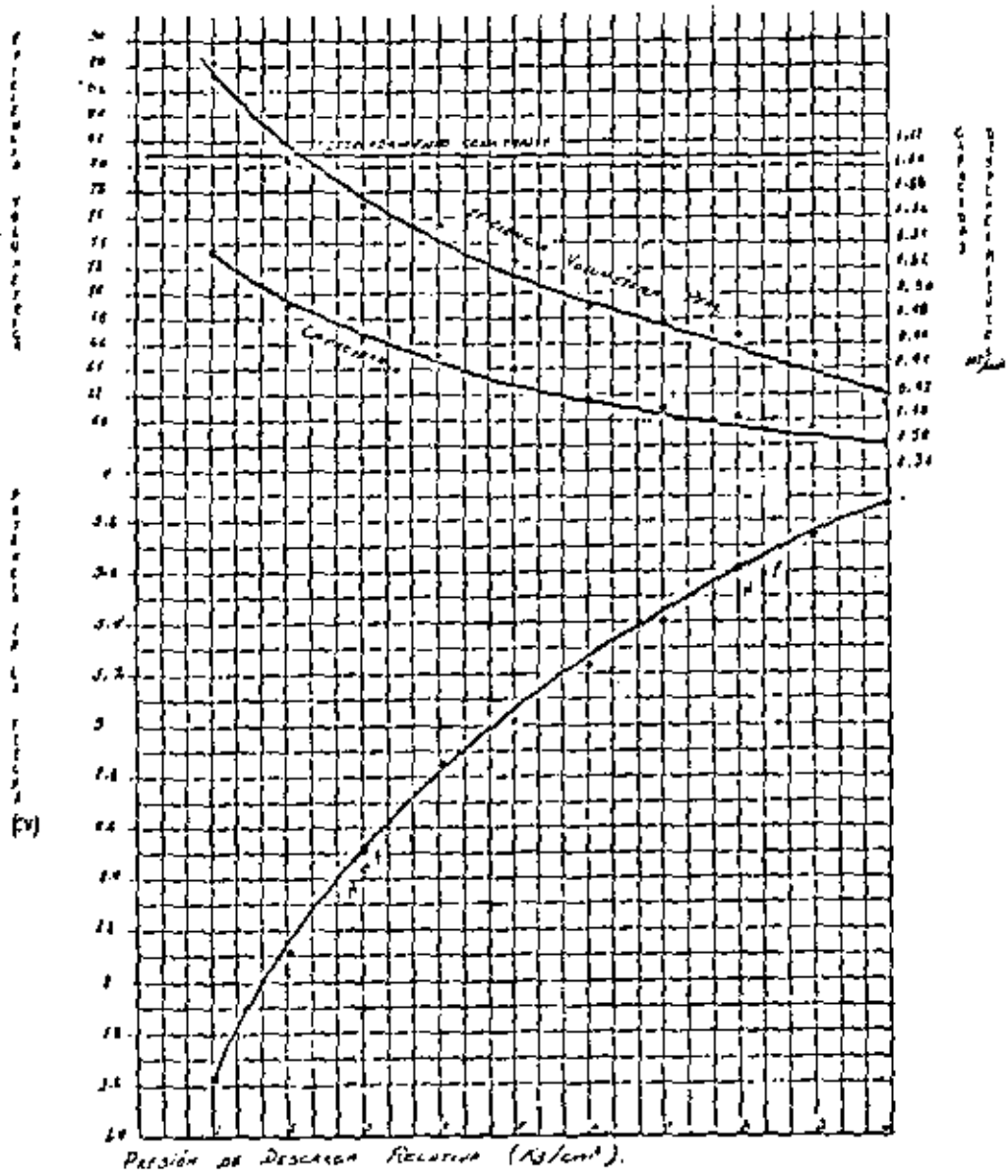


FIG. 17 CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR, EN LA ETAPA DE BAJA PRESIÓN.

4. SISTEMAS PRINCIPALES.

4.1 Lubricación

4.1.1 Introducción.

Quizás el punto más importante en lo que a operación se refiere al tablero de la compresión de gases es una lubricación adecuada, la cual sólo requiere cuidado y atención.

Una buena lubricación incluye la selección de lubricantes de calidad adecuados a las condiciones particulares de servicio, limpieza en su distribución y almacenamiento, y una aplicación en las cantidades correctas y en forma tal que permite un rendimiento — efectivo.

Una lubricación adecuada proporciona las siguientes ventajas :

1. Una operación confiable.
2. Bajos costos de mantenimiento
3. Mínimo consumo de energía
4. Mínimos costos de lubricación y,
5. Máxima Seguridad.

El amplio rango de tipos de compresores y sus aplicaciones no permite tener recomendaciones muy específicas, por lo cual se podría escribir mucho al respecto; en este inciso se pretende solamente destacar los puntos más importantes de la lubricación de compresores.

4.1.2 Sistemas de Lubricación.

Los sistemas empleados en la lubricación de compresores para recircular el aceite son básicamente los siguientes :

a) Lubricación por salpicado. Se emplea en los compresores recipro-
cantes horizontales para lubricar el bastidor, cigüeñal, biela y cruceta. Cuando el ci-
güeñal gira, los contrapesos y/o los salpicadores de aceite se sumergen en el aceite del
carter y luego salpican el aceite en toda la parte interior del bastidor.

b) Lubricación por gravedad o distribución por chorro.

Este sistema también es empleado en los compresores recipro-
cantes. El aceite es llevado por el cigüeñal desde el carter hasta una artesa colocada en la parte superior de donde
cae por gravedad a los diferentes puntos a ser lubricados.

Ninguna de estos dos sistemas permite el filtrado de aceite. En algunos casos, el carter
puede contener un enfriador a base de agua para remover parte del calor generado.

c) Circulación forzada o a presión. Es el método más usual para la
lubricación de rodamientos en todos excepto los compresores pequeños. Las bombas de
aceite son de diferentes tipos, predominando los de engranes y centrífugas. En unidades
grandes es muy común filtrar el aceite cuando circula y enfriarlo.

4.2 Tipos de Control.

Los tipos y métodos de control aplicados en los compresores son mucho muy variados y de-
penden del tipo y tamaño del compresor, del tipo de sistema matriz que el compresor
tenga, del uso que se le vaya a dar al aire, de la frecuencia de su uso, etc.

En general, los métodos básicos de control son :

- 1) Para y arranque automático
- 2) Velocidad constante, y
- 3) Velocidad variable.

Existe además el tipo Dual, en el cual con un selector se escoge entre el 1o. y 2o. mé-
todos.

4.2.1. Para y Arranque Automático.

Prácticamente limitado a usarse en compresores cuyos sistemas matrices son a base de ma-
tores eléctricos. El compresor opera a carga plena por un cierto período y después auto-
máticamente. Estas unidades por lo general mantienen una presión relativamente constan-
te en el tanque de almacenamiento, en un sistema de aire. Este sistema se emplea
normalmente en unidades pequeñas y cuando la frecuencia de arranques no es grande.
Se utiliza un interruptor eléctrico que controla la operación del motor, además, descar-
gadoras de arranque que pueden ser operados eléctricamente o accionados por otros me-
dios como un dispositivo centrífugo.

El interruptor eléctrico opera por lo general por una señal de presión del tanque de al-
macenamiento.

4.2.2. Velocidad Constante.

Este tipo de control se usa para cualquier compresor, sin importar el tipo de sistema ma-
triz. Con este control, el compresor opera a velocidad constante, una parte del tiempo
a plena carga y la otra en vacío o parcialmente sin carga.

Los métodos empleados para regular la cantidad de aire comprimido con este sistema son

muy variadas, siendo las principales :

- a) Bloqueando la admisión de aire. Se cierra una válvula en la línea de entrada cuando la presión llega a la de trabajo y se abre cuando ésta cae a cierta presión pre-determinada.
- b) Regulando la admisión de aire. Este sistema permite -- una infinidad de pasos intermedios entre los puntos de plena carga y vacío. Los cambios en la capacidad son -- causados por la reducción de la densidad del aire cuando éste es estrangulado a la entrada, la eficiencia volumétrica se reduce, aumentando la relación de compresión.
- c) Recirculando exteriormente el aire a la línea de admisión. Este sistema permite gran flexibilidad en la regulación -- de la capacidad, pero implica que el compresor trabaja -- a plena carga y capacidad todo el tiempo. No es un método económico ya que el consumo de energía es mayor -- en relación a los otros sistemas, y es necesario enfriar el aire recirculado a la temperatura normal del aire de admisión para evitar altas temperaturas del aire a la descarga.
- d) Abriendo las válvulas de admisión. Es el sistema más empleado en el control a velocidad constante. Consiste simplemente en mantener las válvulas de admisión abiertas tan

to durante la carrera de succión como de descarga, de tal manera que todo el aire que toma el cilindro en la carrera de succión es desalojado a través de las válvulas de admisión en la cámara de descarga.

- e) Empleando cámaras auxiliares (i. e. aumentando el claro o volumen muerto. Es el segundo método más empleado en el control a velocidad constante y se utiliza principalmente -- en compresores de émbolo. En compresores de doble efecto se utilizan 2 cámaras auxiliares en cada extremo del cilindro, las cuales están dimensionadas de tal manera que la -- eficiencia volumétrica para cualquier extremo se reduce a la mitad con una cámara auxiliar abierta y a cero con ambas cámaras abiertas.

Las cámaras pueden ser abiertas y cerradas manual o automáticamente. Estas cámaras permiten tener puntos de plena carga, media carga y vacío para cualquier extremo del cilindro. Considerando los dos efectos, y el doble desplazamiento del pistón se obtienen las siguientes capacidades : -- plena carga, $3/4$, $1/2$, $1/4$ de carga y vacío, como puede verse en la figura 12.

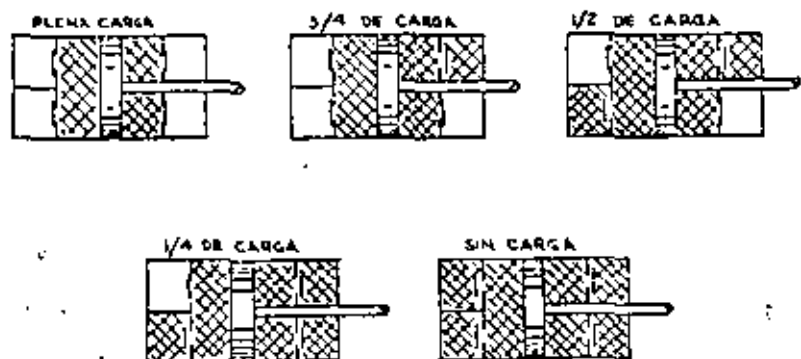


Figura # 13

4.2.3 Velocidad Variable.

Este sistema se emplea cuando se tiene un sistema matriz capaz de operar a una velocidad adecuada que satisfaga siempre la demanda de aire comprimido. Se usa principalmente en compresores centrífugos y rotativos. Los sistemas matrices empleados son por lo general motores de gas o vapor. Los motores de vapor permiten un amplio margen de control de velocidad y operan suavemente en un rango de 100 a 20% de velocidad. Los motores de gas permiten una variación en la velocidad entre 100 y 50%.

Este sistema de control es el ideal cuando es posible tenerlo, ya que la salida de aire y la demanda se relacionan directamente.

5. INSTALACION TIPICA DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.

5.1 Diagrama.

La figura 14 muestra una instalación típica Industrial, empleando un compresor recíprocante de dos pasos.

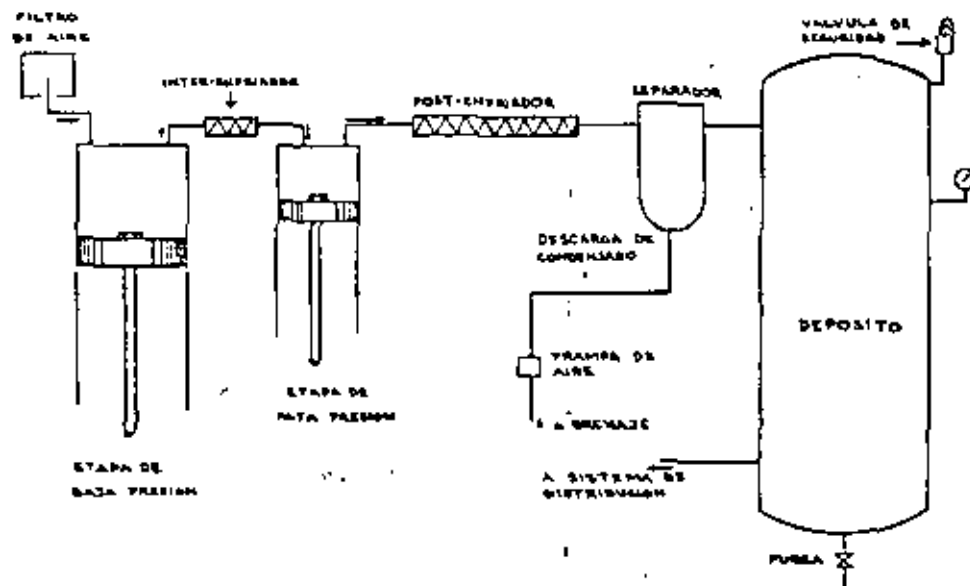


Figura # 14

5.1.1 Filtros para el Aire de Entrada.

Aún en el aire atmosférico más limpio existe una gran cantidad de polvo. Ese polvo puede causar un desgaste innecesario, acelera la acumulación de sedimentos y puede llegar a producir condiciones peligrosas.

Existen básicamente tres tipos de filtros de aire.

1. Tipo Seco. El medio filtrante puede ser un lienzo de filtro o un papel especial ligeramente cubierto de aceite. Estos son excelentes cuando las pulsaciones no son severas, como en el caso de compresores recíprocantes con un amortiguador o uni-

dades dinámicas y rotatorias. El filtro es el medio más resistente y puede ocasionalmente ser lavado en seco o en vacío. Puede, sin embargo, encogerse bajo condiciones de humedad mientras el papel es renovado completamente cuando se anuncia. Estos filtros funcionan bien con flujos de aire no demasiado grandes.

2. Los filtros de choque viscosa están formados por mallas de alambre, cubiertas totalmente de aceite para retener el polvo. Estos filtros no son recomendados en regiones muy polvosas, ni en máquinas no lubricadas, las cuales siempre deben tener filtros de tipo seco.
3. El tercer tipo de filtro tiene un baño de aceite, el cual remueve el polvo del aire por fricción. El polvo se acumula en el aceite, en el fondo del filtro.

La selección de un filtro depende en gran parte de la localización, el tipo y cantidad de polvo en el aire, y en la preferencia personal.

En cuanto a su mantenimiento, los filtros deben ser limpiados o cambiados periódicamente; un filtro sucio puede acarrear serias consecuencias ya que se reduce la cantidad de aire por comprimir, se produce sobrecalentamiento, y, en casos extremos, puede llegar a romperse o introducirse al compresor.

5.1.2. Inter y Post Enfriadores.

Inter-enfriadores. Con anterioridad se estudió la importancia de los enfriadores intermedios, los cuales ahorran trabajo para efectuar la compresión del aire al emplear unidades de 2 o más pasos.

Post-enfriadores. Por lo general un post-enfriador es una buena inversión. Condensa y remueve la humedad del aire comprimido antes de que este último pase a los sistemas de distribución como herramientas neumáticas, produciendo corrosión, desgaste y problemas de operación. Los hoy enfriados por aire en unidades pequeñas y las unidades grandes se enfrían con agua, para lo cual se debe tener agua fría y suavizada, ésta última para evitar incrustaciones en los tubos. Los sistemas de agua pueden ser abiertos (de un sólo paso) o cerrados (bajando la temperatura del agua, por ejemplo, en torres de enfriamiento) dependiendo de la disponibilidad de agua, de la temperatura ambiente, de la humedad relativa del aire, de la contaminación térmica, etc.

5.1.3 Separador de Agua.

El agua que se obtiene en el post-enfriador como resultado de la condensación de la humedad, es removida empleando un separador que por lo general está formado por una cámara ciclónica y una trampa para remover el condensado.

5.1.4 Tanque Recibidor

Todos los compresores recíprocos, y la mayoría de las máquinas de desplazamiento positivo deben tener un tanque receptor de aire, ya que la descarga es por pulsos y el tanque ayuda a reducir las variaciones de presión. Además, los tanques permiten almacenar aire para fuertes demandas repentinas y actúan como separadores secundarios, des

pués de post-enfriadores, removiendo más aceite y condensado.

Los compresores dinámicos no requieren tanques recibidores ya que tienen un control de capacidad que siempre iguala la salida de la línea con la demanda.

BIBLIOGRAFIA

Compressed Air and Gas Data. Ingersoll-Rand Co. Charles W. Gibbs, editor. Second Edition, 1971.

CONTRERAS L. Enrique A. *Estudio Teórico de los Compresores Recíprocos y Elaboración de un Manual de Prácticas de Laboratorio*. Tesis Profesional, Universidad de Guadalajara, Facultad de Ingeniería, 1974.

TEMA. III. COMBUSTION

INTRODUCCION

Los energéticos son sustancias que por sus propiedades son capaces de liberar energía mediante algún tipo de proceso. Actualmente podemos mencionar, por orden de importancia las fuentes de energía explotadas: Hidrocarburos (gas natural y petróleo), Carbón Mineral, Energía Hidráulica, Nuclear y Geotérmica. Los Hidrocarburos son la principal fuente de energía en México; es por ello que forman uno de los eslabones más importantes en el desarrollo económico del país. Siendo los hidrocarburos una fuente de energía no renovable, es de primordial importancia la planeación de una explotación racional de los mismos, así como buscar las formas que contribuyan a alcanzar el máximo aprovechamiento de la energía obtenida de éstos.

A continuación se presenta el consumo previsto de energéticos primarios para el año 2000 en el cual se puede visualizar claramente la repercusión de aprovechar al máximo la energía:

Consumo de Energéticos Primarios en el año 2000

SECTOR	HIDROCARBUROS %	CARBÓN %	HIDROELECTRICA %	GEOTERMICA %	URANIO %	TOTAL %
INDUSTRIAL	19	6	-	-	-	25
TRANSPORTE	27	-	-	-	-	27
RESIDENCIAL	9	-	-	-	-	9
PETROLERO	11	-	-	-	-	11
ELECTRICO	6	3	8	2	5	24
OTROS	4	-	-	-	-	4
TOTAL	76	9	8	2	5	100

ENERGIA PRIMARIA	%	CONSUMO (MCPCE) x 10 ⁶
HIDROCARBUROS	76	311
CARBON	9	37
HIDROELECTRICIDAD	8	33
GEOTERMIA	2	8
URANIO	5	20
TOTAL	100	409

MCPCE = Metros cúbicos de petróleo crudo equivalente.

MBPCE = Millones de Barriles de petróleo crudo equivalente.

1 MCPCE Equivale a 8065754 Kcal.

Analizando estos datos, podemos ver que los hidrocarburos seguirán siendo aún hasta el año 2000 la principal fuente de energía y el principal consumidor el sector transporte.

Las necesidades de hidrocarburos en 1976 fueron de 394 MBPCE los cuales ascenderán 1837 MBPCE en el año 2000 representando una tasa promedio de crecimiento anual del 6.62%, y en el período comprendido de 1976-2000 se habrá acumulado un consumo de 23536 millones de BPCE.

Otro combustible bastante importante es el carbón, que es consumido principalmente por la industria Siderúrgica, el Consejo de Recursos Minerales estima que para el año 2000 la industria Siderúrgica consumirá 58 millones de toneladas, 6 millones de toneladas la industria minero-metalúrgica y 23 millones de toneladas la industria eléctrica. Esto hace un total de 87 millones de toneladas de carbón demandados para el año 2000, de lo cual se estima una tasa promedio de crecimiento anual del 13%, y un consumo acumulado de 623 millones de toneladas en el período 1976-2000.

RESERVAS POTENCIALES:

Las consideraciones anteriores estiman la situación energética existente hasta el año 2000; sin embargo las reservas de petróleo crudo

y carbón son las siguientes:

- Reservas probadas al 18 de marzo de 1980 = 50 022 MBPC
- Reservas potenciales estimadas = 200 000 MBPC
- Reservas probadas de carbón = 840 millones de tons.
- Reservas potenciales de carbón = 8000 millones de tons.

Como puede apreciarse del estudio antes mencionado la gran mayoría de los combustibles se queman. A continuación se presenta un análisis sobre los beneficios que se tendrían por cada 1% en el incremento del rendimiento en los procesos de combustión con hidrocarburos y carbón:

Del año 1981 al 2000 se consumirán en hidrocarburos:

$$3465.64 \times 10^6 \text{ MCEPC} = 1.1092476 \times 10^{17} \text{ BTU}$$

y del año 1981 al 2000 se consumirá en carbón:

$$600.5425 \times 10^6 \text{ TON} = 0.11882335 \times 10^{17} \text{ BTU}$$

Teniéndose un consumo total de:

$$1.22807095 \times 10^{17} \text{ BTU}$$

Considerando que se quemará en procesos de combustión el 80% del consumo total se tendrá:

$$9.824567 \times 10^{16} \text{ BTU}$$

Por cada 1% de incremento en el rendimiento de los procesos de combustión se tendría un ahorro de la siguiente magnitud:

$$9.824567 \times 10^{14} \text{ BTU}$$

evaluando a un precio de 4.47 USCy por cada millón de BTU (precio internacional actual) se tendría:

$$\underline{\$101,006,370,000.00 \text{ M.N.}}$$

ahorrados en el periodo de 1981 al 2000 mediante el incremento en el rendimiento de la combustión en 1%.

De esto se infiere que mientras mayor sea el rendimiento mayor será el ahorro y muchos más los beneficios tales como: disminución de la contaminación ambiental, incremento de la vida de los equipos, así como una mayor disposición de energéticos después del año 2000.

A consecuencia del aumento en los precios de los Hidrocarburos dentro del mercado Internacional en los últimos años; su condición de recurso natural no renovable y la importancia que representa en la infraestructura de los países industrializados, es necesario implementar y desarrollar métodos para su óptimo aprovechamiento.

Un estudio realizado en 1975 sobre los consumos de energía en el 87% de la capacidad de refinación instalada en los E.E.U.U., fue la base para implementar programas destinados a incrementar el aprovechamiento de la energía, obteniéndose un ahorro del 8.9% con respecto al consumo de 1972.

Los factores que lograron obtener este considerable ahorro de energía fueron la concientización del personal a todos los niveles dentro de la organización de cada empresa, el establecimiento de metas a corto y largo plazo y una contribución de las diferentes áreas de proceso, en la cual, la contribución del área de combustión fue la siguiente:

- 1.- Mejoramiento de los equipos de combustión... (8%)
- 2.- Control más estricto de la combustión ... (10%)

Esto nos da la pauta para fundamentar la necesidad existente de desarrollar un verdadero análisis de los factores y consecuencias en los procesos de combustión en México.

El incremento en el rendimiento de la combustión se logrará siempre y cuando se conozcan profundamente los factores que la afectan así como transmitir los conocimientos adquiridos en las instituciones de décadas al desarrollo de la ciencia y tecnología como sería el caso del laboratorio de combustión de la ESIME.

1.1.- PRINCIPIOS DE COMBUSTION

Analizando la historia del hombre, se marca el inicio de la civilización del mismo, con el descubrimiento del fuego que le permitió alcanzar una posición privilegiada con respecto a todos los animales.

Hoy en día la producción del acero, la energía eléctrica, gran variedad de productos de vidrio, la industria del cemento, la destilación del petróleo, la industria petroquímica, gran parte de los transportes terrestres, marítimos y aéreos, la cocción de nuestros alimentos, etc., son algunos de los procesos en los cuales interviene la combustión de una manera determinante.

La combustión ha contribuido grandemente en el desarrollo industrial, social y económico del hombre es por ello que merece ser estudiada con atención.

La combustión.- Es una reacción de oxidación exotérmica de una sustancia acompañada de la transformación de energía química en energía molecular y de un aumento sustancial de su temperatura. La combustión es un fenómeno térmico complejo; se ve afectado por los siguientes factores:

- + El combustible.- Es el factor más importante que interviene en una combustión y a partir del cual se implementan los medios que permiten desarrollarla en forma óptima. Para determinar el comportamiento del proceso de combustión es necesario conocer las características más importantes de los combustibles; como son: - estado físico, propiedades físicas y químicas, condiciones de suministro, composición y cinética química; elementos distorsionadores del combustible en su caso; etc.
- + El oxígeno.- Este elemento permite realizar las reacciones de oxidación que se llevan a cabo durante la combustión; de este elemento es necesario conocer las condiciones de suministro y las condiciones de la mezcla (con el combustible), propiedades físicas y químicas, etc. La disponibilidad de oxígeno durante una combustión determina que ésta se realice en forma completa o incompleta; cuando este último es el caso se originan reacciones de disociación térmica dando productos combustibles de cadena.

más corta ramificados cíclicos etc. Tales como fenoles aldehidos, olefinas, etc.", a partir del hidrocarburo inicial.

- + El exceso de aire. - Generalmente el oxígeno necesario para una combustión proviene del aire, que tiene características especiales las cuales dependen de las condiciones en que se encuentre éste. El exceso de aire depende de muy diversos factores siendo el principal el combustible, posteriormente se analizará de qué manera influye el exceso de aire en el proceso de combustión.
- + Balance de materia y energía. - Este balance nos permite conocer las cantidades iniciales de reactivos, las cantidades de productos; así como las condiciones de las reacciones químicas; etc. También es importante conocer la relación aire/combustible; las condiciones termodinámicas de los productos. Un acertado estudio del balance de materia y energía permitirá manejar con facilidad el fenómeno de transporte de masa, así como implementar criterios de diseño y dimensionamiento del equipo necesario para llevar a cabo el proceso de combustión.
- + Control de los parámetros de operación del quemador:
 - a) Presión y temperatura del combustible.
 - b) Presión del medio atomizador (en su caso).
 - c) Temperatura y presión del aire de combustión.
- + Medición y control eficiente de los flujos de aire y combustible.
- + Análisis confiable de los productos de combustión y una acertada interpretación de los resultados.
- + El tipo de proceso en que se desarrolla la combustión (a volumen constante, presión constante, etc.).
- + Geometría del hogar o cámara de combustión.

Se puede observar que el rendimiento térmico decrece principalmente por:

- + Combustión incompleta. - Flujo de combustible mayor que el combustible quemado
- + Alta temperatura en los gases de escape debida a poco aprovechamiento del calor liberado por el combustible.
- + La humedad ambiental, que incrementa el agua en la combustión y exige altas temperaturas de salida de los gases de escape.
- + La capacidad del factor humano en la operación del equipo durante el proceso de combustión.

Algunos de los puntos principales que se pueden atacar para incrementar el rendimiento de una combustión son:

- + Lograr combustiones completas.
- + Usar bajo exceso de aire
- + Disminuir la temperatura de los gases de escape utilizando economizadores o bien precalentando el aire para la combustión con el calor sobrante.
- + Enriquecimiento del O_2 ; disminuyendo el contenido de sustancias inertes tales como el N_2 y sólidos contaminantes.
- + Usar combustibles secos o bien, desecados atmosférico.
- + Incrementar las superficies de transferencia de calor (en su caso).
- + Capacitar al personal que opera los equipos utilizados para llevar a cabo el proceso de combustión.

1.2 COMBUSTIBLES

Un combustible puede definirse como una sustancia que puede ser quemada para producir calor, luz y otra forma de energía útil. Los combustibles son sustancias orgánicas o producto de la fosilización de estas; los más comunes son los hidrocarburos formados por la combinación de carbono e hidrógeno y algunos otros elementos. Los combustibles se encuentran en cualquiera de los tres estados de agregación de la materia; sólido, líquido y gaseoso.

Combustibles Sólidos.

El carbón sigue siendo un combustible de uso común en el mundo a pesar de existir fuentes de energía de uso más simple; sus principales aplicaciones en México son en la Industria Metalúrgica y en la Industria Eléctrica.

Desde el punto de vista químico, el carbón está compuesto de carbono, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre con pequeñas cantidades de otros elementos de origen mineral que generalmente pueden ser despreciables. La composición de un carbón puede variar entre los siguientes valores: Carbono 80-90%; Hidrógeno 4-5%; Oxígeno 5-10%; Nitrógeno 0,5-2%; Azufre Orgánico 0,3-1%. La composición de los productos de combustión puede calcularse, para cada temperatura dada, conociendo la composición del carbón en tanto por ciento, el aire de combustión y las constantes de equilibrio de las reacciones que intervienen.

La combustión del carbón se realiza en tres partes:

- a) Liberación de las sustancias volátiles por efecto del calor
- b) Combustión de las materias volátiles en fase gaseosa
- c) Combustión del residuo de material carbonoso.

La liberación de las materias volátiles tiene gran interés práctico, ya que el combustible, caracterizado por fuertes emisiones, arde con grandes llamas largas y se obtiene buenas propiedades radiantes requeridas por muchos tipos de hornos. Para que ardan estos gases y vapores es necesario, a veces, inyectar aire secundario.

Fenómeno del encendido de un carbón. - Este se produce cuando las partículas, después de haber sido introducidas en una atmósfera con alto contenido de oxígeno alcanzan una determinada temperatura característica del carbón utilizado.

La distancia a la cual tiene lugar el encendido depende de la velocidad de calentamiento de los granulos, que a su vez depende de los mecanismos posibles de trans

misión de calor, que son:

- a) El carbón que sale del quemador recibe calor radiado por la flama y las paredes del horno, y a su vez ceden calor por conducción al aire que le rodea (Calentamiento de aire primario).
- b) El flujo de aire primario se mezcla con el flujo de aire secundario y los gases de circulación, esta mezcla proporciona la energía necesaria para calentar las partículas de carbón.

Para disminuir la distancia de encendido y mejorar la estabilidad de la flama es necesario:

- a) Mejorar el desarrollo de la mezcla con los gases de circulación estudiando la forma de la cámara de combustión y la posición de los quemadores (Mediante el uso de modelos).
- b) Aumentar el calentamiento por radiación, usando partículas de carbón más pequeñas y regular la temperatura de las paredes en las inmediaciones de los quemadores de forma que existan fuertes concentraciones térmicas.

Para el estudio de estos fenómenos de encendido, temperatura de fusión de las cenizas y aglomeración es mejor construir pequeñas plantas piloto para probar las características reales del quemado de una muestra.

Combustibles Líquidos,

La composición química de los aceites combustibles es bastante compleja; para su identificación se emplean generalmente la relación entre sus contenidos de carbono e hidrógeno. La mayoría de los aceites combustibles contienen de 83 a 88% de carbono, 6 a 12% de hidrógeno, 0.5 a 1% de azufre y 0.1 a 1% o más de agua en peso. La relación C/H aumenta cuando se pasa de los productos más ligeros a los más pesados, e influye grandemente en muchas propiedades del combustible principalmente en su poder calorífico.

Como el análisis químico de los aceites combustibles es bastante similar las propiedades físicas tienen gran efecto en la operación del equipo para quemado; las más importantes son: Densidad, Viscosidad cinemática y Dinámica, pruebas de destilación que permiten conocer puntos de ebullición y puntos de porcentaje intermedio de destilación, puntos de flasheo y encendido, residuos de carbón, contenido de ceniza, contenido de agua y sedimentos, punto de fluencia, etc. Cuando aumenta la relación C/H aumenta la viscosidad y la densidad del fluido; estas dos características incrementan los costos de bombeo y atomización del combustible.

Quemado de los combustibles líquidos.- Es raro quemar los aceites combustibles en forma líquida, si se intenta quemar un aceite en este estado, la única parte que participa en la combustión es el vapor que se forma en la superficie del líquido.

y que se quema a una velocidad que es función de la posibilidad que tiene el vapor de mezclarse con el oxígeno.

Los combustibles líquidos se pueden quemar de dos maneras:

Después de su evaporación, para que reaccionen como gases, o mediante la subdivisión en gotas de diminutas, [10-20 Micras] que calentadas por radiación y mezcla turbulenta se evaporan durante la combustión.

Los aceites ligeros se pueden pulverizar a la temperatura ambiente mientras que los aceites pesados se tienen que calentar antes de llegar al quemador.

El aceite combustible se compone de moléculas que mediante el calentamiento fácilmente craquean; durante la pirólisis se pasa por una fase en la que se forma carbono libre mezclado con residuos parcialmente craqueados y moléculas de anillos condensados (Polí-arómicos), con un peso molecular elevado. Si esas mezclas se encuentran con superficies sólidas y falta del aire necesario para su combustión se producen formaciones de una masa carbonosa que se acumula y tiende a obstruir los conductos del horno. Los aceites combustibles, en condiciones de poca turbulencia, se caracterizan por llamas muy luminosas y radiantes; la emisividad de la llama depende de la técnica de combustión y de la relación C/H. El agua cuando está presente, hace inestable a la llama y puede llegar a extinguirla.

Combustibles Gaseosos.

Los combustibles gaseosos de uso común son mezclas constituidas por hidrocarburos con pocos átomos de carbono, del tipo saturado y no saturado; (Parafinas y Olefinas) en proporciones muy diversas, junto a los hidrocarburos pueden encontrarse otros gases-combustibles, como hidrógeno, monóxido de carbono, compuestos sulfurados, etc.

Los combustibles gaseosos más importantes son: El gas natural compuesto principalmente por metano; los gases de refinería (Mezclas gaseosas obtenidas en los procesos de refinación), los gases licuados del petróleo (GPL) constituidos por mezclas de hidrocarburos C₃-C₄ saturados y no saturados; y los gases técnicos (Gas de ciudad y similares) son mezclas gaseosas de diferente poder calorífico; constituidas por hidrógeno (Hasta 60%), hidrocarburos, principalmente metano, y otros gases combustibles junto a una cierta cantidad de gases inertes.

Las llamas de los combustibles gaseosos tienen una emisividad relativamente débil. Para que una llama sea luminosa debe contener partículas sólidas en suspensión - (Carbono) que radian como un cuerpo negro; es posible obtener llamas de emisividad relativamente alta ($\epsilon = 0.4$), a partir de combustibles gaseosos mediante un craqueo parcial de los hidrocarburos durante el proceso de oxidación, o sea, haciendo pro

ceder la combustión propiamente dicha en una fase preliminar de reacción con falta de aire.

Quemado de Combustibles Gaseosos.- En general, los combustibles gaseosos se quemar y se regulan con mayor facilidad que los anteriores. La combustión se realiza en una fase, y no existen problemas de atomización y vaporización o de pulverización. Los combustibles gaseosos generalmente son limpios y por consiguiente no ensucian las cámaras de combustión.

Intercambiabilidad de Combustibles

Quando dos gases se puedan substituir el uno por el otro sin necesidad de correcciones en los equipos, obteniendo resultados de combustión y estabilidad de flama similares, se dice que son intercambiables.

La intercambiabilidad de combustibles se hace necesaria por las fluctuaciones en el precio y los problemas de abastecimiento de estos.

Después de la 2a. Guerra Mundial, por el año de 1950 se desarrolló intensamente el uso del gas natural que presenta composición y características distintas (Dependiendo del lugar de procedencia), lo cual contribuyó a intensificar el estudio de la intercambiabilidad de combustibles; los principales aspectos que se deben considerar para poder intercambiar dos combustibles entre sí: "Que tengan pocas variaciones en su poder calorífico, densidad, poder de combustión, velocidad de combustión y límites de flamabilidad.

1.3 EXCESO DE AIRE.

El oxígeno es un elemento indispensable en los procesos de combustión y generalmente se toma del aire. Cuando se habla de exceso de aire, se debe entender como una cantidad mayor a la estequiometricamente necesaria para llevar a cabo el proceso de combustión; las malas condiciones de mezcla aire-combustible son las que originan la necesidad de un exceso de aire para lograr combustiones completas. El rendimiento de una combustión se ve directamente afectado por la cantidad de oxígeno presente para la misma, y por lo tanto de aire. Existen de acuerdo con la relación aire-combustible tres tipos de mezclas:

- a) Ricas.- cuando la cantidad de aire es menor que la estequiometricamente necesaria para la combustión; origina combustiones incompletas.
- b) Normales o equilibradas.- Mezclas con el aire teórico requerido para la combustión o con muy bajo exceso; con este tipo de mezcla se obtienen altos rendimientos en el proceso de combustión.
- c) Pobres.- Son mezclas con elevado exceso de aire, en este caso la masa de aire absorberá gran cantidad del calor liberado por el combustible, originando bajas temperaturas de flama y bajo rendimiento en el proceso de combustión. Determinar la cantidad de aire en exceso que se debe suministrar para lograr una combustión con el máximo rendimiento no es un problema sencillo, puesto que depende de muy diversos factores; siendo los principales;
 - + El combustible
 - + Las condiciones del mezclado
 - + El tipo de quemador
 - + Los medios para la medición y control de flujos (Aire-Combustible)
 - + Las condiciones de operación, etc.

Dicha cantidad se determina experimentalmente controlando los factores más importantes que intervienen en el proceso de combustión.

La literatura existente reporta los siguientes datos prácticos de los excesos de aire con relación al tipo de combustible:

Carbón Pulverizado 15-20%

Aceite combustible 5-20%

Carbón con alimentador por abajo 20-50%; gas natural 5-12%

Las siguientes figuras servirán para entender mejor el efecto del exceso de aire en el proceso de combustión;

La fig. 1 ilustra la cantidad de energía contenida en los gases de combustión en

función del exceso de aire; en esta fig. puede observarse que la energía absorbida por los gases de combustión aumenta en forma proporcional al exceso de aire -- disponible para el proceso.

Las fig. 2 y 3 muestran claramente que las temperaturas adiabáticas de flama se incrementan cuando el exceso de aire en el proceso de combustión es bajo y son máximas cuando dicho exceso es cero.

CONCLUSION. - Es conveniente recalcar que un gran exceso de aire disminuye el rendimiento de una combustión; sin embargo disponiendo de medios de precalentamiento del aire de combustión y optimizando las condiciones de la mezcla aire-combustible se aumenta considerablemente al rendimiento de proceso; si se logra disminuir el exceso de aire en una combustión se consiguen considerables ahorros de combustible.

De las consideraciones antes expuestas se desprende que el comportamiento del proceso de combustión, en función del exceso de aire, solo puede conocerse y mejorarse a base del estudio experimental para las condiciones particulares de cada caso.

1.4 PRODUCTOS DE COMBUSTION Y CONTAMINANTES

Al realizarse una combustión se desarrollan diversas reacciones químicas dando lugar a varios productos de la combustión; estos productos dependen del tipo de combustible y de la composición original del mismo, así como del exceso de aire para llevar a cabo el proceso. Los principales productos de combustión son: CO_2 , H_2O , NO_x y SO_x ; en los humos aparecen, además, CO , H_2 y OH , juntamente con el hidrógeno, oxígeno y nitrógeno en estado atómico (A temperaturas por encima de 1800°C empiezan a formar H y O ; por encima de 3000°C N Atómico). Pueden aparecer otros productos como CH_4 ; NH_3 ; C_2H_2 ; HCN , en los productos de combustión de los automóviles puede aparecer un compuesto llamado Bencopireno cuyos efectos cancerígenos -- pueden manifestarse aunque sus concentraciones sean muy bajas ($10-20$ Micras/ m^3) generalmente aparece además, ceniza y hollín.

El análisis de los gases es un medio para valorar el grado de combustión alcanzado; puede efectuarse por medio del aparato ORSAT o por medio de instrumentos cromatográficos, espectrográficos, etc.

Los sólidos que contienen las llamas se determinan por extracciones isocinéticas de los gases quemados en las cámaras de combustión; la muestra de gas se enfría parcialmente, se pasa por un filtro para recoger los materiales carbonosos y finalmente se llevan a un contador para efectuar la medida. También es necesario disponer de equipo para medir el punto de rocío ácido; además es indispensable -- contar con personal capacitado para efectuar correctamente las distintas mediciones y dar la máxima garantía a los resultados obtenidos.

Los problemas que se tienen que resolver para lograr una buena combustión no son los únicos, sino que además hay que agregar los problemas de contaminación atmosférica y de corrosión de los materiales metálicos bajo la acción de los productos de combustión de naturaleza ácida.

La determinación exacta de estos problemas "SECUNDARIOS" de la combustión exige un examen profundo de factores de diversa naturaleza, que van de los datos termodinámicos y cinéticos de las reacciones de oxidación del azufre, al estudio de las condiciones meteorológicas, cotidianas y estacionales, en una determinada zona, del estudio aerodinámico de los edificios de las instalaciones, a la consideración del nivel de contaminación previa, a la producción y uso de combustibles más refinados, al uso de quemadores de nuevo diseño; de la elección de los materiales empleados -- en los equipos, a los problemas de carácter económico relacionados con los costos de las distintas soluciones tecnológicas posibles.

Contaminación Atmosférica.

Uno de los problemas más graves que vive el hombre actualmente es el de contaminación de agua, tierra y aire; producida principalmente por: Deshechos Humanos e Industriales, Basura, materiales radioactivos, ácidos, ruido, calor y gases tóxicos; todos ellos atentan contra la salud física de las personas y la existencia de la flora y la fauna.

Muchos de los productos de la combustión contribuyen a la contaminación del aire con gases tóxicos, ruido y calor.

Principales contaminantes emitidos al quemar combustibles sólidos y líquidos.

- a) Sólidos sin quemar (Hollín y sus aglomerados)
- b) Líquidos sin quemar (Aceites combustibles)
- c) Gases sin quemar (Principalmente CO)
- d) Compuestos de azufre (Anhídrido sulfuroso y sulfúrico, ácido sulfúrico en los gases de combustión a baja temperatura)
- e) Oxidos de nitrógeno.
- f) Cenizas

Actualmente se realizan diversos estudios con el fin de evitar al máximo la contaminación ambiental, así por ejemplo se realizan en México, por parte del laboratorio de motoquímica del Instituto Mexicano del Petróleo y en otras partes del mundo, estudios encaminados al enriquecimiento de las gasolinas para automóviles a base de alcoholes; con el fin de lograr combustiones más completas.

En el mundo están tomando especial atención la realización de los proyectos encaminados a la eliminación del SO_2 de los humos, al mismo tiempo que dan lugar a subproductos económicamente interesantes.

El uso de silenciadores como medio para disminuir el ruido cada día se difunde más.

Contaminantes y Corrosión.

La presencia de azufre, casi generalizada en los combustibles de uso industrial y doméstico, en forma de varios compuestos (Sulfuros Mercaptanos, compuestos Heterocíclicos, etc.) Da lugar a la formación del anhídrido sulfuroso y sulfúrico, que a su vez pueden originar condensaciones de ácido sulfúrico en zonas donde la temperatura de las superficies metálicas desciende por abajo del punto de rocío. La presencia de azufre origina diversos problemas tales como:

- a) Corrosión de los metales

- b) Depósito de los sulfatos metálicos contenidos en los aceites
- c) En las aplicaciones en que la llama va directamente en contacto con los materiales a tratar como en la Industria Cerámica, del vidrio y metalúrgica, pueden originarse serias complicaciones en la calidad de los productos
- b) Algunos compuestos sulfurados como los trióxenos pueden dar lugar a la formación de gomas y sedimentos en los aceites combustibles destilados y ocasionar problemas en el flujo del líquido.

La exigencia de rendimientos más elevados, con temperaturas muy reducidas en los gases de escape contribuye a complicar los problemas en las zonas de baja temperatura. La presencia de ácido sulfúrico en los gases de combustión con puntos de rocío tanto más altos cuanto más elevada es la concentración del ácido, está estrechamente vinculada a la formación del SO_3 durante la combustión.

En las zonas de alta temperatura la corrosión se atribuye a depósitos de productos sólidos de bajo punto de fusión.

Cenizas:- Los componentes más comunes de las cenizas son: El Calcio, Magnesio, Hierro, Níquel, Sodio y Vanadio, junto a otros elementos en pequeñas cantidades. El sodio se encuentra disuelto en forma de cloruro y otras sales orgánicas en solución con el agua emulsionada o en suspensión microcristalina, el níquel y el vanadio se encuentran disueltos en el aceite como compuestos organometálicos, y los demás elementos pueden encontrarse en diferentes formas.

Las cenizas pueden dar lugar a reducciones en la transmisión de calor a causa de los depósitos que se forman (Principalmente del Sodio y Vanadio), y de otros inconvenientes tales como:

- a) Deterioro rápido de los materiales refractarios; (En su caso) debido principalmente a la presencia del sodio en el combustible.
- b) Reacciones químicas que pueden alterar los materiales en contacto con la llama (Decoloración, por ejem. del vidrio de alta calidad por efecto del vanadio)
- c) Corrosiones sensibles. Estas son causadas por la oxidación del vanadio durante la combustión ($\frac{1}{2} \text{O}_2$, punto de fusión 650°C), mientras que el sodio reacciona con los óxidos de azufre para formar $\text{Na}_2 \text{SO}_4$ (Punto de fusión 880°C).

Si la temperatura del metal es inferior a 450°C los compuestos citados no reaccionan;

Para reducir los fenómenos de corrosión a alta temperatura es preciso proceder a:

- a) Limitar el oxígeno libre en los procesos de combustión;
- b) Elevar el punto de fusión de los depósitos; de forma que a la temperatura del servicio de las superficies aquellos no lleguen a fundirse, con el fin de evi-

tar problemas mayores de corrosión;

Prevención de la Corrosión

Los sistemas más eficaces para prevenir la corrosión; según la literatura técnica son los siguientes:

- a) Empleo de materiales resistentes a los agentes corrosivos
- b) Tratamiento de las superficies expuestas; con el fin de hacerlas resistentes a los ataques químicos;
- c) Conducción de la combustión en condiciones casi estequiométricas
- d) Utilización de aditivos anticorrosivos, o bien tratamientos especiales con el fin de reducir el contenido de cenizas en los combustibles;

1.5 FLAMAS

Una flama es una zona o envolvimiento dentro de la cual ocurre la reacción de combustión, manifestándose como una emisión visible.

El concepto de flama implica el de movimiento y por consiguiente, un avance de la reacción de combustión.

Para que se produzca una flama es necesaria la presencia del combustible, la del comburente y la presencia de un iniciador como es una chispa o una fuente de calor.

La importancia que representa el estudio de las flamas es que su comportamiento está en función de todos los factores que influyen para la realización de una combustión.

Tipos de Flama.

Los principales parámetros que concurren a la definición de una flama son:

- a) Modalidad de la mezcla del combustible con el comburente.
- b) Velocidad del flujo gaseoso.
- c) Posición de la flama con respecto a la boca del quemador.
- d) Tipo de material en combustión.

Desde el punto de vista de la mezcla, las flamas se distinguen en:

Flamas de Difusión.

Una flama de difusión se presenta cuando la mezcla del combustible con el comburente se realiza en el instante de la combustión mediante un proceso de tipo difusor.

Las regiones importantes que se pueden indentificar en una flama de difusión son las siguientes:

- 1) La región externa difusiva/conductiva, la cual toma el grueso del volumen de la flama.
- 2) La región interior, en la parte superior de la zona de reacción donde existe el equilibrio de la reacción química.
- 3) La región interior a cierta distancia del quemador donde la estructura de la flama es controlada por la rapidez de reacción y el proceso difusivo dentro y fuera de la extensión de la flama.
- 4) La región de mezclado interior/exterior en la base de la flama donde existen fuertes efectos dinámicos del fluido y una relación muy baja de reacción química.

Estas regiones no están separadas sino que interactúan entre sí. Las flamas de difusión no se caracterizan por una velocidad específica de combustión, y la reacción química de oxidación puede estar precedida en algunos casos por reacciones de pirólisis del combustible.

Flamas premezcladas.

Una flama premezclada se presenta cuando la mezcla de los fluidos se realiza previamente y la combustión tiene lugar en un medio constituido por una mezcla combustible-comburente en íntimo contacto. Este tipo de flama se caracteriza por una alta capacidad de producción de energía y en consecuencia se tienen altas temperaturas.

La segunda distinción se refiere a la velocidad de flujo de los reactivos; en función de este parámetro las flamas se clasifican en:

Flamas laminares:

Una flama puede considerarse de tipo laminar cuando los fenómenos de mezcla y de transporte ocurren a través de procesos moleculares con los estratos de fluido en movimiento paralelo y distribución parabólica de la velocidad.

Flamas Turbulentas:

Una flama es de tipo turbulento cuando en el flujo del combustible (gas) aparecen vertices de tipo microscópico, y el número de Reynolds (Re) resulta mayor de 2500 - 3000.

El producto de una flama turbulenta es el ruido, causado por el movimiento frontal de la flama y el cambio de la superficie de la flama. La intensidad del ruido está en función de la relación del flujo, la velocidad de la mezcla aire/combustible suministrada, la caída de presión y del quemador.

Desde el punto de vista dinámico, frente a las flamas en movimiento o flamas explosivas libres, existen las flamas estacionarias, en la cual el combustible se quema poco a poco a medida que pasa a través de una determinada zona del sistema (quemador) originándose una flama aparentemente fija. Estas flamas, que pueden ser de tipo de difusión como premezcladas, han de considerarse entre las más importantes desde el punto de vista práctico.

Forma de Flama:

Al realizarse una combustión, la forma de la flama es una zona que divide la mezcla aire/combustión y los productos de combustión.

La forma de la flama se ve afectada por las condiciones de operación de los quemadores ya que están expuestos a cambios en la presión de suministro de la mezcla y a el incremento o decremento del aire primario. El diseño del quemador también influye en la forma de la flama ya que éste determina las velocidades relativas entre el combustible y las corrientes de aire.

Cuando se tenga un profundo conocimiento sobre el comportamiento de la forma de la flama, dentro de la aplicación práctica, se podrá disponer de una de las fuentes de información para determinar las condiciones en que se está realizando una combustión en un momento dado.

Temperatura de Flama:

La energía liberada por una reacción química de un combustible con aire se distribuye de la siguiente manera:

- a) La energía que se llevaron los productos de combustión y de la mezcla de aire/combustible entrante.
- b) La radiación circundante.
- c) Lo que se pierde por contacto directo con el medio circundante.

Naturalmente la temperatura de flama es mayor cuando las pérdidas circundantes son menores. Cuando tenemos un exceso de aire o de combustión solamente se aumenta la cantidad de materia que absorbe el calor de combustión; de tal forma que la temperatura de flama no puede ser mayor que la obtenida en una mezcla perfecta de aire/combustible, siendo de gran importancia obtener una relación de aire/combustible lo más exacto posible y tener un control más estricto de ella.

Bajo ciertas condiciones, particularmente altas temperaturas, ocurre el fenómeno de disociación el cual produce un decremento de la temperatura de flama hasta alcanzar una temperatura de equilibrio, que puede ser calculada para muchos combustibles usuales.

La temperatura de flama teórica está en función de la eficiencia de la mezcla aire combustible, por lo que no depende del diseño del quemador. Una pequeña cantidad de exceso de aire o de combustible puede reducir considerablemente la temperatura de flama.

La temperatura de flama real viene a ser la diferencia entre la temperatura de equilibrio y la caída de temperatura por transferencia de calor entre la carga y el medio circundante.

La importancia cuantitativa de la temperatura de flama es que mide la posibilidad de ceder energía a otro sistema.

Velocidad de la Flama:

La velocidad de la flama depende de varios factores tales como la presión, temperatura, combustible, relación aire/combustible, turbulencia (mezclado) y los efectos de enfriamiento en el medio circundante, lo que nos indica que la velocidad de flama está en función de las condiciones de alimentación de la mezcla aire/combustible.

El movimiento de la flama es hacia el quemador, con una velocidad contraria a la que está siendo expulsada la mezcla, por lo que el comportamiento de la flama será óptimo cuando la velocidad de flama sea igual a la velocidad de la mezcla aire/combustible.

La variación de la velocidad de la mezcla aire/combustible con respecto a la velocidad de flama influye sobre el comportamiento de la forma de la flama debido a que se pierde el equilibrio de las intensidades de velocidad existiendo un movimiento de la flama.

LÍMITE DE FLAMABILIDAD:

Marca los porcentajes máximos y mínimos de concentración de combustible que deben de existir en una mezcla aire/combustible, para que el calor producido por un volumen de la mezcla en combustión sea suficiente para propagar la flama, en el medio circundante, por difusión molecular y térmica.

Los valores de estos límites están en función de la presión y temperatura. Este límite de flamabilidad puede ser determinado para la mayor parte de los combustibles usados en México.

1.6 QUEMADORES.

Un quemador es un dispositivo por el cual son expulsados el aire y el combustible de tal manera que se mantenga una ignición continua y perfecta, al igual que determina la posición de la flama en el lugar deseado.

1) Componentes de un Quemador:

Tobaca o Boquilla.- Es el elemento más importante en un quemador el cual puede tener uno o más orificios.

Esta debe de estar bien refrigerada para protegerla de la destrucción provocada por la radiación térmica de la flama y del horno, y prevenida contra el retroceso de la flama en caso de quemadores con premezclado.

Los materiales usados en las boquillas son el hierro fundido, el cual posee una alta resistencia térmica en su sección transversal asegurando un enfriamiento por conducción y convección natural, y aleaciones que resistan a las altas temperaturas, éstas llevan refractario y/o un enfriamiento artificial.

Refractario.- Es un ladrillo refractario con un orificio cónico o cilíndrico en su centro, que sirve como aislamiento entre el horno caliente y las partes frías del quemador. El calor radiado por el refractario es aprovechado por el aire y el combustible al llegar al quemador, por lo que éste ayuda a mantener la ignición. Así la tendencia de la flama será más estable sobre un rango más amplio cuando se utiliza un quemador con-refractario.

Los elementos secundarios que constituyen un quemador son:

El cuerpo; el cual incluye la conexión del aire o mezcla, aspa giratoria para producir turbulencia en la mezcla, y la boquilla.

CONTENIDO DE ENERGIA EN LOS GASES
CALOR TOTAL LIBERADO

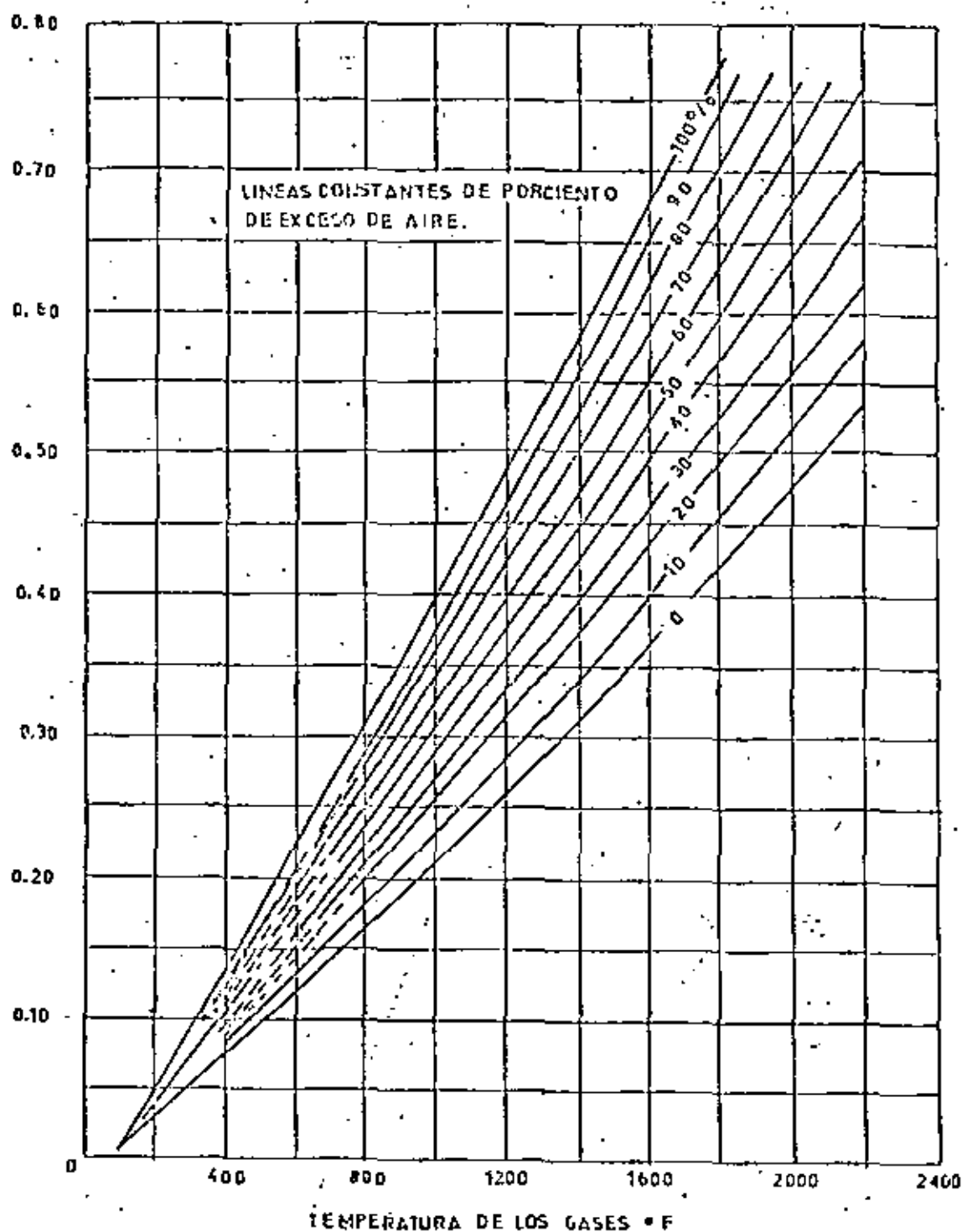
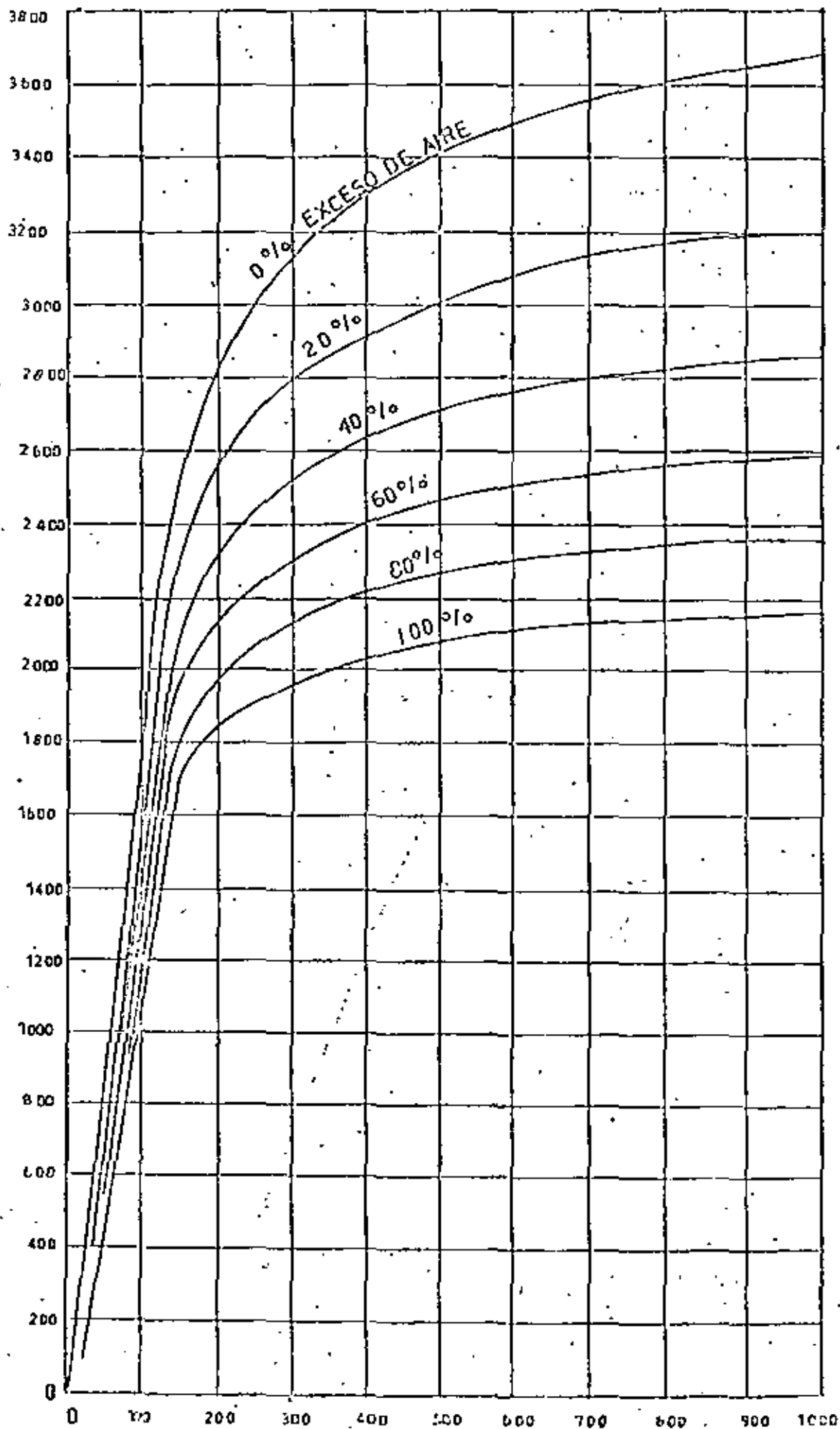


FIG. No. 1 CONTENIDO DE ENERGIA EN LOS GASES DE COMBUSTION.

TEMPERATURA ADIABATICA DE FLAMA °F



PCS BTU/SCF

TEMPERATURA ADIABATICA COMBUSTIBLES CASOS

TEMPERATURA ADIABATICA DE FLAMA °F

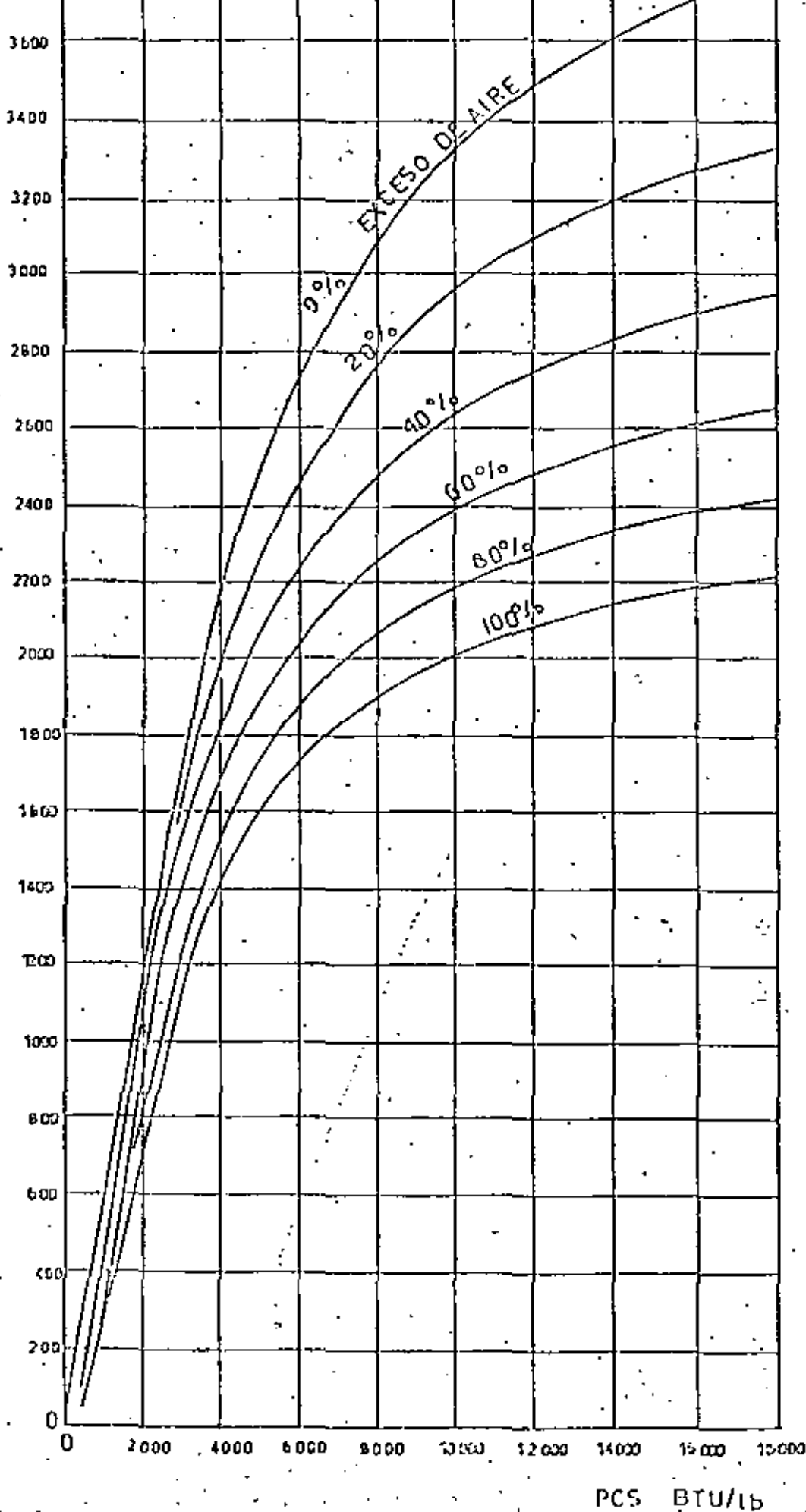
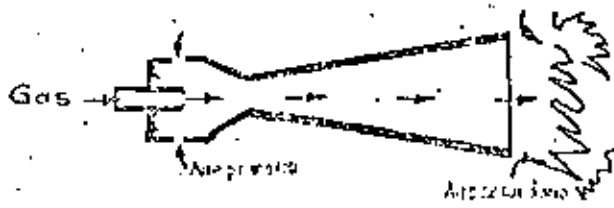
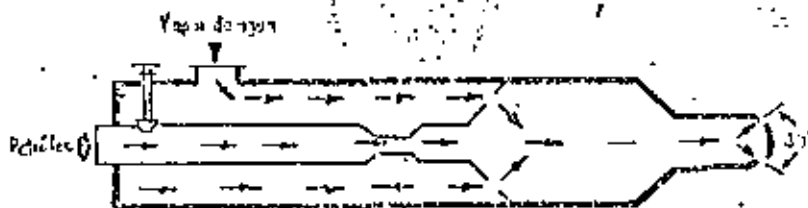


FIG. 13. TEMPERATURA ADIABATICA COMBUSTIBLES LIQUIDOS

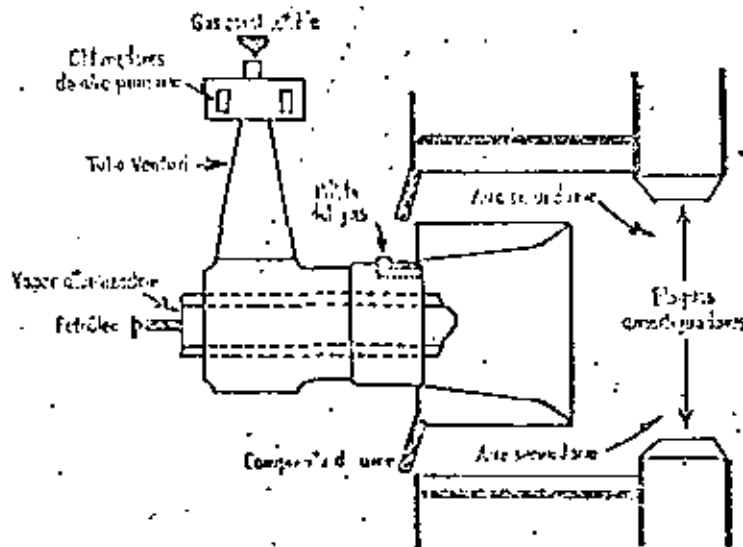
Queimador de gas



Queimador de petróleo



Queimador gas - aceite



QUEMADORES DE GAS.

Los quemadores industriales de gas se clasifican en:

- a) Quemadores con premezclado.
- b) Quemadores con mezcla por tobera.
- c) Quemadores con retardado de mezcla.

QUEMADORES DE ACEITE.

Los combustibles líquidos deben de ser vaporizados antes de ser quemados, a consecuencia de lo cual los quemadores de aceite vaporizan o atomizan el combustible y lo mezclan ultimamente con el aire suministrado para la combustión.

Las características fundamentales de diseño para cualquier tipo de quemador de aceite son las siguientes:

- Atomización completa del aceite sin derrame (goteo), ensuciamiento y taponamiento.
- Mantener la atomización sobre un rango de capacidad amplio.
- La forma correcta de la garganta, de manera que se asegure la mezcla del aceite atomizado con el aire entrando a todos los puntos, por lo tanto, asegura la combustión completa con un mínimo de exceso de aire a varias proporciones de liberación.
- Fácil accesibilidad para efectos de reparación, de tal forma de minimizar los costos de mantenimiento.

Los quemadores de aceite se clasifican de acuerdo al método usado para llevar a cabo la atomización en:

- Quemador de atomización por aire a baja presión.
- Quemador de atomización por vapor o aire a altas presiones.
- Quemador de atomización por aceite a presión.
- Quemador de atomización centrífuga.
- Quemadores de atomización sónica y ultrasónica.

QUEMADORES DE GAS-ACEITE.

Estos quemadores vienen a ser una combinación de los quemadores de aceite y los quemadores de gas. Se debe de tener cuidado en el diseño de las toberas y la conexión de gas como parte integral del quemado, para asegurar el mezclado y la proporción de gas apostado por el aire primario.

QUEMADORES DE SOLIDOS.

Este tipo de quemadores utiliza principalmente carbón pulverizado en finos granulos producidos por un molino o pulverizador. Por medio de un ventilador o un compresor es llevado el carbón pulverizado al quemador, obteniéndose al mismo tiempo la mezcla aire/combustible.

Los objetivos fundamentales que se deben de perseguir al diseñar el quemador para carbón pulverizado son:

- Flama estable con distancia mínima de encendido.
- Realización de una combustión rápida, para reducir la longitud de la flama.
- Mantener una proporción de aire primario.
- Retardar la mezcla con el aire secundario hasta que se estabilice el encendido.
- Aumentar al máximo el índice de recirculación.

Actualmente el uso de combustibles líquidos y gaseosos, cada vez extendido, han venido disminuyendo la importancia del carbón pulverizado, pero no se debe descuidar su aprovechamiento sino que se debe de seguir desarrollando y así tener una explotación más racional de los energéticos.

	<u>Page</u>
FUNDAMENTALS OF COMBUSTION	1
HEAT BALANCES	21
ELEMENTARY HEAT TRANSFER	44

1. FUNDAMENTALS OF COMBUSTION

1.1 Definitions

The Pound Mole and Gram Mole.

$$1 \text{ lb mole} = \frac{\text{mass in lb}}{\text{molecular weight}} \quad \text{contains } 454 \times 6.02 \times 10^{23} \text{ molecules}$$

$$1 \text{ g mole} = \frac{\text{mass in g}}{\text{molecular weight}} \quad \text{contains } 6.02 \times 10^{23} \text{ molecules}$$

Examples

Carbon has MW = 12

12 lbs. Carbon = 1 lb mole containing $454 \times 6.02 \times 10^{23}$ molecules

Oxygen has MW = 16, (O Atoms, not O₂ Molecules)

16 lbs Oxygen = 1 lb mole containing $454 \times 6.02 \times 10^{23}$ molecules

$$\text{Mole fraction} = \frac{\text{moles of A}}{\text{total moles}} \quad \text{is valid for ideal gases}$$

Absolute Temperature

$$\text{Degrees Kelvin, } ^\circ\text{K} = ^\circ\text{C} + 273$$

$$\text{Degrees Rankine, } ^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 460$$

All thermodynamic relationships utilize absolute temperatures rather than $^\circ\text{C}$ or $^\circ\text{F}$.

1.2 Ideal Gas Law

The thermodynamic state of any substance is uniquely determined by its mass and composition and two thermodynamic state variables, such as pressure and temperature.

Gases at moderate pressures and high temperatures fall into a special class. They are called ideal gases and have thermodynamic state variables that obey the following relationship

$$pV = nRT$$

where

p = pressure (atm)

V = volume (ft³)

T = absolute temperature (°R)

n = number of lb-moles

R = Universal Gas Constant (same for all ideal gases) with units of

$$[R] = \frac{\text{ft}^3 \text{ atm}}{^\circ\text{R lb mole}}$$

$$= 0.7297 \frac{\text{ft}^3 \text{ atm}}{^\circ\text{R lb mole}}$$

The Ideal Gas Law is a form of limiting behavior of the product pV as a function of p , as $p \rightarrow 0$. The region of applicability depends on temperature, and gas composition.

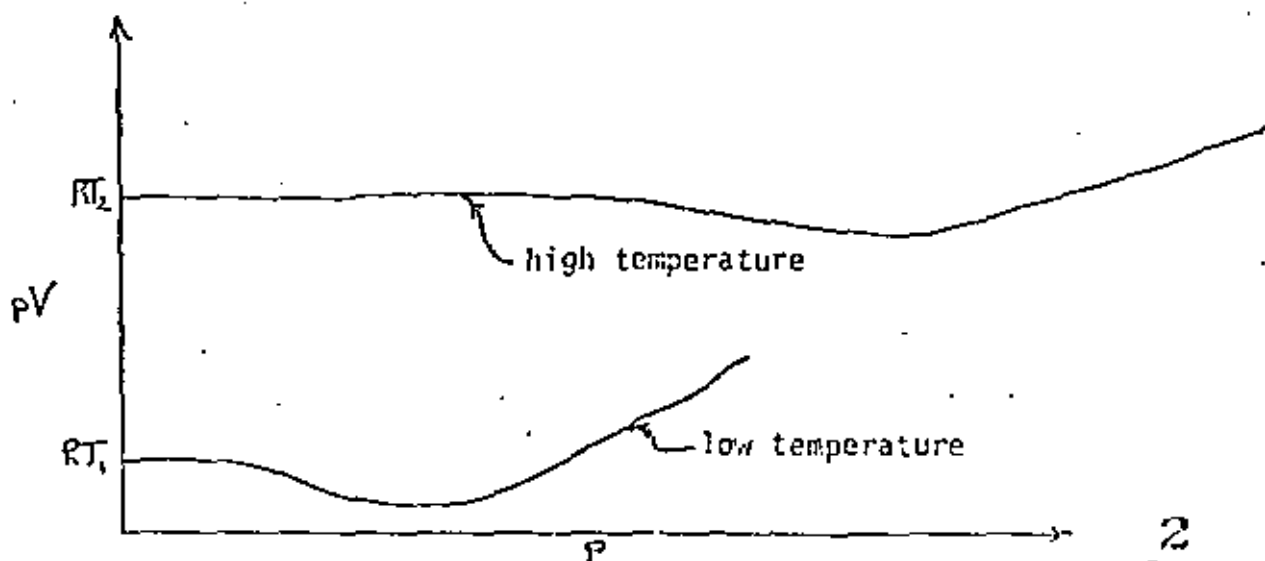


Figure 1-1

Gases will become more ideal at a) low pressures b) high temperatures. In combustion processes, at 1 atmosphere, it is reasonable to assume ideality for all gases.

1.3 Consequences of Ideal Gas Law

At constant pressure, p , and temperature, T , 1 lb mole of any ideal gas will take up the same volume.

$$\begin{aligned} & 1 \text{ lb mole of any ideal gas at } 1 \text{ atm, } 60^\circ\text{F [standard conditions]} \\ & = 379 \text{ ft}^3 \text{ [scf]} \end{aligned}$$

$$1 \text{ lb mole of any ideal gas at } 1 \text{ atm, } 32^\circ\text{F} = 359 \text{ ft}^3$$

$$\begin{aligned} & 1 \text{ g mole of any ideal gas at } 1 \text{ atm, } 0^\circ\text{C, } 273^\circ\text{K,} = 22.4 \text{ liters} \\ & = 22400 \text{ cm}^3 = 0.0224 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

1.4 Gaseous Mixtures

Define partial pressure of species i , p_i :

$$p_i = y_i p \quad \text{(Dalton's Law)}$$

where y_i is mole fraction of species i , p = total pressure. The mole fraction, y_i , is given by:

$$\begin{aligned} y_i &= \frac{n_i}{n_T} = \frac{\text{number of lb moles of species } i}{\text{total number of lb moles of mixture}} \\ &= \frac{\text{number of g moles of } i}{\text{total g moles of mixture}} \end{aligned}$$

Dalton's Law says the partial pressure of species i is equal to the total pressure measured if i filled up the entire volume of the mixture at the same temperature. The above definition of partial pressure is true even for non-ideal gases.

If the total pressure is kept constant, and one has an ideal gas mixture (no interaction between molecules) then the total volume of a gaseous mixture is equal to the sum of the volumes of the individual gas components at the same temperature and pressure.

$$\text{Volume Fraction of } i = \frac{V_i}{V_T} = \frac{n_i}{n_T} = y_i$$

[Amagat's Law]

This is true only for ideal gas mixtures. ←

Example 1.1

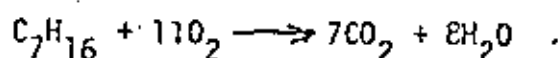
Ideal Gas Mixtures

A flue gas contains CO_2 , 14%; O_2 , 6.0%; and N_2 , 80.0% by volume. Calculate the partial pressure of each species at 1000°F and 1 atmosphere. Choose basis of 1 ft^3 of gas mixture.

comp	vol. fraction	mole fraction	partial pressure
CO_2	0.14	0.14	0.14
O_2	0.06	0.06	0.06
N_2	0.80	0.80	0.80

1.5 Chemical Equation

Combustion consists of chemical oxidation reactions. In these reactions atoms, but not species, must be conserved. A typical chemical equation is, for the combustion of heptane,



This equation provides qualitative and quantitative information:

Qualitative information: 1) Products of reaction are carbon dioxide and water.

2) Heptane reacts with oxygen.

Quantitative information: 1) 1 lb mole of heptane requires 11 lb moles of O_2 for complete combustion.

2) 1 lb mole of heptane makes 7 lb moles of CO_2 and 8 lb moles of H_2O .

It is important to note that when the O_2 is supplied by air, 1 lb mole of O_2 must bring with it 3.76 lb moles N_2 , which is inert. Therefore, in the above example of the combustion of heptane, we can calculate the flue gas composition assuming that we have supplied just enough oxygen to completely react the fuel to CO_2 and H_2O .

Choosing a basis of 1 lb mole of heptane we note that the flue gas must consist of:

7 lb moles of CO_2

8 lb moles of H_2O

11×3.76 lb moles of $N_2 = 41.36$ lb moles

The total lb moles of flue gas = 56.36

mole fraction of $CO_2 = 0.1242$

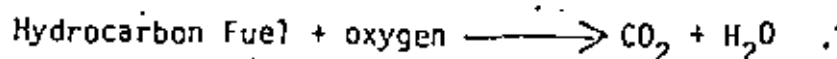
mole fraction of $H_2O = 0.1419$

mole fraction of $N_2 = 0.7338$

At one atmosphere these mole fractions are equal to partial pressures.

1.6 Combustion Stoichiometry

The basic combustion reaction is:



Very often, more than, or less than, sufficient O_2 is supplied to make the reaction go to completion ($CO_2 + H_2O$).

Equivalence Ratio is defined as

$$\Phi = \frac{\frac{\text{moles fuel}}{\text{moles oxidizer}}}{\left(\frac{\text{moles fuel}}{\text{moles oxidizer}}\right)} \left\{ \begin{array}{l} \text{necessary for stoichiometric} \\ \text{combustion} \end{array} \right.$$

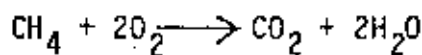
$$\Phi = 1 \text{ stoichiometric}$$

$$\Phi > 1 \text{ fuel rich}$$

$$\Phi < 1 \text{ fuel lean}$$

Example

For reaction



$$\Phi = \frac{n_{CH_4} / n_{O_2}}{1 / 2} = 2 \frac{n_{CH_4}}{n_{O_2}}$$

where n_{CH_4} = # of moles (or volumes) of CH_4

n_{O_2} = # of moles (or volumes) of O_2

The equivalence ratio is nothing more than a way of expressing a fuel to air ratio supplied to the combustor in a normalized manner. Note that the numerator, n_{CH_4} / n_{O_2} is set by the operator, the denominator, $1/2$ is set by the chemical equation, and cannot be changed.

Percent Theoretical Air, P, is defined as

$$P = \frac{100}{\phi}$$

In the example above

$$P = \left(n_{O_2} / 2n_{CH_4} \right) \times 100$$

Percent Excess Air, EA, is defined as

$$EA = P - 100$$

$$= 100 \left[\frac{1}{\phi} - 1 \right]$$

It is only useful for fuel lean conditions.

Percent Excess O₂, is used often, and is potentially confusing. This quantity usually denotes the volumetric (mole) percent of O₂ actually measured in the stack. This number is quite different from the percent excess air. It should be made clear whether the percent O₂ is measured on a dry or wet basis. This will be a function of the instrument. If a sample is withdrawn, cooled and the water of combustion is removed, then the percent O₂ is measured, and reported on a dry basis. If the measurement is in-stack, (e.g. with a Zirconium Oxide sensor) then the percent O₂ measured is on a wet basis. The dry basis numbers are about 10% higher than the equivalent wet basis numbers.

The relationship between percent excess stack O₂ and percent excess air depends on the fuel composition. For a typical #6 fuel oil, containing 86.3% wt carbon and 11.2% wt hydrogen the relationship is shown in figure 1.2. This curve will be different for natural and low Btu gases and also for various coals.

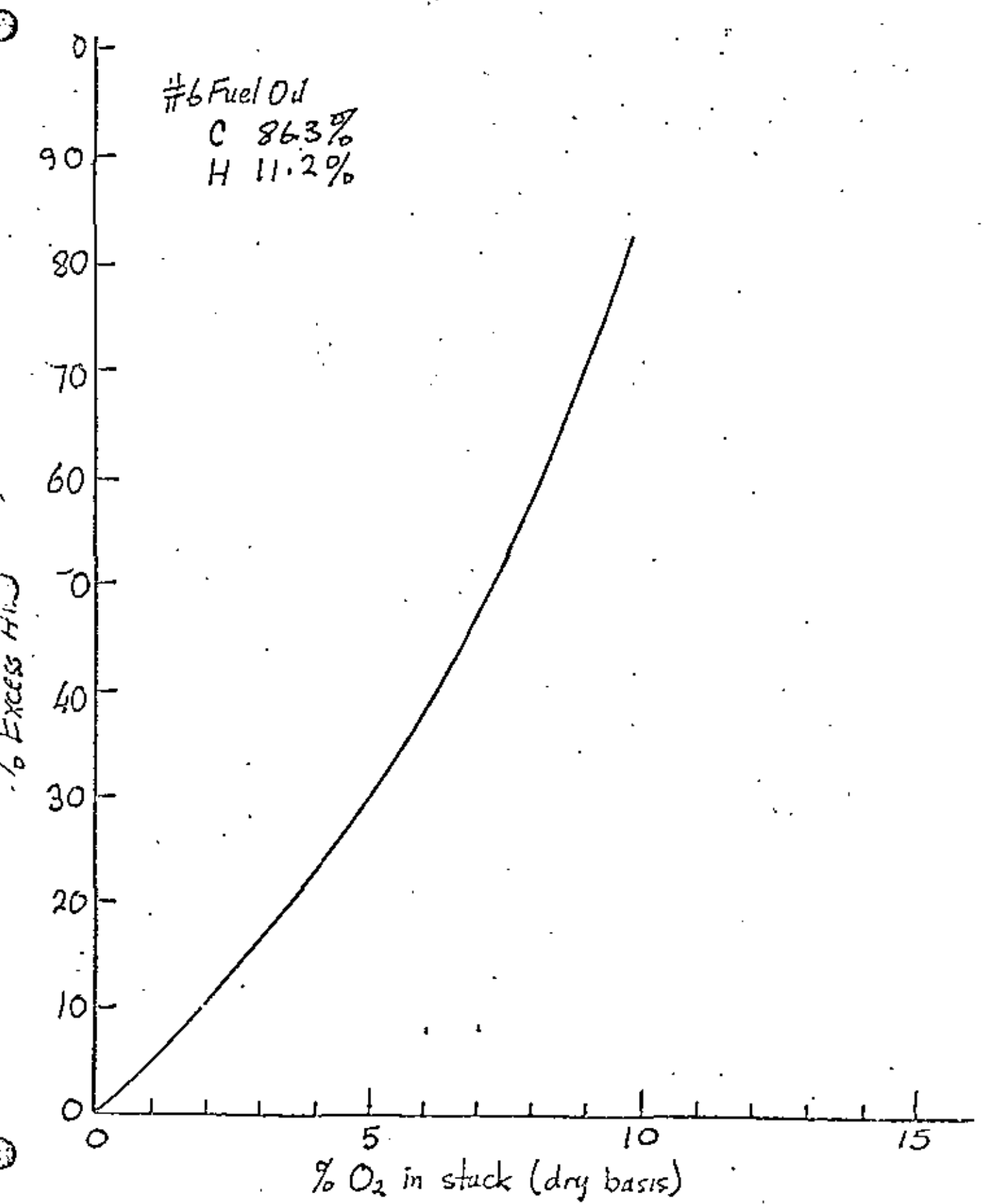


Fig 1-2 Excess Air versus % O₂ in Stack

Example 1-2

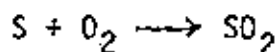
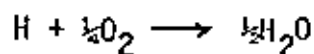
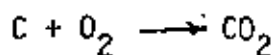
Theoretical Air Required for Bituminous Coal: Coal composition given by: C 80.1% wt; H 5.0% wt; S 1.0% wt; O 5.2% wt; Ash 7.2% wt.

Step 1: Choose a basis - 1.0 lbs fuel

Step 2: Convert weight into lb-mole

element	lbs	lb-moles	lb-moles O ₂ required
C	0.801	0.06675	0.06675
H	0.05	0.05	0.0125
S	0.01	0.0003125	0.0003125
O	0.052	0.00325	(-0.001625)
Ash	0.072		
Moisture	0.031		

Step 3: Calculate lb-moles O₂ required for



and add to find total lb-moles O₂ = 0.0795625

Step 4: Subtract lb-moles O₂ already present (0.001625) to get lb-moles O₂ required from air = 0.0779375

Step 5: Do not forget the N₂ that comes from air

$$\text{lb-moles } N_2 = 3.76 \times \text{lb-moles } O_2$$

$$\therefore \text{lb-moles } N_2 = 0.293$$

Step 6: lb-moles air required = 0.37098

but 1 lb-mole of air (or any other gas) takes up 379 scf (i.e. at 1 atm, 60° F)

∴ theoretical air required = 141 scf/lb

This is theoretical air; in practice one would require at least 15% excess air, i.e. 162 scf/lb. Why?

Example 1-3

A #6 residual fuel is burned in a small heater at a rate of 78 bbl/day. Oxygen in the stack is measured at 3% on a dry basis. What is the dry stack gas flow rate in moles/hr and the excess air?

Oil Analysis 9.7% wt.H, 85.6% wt.C, inerts. 1 bbl #6 weighs 350 lbs.

Choose a proper basis.

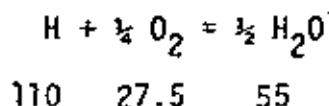
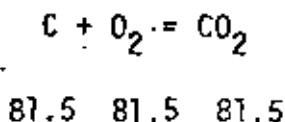
Basis 1 hour.

Fuel usage 78 bbl/d = 1138 lb/h

Hydrogen: 9.7% of 1138 = 110 lb/hr = 110 lb moles/hr

Carbon: 85.6% of 1138 = 980 lb/hr = 81.5 lb moles/hr

Stoichiometric Equations



Stoich Flue Gas

CO₂ 81.5 moles

N₂ 3.76 x 81.5 = 305 moles (C oxidation)

+ 3.76 x 27.5 = 103.4 moles (H oxidation)

= 408.4 moles

$$\text{H}_2\text{O} = (55) \text{ moles} - \text{not counted when considering dry gas}$$

$$\text{O}_2 = 0 \text{ (stoichiometric)}$$

$$\text{Total stoich. moles/hr} = 489.9$$

For 3% O_2 in flue gas, let moles of O_2 be n . There comes with it $3.76 \times n$ moles of N_2 .

$$\begin{aligned} \therefore \text{Total moles/hr of flue gas} &= 489.9 + n + 3.76 \times n \\ &= 489.9 + 4.76n \end{aligned}$$

$$\text{But } \frac{\text{moles } \text{O}_2 \text{ in flue}}{\text{moles flue gas}} = 0.03 = \frac{n}{489.9 + 4.76n}$$

$$\therefore 0.8752n = 14.692$$

$$n = 17.145 \text{ moles excess } \text{O}_2$$

$$\therefore \text{Total moles } \text{O}_2 \text{ input} = 17.145 + 81.5 + 27.5 = 126.14$$

$$\text{Equivalence Ratio} = \frac{\frac{\text{moles C} + \text{moles H}}{\text{moles } \text{O}_2}}{\left(\frac{\text{moles C} + \text{moles H}}{\text{moles } \text{O}_2} \right) \text{ stoich}}$$

$$= \frac{110 + 81.5}{126.4}$$

$$\frac{110 + 81.5}{81.5 + 27.5}$$

$$= \frac{109}{126.16} = 0.86$$

$$\text{Percent theoretical air} = 115.72\%$$

$$\text{Percent excess air} = 15.72\%$$

$$\begin{aligned}
 \text{Total moles dry flue gas} &= 489.9 + 4.76 \times 17.145 = 571.5 \text{ moles/hr} \\
 &= 571.5 \times 379 \text{ scfh} \\
 &= 216598 \text{ scfh}
 \end{aligned}$$

Products of Combustion

Continuing example above

$$\% \text{ CO}_2 \text{ (dry) in flue gas} = \frac{81.5}{571.5} \times 100 = 14.25\%$$

$$\% \text{ O}_2 \text{ (dry) in flue gas} = 3.0\%$$

$$\begin{aligned}
 \% \text{ N}_2 \text{ (dry) in flue gas} &= \frac{408.4 + 3.76 \times 17.145}{571.5} \\
 &= \frac{472.87}{571.5} = 82.74\%
 \end{aligned}$$

In the firebox including H₂O as vapor

$$\% \text{ CO}_2 \text{ (wet)} = \frac{81.5}{571.5 + 55} = 13.00\%$$

$$\% \text{ O}_2 \text{ (wet)} = \frac{17.145}{571.5 + 55} = 2.74\%$$

$$\% \text{ H}_2\text{O} = \frac{55}{571.5 + 55} = 8.78\%$$

Need % CO₂ and % H₂O for radiation calculations.

Now assume HHV of 18000 Btu/lb. fuel oil

$$\text{Furnace load} = 20.48 \text{ MM btu/hr}$$

Heat release per unit scf of wet flue gas

$$\begin{aligned}
 &= \frac{20.48 \times 10^6}{(571.5 + 55) \times 379} \\
 &= \underline{86.25} \text{ Btu/scf flue gas (wet).}
 \end{aligned}$$

Example 1-4

Calculation of flue gas composition for low, medium and high Btu gas fuels, at 15% excess air. Given heating value in terms of Btu/scf of fuel compare heating value in terms of Btu/scf of combustion products.

	Gas Composition by Volume, %					Heating Value, Btu/scf
	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	
Low Btu Gas	16	15	23	4	42	170
Intermediate Btu Gas	5	40	45	10	--	300
High Btu Gas	2	--	5	91	2	1000

Basis is 1 scf fuel, therefore answers are in scf, not lb moles.

Products of Combustion at 15% Excess Air

Species	Origin	Low Btu	Intermediate Btu	High Btu
CO ₂	<u>CO₂ direct</u>	0.16	0.05	0.02
CO ₂	CO + $\frac{1}{2}$ O ₂ → <u>CO₂</u>	0.15	0.40	----
H ₂ O	H ₂ + $\frac{1}{2}$ O ₂ → <u>H₂O</u>	0.23	0.45	0.05
CO ₂	CH ₄ + 2O ₂ → <u>CO₂</u>	0.04	0.10	0.91
H ₂ O	+ <u>2H₂O</u>	0.08	0.20	1.82
N ₂	<u>N₂ direct</u>	0.42	----	0.02
O ₂	consumed	(0.27)	(0.625)	(1.845)
N ₂	<u>N₂ from stoich. comb.</u>	1.015	2.35	6.9372
O ₂	15% excess <u>O₂</u>	0.0405	0.09375	0.27675
H ₂	and associated N ₂	0.1523	0.3525	1.0405
	Total scf flue gas	<u>2.2878</u>	<u>3.996</u>	<u>11.075</u>
	HHV/scf flue gas	<u>74.31</u>	<u>75.07</u>	<u>90.29</u>

<u>Flue Gas Composition</u>	<u>Low Btu</u>	<u>Intermediate Btu</u>	<u>High Btu</u>
CO ₂	15.30	13.76%	8.40%
H ₂ O	13.55	16.27%	16.89%
N ₂	69.38	67.62%	72.22%
O ₂	1.77	2.35%	2.49%
	100%	100%	100%

* *Si los combustibles en el combustible son los mismos, igual de equipo* } HT
 These numbers are on a wet basis and are volume (or mole) percent.

⇒ Note how 15% excess air corresponds to different % excess O₂, depending on the fuel.

1.7 Enthalpy

The First Law of Thermodynamics can be expressed as the following relationship between internal energy of a substance and heat and work crossing the system boundaries.

$$\Delta U = Q - W \quad (\text{neglecting potential and kinetic energy changes})$$

ΔU change in internal energy of system

Q heat flow to system

W work done by system

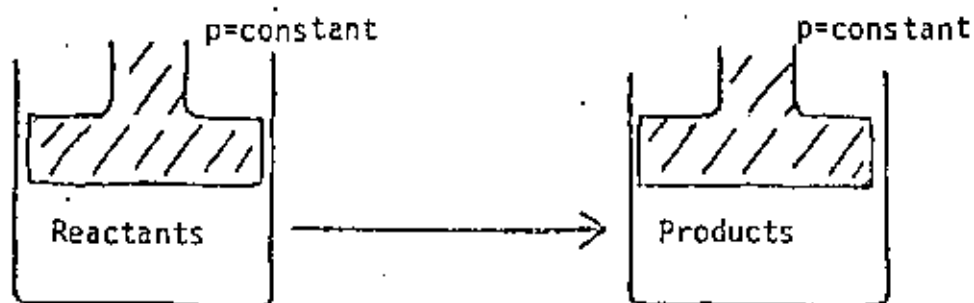
For a flow system, such as continuous combustion, there is always some work done on the fluid just to keep it flowing. This "flow work" is added to internal energy to help define enthalpy

$$H = U + pV$$

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(pV)$$

For ideal gases, H is a function only of temperature and composition, not of pressure.

In stationary combustion processes it is permissible to consider the process as one occurring at constant pressure. Consider a blob of gas as it passes through a combustor. It can be represented by the hypothetical system shown below.



The pistons are hypothetical, but denote constant pressure acting on this blob of gas.

Applying First Law:

$$\Delta U = Q - W$$

$$\Delta H - p\Delta V = Q - W$$

$$\Delta H - p\Delta V = Q - W \quad (\text{Constant pressure})$$

The hypothetical piston may move slowly up or down; changing the volume of this blob of gas, where the work done by the system

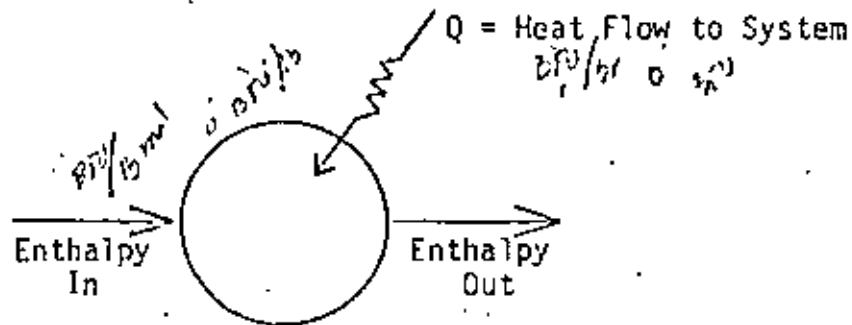
$$W = p\Delta V$$

Substitution gives

$$\Delta H = Q$$

for any constant pressure process, including those with chemical reactions.

In general, it can be shown for any steady flow process, with no turbine work:



$$\text{Enthalpy Out} - \text{Enthalpy In} = \text{Heat Flow to System}$$

For a combustion process the enthalpy in is the sum of all the enthalpies of all the reactants where number of moles per unit time (or per unit quantity of fuel) of species R is given by n_R .

$$\text{Enthalpy In} = \sum_{\text{Reactants}} H_R n_R \quad \text{evaluated at inlet conditions}$$

and

$$\text{Enthalpy Out} = \sum_{\text{Products}} H_P n_P \quad \text{evaluated at outlet conditions}$$

$$\therefore \sum_{\text{Products}} H_P n_P - \sum_{\text{Reactants}} H_R n_R = Q$$

If inlet conditions are at T_i and outlet at T_o .

$$\sum_{\text{out}} H_P(T_o) n_P - \sum_{\text{in}} H_R(T_i) n_R = Q$$

The above is the basic enthalpy balance for a combustion process, and will be utilized often in what follows.

1.8 Enthalpy of Vaporization or Latent Heat

The enthalpy of a vapor at its boiling point is much greater than that of the liquid

$$H(\text{vapor}) - H(\text{liquid}) = \Delta H_{\text{VAP}}$$

= Enthalpy of Vaporization or Latent Heat

1.9 Enthalpy of Reaction or Heat of Reaction

Consider a constant pressure process. Let this be combustion and let us remove (or add) heat so that the process is isothermal at constant temperature T_0 .

The enthalpy of reaction is defined as:

$$\text{Enthalpy of Products at } T_0 - \text{Enthalpy of Reactants at } T_0$$

which is clearly equal to the heat flow to system during this process.

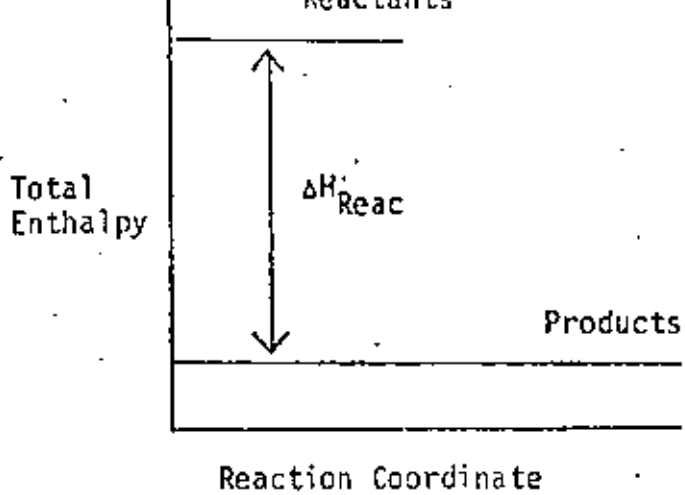
That is why the enthalpy of reaction is called the heat of reaction:

$$\Delta H_{\text{Reac.}} = \sum n_P H_P(T_0) - \sum n_R H_R(T_0)$$

and is usually put on a basis of per lb mole of reactant (thus defining units of n_P and n_R). Note how ΔH_{Reac} depends on the products formed and on T_0 .

It is customary for combustion engineers to set $T_0 = 60^\circ\text{F}$ and to base enthalpies of reaction on this temperature, regardless of whether the same products are actually formed at 60°F . Chemists use 25°C as their standard temperature. Note how only species that are chemically changed appear in ΔH_{Reac} . Inerts cancel out.

For an exothermic reaction ΔH_{Reac} is a negative number, since enthalpy must decrease to give out heat.



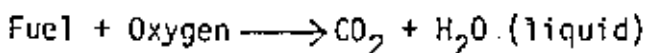
1.10 Heat of Combustion - Higher and Lower Heating Values

For a combustion reaction H_{Reaction} is negative, and so one can define the heat of combustion H_c as

$$\Delta H_c = -\Delta H_R \quad (\text{For oxidation to } \text{CO}_2 \text{ and } \text{H}_2\text{O}).$$

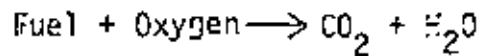
Clearly H_c depends on a) the temperature at which the reaction is carried out and b) the exact nature of the products of reaction. The effect of temperature is dealt with by considering standard conditions (60°F for engineers, 25°C = 76.4°F for chemists) for the fuel in question.

When the products of combustion consist of liquid water and other gaseous products, the heat of combustion per pound of fuel is called the Higher Heating Value, or Gross Calorific Value of the fuel. Since at standard conditions all the water does condense, it is the Higher Heating Value that is normally measured. This is what is reported. The reaction, therefore is



Furthermore, the reaction is carried out at constant volume rather than at constant pressure, if a bomb calorimeter is used. The specific conditions have been described in ASTM Standards, Pt. III, 1939, P. 585.

However, in a normal combustion process we usually do not convert the products of combustion to liquid water and, moreover conduct the process at constant pressure rather than at constant volume. The reaction then is



which is different from the other reaction with H_2O (liquid) as a product. The heat of combustion of this reaction is called the Lower Heating Value or Net Calorific Value and is also reported at standard temperature conditions (even though vapor water would not exist at standard conditions),

The relation between HHV and LHV is given by

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 1040W \quad (\text{Standard Temperature} = 60^\circ \text{ F.})$$

where LHV = lower heating value (net) Btu/lb

HHV = higher heating value (gross) Btu/lb

W = lb water formed per lb of fuel

1040 = enthalpy difference between steam at 60°F , 1 atm and water at 60°F , 1 atm. It is not the latent heat of vaporization at 60°F , 0.2563 psi (saturation) which is equal to 1059.9 Btu/lb.

[For a standard temperature of 25°C (76.4 F) the relationship is

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 1020W \quad (25^\circ\text{C})$$

where 1020 Btu/lb = 567 calories/gram and is slightly different because of the higher temperature. It is also not equal to the latent heat of water at 25°C (1050 Btu/lb).]

In the US the HHV is used to characterize fuels and to calculate combustion intensity. In Europe the LHV is used for similar purposes. In the US, thermal efficiencies are calculated based on the HHV, in Europe on the LHV.

Note that W includes both the water originally present as moisture and that formed by combustion. When considered on a moisture free basis (per lb of dry fuel) it is clear that moisture does not affect the HHV of a fuel, but does lower the LHV substantially. The water of combustion per lb fuel is given by $9/100$ of the percentage by weight of hydrogen in the fuel.

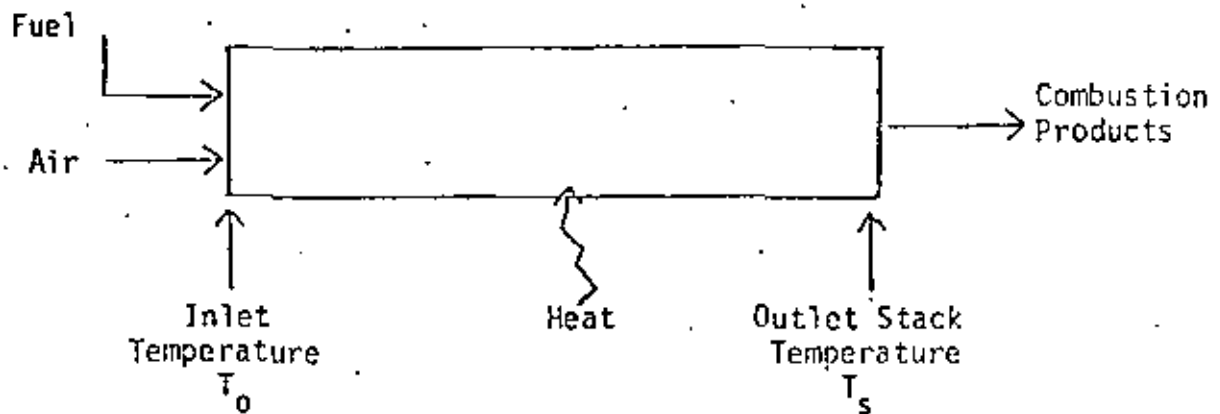
Tables of heats of combustion of pure gaseous and liquid fuels can be found in any standard thermodynamics text. These quantities can also be calculated from the enthalpies of formation of the species involved, tables of which are available. (See JANAF Tables of Thermodynamic Data, Published by National Bureau of Standards).

	water	steam
HHV	✓	×
LHV	×	×

2. HEAT BALANCES

2.1 The Enthalpy Balance

This section is concerned with accounting for heat, and the basic principle utilized is the First Law of Thermodynamics applied to a steady flow system. The system is the material (fuel and combustion air, later to be transformed to combustion products) passing through a combustor to the stack, or to the last place where useful heat can be abstracted from it.



The boundaries of the system contain the entire volume from which useful heat is transferred. From the First Law :

$$\text{Total Enthalpy Flow Out} = \text{Total Enthalpy Flow In} + \text{Heat Transferred to the System}$$

Total Enthalpy Flow Out is given by

$$\sum_{\text{Products}} n_p H_p(T_s) \quad \text{Btu/hr}$$

where

n_p = # lb moles of species P (signifying product of combustion) per hour

$H_p(T_s)$ = enthalpy per lb mole of species P, evaluated at temperature T_s .

\sum_{Products} denotes summation over all product species, including inerts, exiting the system.

Total Enthalpy Flow In is, likewise, given by:

$$\sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) \quad \text{Btu/hr}$$

where n_R = # lb moles of species R (signifying reactants, fuel + air) per hour

$H_R(T_0)$ = enthalpy per lb mole of species R, evaluated at inlet temperature T_0

$\sum_{\text{Reactants}}$ denotes summation over all reactant species, including inerts, entering the system.

Heat Transferred to the System = $-Q$ where

Q = heat transferred from gas to surroundings Btu/hr

Therefore, the First Law can be written mathematically

$$\sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_s) = Q$$

If we know the species entering and leaving the system, and their individual enthalpies, then we can easily calculate the heat transferred.

It is useful to do some mathematical manipulation of the above equation, in order to obtain some insight into the various factors that play important roles in maximizing Q for given enthalpy input (i.e. increasing thermal efficiency).

2.2 Dependence of Enthalpy of Species i on Temperature

Enthalpy of species i , H_i , is a strong function of temperature, where the rate at which H changes with temperature defines the specific heat of species i , thus:

$$\frac{dH_i}{dT} = C_{P_i}$$

For ideal gases, H_i is a function only of temperature. [For non-ideal gases, or in general, the above relationship should be written:

$$\left. \frac{\partial H_i}{\partial T} \right)_P = C_{P_i}]$$

Table 2-1 shows enthalpies of some gases and water vapor, both in units of Btu/lb and in Btu/scf. Note the following:

- these are not enthalpies of formation and cannot be used to calculate enthalpies of reaction.
- these are all relative enthalpies, defined, for each species as the enthalpy of that species at some temperature relative to the enthalpy of the same species at 60°F. They are enthalpy differences attributable to temperature changes only.
- the figures for H_2O are for dry water vapor only.
- in all cases the enthalpy increases with temperature, and the rate of increases depends on species, because specific heat depends on species.

Heat contents of combustion gases, in Btu/lb

Btu/lb	Air†	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O†	N ₂	O ₂	SO ₂
60	0	0	0	0	0	0	0	0
100	9.6	9.8	8.3	-139.1	17.7	9.8	8.7	8.0
200	33.7	34.7	29.6	-486.8	62.4	34.6	30.9	21.5
300	58.1	59.6	52.0	-834.9	108.0	59.7	53.5	37.7
400	82.6	85.3	75.2	-1183.6	154.4	85.0	76.5	54.4
500	107.8	111.1	99.4	-1533.0	201.7	110.6	99.9	71.7
600	133.0	137.1	124.3	-1883.2	249.7	136.4	123.6	89.5
800	184.4	190.2	176.5	-2586.9	348.4	186.8	172.1	126.5
1000	238.9	244.0	231.4	-3295.9	450.4	242.3	221.8	165.2
1200	290.4	298.8	288.7	-4011.2	555.8	298.8	272.6	205.2
1400	344.8	356.0	347.9	-4734.1	664.5	352.3	324.3	246.2
1600	400.2	413.3	408.6	-5465.8	776.6	408.8	370.8	288.0
1800	455.5	471.6	470.5	-6207.5	882.2	466.3	429.9	330.3
2000	512.8	530.8	533.2	-6960.3	1011.1	524.7	481.4	372.7
2200	571.6	590.8	596.3	-7725.3	1133.4	584.1	537.2	415.0
2400	630.2	651.7	650.5	-8503.9	1259.2	644.4	591.2	456.9
2600	689.6	713.3	722.3	-9297.1	1388.5	705.7	645.1	498.1
2800	749.7	775.6	784.3	-10108.1	1521.2	767.9	698.9	538.3
3000	810.4	838.6	845.2	-10932.2	1657.4	831.0	752.3	577.1
3200	871.6	902.3	904.6	-11776.4	1797.0	895.0	805.2	614.4
3400	933.4	966.5	962.1	-12640.0	1940.2	959.8	857.5	649.8
3600	995.6	1031.2	1017.4	-13524.2	2086.8	1025.6	909.1	683.8
3800	1058.3	1096.4	1069.9	-14430.0	2237.0	1092.2	959.6	713.8

Heat contents of combustion gases, in Btu/scf*

Btu/scf	Air†	CO	CO ₂	H ₂	H ₂ O†	N ₂	O ₂	SO ₂
60	0	0	0	0	0	0	0	0
100	0.73	0.73	0.96	0.73	0.84	0.73	0.74	1.02
200	2.57	2.56	3.44	2.57	2.96	2.56	2.61	3.63
300	4.43	4.42	6.04	4.41	5.13	4.41	4.52	6.36
400	6.32	6.20	8.74	6.25	7.33	6.28	6.46	9.18
500	8.22	8.20	11.54	8.09	9.58	8.17	8.43	12.10
600	10.15	10.13	14.44	9.94	11.86	10.08	10.44	15.11
800	14.07	14.05	20.49	13.65	16.55	13.95	14.53	21.36
1000	18.08	18.05	26.67	17.39	21.39	17.90	18.73	27.89
1200	22.16	22.14	33.51	21.17	26.40	21.93	23.02	34.64
1400	26.31	26.30	40.38	24.98	31.56	26.03	27.39	41.58
1600	30.54	30.53	47.44	28.84	36.69	30.20	31.82	48.63
1800	34.83	34.84	54.62	32.76	42.37	34.45	36.30	55.77
2000	39.19	39.21	61.91	36.73	48.02	38.77	40.82	62.94
2200	43.61	43.63	69.23	40.77	53.83	43.15	45.36	70.08
2400	48.09	48.14	76.58	44.88	59.81	47.61	49.91	77.16
2600	52.62	52.70	83.85	49.06	65.94	52.14	54.47	84.11
2800	57.21	57.30	91.06	53.33	72.25	56.73	59.01	90.69
3000	61.83	61.96	98.13	57.69	78.71	61.39	63.52	97.46
3200	66.51	66.66	105.02	62.14	85.35	66.12	67.99	103.75
3400	71.22	71.40	111.70	66.70	92.15	70.91	72.40	109.73
3600	75.97	76.19	118.11	71.37	99.11	75.77	76.75	115.34
3800	80.75	81.00	124.21	76.15	106.24	80.69	81.02	120.51

Table 2-1 Enthalpies of Combustion Gases, Relative to Standard Conditions 60°F, 1 atm. 29

From North American Combustion Handbook, 2nd Edn, Ed R. J. Reed.

2.3 Some Notes on Specific Heat

The specific heat, C_p , is the specific heat at constant pressure (hence subscript p). It depends on species, especially the number of atoms in a species. For example, monatomic gases, such as argon have a specific heat, at low temperatures, roughly equal to:

$$C_p \text{ (monatomic gas)} = \frac{5}{2} R \quad \frac{\text{Btu}}{\text{lb mole } ^\circ\text{R}}$$

Diatomic (e.g. N_2 , O_2) and triatomic (e.g. CO_2 , H_2O) have approximate formulas

$$C_p \text{ (diatomic gas)} = \frac{7}{2} R$$

$$C_p \text{ (triatomic gas)} = \frac{9}{2} R$$

The more atoms a gas molecule contains the higher the specific heat, because more modes of internal vibration are possible.

In all cases the specific heat is also a strong function of temperature:

$$C_p = a + bT + cT^2$$

where a, b, c or the constants for other polynomials can be found in any standard thermodynamics text.

Since

$$\frac{dH_i}{dT} = C_{p,i}(T)$$

$$H_i(T) - H_i(T_0) = \int_{T_0}^T C_{p,i}(T) dT$$

In order to eliminate the integral one can define a mean specific heat:

$$\bar{C}_{p_i} = \frac{1}{(T-T_0)} \int_{T_0}^T C_{p_i}(T) dT$$

$\frac{C_p}{T_0} \rightarrow$ $\frac{1}{T_0} \int_{T_0}^T C_p dT$ \rightarrow $\frac{1}{T_0} \Delta H$ \rightarrow $\frac{1}{T_0} \Delta H$ \rightarrow $\frac{1}{T_0} \Delta H$

where \bar{C}_p is still a function of T (and T_0 , the reference temperature).

In this case

$$H_i(T) - H_i(T_0) = \bar{C}_{p_i}(T-T_0)$$

Figure 2-1 shows values for \bar{C}_{p_i} in Btu/lb mole $^{\circ}F$, for certain gases as functions of T , for $T_0 = 80^{\circ} F$.

Figure 2-2 shows analogous values for C_p in units of Btu/lb $^{\circ}F$ for a reference temperature T_0 of $60^{\circ}F$.

2.4 Enthalpy Balance (Continued): Accounting For Heat

We now return to the last equation in section 2.1:

$$\sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_S) = Q$$

First we relate $H_P(T_S)$ to $H_P(T_0)$, for each species p ;

$$H_P(T_S) = H_P(T_0) + \bar{C}_{p_P}(T_S - T_0)$$

For a case like water vapor, which is normally vapor at T_S but liquid at T_0 , the above equation takes no account of phase change i.e. it applies to water vapor at T_S and water vapor at T_0 .

26

A

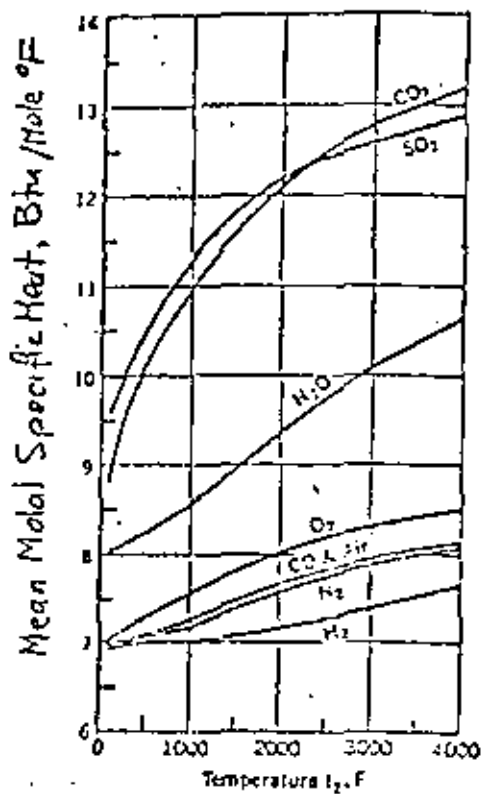
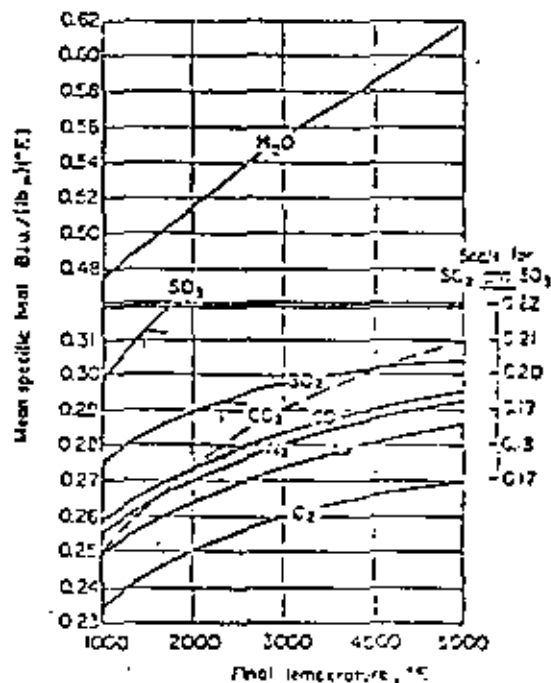


FIGURE 2-1 Mean molal specific heat of gases between final temperature (T₂) and EOF at standard atmospheric pressure.



Mean specific heats of gases above 1000°F.

FIGURE 2-2

27
A

Substituting into Enthalpy Balance above yields

$$\sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P \overline{C}_{Pp}(T_s - T_0) = Q \quad \leftarrow$$

Recall that the heat of combustion at T_0 is given by

$$\Delta H_C \text{ at } T_0 = \frac{1}{\dot{m}} \left[\sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_0) \right] \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

where $\dot{m} = \text{lb fuel burned/hr}$. The units of n_R/\dot{m} and n_P/\dot{m} are lb moles of R or P per lb of fuel burned.

The summation over all products is over the identical products, P, present at T_s (not those present at T_0). Therefore the heat of combustion is that forming water vapor at temperature T_0 , even though water vapor would condense at T_0 . The left hand side of the equation above corresponds to the Lower Heating Value. Thus

$$\dot{m} \text{ LHV}(T_0) = \sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_0) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Now from Section 1.10

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 1040 W \quad \text{if } T_0 = 60 \text{ F}$$

$$W = \frac{\text{lb water formed (chemical and moisture)}}{\text{lb fuel}}$$

Therefore, substituting above

$$\dot{m} \text{ HHV} - \dot{m} 1040 W = \sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(T_0) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(T_0) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Substituting into original equation yields

$$\dot{m} \text{ HHV} - \dot{m} 1040W - \sum_{\text{Products}} n_p \overline{c_{p,p}} (T_s - 60) = Q$$

assuming inlet temperature of 60°F.

The first term:

$$\dot{m} \text{ HHV} = \text{Gross Heat Input} \quad \text{Btu/hr}$$

The second term:

$$\dot{m} 1040W = \text{Moisture Loss due to Vaporization of Water}$$

The third term:

$$\sum_{\text{Products}} n_p \overline{c_{p,p}} (T_s - 60) = \text{Sensible Flue Gas Loss}$$

and the summation is over all species actually leaving the control volume (combustion system). Included are 1) water vapor 2) inerts, N_2 etc. 3) excess air not used 4) fly ash 5) unburned fuel.

The right hand side

$$Q = \text{Available Heat}$$

The available heat is that "available" for use after the moisture loss and sensible heat loss have been subtracted off.

The thermal efficiency of the combustion unit (note distinction with carbon or combustion efficiency) is given by

$$\eta = \frac{Q}{\dot{m}_T \text{ HHV}}$$

where \dot{m}_T = fuel flow rate into combustor
 = \dot{m} for complete combustion

The combustion efficiency, $\eta_C = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_T}$ = fraction of fuel burned.

The input and various losses can be graphically depicted through a Sankey Diagram (Figure 2-3). The other losses (wall, opening etc.) must be subtracted from the available heat in order to obtain useful heat to load, as must the transient heat storage loss for batch processes.

The dry stack loss

$$\sum_{\text{Products}} n_p \overline{C}_{p_p} (T_s - 60) = \sum_{\text{Products}} n_p [H_p(T_s) - H_p(60)]$$

where the term in square parenthesis is given for various species p in Table 2-1.

Therefore the overall enthalpy balance can also be written

$$\dot{m} \text{HHV} - \dot{m} 1040 W - \sum_{\text{Products}} n_p [H_p(T_s) - H_p(60)] = Q \text{ (Available)}$$

Note on Units

In the above development n [≡] # of lb moles of species p per hour. If we use, instead of a basis of 1 hour, 1 lb fuel, the equation becomes

$$\text{HHV} - 1040 W - \sum_{\text{Products}} n_p [H_p(T_s) - H_p(60)] = Q \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

where n = lb moles (or scf) of species p per lb fuel

and H = Btu per lb mole (or scf) of species p depending on which is more useful.

250°F with no sulfur content?

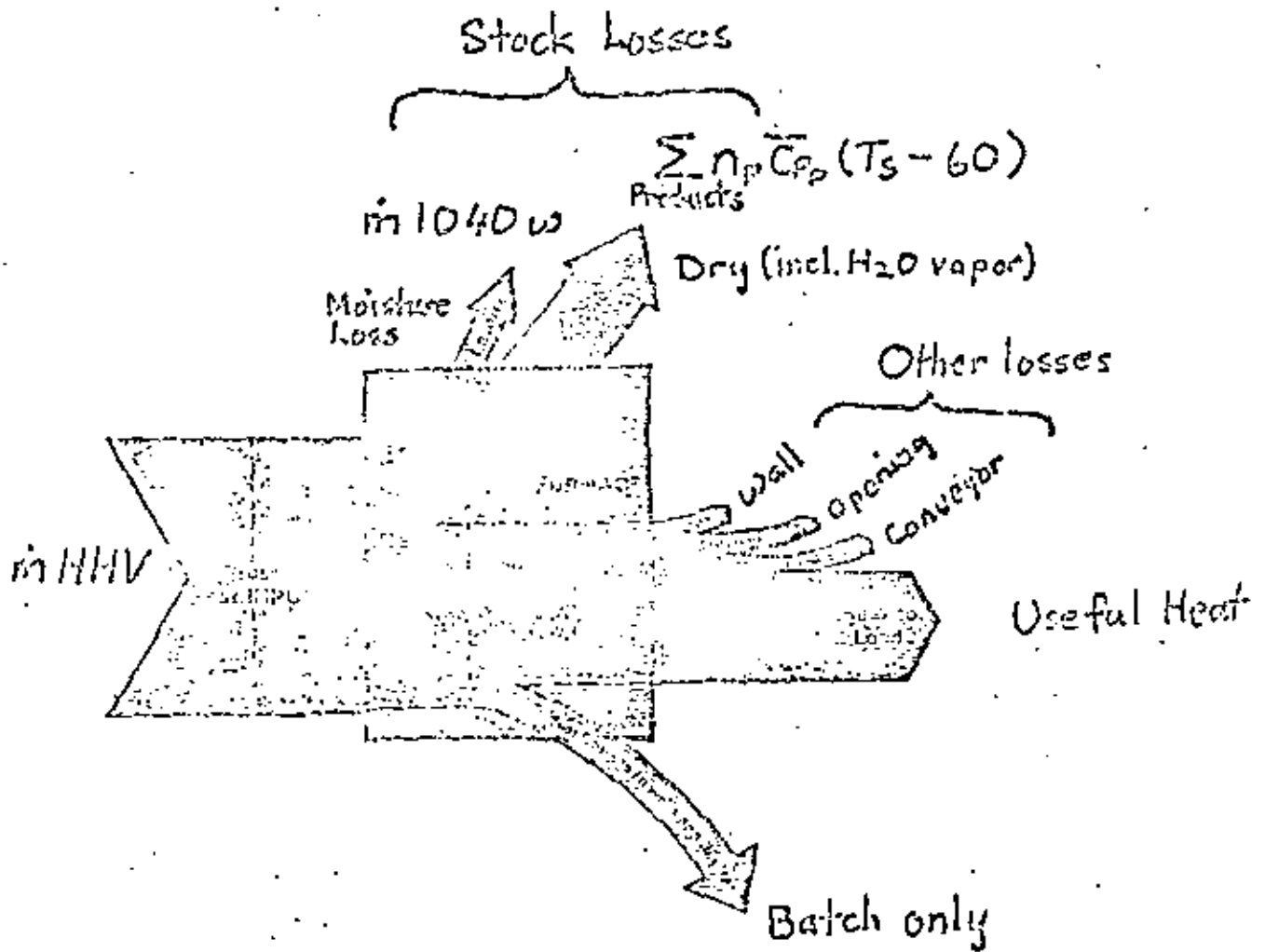


Figure 2-3 Sankey Diagram. Inlet Temperature = 60°F

It may also be appropriate to utilize a thermal efficiency defined by

$$\eta = \frac{\text{Useful Heat}}{\dot{m}_T \text{HHV}}$$

rather than utilizing merely the available heat.

When combustion is not complete ($\dot{m}_T > \dot{m}$) it is usual to replace

$$\dot{m} \text{HHV} = \dot{m}_T \text{HHV} - (\dot{m}_T - \dot{m}) \text{HHV}$$

where $(\dot{m}_T - \dot{m}) = \text{lbs/hr unburned fuel}$

and $(\dot{m}_T - \dot{m}) \text{HHV}$ is an incomplete combustion loss.

Then the complete accounting for heat for an inlet temperature of 60° F is now given by:

$$\dot{m}_T \text{HHV} - (\dot{m}_T - \dot{m}) \text{HHV} - \dot{m} 1040w - \sum_{\text{Products}} n_p [H_p(T_s) - H_p(60)]$$

Gross Heat Input	Incomplete Combustion Loss	Moisture Loss	Stack Loss
------------------	----------------------------	---------------	------------

= Q

Available Heat

$\dot{m}_T = \text{lb/hr fuel in}$

$\dot{m} = \text{lb/hr fuel burned}$

HHV = Higher or Gross Heating Value $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$

$w = \text{lb H}_2\text{O from all sources 1 lb fuel}$

$n_p = \text{lb moles/hr product P}$

$H_p = \text{Btu/lb mole enthalpy of product P}$

Note: 1) Usually unburned fuel is not identical to inlet fuel and therefore will have a different HHV (e.g. CO may be the unburned fuel while CH_4 is the original fuel).

Then

$$\dot{m} \text{ HHV} = \dot{m}_T \text{ HHV}_1 - (\dot{m}_T - \dot{m}) \text{ HHV}_2$$

heat release inlet fuel mass remaining as partially burned

where $\text{HHV}_1 = \text{heating value of original fuel}$

$\text{HHV}_2 = \text{heating value of unburned or partially burned fuel.}$

This ability to add and subtract heating values and heats of reaction is a consequence of Hess's Law of Thermochemistry.

- 2) Moisture in fuel that is unburned may evaporate and should also be accounted for in enthalpy balance - as a loss.
- 3) Other variations and twists can also be added easily, once the additive nature of the enthalpy balance is understood.

2.5 Factors Influencing Thermal Efficiency

It is evident that thermal efficiency is decreased by

- 1) incomplete combustion $\dot{m}_T > \dot{m}$
- 2) high stack temperature, T_s - no air preheat
 - no economizer
 - poor heat transfer

3) increased stack gas flow rate ($\sum n_p C_p$) caused by
 diluents
 excess air

4) increased moisture or water of combustion (W 1040)

Thermal efficiency is increased by

- 1) having complete combustion (no CO, no smoke).
- 2) very low or zero excess air (but never less than zero).
- 3) minimizing stack temperature using air preheaters or economizers.
 to utilize waste heat. Minimizing stack temperature by dilution
 is obviously useless.
- 4) O₂ enrichment, decreasing inerts such as N₂.
- 5) Using dry fuels or utilizing atmospheric drying of fuels.
- 6) Increasing heat transfer to surfaces - lowers T_s.

Fuel savings are directly proportional to increases in thermal efficiency.

2.6 Enthalpy Balance for Inlet Temperature Other than 60°F - HHV Still
Given at 60°F.

How can very cold or very hot weather influence thermal efficiency, if
 stack temperature is not appropriately varied?

Assume inlet temperature T₀ ≠ 60°F, stack temperature T_s.

Basic enthalpy balance

$$\sum n_R H_R(T_0) - \sum n_P H_P(T_s) = Q$$

Reactants Products

Now

$$H_R(T_0) = H_R(60) + \overline{C}_{pR}(T_0 - 60)$$

$$H_P(T_s) = H_P(60) + \overline{C}_{pP}(T_s - 60)$$

Therefore

$$\begin{aligned} & \sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(60) + \sum_{\text{Reactants}} n_R \overline{C}_{pR}(T_0 - 60) \\ & - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(60) - \sum_{\text{Products}} n_P \overline{C}_{pP}(T_s - 60) = Q \end{aligned}$$

Since, as before

$$\dot{m} \text{LHV} = \sum_{\text{Reactants}} n_R H_R(60) - \sum_{\text{Products}} n_P H_P(60)$$

and

$$\dot{m} \text{LHV} = \dot{m} \text{HHV} - \dot{m} 1040 \text{ W}$$

we obtain

$$\dot{m} \text{HHV} - \dot{m} 1040 \text{ W} - \sum n_P \overline{C}_{pP}(T_s - 60) + \sum n_R \overline{C}_{pR}(T_0 - 60) = Q$$

The additional term

$$\sum_{\text{Reactants}} n_R \overline{C}_{pR}(T_0 - 60)$$

is the sensible heat entering the system if $T_o > 60^\circ\text{F}$ (hot weather) and must be added to the normal gross heat input. In cold weather, $T_o < 60^\circ\text{F}$ this term will be negative and the available heat will decrease unless the stack temperature also decreases.

If only certain reactants are at T_o different from 60°F then that summation is only over those reactants. Note that T_o is the inlet temperature into the system i.e. into the air preheater.

2.7 Note on System Boundary

In compiling an enthalpy balance it is important to specify a system boundary which includes all heat exchanger surfaces. Streams that are recycled within this boundary do not affect the enthalpy balance. Thus in Figure 2-4 streams of fuel, air and flue gas cross the boundary at points A, B and C only. Therefore temperature and flow measurements should be made at points A, B and C. If Flue Gas Recirculation is employed, and taken off upstream of point C it will not affect the overall heat balance equation (except for fan power which is energy entering the system). We are concerned only with enthalpies entering or leaving the system boundary. A proper accounting for heat must carefully specify the proper control volume.

2.8 Results from Calculations

Figure 2-5 shows the percent of Gross Heat as Available heat as functions of excess air and flue gas temperature. The temperatures at which the curves intersect the x axis are the adiabatic flame temperatures (no heat loss). Note how the percent available heat does depend on fuel, because the flue gas composition depends on fuel type. Figure 2-6 shows the various heat losses as functions of exit temperature and excess air. Note how as the system becomes fuel rich there is a large incomplete combustion loss.

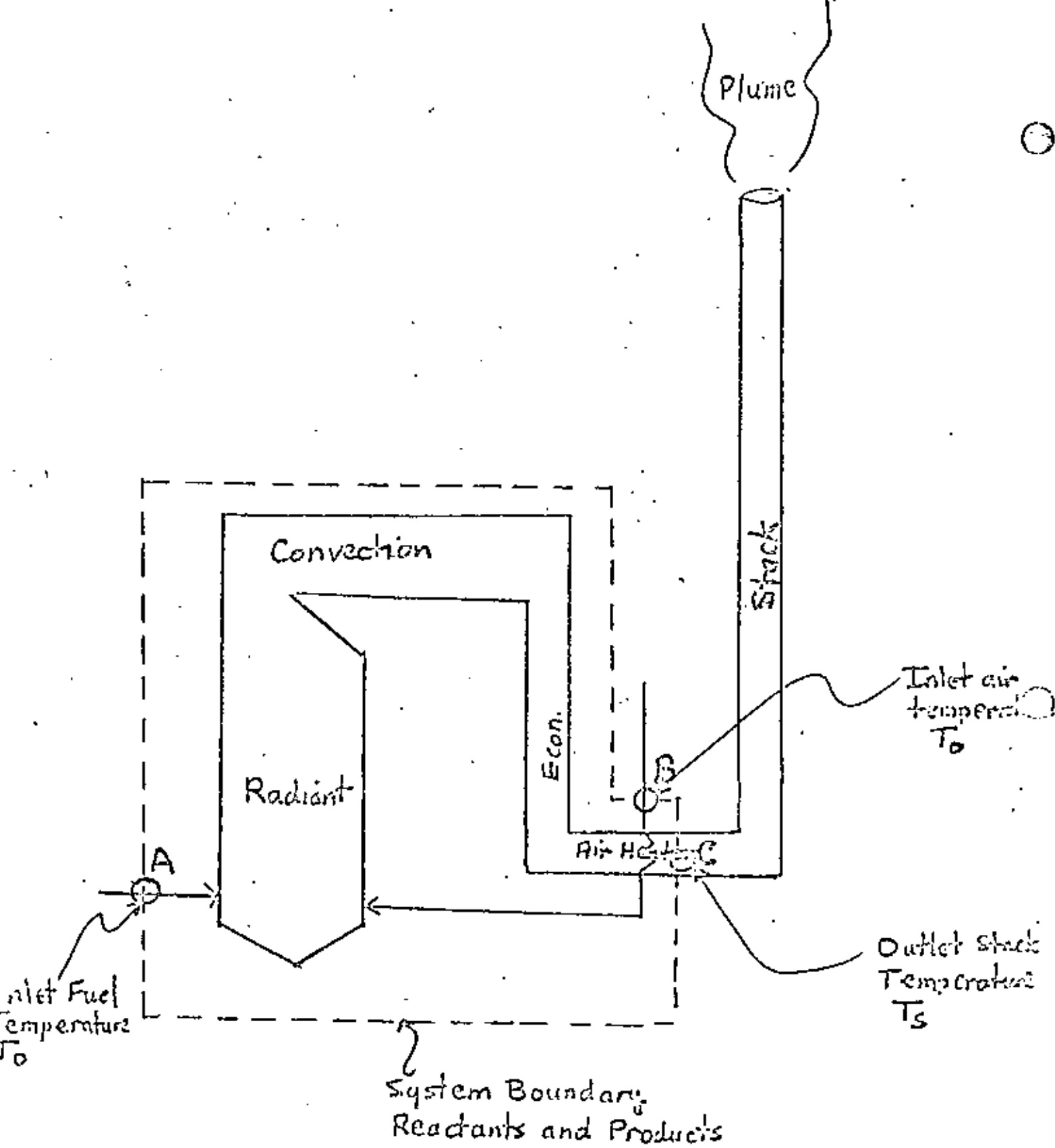
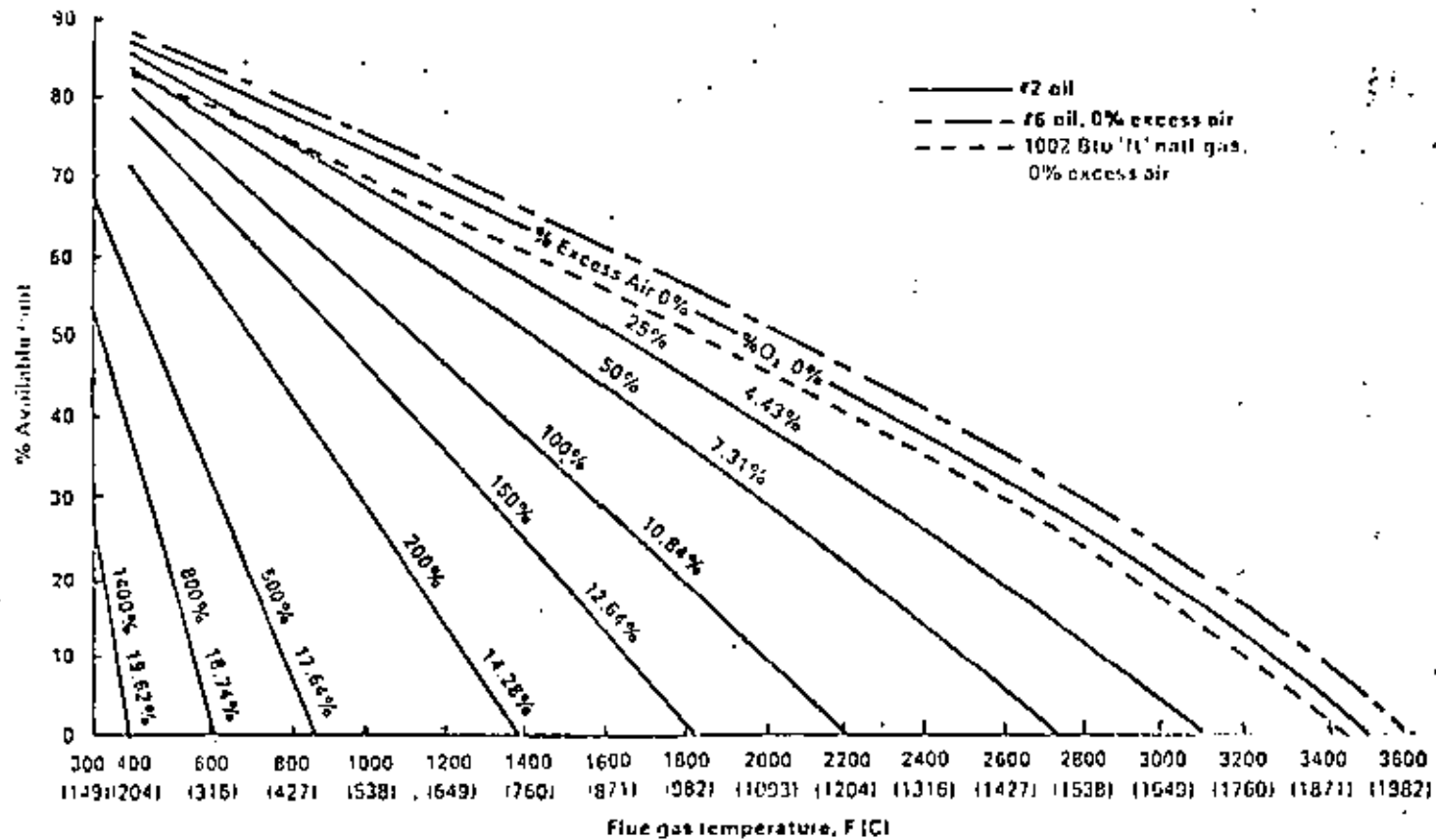


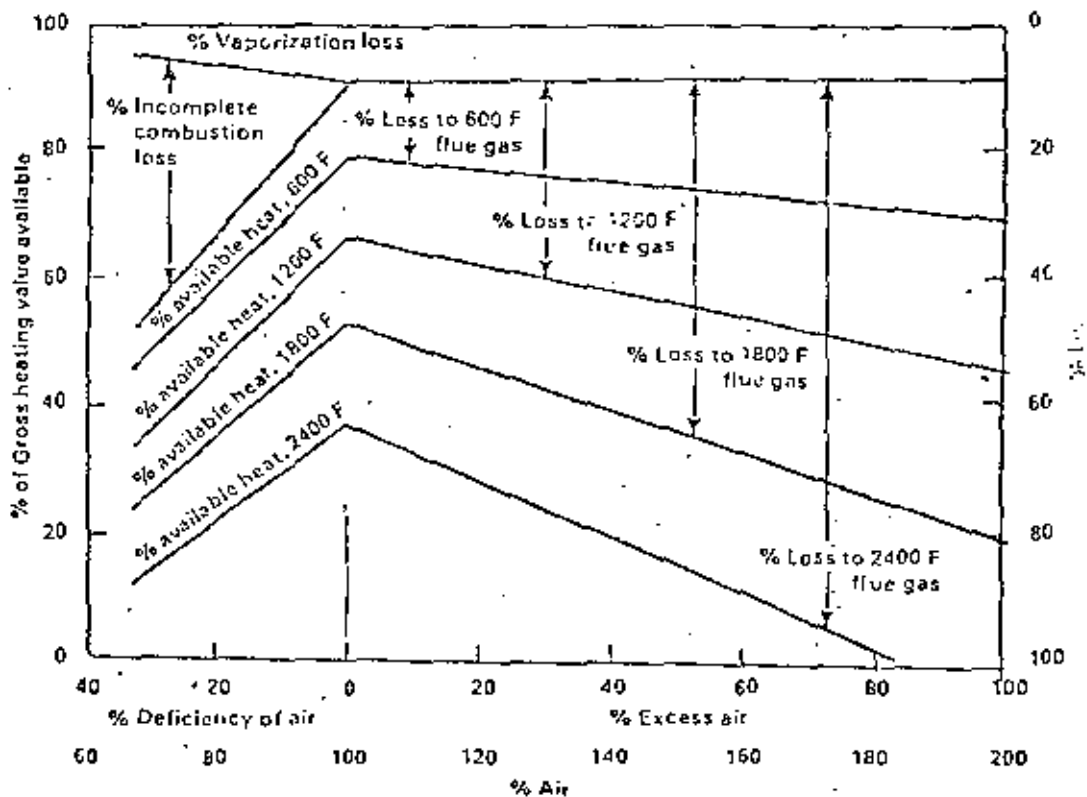
Figure 2-4 System Boundary for Boiler with Air Preheater.

Figure 2-5 Generalized available heat chart for natural fuels,* showing the effect of excess air upon available heat. Applicable only if there is no unburned fuel in the products of combustion. Corrected for dissociation of CO and H₂. See Examples J-6, 7, 8. See footnote on page 71.



* Natural gases and oils, propane, butane. Not for manufactured gases or fuels containing significant amounts of CO, or H₂. (Plotted data are for #2 fuel oil from Table 2.1, which serves as an average for these natural fuels.)

Figure 2-26 Variation of furnace losses and available heat with air/fuel ratio. This graph is based on 1100 Btu/lb natural gas (0.63 gas gravity, 55% CH₄, 16% C₂H₆). As an example, with 80% aeration (20% deficiency of air), gearline down on the right-side scale, the loss to vaporization of water formed by combustion of hydrogen in the gas is 7%, leaving 93% net. The incomplete combustion loss is (33 - 7) = 26%. If the flue gas leaves the furnace at 1500 F, the dry flue gas loss is (65 - 33) = 32%, leaving (100 - 65) = 35% available for useful heating and to balance losses through wall, openings, and conveyors.



Example 2-1

For the low, medium and high Btu gases in Example 1-4, calculate the thermal efficiencies of a combustion process when combustion is with 15% excess air and stack temperatures are a) 1400° F b) 600° F. Inlet temperatures are 60° F.

Gas Compositions Given by

% by Volume

	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	HHV Btu/scf
Low	16	15	23	4	42	170
Intermediate	5	40	45	10	-	300
High	2	-	5	91	2	1000

Basis: 1 scf of fuel

Flue Gas Composition at 15% Excess Air. See Example 1-4, scf.

	Low	Intermediate	High
CO ₂	0.35	0.55	0.93
H ₂ O	0.31	0.65	1.87
N ₂	1.5873	2.703	7.998
O ₂	0.0405	0.0938	0.2768

Figure out moisture loss, per scf fuel. Loss = 1040 W W = lb H₂O/scf fuel

	Low	Intermediate	High
scf H ₂ O formed, scf/scf	0.31	0.65	1.87
lb moles H ₂ O formed, lb mole/scf	8.179x10 ⁻⁴	1.715x10 ⁻³	4.934x10 ⁻³
lb H ₂ O formed, lb/ scf	0.0147	0.0309	0.0888
1040 x W Btu/scf	15.288	32.136	92.352

		Low	Intermediate	High
Moisture Loss	Btu.scf	15.288	32.136	92.352

Figure sensible heat loss. See Section 2.4.

$$\begin{aligned} \text{For each fuel, sensible heat loss} &= \sum_{\text{Products}} n_p \overline{C_{p_p}} (T_s - 60) \\ &= \sum_{\text{Products}} n_p [H_p(T_s) - H_p(60)] \end{aligned}$$

Low Btu Gas

$$\begin{aligned} \sum n_p H_p(T_s) - H_p(60) &= n_{\text{CO}_2} [H_{\text{CO}_2}(T_s) - H_{\text{CO}_2}(60)] \\ &+ n_{\text{H}_2\text{O}} [H_{\text{H}_2\text{O}}(T_s) - H_{\text{H}_2\text{O}}(60)] \\ &+ n_{\text{N}_2} [H_{\text{N}_2}(T_s) - H_{\text{N}_2}(60)] \\ &+ n_{\text{O}_2} [H_{\text{O}_2}(T_s) - H_{\text{O}_2}(60)] \end{aligned}$$

Use Table 2-1. For $T_s = 1400^\circ \text{F}$:

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.35 \times 40.38 + 0.31 \times 31.56 + 1.587 \times 26.03 \\ &+ 0.0405 \times 27.39 \\ &= 66.34 \text{ Btu/scf.} \end{aligned}$$

For $T_s = 600^\circ \text{F}$

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.35 \times 14.44 + 0.31 \times 11.86 + 1.587 \times 10.08 \\ &+ 0.0405 \times 10.44 \\ &= 25.15 \text{ Btu/scf.} \end{aligned}$$

Intermediate Btu Gas

$$T_s = 1400^{\circ} \text{ F}$$

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.55 \times 40.38 + 0.65 \times 31.56 + 2.703 \times 26.03 \\ &\quad + 0.0938 \times 27.39 \\ &= 115.65 \end{aligned}$$

$$T_s = 600^{\circ} \text{ F}$$

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.55 \times 14.44 + 0.65 \times 11.86 + 2.703 \times 10.08 \\ &\quad + 0.0938 \times 10.44 \\ &= 43.8765 \end{aligned}$$

High Btu Gas

$$T_s = 1400^{\circ} \text{ F}$$

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.93 \times 40.38 + 1.87 \times 31.56 + 7.998 \times 26.03 \\ &\quad + 0.2768 \times 27.39 \\ &= 312.34 \end{aligned}$$

$$T_s = 600^{\circ} \text{ F}$$

$$\begin{aligned} \text{Sensible Heat Loss} &= 0.93 \times 14.44 + 1.87 \times 11.86 + 7.998 \times 10.08 \\ &\quad + 0.2768 \times 10.44 \\ &= 119.117 \end{aligned}$$

Summary

	Low	Intermediate	High
HHV Btu/scf	170	300	1000
Moisture Loss	15.288	32.136	92.352
Sensible Heat $T_s=1400^{\circ}\text{F}$	66.34	115.65	312.34
Total Loss $T_s=1400^{\circ}\text{F}$	81.628	147.786	404.692
Available Heat $T_s=1400^{\circ}\text{F}$	88.372	152.214	595.308
Thermal Efficiency	51.98	50.738%	59.5%

	Low	Intermediate	High
Sensible Heat $T_s = 600^\circ\text{F}$	25.15	43.8765	119.117
Total Loss	40.438	76.0125	211.469
Available Heat	129.56	223.9875	788.531
Thermal Efficiency	76.2	74.67%	78.8%

$\eta = f(\text{compression}) \sim \text{SEA conduct}$

3. ELEMENTARY HEAT TRANSFER

3.1 Three modes of heat transfer

There exist three distinct modes of heat transfer

- 1) Radiation
- 2) Convection
- 3) Conduction

Combustion chambers are designed to make optimum use of all three modes. Radiation plays a large role at very high temperatures, especially where the flame is luminous. [Luminosity is not a prerequisite, however, since thermal radiation lies largely in the infrared i.e. it is invisible.] Convection is heat transfer by hot fluid motion. Conduction is heat transfer in the absence of fluid motion. Conduction is heat transfer in the absence of fluid motion i.e. by molecular motion only.

3.2 Radiation

Thermal Radiation has the following properties

- travels at the speed of light
- travels through a vacuum
- controlled by laws of physics; electromagnetics, and quantum mechanics
- all bodies emit and absorb radiation

3.3 Heat Flux

Heat Flux is given by

$$q = \epsilon \sigma T^4 \quad [\text{Btu/hr ft}^2]$$

where

ϵ = emissivity (max. value = 1 for black body)

σ = Stefan Boltzman Constant

$$= 0.1712 \times 10^{-8} \quad [\text{Btu/hr ft}^2 \text{ R}^4]$$

The net heat transfer between an infinite grey surface and infinite black body surroundings is given by

$$q_{\text{net}} = \text{Heat flux emitted from surface 1} - \text{Heat flux absorbed from surface 2}$$
$$= \epsilon_1 \sigma T_1^4 - a_1 \sigma T_2^4$$

But

$$\epsilon_1 = a_1 \quad (\text{Kirchoff's Law})$$

$$q_{\text{net}} = \sigma \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Btu/hr ft}^2$$

Where all the radiation from one surface does not reach the surrounding surface then one must use complicated shape factors (i.e. how much of one surface is "seen" by the other).

3.4 Flame Radiation

In a flame solids (carbon, flyash) are good surface emitters (almost black bodies). This allows rapid high heat transfer in the radiant zone of a furnace. But, certain gases also emit (and absorb) heat radiation (infrared). These are triatomic molecules like



Theory of radiation of gases is very complicated.

3.5 Convection

Forced convection - requires pressure gradient

Natural convection - due to buoyancy

$$q_{\text{convection}} = h \Delta T \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2}$$

h = heat transfer coefficient

Correlations to find h , utilize Nusselt Number = $\frac{h D}{k}$ where

h = heat transfer coefficient

D = characteristic length over which a temperature change occurs,
usually a pipe diameter

k = thermal conductivity = a property of the heat transfer medium

For Natural Convection

Nu is a function of

a) Grashof Number $Gr = \frac{g \rho^2 \beta (\Delta T) D^3}{\nu^2}$

b) Prandtl Number $Pr = C_p \mu / k$

For forced Convection

Nu is a function of

a) Reynolds Number $Re = \frac{\rho v D}{\mu}$

b) Prandtl Number $Pr = C_p \mu / k$

The important thing is that convection depends on fluid motion or bulk motion.

3.6 Conduction

Conduction through a non-moving substance is given by:

$$q_{\text{conduction}} = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{Btu/hr ft}^2$$

16

16

= thermal conductivity x temperature gradient

Molecular motion, heat transfer through non-moving media. Usually not comparable to convection or radiation in combustion processes.

For a slab, of thickness t , whose sides are held at T_1 and T_2 , the heat flux is given by

$$q = \frac{k (T_1 - T_2)}{t} = \frac{k}{t} \Delta T$$

In essence, this is the same form as before, with a heat transfer coefficient

$$h = k/t$$

3.7 Reference Books on Heat Transfer

Mc Adams, W.H. Heat Transmission McGraw-Hill 1954

Hottel, H.C. and A.F. Sarofim Radiative Transfer McGraw-Hill 1967

Eckert E.R.G. and R.M. Drake Analysis of Heat and Mass Transfer McGraw-Hill
1972

See also

Chemical Engineers Handbook

Mechanical Engineers Handbook

and, of course, countless other texts.

TEMA IV. GENERADORES DE VAPOUR

STEAM GENERATION

By RENE J BENDER, Associate Editor

As world demand for energy continues to climb, steam grows in importance as a basic energy-transfer medium—for power generation, industrial processing, space heating. At the same time, fresh emphasis is placed upon reliability and efficiency of the steam generator.

Today a growing number of applications using electricity require a continuous, dependable supply. Applications using steam are equally demanding throughout industry. Thus steam generation in central stations, industrial plants, commercial buildings and service establishments is a key factor in energy systems. Therefore, the reliability of steam generators today is a major contribution to system dependability. With steam-generator size continually increasing, even a modest efficiency gain means substantial savings.

The pages that follow give you a better understanding of the modern steam generator and the many factors which influence its performance.

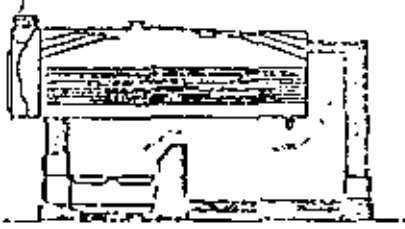
So that this 48-page report can be reasonably thorough, it is centered around the heat-absorbing surfaces, leaving to other reports the equally important matters of fuels and firing, feedwater treatment, nuclear steam generation.

Throughout the pages of this report are facts on:	
Fundamentals of steam generation	2
The modern firetube boiler	10
Watertube steam generators	16
Developing higher temperatures	24
Steam generators for higher pressures	31
Supercritical units and cycles	35
Designs for special applications	39
Selecting the steam generator	42
Maintenance and operation	44

The pages which follow blend principles and practice, equipment detail and system considerations, aimed to be of practical value to all engineers responsible for design and operation of steam systems across industry.

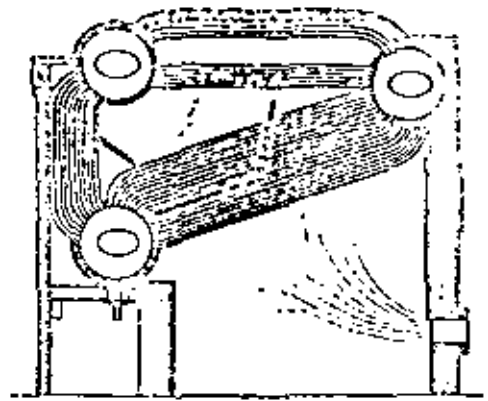
Entered
Second Class
U. S. G. P. O.

What is a boiler?



Essentially, a boiler is a container into which water can be fed and, by the application of heat, evaporated continuously into steam. In early designs the boiler was a simple shell with a feed pipe and steam outlet, mounted on a brick setting. Fuel was burned on a grate within the setting and the heat so released was directed over the lower shell surface before most of it went out the fire.

It was soon learned that heating a single large vessel of water was remarkably inefficient, that it was necessary to bring more of the water into close contact with the heat. One



way to do this is to direct the hot combustion products through tubes within the boiler shell. Such a *firetube* design (above, left) not only increases the heat surface exposed to the water, but also tends to distribute steam formation more uniformly throughout the mass of water.

In contrast to the firetube idea, *watertube* designs feature one or more relatively small drums with a multiplicity of tubes in which water-steam mixture circulates. Heat flows from outside tubes to mixture. This subdivision of pressure parts makes large capacities and high pressures possible.

Fundamentals

Water
Properties & Eq. 1
B. E. G. E. L.

Refresh your knowledge of such basic elements of steam generation as steam properties, heat transfer and circulation

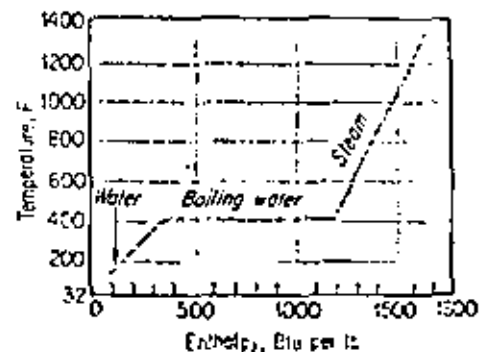
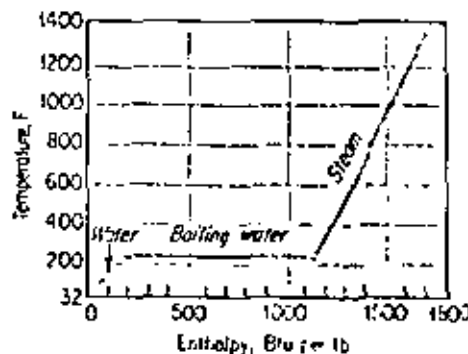
Since steam generation is the business of turning water into steam by application of heat, first we need to know about the factors involved in this process.

The charts below illustrate, heating water at any given pressure will eventually cause it to boil, and steam will be released. The heat required to bring the water from 32 F (base point for all water and steam properties) to the boiling point is the *enthalpy of the liquid* and is measured in Btu per lb.

Saturation. When water is boiling, both water and

steam have the same temperature, called the *saturation temperature*. For each boiling pressure there is only one saturation temperature and vice versa. As we have seen, during the boiling process temperature remains constant, even though heat is being added. The heat is, of course, being used to change the water from the liquid to the vapor state. This heat, in Btu per lb, is the *enthalpy of evaporation*. *Enthalpy of the saturated steam* is enthalpy of saturated liquid plus enthalpy of evaporation; that is, total heat added to bring water at 32 F up to steam at a given state.

What happens to a pound of water when changed to steam at various pressure levels



If we heat a pound of water in a cylinder with various pressures applied to the piston, we find that the same general sequence of events occurs at each pressure level. First, water temperature rises and its volume increases slightly. Then boiling begins, the volume increases greatly, and the tempera-

ture stays constant. When all the water has changed to steam, the volume continues to increase on further heating and the temperature rises. This is called *superheating*.

The charts above demonstrate graphically that, as pressure increases, amount of heat required to bring water to the boil-

Superheating. As long as steam and water are in contact, temperature will remain the same — the saturation temperature for the given pressure. If we want to raise the temperature of the steam, we must *superheat* it — heat it out of contact with water. The enthalpy of the steam will increase by the amount of Btu added per lb, and the temperature will rise. Rate at which temperature rises depends to some degree on the pressure. This can be seen in charts below where shape of superheated steam lines varies at the different pressure levels.

Critical point. The charts below also reveal that there is a point where water turns into steam without boiling. This occurs at a temperature of 705.4 F and a pressure of 3206.2 lb per sq in. absolute. Parenthetically, the current standard abbreviation for lb per sq in. is *psi*. When this is measured on a gage (*psig*), it represents pressure above atmospheric (14.696 psi, usually rounded off to 14.7). *Absolute pressure* is thus *gage pressure* plus 14.696 and is designated *psia*.

Steam tables. Since the properties of steam and water are definitively fixed by nature, they can be measured and tabulated. The data most widely used in the U.S. are found in "Thermodynamic Properties of Steam" by Joseph H Keenan and Frederick G Keyes (published by John Wiley & Sons). This contains data on saturated water and steam, organized by both temperature and pressure, and on superheated vapor up to temperatures of 1600 F and pressures to 5500 psia. For each condition, specific volume, enthalpy, entropy and internal energy are given.

Because of the trend to higher pressures for steam generation and utilization, the present upper limit of 5500 psia will soon be inadequate. New tables are currently being worked out by an international commission; these will cover steam properties up to 15,000 psia.

Skeleton tables. based on actual tests carried out in six countries, were finalized in New York during October, 1963. Formulations are now established that may be fed into computers for setting up new tables for commercial use. Several steam properties, such as viscosity and thermoconductivity, will be included for the first time.

Mollier chart. Steam properties are also obtainable from charts which are often preferred for the way they show the relationships graphically and the ease with which cycles and processes can be traced on them. The chart

most frequently used is the Mollier diagram, established at the turn of the century by Richard Mollier and adapted to English units and recent data by Keenan and Keyes.

HEAT TRANSFER

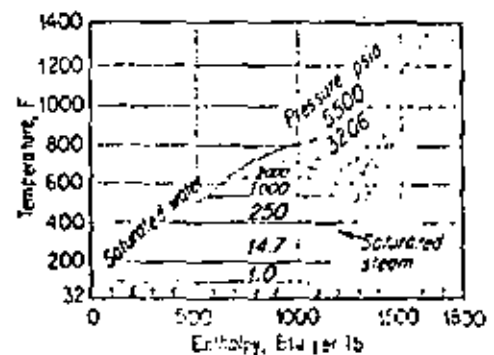
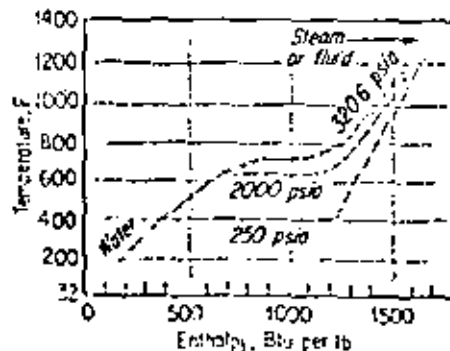
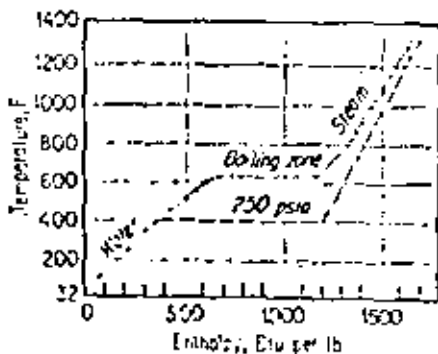
In the foregoing discussion of the process of turning water into steam, we referred constantly to the addition of heat. Let's look now at some of the basics of transferring that heat to water to make steam.

We can distinguish three types of heat transfer: convection, conduction and radiation. *Conduction* is the transfer of heat from one part of a material to another or to a contiguous material. Heat is visualized as molecular activity — crudely speaking, as the vibration of the molecules of a material. When one part of a material is heated, the molecular vibration increases. This excites increased activity in adjacent molecules, and a heat flow is set up from the hot part of the material to the cooler parts, Fig. 1. In any one material, if energy flow rate remains constant, temperature decreases uniformly from hottest to the coolest point.

Substances differ greatly in ability to conduct heat. Gases and vapors are the poorest conductors, liquids are much better, and metals are the best. Heat conduction is measured as *thermal conductivity*, (*k*) in Btu per hr, per sq ft, per deg F, per foot of thickness. Conductivity is affected by the temperature of the material. Variations are measurable but not great and stay within clearly defined limits for each material.

Convection. Conduction transfer is a movement of energy through a material. In contrast, *convection* transfer takes place by a movement of the heated material itself. When any fluid is heated, its density (weight per cu ft) decreases. If part of a mass of fluid is heated, the cooler and heavier portion will tend to displace the heated portion. Cooler portions become heated in turn and are displaced. Result is a continuous flow of cooler fluid to the heated area and of heated fluid away from it, setting up a convection current, Fig. 2. The moving hot fluid becomes the heat-transfer medium. When density difference alone creates flow, it is called *natural* convection; when a fan or pump aids flow, it is *forced* convection.

Radiation. All bodies radiate energy. *Radiation* does not require a transmission medium; it travels through a vacuum as well as through a gas. Radiation travels like light

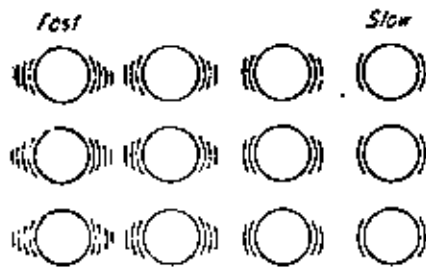


ing point goes up, while amount of heat necessary to vaporize it tends to get lower. Eventually, at 3206.2 psia we reach a point where water turns to steam without boiling, and all the heat has gone into bringing the water up to this condition, called the *critical point*. The final graph summarizes the conditions

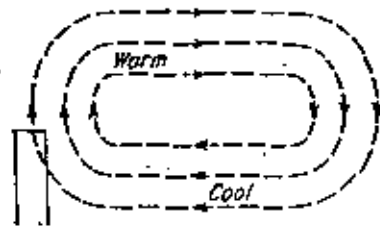
shown on the preceding ones plus two other pressure levels.

If we heated water and its vapor in a sealed quartz tube, we would see, at any condition below the critical point, a clearly defined level separating water and steam. Near the critical, water level becomes indistinct, then disappears.

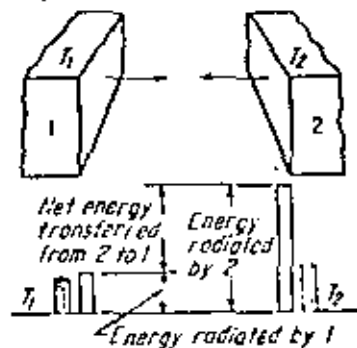
The three forms of heat transfer work together in steam generation



Hot end Direction of heat flow Cold end



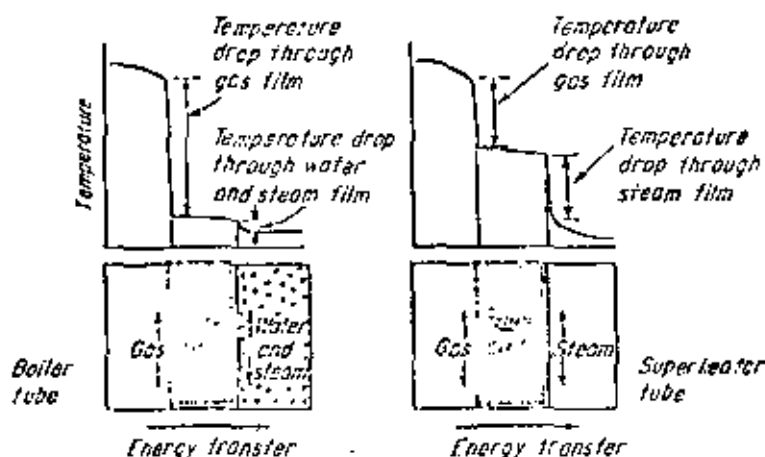
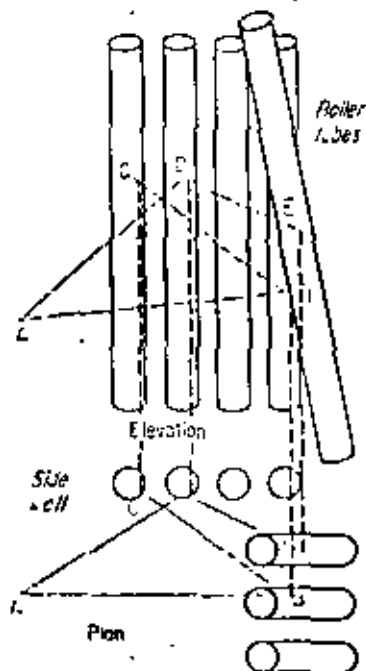
Heat source



1 In conduction, heat flow results when hot, vibrating molecules in one part of a material excite motion in adjacent ones

2 Convection is a movement of the heated fluid itself. It results when the cooler, heavier fluid displaces the heated fluid

3 All bodies give off radiation in amounts depending on their absolute temperature. Energy flow is net difference of radiations



4 In actual practice heat transfer is complex interaction of all types. Boiler tubes in diagram receive heat by conduction and convection from the hot combustion products. They also receive heat by radiation from other, hotter bodies and directly from the flame

5 Temperature gradients from hot gas through tube wall to fluid inside depend heavily on resistance of thin fluid films on tube surfaces. Diagram shows how high resistance of steam film inside superheater tube causes higher metal temperature than in boiler tube

waves; a body exposed to radiation is heated only on the side exposed. Other side is in "shadow" and remains cool.

Amount of energy a body radiates depends to some degree on size, shape and substance, but mainly on the fourth power of the body's absolute temperature. Thus, if absolute temperature is doubled, radiation will become $2 \times 2 \times 2 \times 2$, or 16 times as much. It is important to remember also that two bodies in sight of each other radiate energy toward each other according to their absolute temperatures, Fig. 3. Net amount of energy transferred from hotter to colder body is difference of the two radiations.

Practical case. In Fig. 5 we see the familiar case of heat transfer into a tube placed in a stream of heated gas. The gas flow is a convection current, carrying heat from the furnace to the tube. A thin film of gas adheres to the outside tube surface and a similar water film adheres inside where there is a water convection current. Heat from the gas must flow, by conduction, through the gas film, tube metal, and water film. Poor conductivity of the gas film in comparison with those of metal and water film causes a large temperature drop outside the tube. This

keeps outer surface of the tube metal relatively cool.

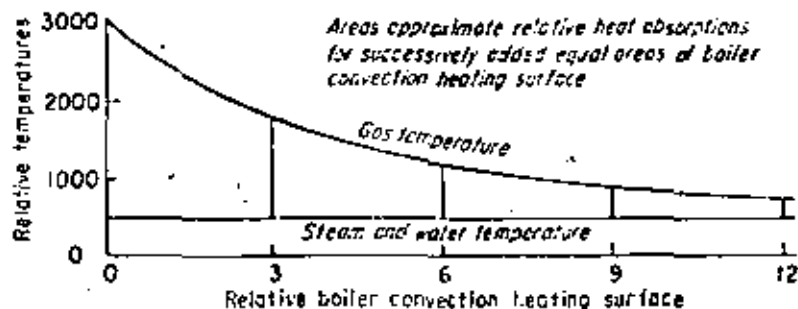
On the right side of Fig. 5 we have steam inside the tube instead of water. Now there is a vapor film, of poor conductivity, on the inside surface. Although overall temperature difference remains the same, the new set of resistances means a different temperature gradient and a higher temperature in the tube metal.

HEATING SURFACE LAYOUT

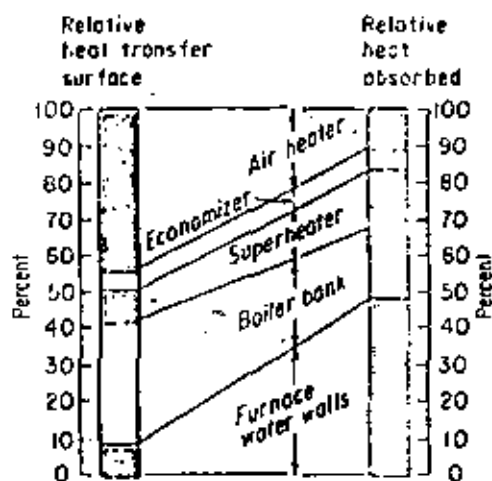
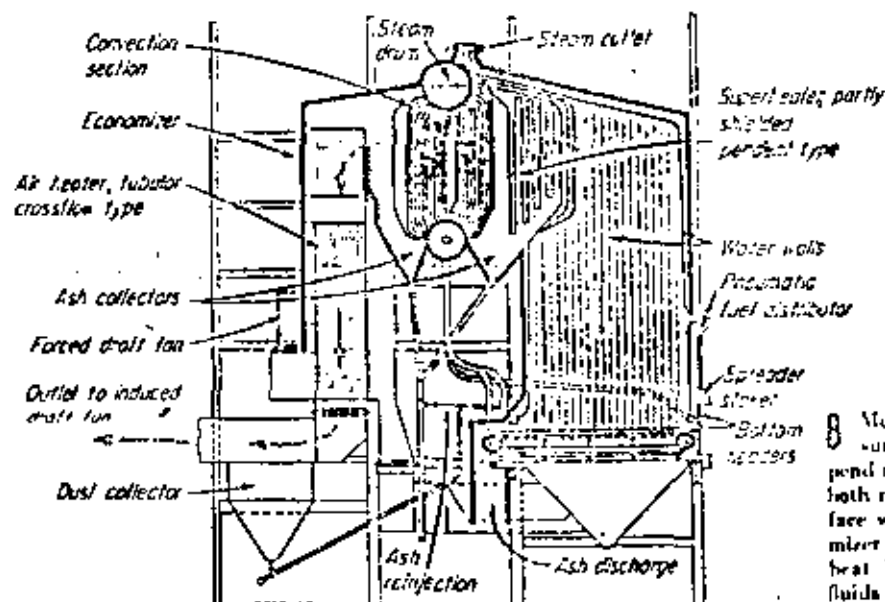
Since a boiler turns water into steam by the application of heat, amount of heating surface and the way it is arranged affects efficiency and capacity. For the moment, let's define efficiency as the fraction of heat released in the furnace that is absorbed by fluid in the boiler elements.

In the preceding page, we saw how adding firetubes to early shell boilers improved capacity and efficiency by increasing amount of surface that combustion products flowed past. Effects of changing amount and arrangement can be seen more clearly, however, in a simple watertube boiler. Imagine a unit of fixed width with successive rows of straight tubes exposed to heated combustion products

Specialized forms of heating surface boost efficiency economically



6 Adding boiler surface increases heat absorption but, because gas temperature is lowered, each equal increment added absorbs less heat. Thus, at some point, the cost of adding surface outweighs the gain in efficiency.



7 Chart shows relative amount of heating surface of each type in unit of Fig. 8 and relative amount of heat absorbed in each.

8 Modern steam generators employ specialized heating surfaces to achieve high efficiency. Waterwalls depend mainly on furnace radiant heat. Superheater may use both radiant and convection transfer. The convection surface works in a somewhat cooler convection zone. Economizer and air heater can utilize still cooler convection heat because they transfer it to low temperature-level fluids — the feedwater and the incoming combustion air.

carried in a convection stream. Assume gas temperature entering the first tube row is 3000 F and that we are generating steam at 600 psia (saturation temperature, 486.2 F). If we start with three tube rows, temperature leaving the last row might be 2000 F, having been reduced by heat absorbed in the tubes. If we add three more tube rows, gas temperature entering this added bank will be only 2000 F, and therefore less heat will be absorbed in it than in the first bank. The same thing will happen with each successive addition — each added bank, although of equal size, will be less effective than the preceding one, Fig. 6.

Diminishing returns. Each addition increases the amount of heat absorbed and hence efficiency and capacity of this imaginary unit, but it is evident that, at some point, cost of adding surface outweighs the diminishing gains from each addition. Furthermore, as gas temperature is reduced, there comes a point where difference between it and temperature of the steam-water mixture is so small as to put a practical limit on efforts to increase efficiency by adding more surface. We'll see soon how this seeming limitation on possible efficiency is overcome.

In their efforts to produce more efficient and economical steam generators, designers have developed a variety of specialized forms of heating surface. A modern steam generator, such as the one in Fig. 7, has its furnace virtually surrounded by heat-absorbing surface. As shown in Fig. 8, these waterwalls represent only 9% of the unit's total heating surface but account for nearly half (48%) of total heat absorption. This high effectiveness in heat absorbed per sq ft results from exposure to radiant heat in the zone of highest temperature.

Saturated steam from the drum of this unit is heated further in a *superheater* located in the upper portion of the furnace space where temperatures are still high and there is some radiation effect. Like the waterwalls, the superheater represents 9% of this unit's total heating surface. It accounts for 16% of heat absorbed.

Behind the superheater we have the main convection steaming surface. This boiler bank, in a lower-temperature zone than the waterwalls and superheater, contains nearly twice as much surface as the sum of their surfaces but accounts for less heat absorption. It has 33% of the total

Excerpted
from "The Steam Generator"
E. G. G. F. I.

Fig. 8. This furnace shape requires stays, as do the waterlegs at the sides of the rear chamber into which the firebox discharges. Here the aim of the designer is for a large combustion space and a higher ratio of furnace to tubular surface.

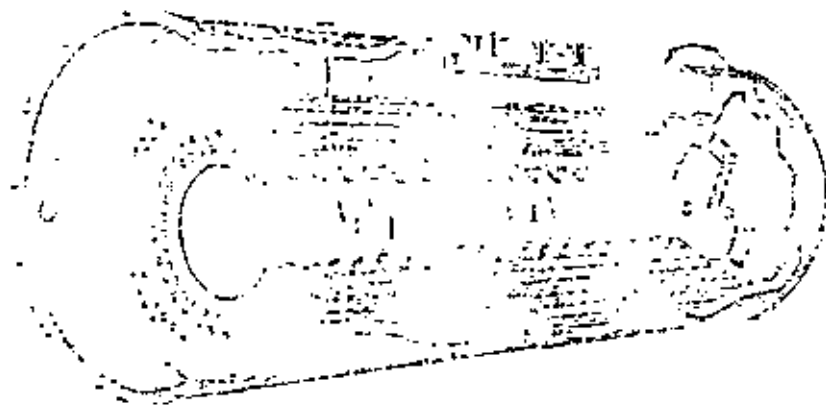
In this country packaged firetube boilers are almost invariably designed for firing oil or gas, both of which lend themselves to compact, automatically controlled units. In England particularly, the internal-furnace boiler is frequently fired with coal. Fig. 12 illustrates an interesting packaged unit built in that country for stoker firing. The traveling grate is fitted into the internal furnace that forms the first pass of a 3-pass design.

Another interesting English unit, not illustrated, is designed with particular concern for noise reduction. The rear tube plate is of hemispherical shape, and the ends of the firetubes bend into it. This arrangement is said to reduce rumbling and noise substantially.

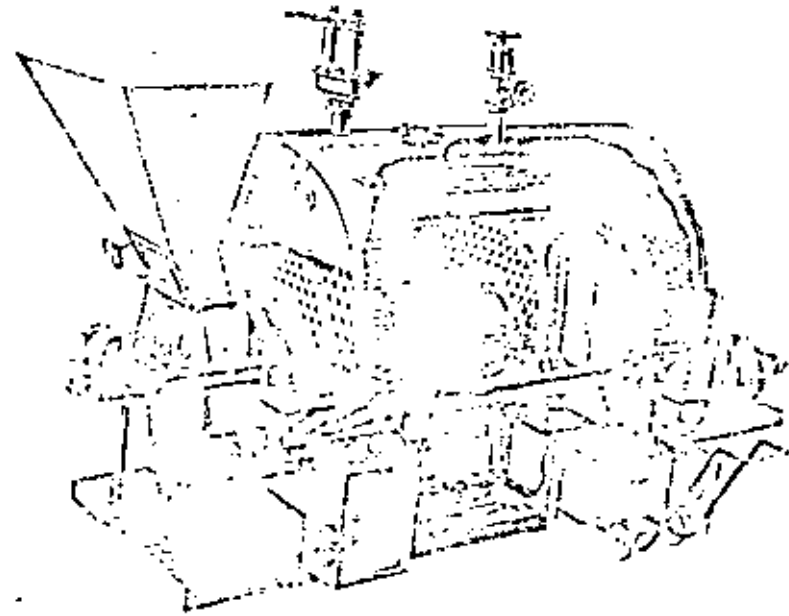
4-PASS DESIGNS

In the effort to further increase the travel of gas from furnace to stack and hence increase efficiency, designers turn to the 4-pass construction. In some units the flow of gas is generally upward from the second-pass tubes into higher third-pass tubes and still higher fourth-pass tubes. Other builders prefer the "downdraft" design in which flow is generally downward from second-pass tubes above the furnace tube. Downdraft construction allows the fourth-pass tubes to be between the bottom of the furnace and the shell, and facilitates the use of an induced-draft fan. This can be located on the base, at the front, where the fourth pass discharges in this type.

While careful proportioning of tube surfaces is important in all units, it is obviously of greatest significance in the 4-pass design. To maintain high gas velocities throughout the extended travel path, builders decrease the total cross-sectional

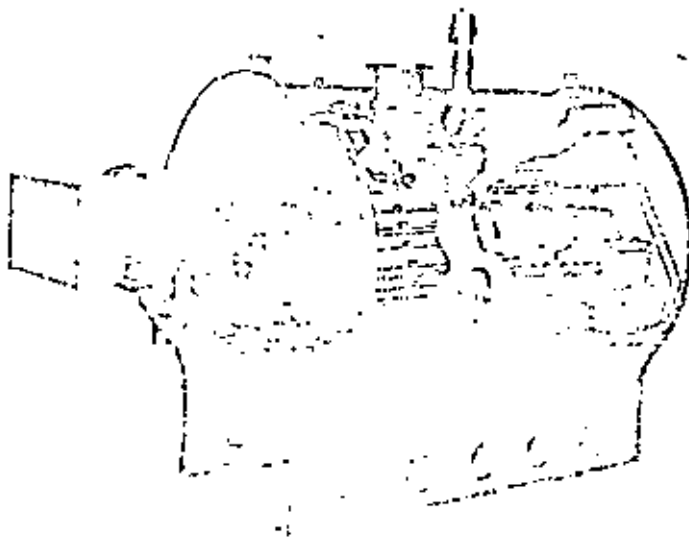


11 Main shell for 3-pass unit shows concentric arrangement of second- and third-pass tube banks. Instead of usual horizontal or vertical rear-chamber baffle, a circular refractory-lined plate forms the reversing chamber

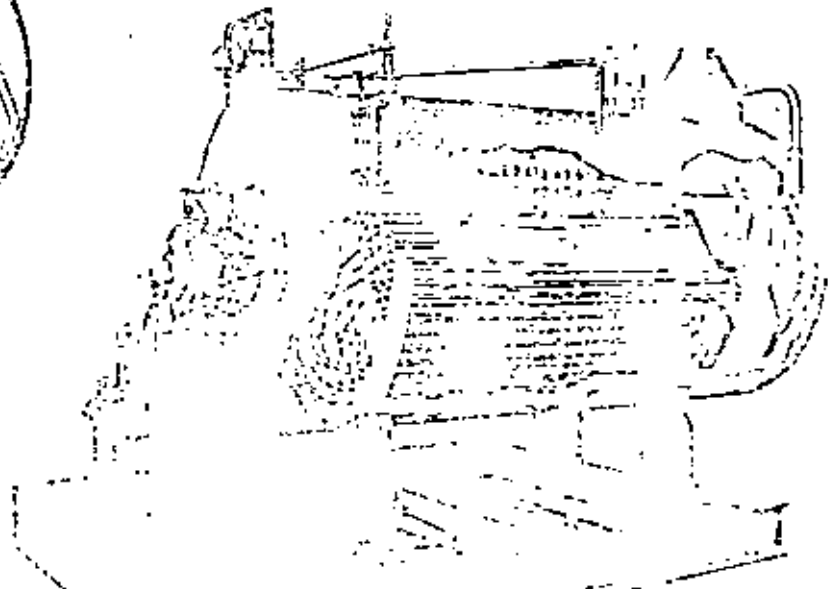


12 Packaged unit built in England has its corrugated furnace fitted with a traveling-grate stoker. Ash dumps into a submerged rear chamber. Inner tube bank forms second pass, outer bank a third. Note the induced-draft fan

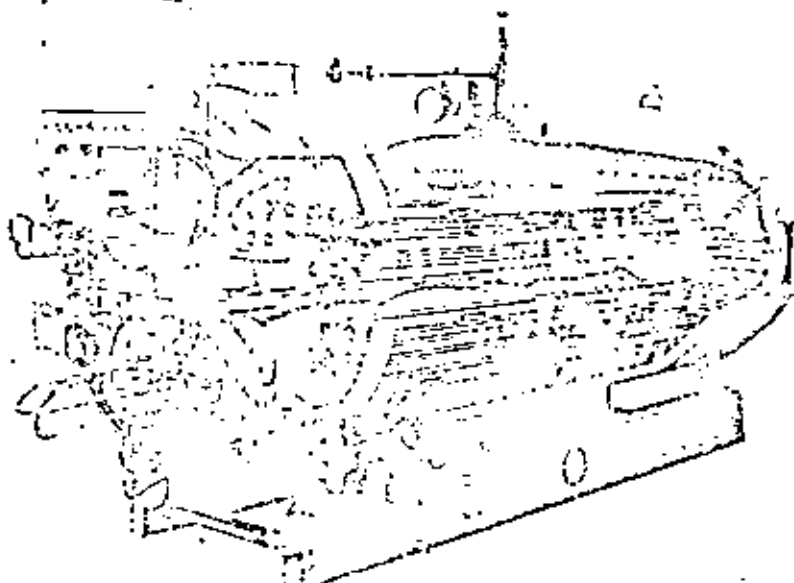
13 In this design the furnace tube is relatively small in diameter; water space and number of heating tubes are large. Modulating control positions fuel valve and burner air shutter to adjust fuel-air ratio at varying loads



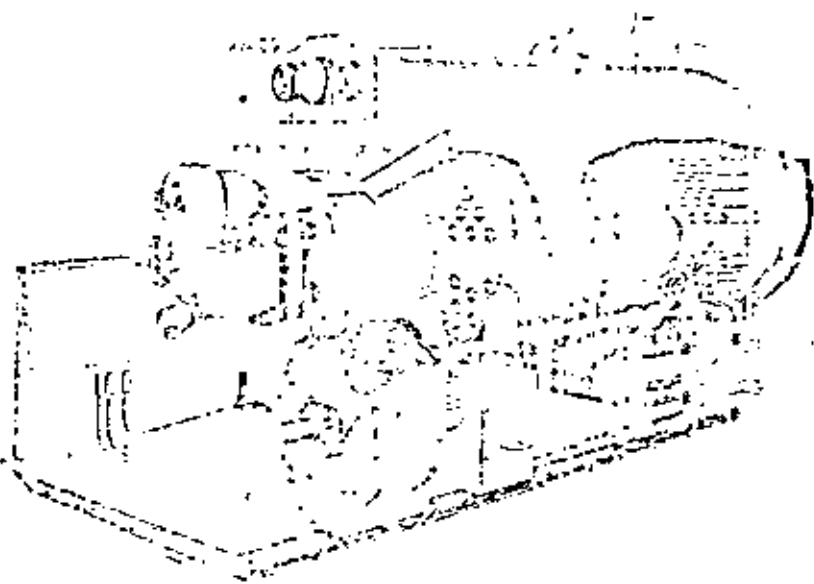
10 In this compact unit, note refractory target ring in furnace tube to shape flame. Bottom tube bank forms second pass and top bank forms third pass. Baffle just below main steam outlet keeps moisture content low



Four passes give longer gas travel



14 For maximum travel of hot gas and high efficiency, the 4-pass design is employed. In this boiler gas velocity is maintained by a decrease in the number of tubes to give each succeeding pass a smaller cross-sectional area



15 This unit has second-pass tubes above and at upper sides of the furnace, third pass at lower sides, fourth below. Enlarged duct section between last pass and induced-draft fan cuts velocity, traps heavy noncombustibles

16 Four complete passes of diminishing area maintain high gas velocities. Downdraft arrangement traps heat during "off" periods. Negative pressure created by induced-draft fan prevents leakage of combustion products



area of each succeeding pass. This is usually accomplished by reducing the number of tubes in each of the successive passes.

Theoretically, there is nothing to prevent the use of additional passes beyond four. The fact that four represents a practical current limit is an example of the economic balances that always concern the boiler designer. He must weigh the need for greater fan power, increased complexity of construction, perhaps a larger shell diameter and hence thicker shell plates against the performance advantages to be gained by going from two to three or to four passes. In like fashion, the boiler purchaser must weigh possible performance gains against possible higher first costs and strike the best economic balance for his conditions.

GENERAL FEATURES

Thus far we have looked mainly at the boiler proper and particularly at such considerations as furnace and tube arrangement, gas flow, etc. Now let's look at some characteristics of packaged fire-tube boilers as developed in recent years.

A number of the construction changes reflect efforts to produce more compact and less costly packages. Skillful design has made it possible, however, to achieve these objectives while maintaining desirable performance characteristics. For example, the general tendency to make shells longer rather than larger in diameter has permitted the use of thinner plate and has made possible other advances in fabrication procedures that yielded economies in cost without in any way jeopardizing safety. Similarly, the use of welded construction has affected many economies and simplifications and at the same time increased structural integrity of the finished product.

More skillful use of heating surface with higher rates of heat transfer makes it possible to secure more output from a given number of square feet of surface. Most of today's packaged units, for example, are designed to develop a boiler hp from 3 to 5 sq ft of heating surface.

One inevitable result of working heat exchange surfaces harder has been to make it imperative to keep both fireside and waterside clean. This puts a greater premium on good water treatment and on maintenance. More compact designs, however, tend to make surfaces less accessible for inspection and cleaning. Thus, builders have given increasing attention to improving access by means of larger opening and by hinging or davit-mounting rear heads and sometimes front heads including burners and controls. Modern units are encased and insulated so effectively that radiation losses have been reduced to a minimum.

As mentioned, some packaged fire-tube units employ induced-draft fans, but the majority use forced draft, either integrated with the burner or mounted separately. Combustion-control equipment has been continuously improved, and an increasing number of units employ modulating control, some with plug-in type circuits for easy maintenance and replacement of parts. This means that

major control repairs can be handled by the manufacturer in his shop rather than in the field.

PERFORMANCE AND RATINGS

It was rare for the makers of conventional fire-tube boilers to know in advance what firing, setting and draft conditions their products would encounter in actual application. So it became customary to assume that, under average conditions, 10 sq ft of heating surface would produce 34.5 lb of steam per hr, from and at 212 F—equivalent to one boiler hp. Such ratings were almost invariably ultraconservative, and it was not unusual for boilers working under favorable conditions to operate at 150 or 200% of "rating."

In contrast, makers of packaged fire-tube units control all the conditions affecting capacity and, in addition, can shop-test complete units. Thus, their rating of continuous maximum boiler output means exactly what it says. This is of particular importance when a brickset boiler is to be replaced by a package—the rating of the old boiler cannot be used as a guide in selecting the new package. It is necessary to estimate actual steam loads to be met and to select the capacity of the new unit to meet these needs.

EXTENDED-SURFACE DESIGNS

Particularly where heat is to be transferred from gas to a steam-water mixture, the idea of extending the exposed surface on the gas side seems attractive. One American manufacturer produces tubing with internal fins, Fig. 19. The use of these tubes in a 2-pass fire-tube boiler yields units of great compactness.

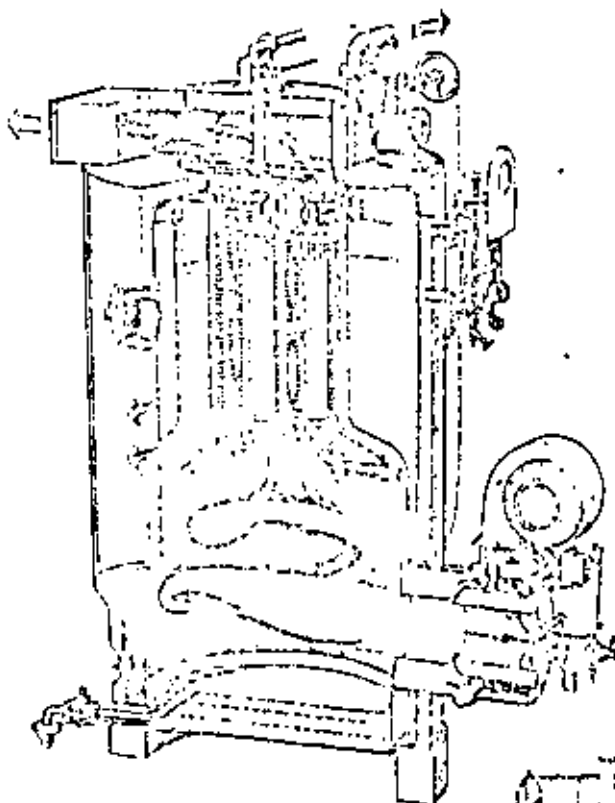
The Swedish design shown in Fig. 17 is interesting on two counts. Copper-alloy studs are welded on the exterior of the heating tubes. These, however, are actually water tubes, with gas flowing outside and water inside. Since all the water and steam space is within a single shell, this unit could be classed as a shell-type watertube.

VERTICAL BOILERS

With the exception of the unusual design just discussed, we have considered only horizontal types. Yet the vertical design is one of the oldest and is still popular for many applications because of its space-saving character. The typical design of Fig. 18 illustrates the general construction. The firebox is surrounded by a waterleg, and the fireplate is submerged to avoid overheating and leakage. To increase heat transfer during the single pass, helical fittings inside the tubes spiral hot gas against tube surfaces.

While obviously not a "fire-tube" boiler, the electric unit of Fig. 20 is a vertical shell-type design in which resistance of water between all-metal electrodes provides heating action.

Protection against overheating in case of low water level is automatic since current flows only through water. If there is no water, there is no current flow. Chemical treatment to improve conductivity of water is usually recommended.



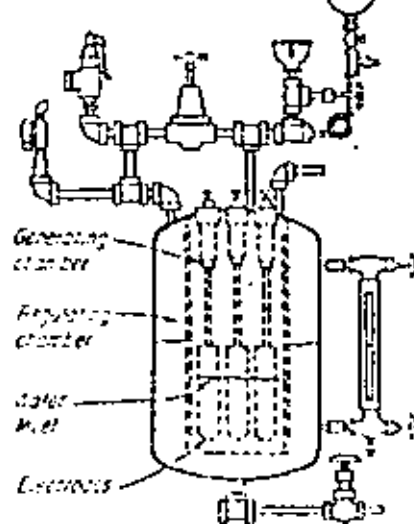
17 In this Swedish design studs welded on exterior of tubes provide added surface for transfer of heat from hot gas outside of tubes to water flowing up through them

18 In this vertical fire-tube unit special tube inserts spiral hot flue gas against heat-transfer surfaces. A waterleg surrounds firebox at boiler's base to avoid overheating

19 Internally finned tubes have 350% more surface in contact with flue gas than bare tubes of same length. Compactness results from their use in 2-pass boilers



Electric unit controls by level



20 Resistance of water between solid-metal electrodes generates heat in this electric boiler. Under ordinary operating conditions, the water levels in the generating and regulating chambers are seldom equal. They will reach a balanced condition with water level in the generating chamber at a height that will provide immersion of the electrodes necessary to generate steam at the rate required by the load. By this means, a built-in control system regulates pressure and temperature

Watertube designs

Reliable watertube steam generators span the capacity range from small portable boilers to large central station units

Introduction of the watertube boiler dates back to the 18th century. But the original model, patented by Blakey, is a far cry from today's designs. The past 25 years in particular have been a period of significant change.

Horizontal-tube boilers with vertical or slightly inclined sectional headers, having a longitudinal or transversal drum, were quite popular during the first quarter of the 20th century. Today they are no longer built.

Bent-tube boilers were found to be more flexible. Where headroom is limited, they can be made wide and low, or narrow and high where floor space is at a premium. Also, bent-tube boilers allow more of the surface to be exposed to radiant heat of the furnace. As a final factor, they can be built at a lower cost.

Drums serve as convenient collecting points in the steam-water circuit and for separation of steam and water. Thus, boilers with two, three and sometimes four drums were popular up through the mid 1920's.

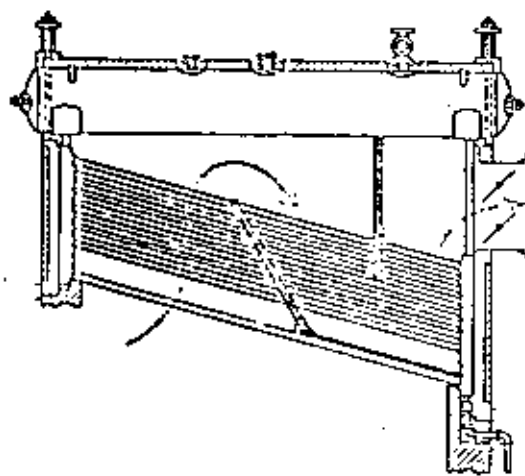
As boilers grew in size, the demand for more active furnace cooling increased. It was then that waterwalls and other changes in design came into the picture. A better knowledge of fluid dynamics resulted in simpler and much safer methods for the calculation and monitoring of cir-

ulation of waterwall fluids—both on the gas side and the steam side. In short order, it became practical to eliminate one, sometimes two drums. Two-drum boilers, even boilers with but one drum at the top and one or two large headers at the bottom, became usual designs, Fig. 3.

Yet thousands of boilers of the vertical-header type and of the multidrum bent-tube variety are still operating satisfactorily today. Many feel that the average life of a well-designed, properly installed and adequately maintained boiler is about 50 years.

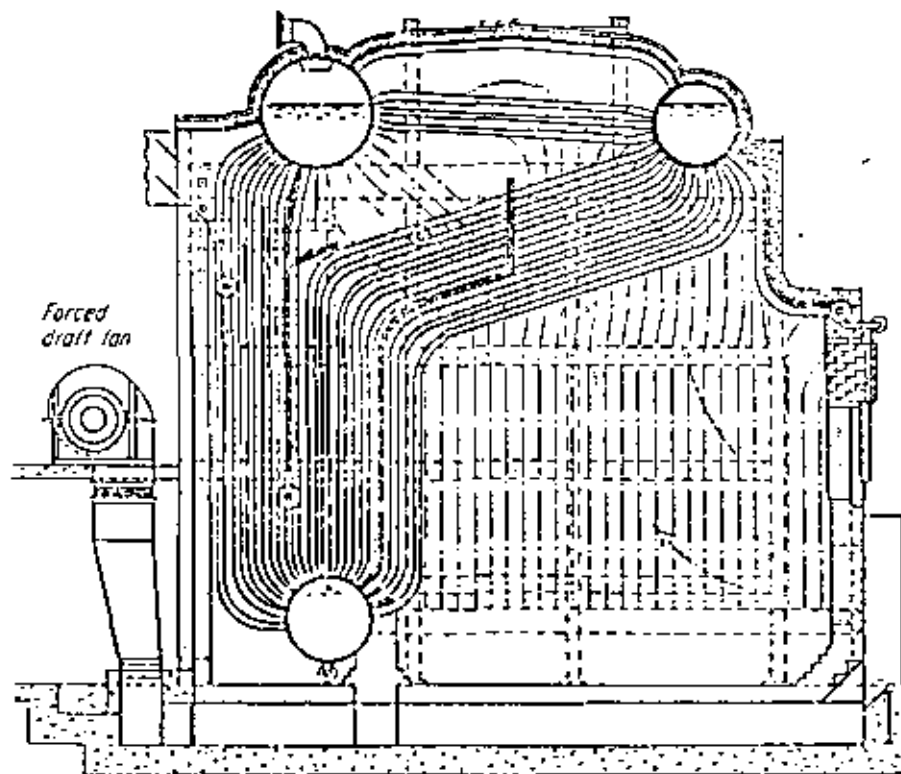
TUBE MATERIALS

Modern boilers consist of thousands of feet of steel tubes of various diameters and wall thicknesses, and the type metal used is of great importance. Low-carbon steel is used in most watertube boilers operating over a wide temperature range. Convection temperatures run between 500 and 700 F. Medium-carbon steel, with 0.35% max of carbon, permits higher stress levels than low-carbon steel at temperatures up to 950 F. For superheater tubes, which must resist temperatures above 950 F, alloy steels are required. These may contain chromium, chromium-molybdenum and chromium-nickel. They may be of a ferritic



1 Inclined-tube design with sectional, cast iron, vertical headers has been the workhorse of steam generation for nearly 100 years. Cross-section at bottom of rear headers forms the mud drum. Several designs of this basic boiler are serving service today

2 Bent-tube boiler, using all-steel construction, first became popular around the turn of century. By moving the relative position of their two, three and sometimes four drums, they are quite flexible and are readily adapted to a variety of space limitations



Forced
draft fan

structure or, for the highest temperatures at which modern boilers operate, of an austenitic structure. All grades of metals entering in the construction of a boiler must comply with rigid specifications, laid down by the ASME.

Both seamless steel tubing and electric-resistance-welded tubes may be used in watertube boilers, the latter becoming increasingly popular for most applications—except for high-pressure boilers where wall thickness makes the use of seamless tubes more practical.

Seamless tubes are made by piercing, rolling, reeling and sizing solid rounds of carbon steel or stainless steel. To obtain the smooth surface and the close tolerances required for stainless steel tubes, they are generally finished by cold-drawing, a supplementary process, sometimes followed by a further heat treatment (annealing, normalizing and tempering, stabilizing or quenching).

Hot-extrusion process, developed in France, is sometimes used for high-temperature steel-alloy tubes ranging in size from 1½- to 3½-in. OD, with wall thicknesses from 0.16 to 0.600 in. and lengths from 20 to 60 ft according to unit weight. These are finished by cold-drawing.

Electric-resistance welding is used for producing tubes mainly of carbon steel. They may be from ¾-, to 4-in. OD, in gauges from 0.049 to 0.180 in. Tubes are inspected by ultrasonic devices, tested to hydrostatic pressures from 1000 to 6000 psi according to intended use, and further checked for quality and metallurgical control.

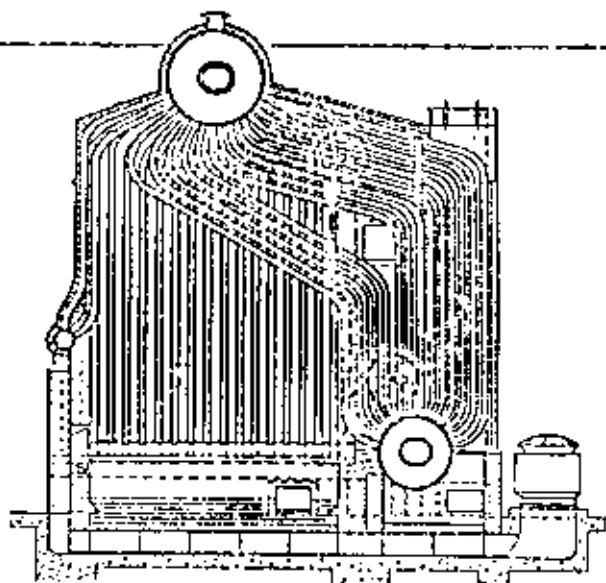
Welding has replaced riveting for boiler construction since the early 1930's. Welding methods have improved significantly. Today, covered electrodes are used for continuous automatic deposition without breaking the arc, using ac or dc of either polarity.

TYPICAL DESIGN FEATURES

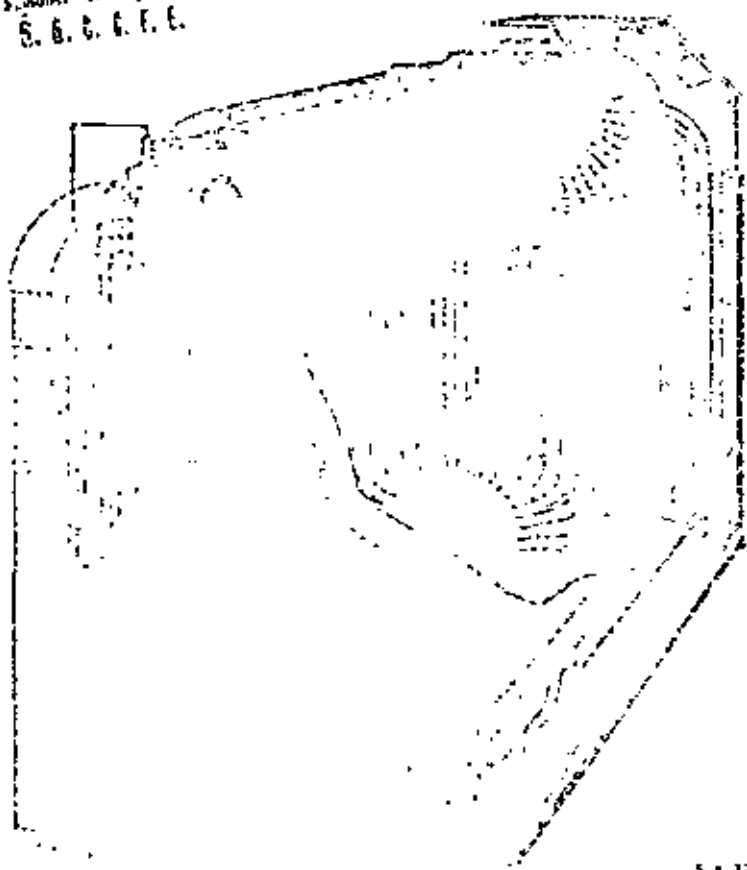
Watertube steam generators built today for space heating and industrial processing, may have their design features summed up by the following points: In general, there is a maximum use of vertical, or near vertical tubes, both in the radiant and convection sections. Through further use of waterwall surfaces, there is maximum utilization of radiant heat. Much of the exposed refractory surface is further reduced, even to the extent of having baffles in the form of tangent tubes, which serve to guide gas flow in the desired direction.

Designers are leaning toward tighter setting construction as a practical assurance against air or gas leakage. There is a gradual trend toward elimination of the id fan, simply by keeping furnace and boiler under some pressure. Another trend is toward increased rate of heat liberation and absorption which is made possible by more active circulation through boiler elements. And there is an increasing use of heat recovery equipment—air heaters and economizers—in flue gas exhaust. Soot blowers are being installed in more adequate fashion, frequently cycled for more effective operation (see pp. S-16-17). Steam generator designers fully expect units in operation will get more effective feedwater treatment plus generally better care given to internal cleaning of boilers.

Waterwall construction is an important portion of boiler design. Tube spacing is intimately dependent upon construction of the entire waterwall. Several designs are illustrated on p. S-18. Many boiler designers have adopted tangent-tube construction with an eye toward getting the greatest area of watercooled heat-absorbing surface per sq ft. They can show that swaging and other installation



Copyright
S. B. C. G. E. E.



3 Water-cooled furnace walls were developed because of the increasing rate of heat release in furnace proper. Water from drum is supplied to lower header. Steam, actively generated in walls, rises to upper drum where it separates from boiler water.

4 Water feed is from upper to lower drum in this design. Flow then divides into two portions: One goes to wall headers, then absorbs radiant heat in water walls; other is led to convection tubes where the steam generated rises into the upper drum.

techniques, used with tangent tubes in furnace walls, have long since overcome earlier problems of inserting and rolling tangent tubes in drums and headers. Such designers are quick to point out that the furnace area is the logical choice for installing tangent tubes, since this is where the most active heat release and absorption occur.

If one tube out of two is removed and replaced by a welded fin, and the metal fin does a good job of transferring heat to the tubes, circulation within the tubes will be much more rapid; it should take care of the greater heat absorption per tube without reaching extremely high metal temperatures.

Those using tangent tubes in boiler furnaces frequently favor finned tubes in the walls of the convection section of the boiler since the heat transfer rate is much lower there. Wider tube spacing tends to reduce the discrepancy in transfer rates between tubes in the furnace walls and in the convection wall zone.

Finned waterwalls in small and large boilers are designed with a fluid mass flow sufficient to hold metal temperature within safe limits at every rating. Thus, the

saving accomplished by eliminating every other tube is partly counterbalanced by the need for higher capacity pumps to obtain more active circulation.

PACKAGED WATER-TUBE BOILERS

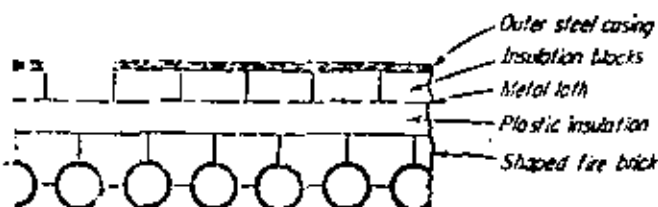
Modern packaged boilers have experienced an extraordinary growth in popularity and size since their inception in the latter 1940's. They have established an attractive price advantage. Some energy-systems engineers, when estimating costs, place \$1 per lb of hourly steaming capacity on a packaged boiler within the 10,000- to 60,000-lb per hr range. For the same rating, the total installed cost of a field-erected boiler approaches \$2. They might go a step further and place a \$2.50 minimum figure on a field-erected stoker-fired unit and at least a \$3 per lb figure on a pulverized coal-fired unit.

Today most packaged watertube boilers follow one of the structural configurations shown on pp S 18-19: types *A*, *D* and *O*. Where a larger capacity is desired beyond the normal upper size for these units, the manufacturer must take due account of limitations of rail transportation. Thus length would be the most logical dimension to increase.

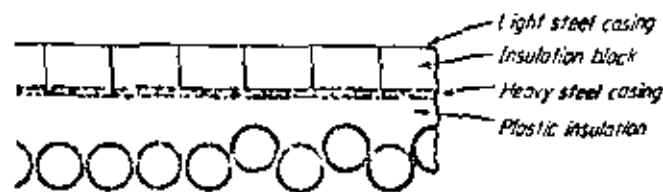
Useful space on either side of the upper drum of an *A* or *O*-type steam generator has sometimes been adapted, in outdoor units, by installation of fuel-oil storage tanks. In both the *A* and *O* type it is the symmetry of design that exposes the least tube surface to radiant heat.

The *D* type permits the designer a high degree of flexibility while allowing large combustion-chamber volume. Example: Superheaters and economizers can be added to the *D*-type radiant or convection zone with relative ease. Oil, gas or combination burners may be located in one of

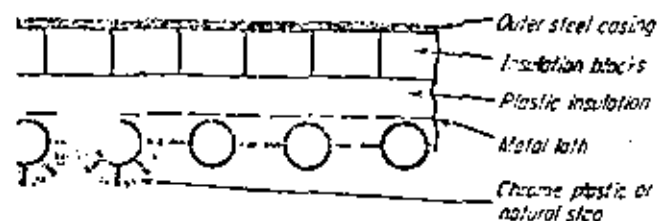
Typical design variations of water-cooled walls



5 With moderate cooling a key requirement, this design has tubes spaced apart and wall surface composed of part firebrick. Brick is backed with several layers of insulation and a strong steel casing. Reinforcing metal lath is often used in wall construction



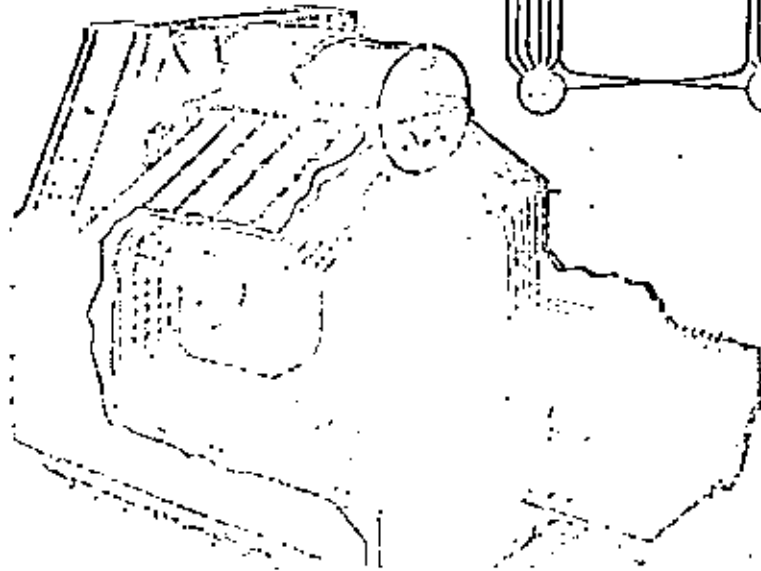
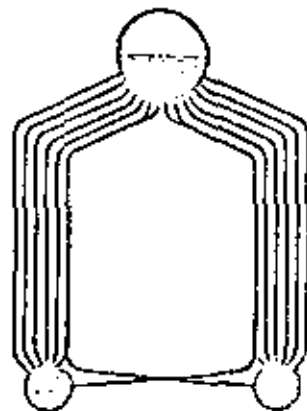
6 Tangent tubes are favored in furnaces of many small and large boilers. In some designs tubes are staggered. This arrangement offers high heat-absorbing surface that is backed by solid block or plastic insulation and a strong steel external casing



7 Steel lugs or longitudinal fins are often welded to nontangent wall tubes. In some designs the lug protrude from tube into the furnace and are covered with a chrome-base refractory or slag. To assure furnace tightness, adjacent fins, right, are often welded

Medium-size watertube boilers...

8 *A*-type has two small lower drums or headers. Upper drum is larger to permit separation of water and steam. Most steam production occurs in center furnace wall tubes entering drum



the end walls or between tubes, adequately bent, in the buckle of the D. Firing is then at right angles to the drum length. In this design, proper baffling can give the gases correct direction and maximum residence time in the unit.

Controls have played an important part in the success of packaged boilers. Users have come to expect high reliability in flame monitoring, low-water alarms, over-pressure cutoff. There is increasing use of annunciator panels installed to inform the operator which device may have operated to shut down the installation. Lack of such annunciators often leaves the operator hard put to find out, with safety, the cause of the shutdown.

There is ever-widening acceptance of the critical need for adequate feedwater treatment, even for the smaller sizes of packaged boilers.

By definition of the American Boiler Manufacturers' Assn, a packaged boiler is "a boiler equipped and shipped complete with fuel-burning equipment, mechanical-draft equipment, automatic controls and accessories." There is a loose line of distinction between the "packaged" boiler and the "shop-assembled" unit. In general, the latter term is applied to larger steam generators where all assembly is handled in the maker's plant, but with some leeway in selection of controls and auxiliaries.

Actually, several manufacturers are now giving a hard look at the possibility of designing a boiler in two or even three sections which could be assembled in the field with a minimum of labor. This would not only allow shop-assembled boilers to reach capacities well over 200,000 lb per hr, but would also result in more desirable boiler geometry. Whether a boiler shipped in several sections can still be referred to as "packaged" is for ABMA to decide.

SHOP-ASSEMBLED BOILERS

Technique has improved to the point where shop-assembled boilers are now available in capacities ranging up to 200,000 lb per hr for steady operation, a recently announced maximum. Average ratings probably run close to 35,000 lb per hr. The majority of such units generate saturated steam, with superheaters installed when specified.

Railroad traffic managers have contributed to the practicality of the shop-assembled boiler by preparing routing through suitable tunnels and underpasses. Here the manufacturer generally supplies a template of the complete boiler before completion and shipping.

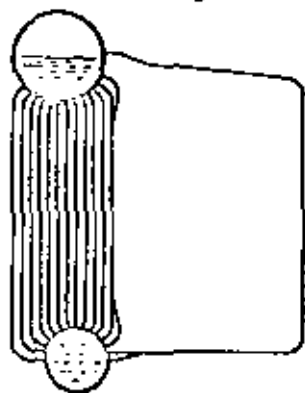
The shop-assembled boiler of today is more tailor-made than ready-packaged. Manufacturers generally have available, or have easy access to, components that energy-systems engineers are likely to specify: burners, fans, controls and pumps. Thus, shop-assembled boilers can generally be made ready for delivery on reasonably short notice.

Many feel that the shop assembled boiler, put together under close supervision in the manufacturer's plant, is built in a more favorable environment than normal field conditions would permit. Perhaps these factors help explain why, during the period from 1959 through 1963, out of 3,985 watertube boilers sold in the U.S. for capacities up to 100,000 lb per hr, 2681 were of the packaged type.

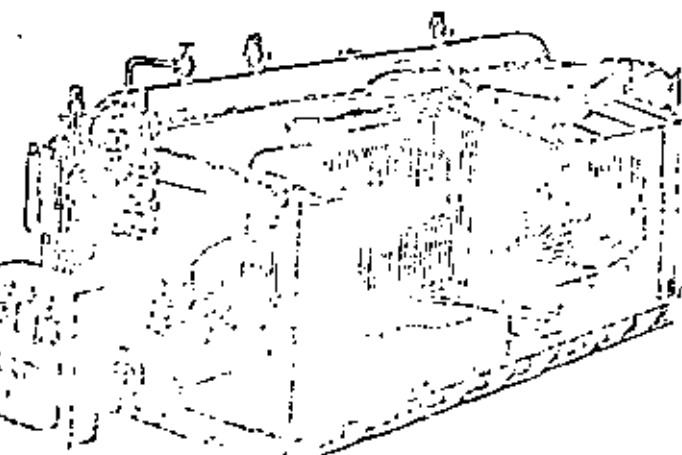
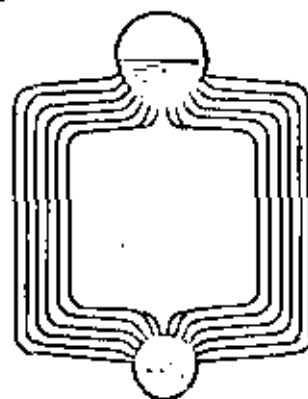
More sophisticated designs for shop-assembled boilers are sure to appear. And higher capacities are part of this picture; that is, in excess of 100,000 lb per hr. It will be necessary to provide higher heat release—for example, on the order of 90,000 Btu per cu ft average; also, higher heat absorption, averaging 11,000 Btu per sq ft. Pressures will be higher. Superheaters and heat recovery

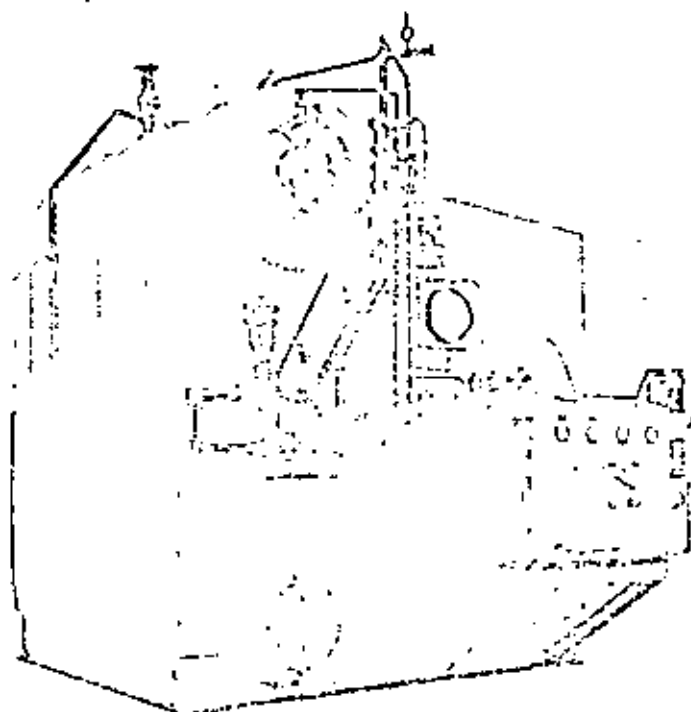
... may be classified according to three basic tube arrangements

9 D-type allows much flexibility. Here the more active steaming risers enter drum near water line. Burners may be located in end walls or between tubes in buckle of the D, right angles to drum

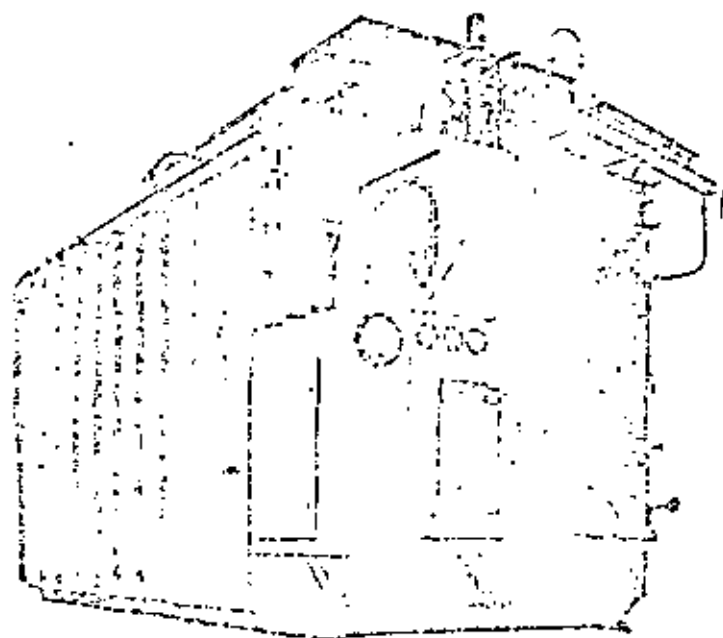


10 O-type is also a compact steamer. Transportation limits height of furnace so, for equal capacity, longer boiler is often required. Floors of D and O types are generally tile-covered





11 D-type packaged boiler with a 10,000-lb per hr rating, houses gas-fired pressurized furnace. Large-diameter drum assures proper steam-water separation. Note steam-operated soot blower, left. Boiler safety controls are located for maximum accessibility.



12 Packaged firing unit on this boiler consists of a burner to handle oil, gas or a combination, is equipped with flame monitoring, forced-draft fan, all-electric control. Complete unit is designed for installation on many types of existing watertube boilers.

will be in order. All this will, of necessity, add to initial boiler cost; possibly as much as 50% in some sizes.

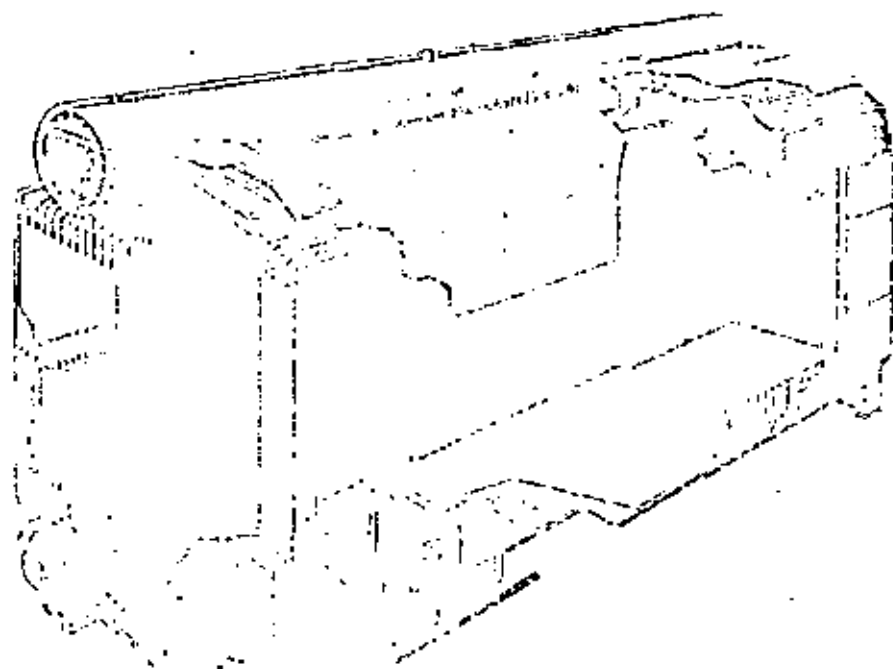
Actual designs for large shop-assembled boilers are on the drawing boards of most manufacturers. Designers are working to meet transportation limitations without making their units too long or violating any design rule compatible with complete safety and accessibility for maintenance.

Coal firing is practical for the shop-assembled units and is being developed by some makers of packaged boilers. Pulverized-coal firing may someday be applied to large shop-assembled boilers whenever the cost of coal justifies the expense of pulverizing and burning and removing the ash. Gas velocities with pulverized coal can be kept at an acceptable level without excessive tube erosion

in shop-assembled boilers. When firing with oil or gas, acceptable combustion gas velocities are generally higher.

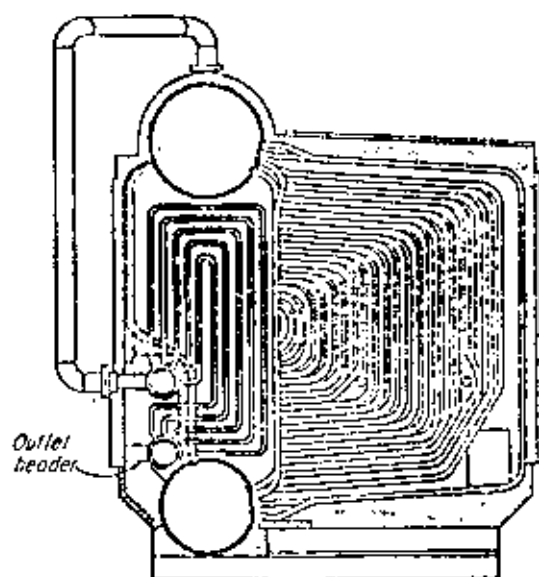
Many engineers visualize the adaptation of a shop-assembled boiler, of the D type for instance, to oil, gas or pulverized coal. They would install the unit at some elevation above ground and build an ashpit under it. Should coal become economically attractive, the floor tile could be removed and lower tubes provide a slag-screen effect.

The stoker-fired packaged boiler has had some measure of success to date. Boiler manufacturers and designers of fuel-burning equipment—assisted by Bituminous Coal Research, Inc.—have designed dependable packaged watertube boilers with underfeed or spreader stokers for capacities in the 1000- to 60,000-lb per hr range.

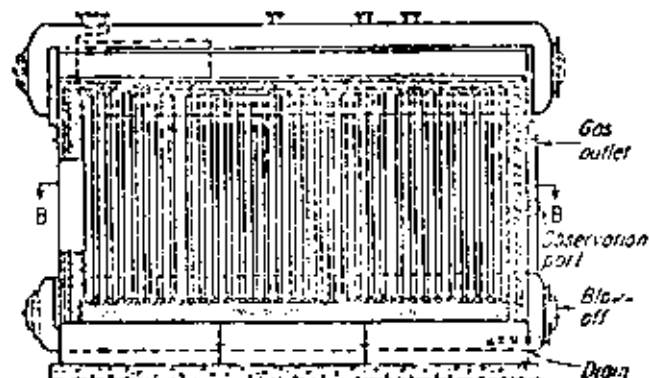
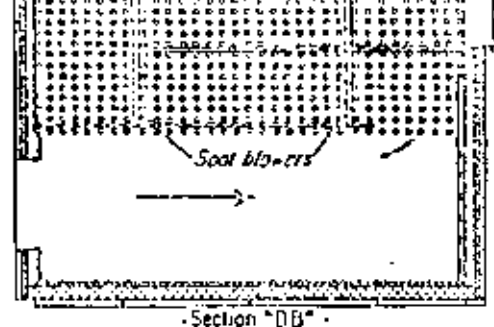


15 Circulation pattern of water, steam and gases may be readily traced on this D-type boiler: From mud drum and lower headers, water and steam rise in flared waterwalls and enter drum near its waterline (note the drum internals). Some of the convection tubes above mud drum act as downcomers, the rest serve as risers. Gases from burner at left (not shown) make a 180-deg turn at the far left end of furnace, enter convection zone of boiler between non-tangent, nonlined tubes. They may leave boiler at front left. As an alternate in some designs, gases turn into an additional pass toward rear. This retorting is accomplished by a baffle made of refractory or simply tangent tubes. Superheater and economizer can easily be installed in the convection portion of this unit. Furnace floor is tiled.

Packaged boilers may be equipped with superheaters, economizers



13 Superheater-equipped packaged boiler incorporates slight redesign of convection section. Here saturated steam from boiler drum enters upper superheater header, leaves through lower header. Superheater headers are protected from excessive heat



14 Refractory baffles, in contrast to baffling formed by tangent tubes, direct gases in this D-type packaged boiler. Unit is equipped with stationary soot-blower laucers to keep surfaces clean. Valve-in-head soot blowers are provided on units for oil firing

Boilers illustrated on these pages are generally packaged or shop-assembled units. Most are skid-mounted and generally require a minimum of headroom. Field-erected generators are illustrated, p S 16, Fig. 2, 3.

Firing unit, illustrated in Fig. 12, is a compact package which makes it possible to convert a coal-fired boiler to oil or gas in simple and economical fashion. Cabinet at left in this photo houses all electrical controls which are properly interlocked for complete safety. Located on top of cabinet is the fan supplying combustion air to burner.

Additional control of furnace temperature in boilers of the types shown can often be exercised by removing a portion or all of the tile covering the floor tubes, thus exposing them to intense heat. Designer, of course, must

provide for sufficient mass-flow through these floor tubes when they are charged with the additional heat absorption.

One version of a drainable superheater, Fig. 13, also shows a water-cooled target wall, the end wall of the furnace opposite to that containing the burner.

DESIGN TRENDS

Builders of the modern shop-assembled boiler are:

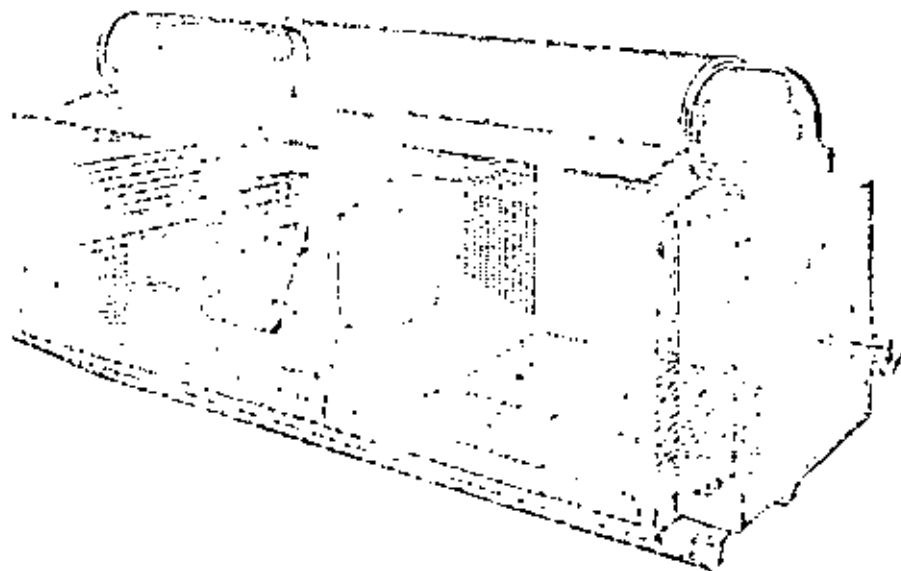
- Liberally sizing headers and drums for better steam quality and ready access for inspection.
- Improving design of small steam separators, adequate for the size of the drum in which they may be located. Several manufacturers offer external steam-purifying units which, in certain cases, may be just what is needed.

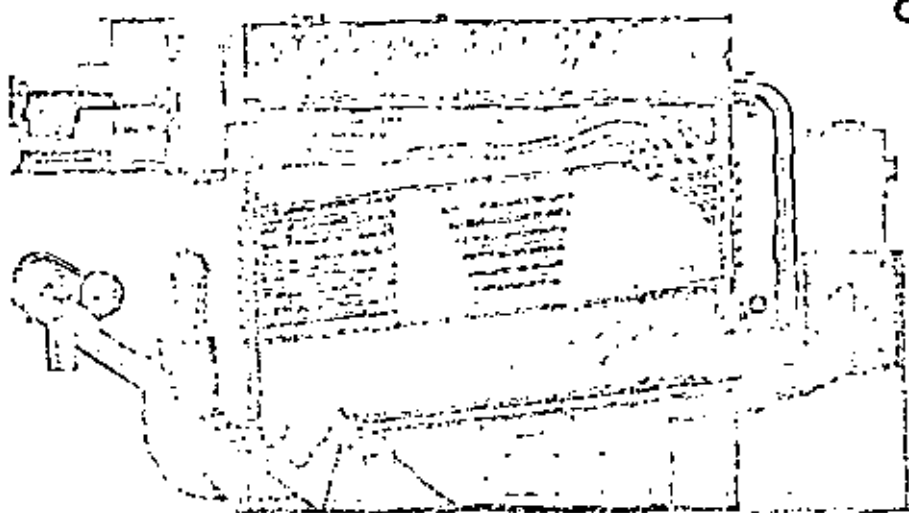
Water

Experiments to Log a Record

16 Compact O-type unit has skid-mounted. This packaged boiler may generate over 100,000 lb of superheated steam per hr at a maximum of 775 psi and 750 F. Note the double steel casing and cyclonetype drum internals to assure drier steam. Convection superheater is located at point where flow of gases, directed by finned-tube water-walls, splits into two parts. Each turning point of 180 deg directs flow toward a flue-gas exit located on either side of upper drum.

Forced-draft fan (not shown) may be located at any convenient place. Furnace is pressurized and no induced fan is required. Four soot blowers, two per bank, serve to keep convection banks clean. Symmetrically arranged surface is designed for balanced heat absorption. Tubes are arranged in rows with alternate wide and narrow spacing





Coal-fired packaged boiler is automatic, dust-free

With a rating to 10,000 lb of steam per hr, this packaged watertube unit burns bituminous coal on a pulsating-grate stoker. Furnace is cooled with water-jacketed walls. Provision is made for ash removal by a screw conveyor into ash cans. Banked fire can be maintained and normal operation resumed without any need for human intervention. Although not shown above, unit is equipped with both forced-draft and induced-draft fan

- Adding more radiant heating surface, perhaps with a partial or full tile floor.
- Increasing gas travel in the same volumetric space.
- Using fully-drainable superheaters.
- Switching to multiple burners for greater turndown.

Example: two burners, each with a 1-to-6 range.

- Adopting built-in soot blowers matching needs of unit with suitable automatic controls.
- Placing additional emphasis on protecting the boiler casing against corrosion; welded-wall is one method.

The last point is of particular importance when the shop-assembled boiler, using fuel oil with a high sulfur content, is located outdoors and connected to a short stack. Cold climate plays havoc with many conventional casings. Several solutions have been tried with varying success.

An inner-skin casing and a variety of protective coatings on the outer casing is one approach. Also, an outside casing of aluminum has been proposed which would have the double advantage of protecting the inner casing against corrosive attack and, at the same time, allowing it to remain at a temperature above the dew point.

An inner-skin casing and a variety of protective coatings on the outer casing is one approach. Also, an outside casing of aluminum has been proposed which would have the double advantage of protecting the inner casing against corrosive attack and, at the same time, allowing it to remain at a temperature above the dew point.

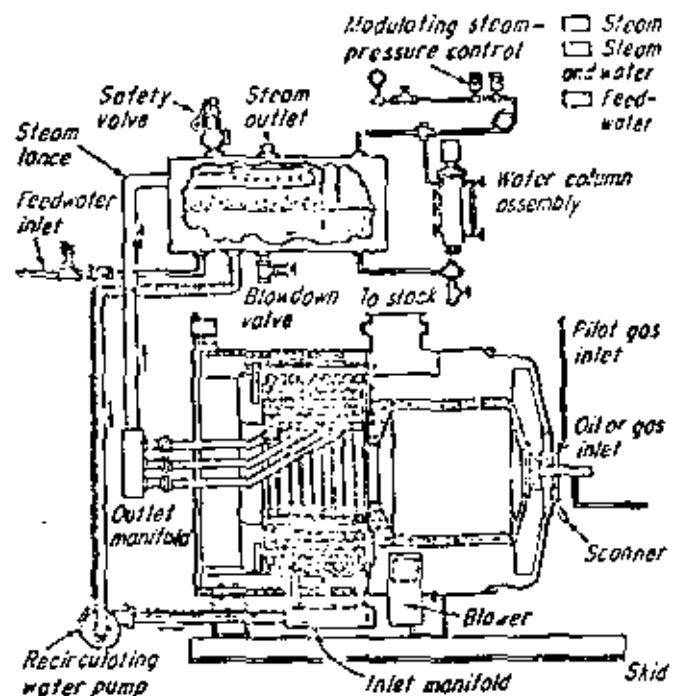
QUICK STEAMING

Rapid steaming ability is a feature of a number of watertube boilers, Fig. 17, 18, 19. These designs are characterized by small, generally coiled steel tubes, with forced circulation and intense heat release from a gas or oil burner. They usually come to full capacity and pressure within five minutes after startup. Operation is automatic.

These boilers — the quick steamers — also serve as low-capacity units or for standby. They may generate as little as 1500 lb per hr, although some makers offer sizes producing 15,000 lb per hr at 900 psi.

Where decentralized steam generation is desired, these boilers can be used to advantage. This approach is particularly valuable in a plant where steam, in variable quantities, is needed at various points some distance from one another and at different times. The use of small steam generators may cost substantially less and prove most convenient. One manufacturer offers a quick-steaming unit, truck mounted, for emergency steam service.

With minimum modification of the firing equipment, another quick-steamer takes, as heat input, the exhaust gases from a gas turbine or internal combustion engine, Fig. 19. Other boiler designs may be readily adapted.

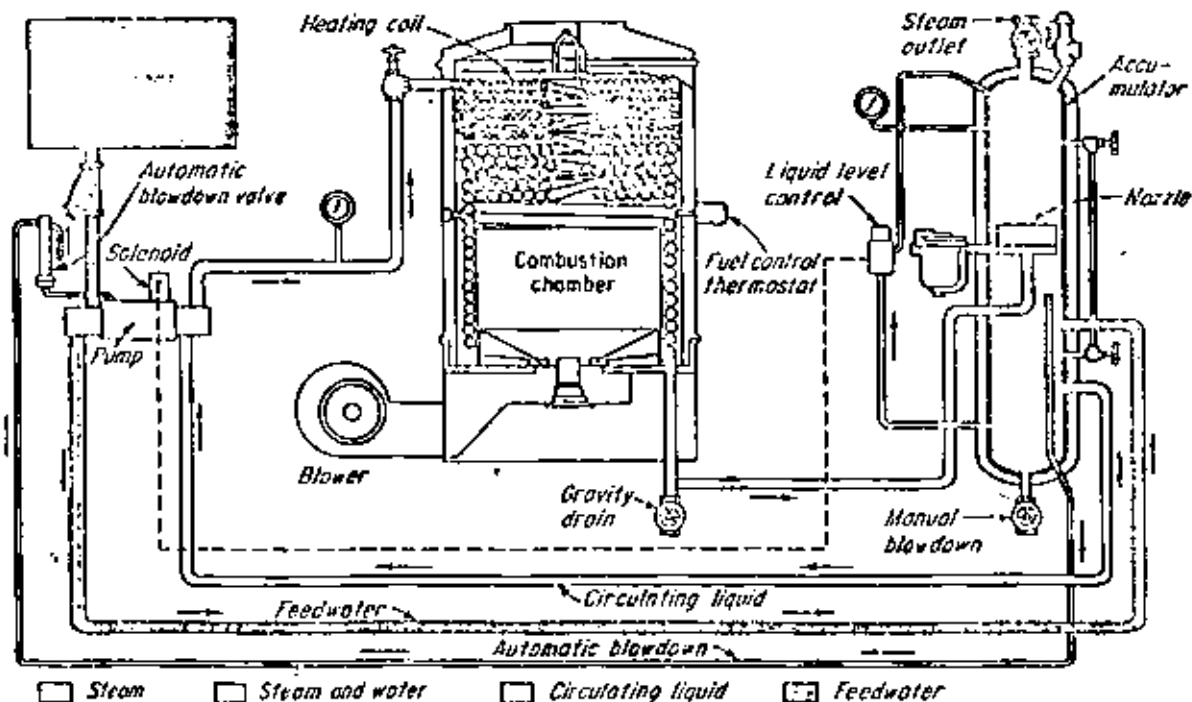


17 Multiple coil in this fast-steaming generator produces up to 10,000 lb of steam per hr. Forced-circulation watertube unit can be fired with gas or oil, has drum for water-steam separation

LARGER UNITS

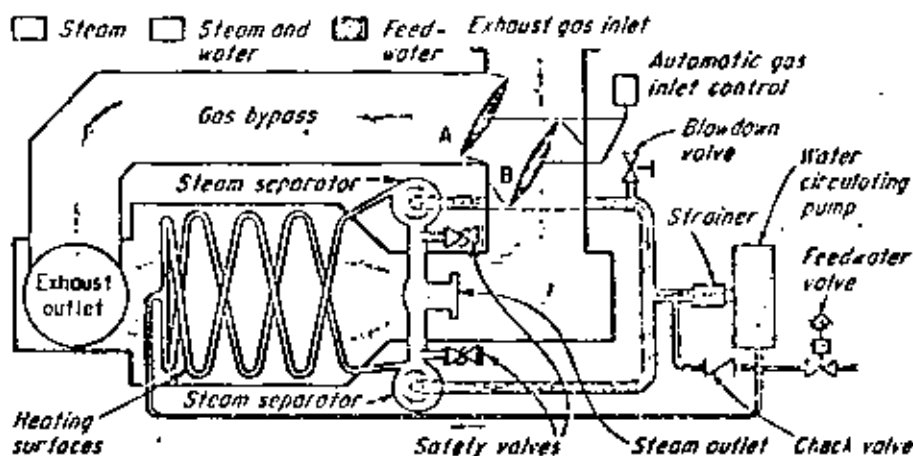
Stoker-fired field-erected units with the pressure range of say 100 to 250 psi, are still more widely used than oil or gas-fired boilers. In this pressure area, boilers range all the way from 15,000 to 200,000 lb of steam per hr capacity. It's in the portion between 15,000 and 80,000 lb per hr that most of the water-tube packaged boilers can be found, and here is where oil and gas fuels are becoming increasingly popular.

Heat release in the field-erected stoker-fired boilers may reach 1-million Btu per hr per sq ft of grate surface and 50,000 Btu per cu ft of furnace volume; average heat release figures are some 25% lower. Keep in mind that "heat release per cu ft" is a valuable indication only when the volume, shape and general configuration of the heat-absorbing portions of the furnace are known.

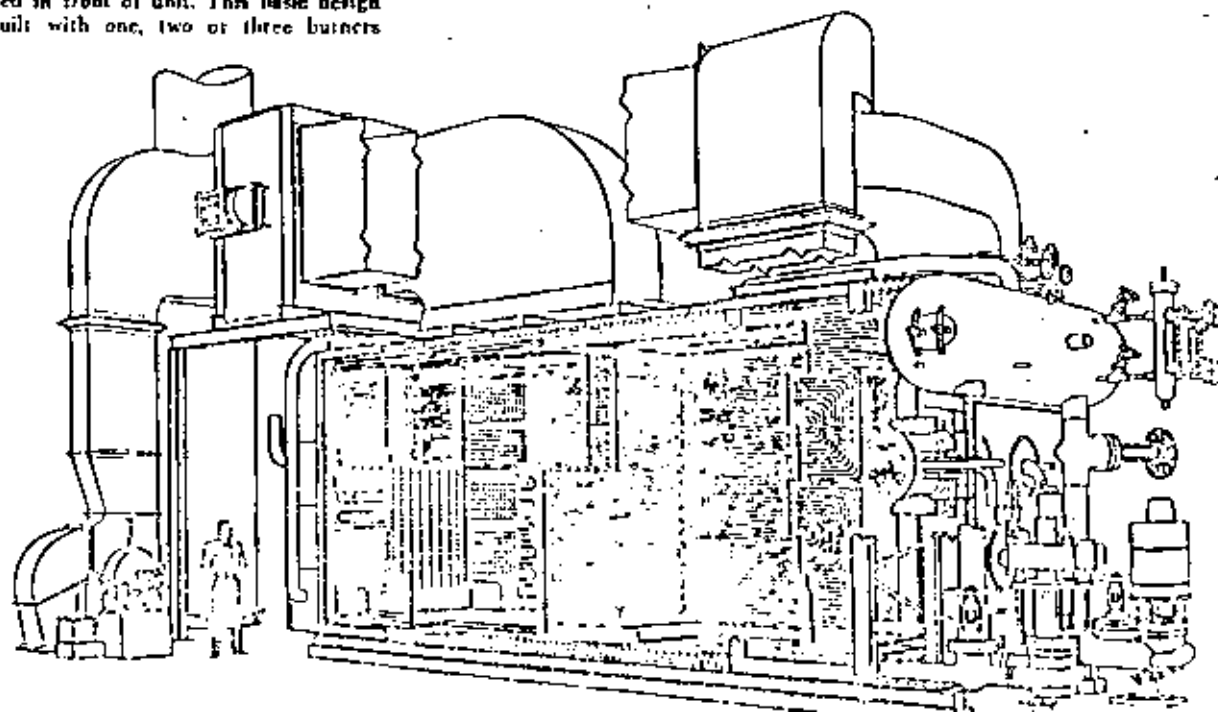


18 Monotube coil is helically wound in this quick-steaming watertube unit. Diaphragm circulating pump transfers hot water from coil to vertical steam accumulator. Here steam and water are separated by centrifugal force. Unit has many uses

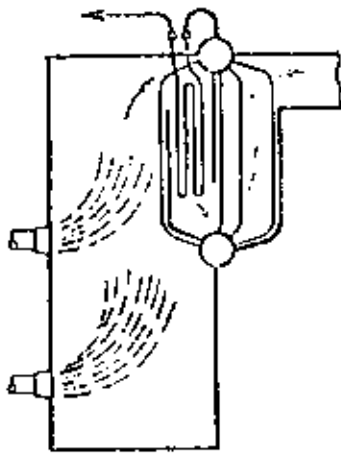
19 Doughnut-shaped centrifugal steam separator is key feature of this generator. Dry steam collects at center, water gathers at the periphery. Unit was originally developed to use exhaust heat from gas turbine or internal combustion engine



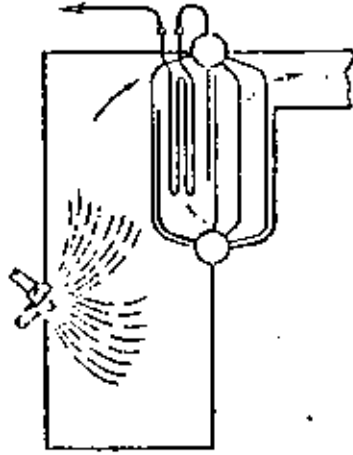
20 Controlled-circulation Lamont-type generator is available for producing high-temperature water or steam. One steam separation drum and a circulation pump are located in front of unit. This basic design is built with one, two or three burners



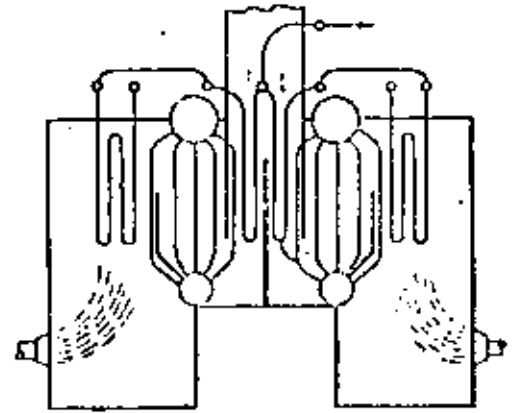
Steam-temperature control may follow one of many techniques



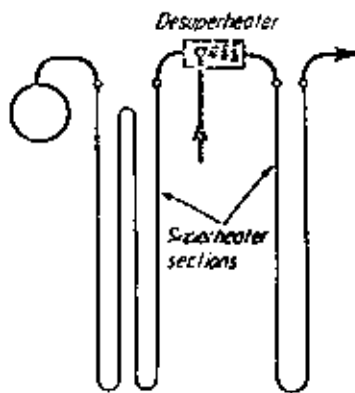
6 Lighting off additional burners raises steam temperature, increases superheater action; upper burner row is most effective



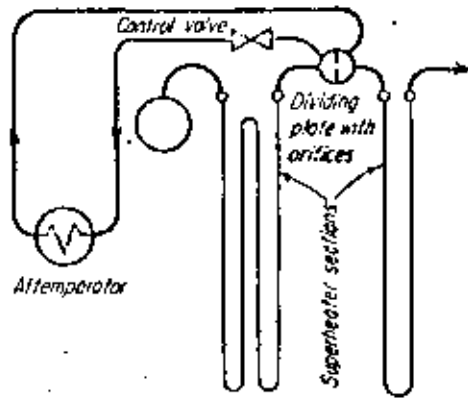
7 Tilting burners varies superheat. Heating is lowered by directing flame downward; raising increases superheater temperature



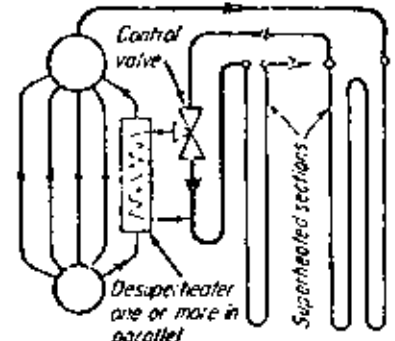
8 Twin-furnace design permits independent firing rates. This flexibility makes it easier to control the steam temperature



12 Pure water sprayed into the superheated steam vaporizes. Degree of superheat is reduced by heat of vaporization



13 In an effort to avoid steam contamination, desuperheating can also be done through use of shell-and-tube heat exchanger



14 This arrangement has desuperheater, between primary and secondary sections, receiving controlled amounts of steam

a nuclear reactor. External superheaters are of the once-through type and may include a reheater section.

WHY STEAM TEMPERATURE VARIES

Precise regulation of superheated steam temperature is one of the requirements for successful operation. Steam temperature tends to fluctuate as a result of many operating conditions, such as changes in excess air, in feedwater temperature, in type of fuel, and depending on the state of cleanliness of the heat-absorbing surfaces.

Excess air affects convection and radiant superheaters quite differently. In the former, an increase in excess air raises superheater temperature because gas flow over the surfaces is greater. For radiant superheaters and reheaters, an increase in excess air lowers steam temperature simply because furnace temperature is reduced. This varying of excess air is sometimes used to control steam temperatures; however, it is not recommended because unit efficiency is adversely affected by higher air quantity.

Feedwater temperature may be increased to lower steam temperature. Here, since less fuel is needed because of

higher feedwater enthalpy, gas weight and temperature decrease and superheaters receive less heat. Inversely, heavy use of steam for plant auxiliaries tends to increase steam temperature because more fuel is fired.

Fuel changes come into the picture too, partly because of the Btu content and partly because of different effect various fuels may have upon heating surfaces.

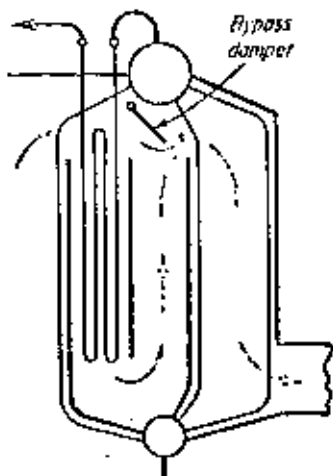
TEMPERATURE-CONTROL METHODS

Various methods, Fig. 6-16, are used to control steam temperature. Some act on the *fireside*, others on the *steam-side* of superheaters and reheaters.

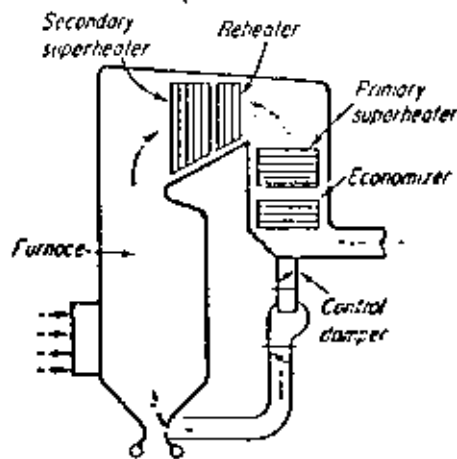
Fireside control may be accomplished by action on the burners (Fig. 6, 7), use of twin furnaces (Fig. 8), diversion of a portion of the gases away from superheaters or reheaters (Fig. 9), or by gas recirculation.

The last method is one of the most attractive. It consists in bringing back into the furnace a portion of the flue gases, generally taken at economizer level. The point at which these flue gases are admitted into the furnace (Fig. 10, 11) determines their effect upon furnace and outlet

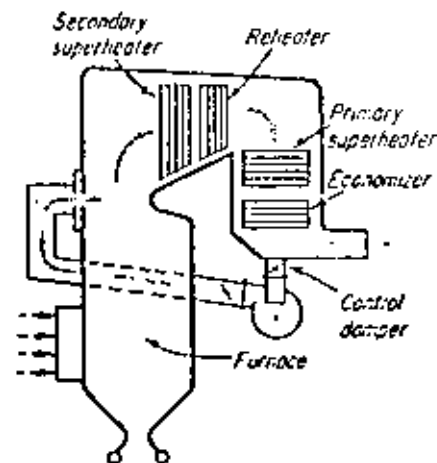
on the fireside or the steamside of superheaters and reheaters



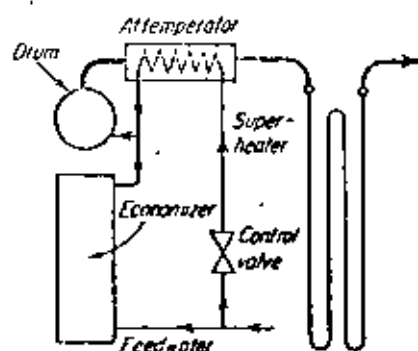
9 Dampers bypass portion of combustion gas around superheater and reheater; are most effective in upper steaming range



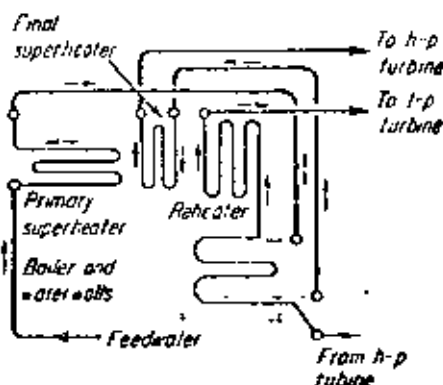
10 Partial gas recirculation affects the overall furnace temperature and, as a result, influences the total heat absorption



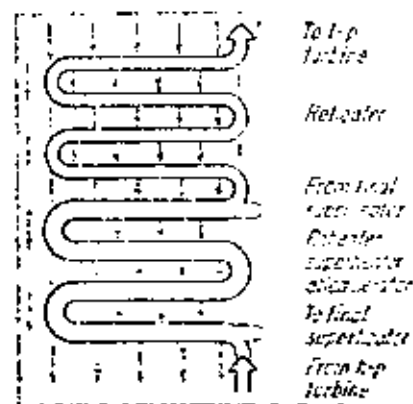
11 Here recirculated gases bypass most of furnace, affect only temperature at the furnace outlet and convection surface



15 In this hook-up the saturated boiler steam is partially condensed by feedwater, controlling the steam temperature



16 Tube carrying steam from radiant superheater is located within the reheater tube in convection portion of the steam generator. In this design both the reheat and superheat temperatures are interrelated by the individual mass-flow of the two fluids



gas temperature and, as a result, final steam temperature.

Steamside control also gives a series of solutions to the temperature-control problem. *Steam attenuation* is the process whereby steam temperature is lowered by a partial desuperheating. This can be accomplished by spraying pure water into the steam—the direct contact system—or by passing all or a portion of the superheated steam through various types of heat exchangers, Fig. 12-15.

Direct contact attenuation is generally done in a header between primary and secondary superheaters. Steam which is moistened by spray, becomes thoroughly dry in secondary superheater before going to turbine.

Mutual attenuation, involving both superheater and reheater, is still another manner of regulating steam temperature. Fig. 16. There are several ways of doing the job. In the method illustrated, superheater tube is actually located inside the reheater tube in convection section of reheater. In another design a separate attenuator is brought into the picture. Thermostatic valve regulates proportion of reheat and superheated steam.

Several methods are often used together in boiler.

Which one predominates may be an operating decision.

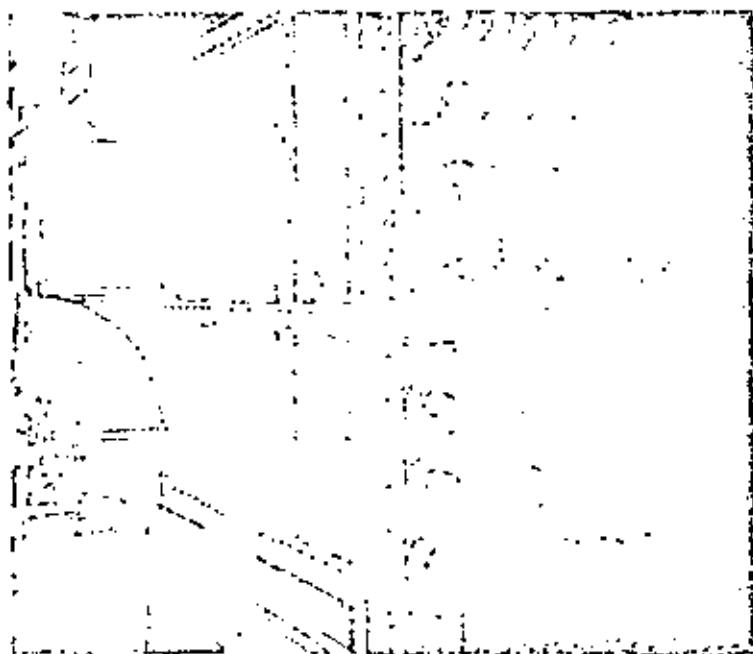
Instruments are used to inform the operator how the equipment is performing and guide him in his adjustments. These, in turn, can be made manually or automatically, right at the boiler or by remote control.

HEAT RECOVERY

When the flue gases leave the heat-absorbing section of a boiler, they contain a considerable quantity of heat energy. The heat in dry flue gas is the largest single loss in a steam generator. A substantial portion of that heat can be recovered by *economizers* and *air heaters*.

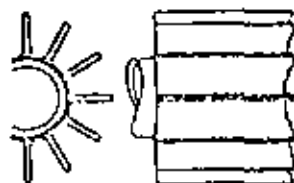
The economizer heats the feedwater. For every 10-11 F increase in feedwater temperature, steam-generator efficiency increases about 1%. In the air heater, the last available heat in the flue gas is transferred to the incoming combustion air. With the common fuels (coal, oil, gas) and considering identical furnace conditions, steam generator efficiency increases by about 2.5% for a 100 F drop in exit gas temperature. From the air end, this means a gain of 2% for each 100 F increase in air temperature.

Economizers and air heaters squeeze heat from flue gases to boost . . .

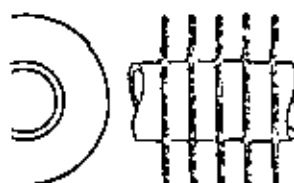


17 Economizers using cast iron, with extended surfaces, are often located before air heaters, sometimes outside boiler

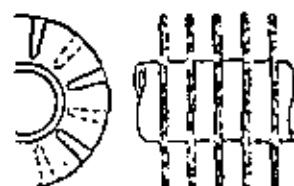
Extended surfaces increase heat absorption



Welding continuous fins onto tubes lengthwise increases heat transfer. This design also improves antisag feature. Typical fins used today may be 1/8 in. thick, 2 in. high



Another extended heating surface consists of gilled ring tubing made of cast iron or steel. Fins may be squarishaped, totally independent or a continuous spiral



One design favors separate lenticular-shaped steel lugs that are welded around the tube. They keep soot from accumulating and are easy to keep clean

ECONOMIZERS

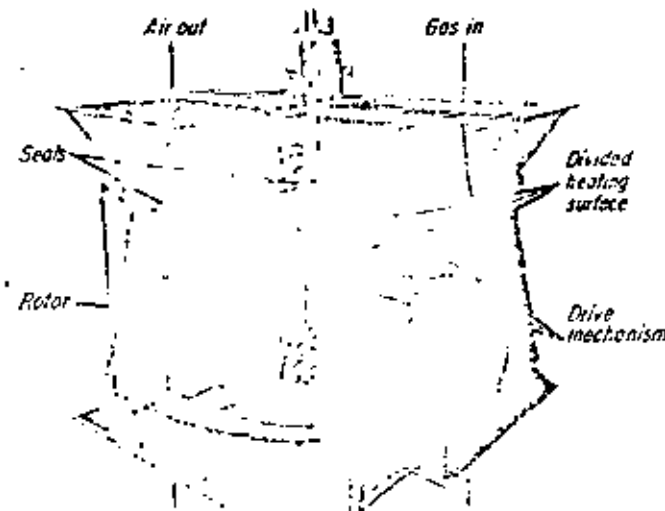
Probably the oldest method used for recovering heat from boiler flue gases consisted of passing gases through a cast iron heat exchanger to preheat feedwater. Cast iron economizers are still used today when flue gas temperature is low and acid condensation may be expected, Fig. 17. But steel tube designs are the general rule. Steel tubing can be thinner, spaced closer, offers greater heating surface per cu ft, weighs less, and is more economical. Because of the relatively low temperatures at which economizers operate, much exposed surface is needed. For this reason, extended heat-absorbing surfaces are often provided to increase contact between metal and gas (see box above).

To avoid internal corrosion, water to economizers is

generally deaerated. It is also good practice to maintain a fairly high pH—about 8-10. Water temperature at inlet should not cause sweating of outer surfaces. This factor limits inlet water temperatures to a 200 F minimum for low-pressure boilers, near 400 F for high-pressure units. Where maximum resistance to corrosion is desired, both externally and internally, many engineers prefer a combined steel and cast iron design.

Economizer locations vary. *Integral* design is akin to a bank of boiler tubes having their own drums. It may be located within boiler settings as part of convection surface. Sometimes one drum only is used and economizer ties directly into boiler drum. *Independent* arrangement uses a continuous tube design in flue gas flow generally

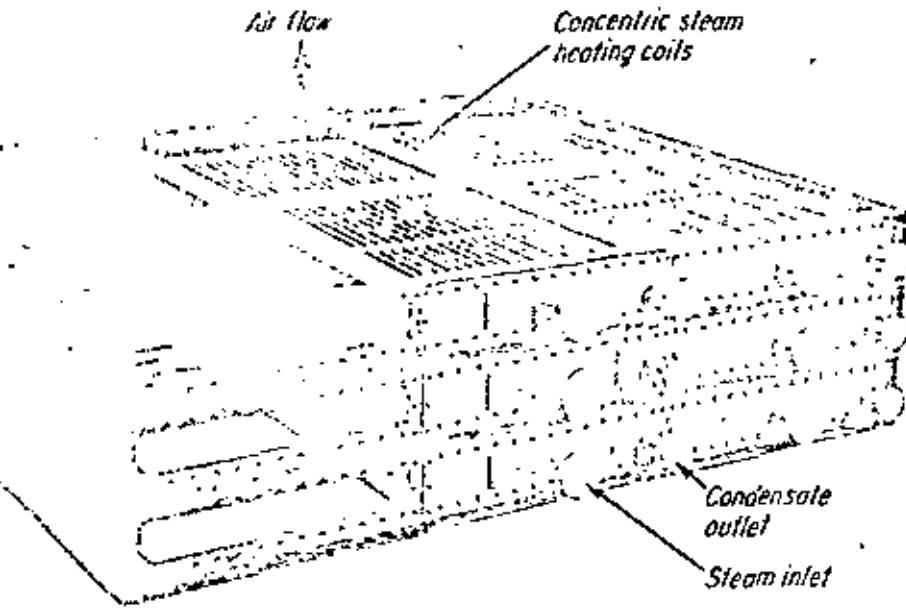
23 Regenerative air heater containing rotating heat-storage elements takes heat from flue gas, transfers it to incoming air



24 Individual baskets house thin, corrugated metal used for heat transfer. Unit is designed for ease of inspection, maintenance



... incoming water and air temperatures



18 Here steam enters 3/4-in. perforated inner tube, concentric to a 1-in. tube. Superheated portion of steam is desuperheated by passing through tubes. When in outer chamber, steam heats air, condenses, is carried off. Unit, which will not freeze, is used to protect main air heater against corrosive condensation

before air heater. This is most common. Methods now used for internal cleaning of boiler elements have minimized need for easy access to economizer tubes. *External* economizers are used where space limitations within boiler settings rule out internal location or where an economizer is added to an existing installation.

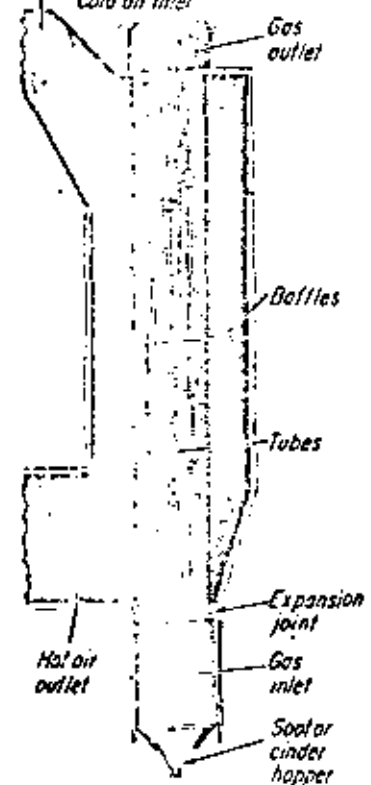
AIR HEATERS

Final heat recovery from boiler flue gases is accomplished in the air heater. Here, gas temperature is reduced close to the dew point—the temperature where moisture starts condensing out of gas. This point is the lower temperature limit for operation. Stepping below that point will invite corrosion, aggravated by acids formed from sulfur products in the flue gas. Air heaters may be classified as *tubular* or *regenerative*.

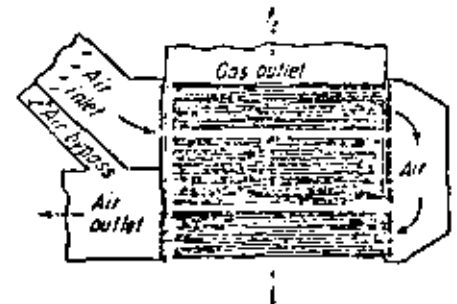
Tubular design, Fig. 19, is available in cast iron or steel. In essence it is a nest of tubes in tube sheets, enclosed in a reinforced steel casing. This casing serves as the air or gas flue and is provided with air and gas inlet and outlet openings. The vertical type is shown. Dust and cinder hoppers are required under the heaters. Different arrangements of tubular air heaters are shown, Fig. 20, 21.

Steam is sometimes used as heat source in a preliminary air heater, Fig. 18. Here the unit is installed in duct to protect main heater against condensation and corrosion. In the design shown, concentric tubes are used to desuperheat any superheated portion of the incoming steam flow, thus increasing heat transfer, improving temperature distribution, protecting heater against freezing.

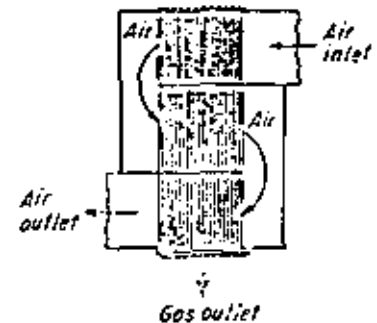
Regenerative air heater, Fig. 23, 24, consists of a rotor, turning at about 2 or 3 rpm, filled with thin corrugated metal elements. It offers a large surface of contact



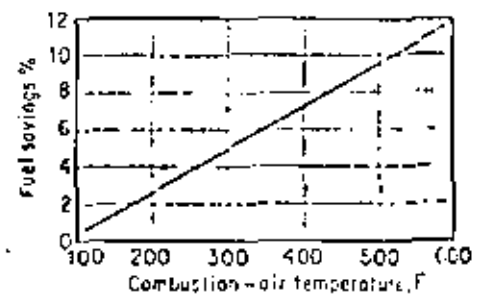
19 The tubular air heater is basically a nest of tubes enclosed in a steel casing



20 In this design, air passes inside tubes while the gas crosses at right angles

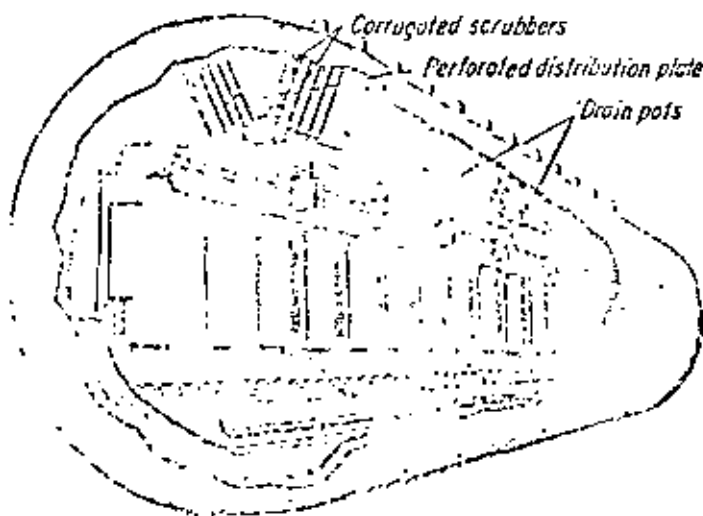
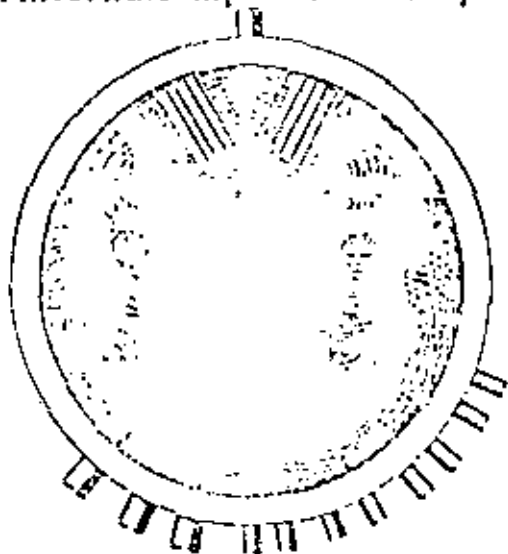


21 Cases flow through tubes here, while air is directed across tubes by baffles



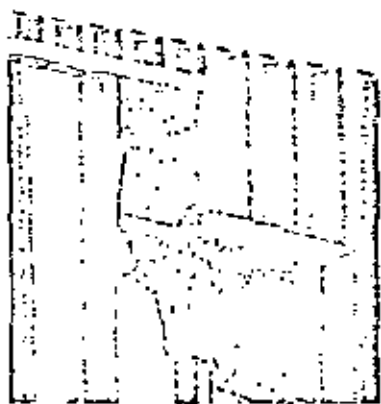
22 Figure on 2,500 higher efficiency for each 100 F increase in combustion air

Drum internals improve steam quality, waterwalls boost performance

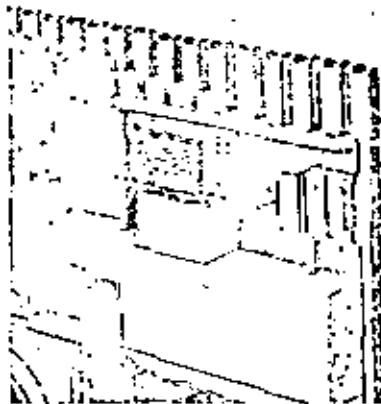


25 Mechanical steam separation in boiler drum is done with cyclones and corrugated scrubbers installed along length of

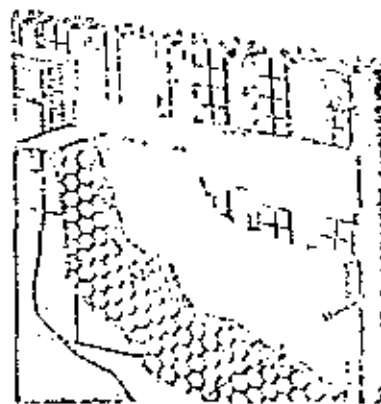
drum. As steam-water mix enters cyclones, water is thrown off by centrifugal force. As the steam rises, scrubber completes job



26 Welded-wall sections composed of tubes and welded bars. Result is tight furnace with lagging, minimum insulation



27 Tangent-tube requires added supports and provision for expansion. Smaller tubes are used with once-through designs



28 Stud-wall technique generally used for slag-tap furnaces, around cyclonic furnaces. Molten slag does its own coating

for heat transfer with little resistance to gas or air flow.

Hot gases pass through one half of the heater, air through the other half. As rotor turns, the heat storage elements transfer heat, picked up from the hot zone, to the incoming air zone. As with other heaters, this unit may be installed in a vertical or a horizontal position.

Corrosion can be a problem in the low-temperature gas zone. It may be aggravated when residual oil is burned because of the sulfur, sodium and vanadium in the ash. Some solutions are pointed out in the discussion on maintenance and operation, pp S-46-47.

STEAM-DRUM INTERNALS

As steam pressures increase, certain aspects of boiler operation take on increased importance. Steam quality is one. Contamination of the steam by water or solids cannot be tolerated if high turbine performance and long equipment life are expected. The steam must be free of possible impurities picked up in the system and reintroduced into the boiler with the condensate or makeup water. And steam must not carry over water droplets. It's in this area that the boiler drum internals play a most essential role.

One design for drum internals is shown, Fig. 25. Here the separation of water from steam is done in cyclones installed along the length of the drum with steam scrubbers above the cyclones. This procedure is often supplemented by a third step, steam washing. Here pure water is sprayed into the scrubbers to wash out silica vapor from the steam and return it to the water.

To avoid harmful silica deposits in turbines, silica in steam should be kept below a concentration of 0.025 ppm. This means that 2000-psi boiler-water silica content should be well under 1 ppm.

Furnace wall construction becomes even more important as pressures, temperatures and boiler sizes increase. Operating conditions are more stringent. Example: Internal mass-flow of fluid in furnace walls must balance out with external gas temperatures in order that adequate furnace temperature, maximum heat absorption and proper gas cooling occur at the same time.

Typical wall constructions are illustrated, Fig. 26, 27, 28. Specifically, the wall construction shown, Fig. 28, is used where the designer wishes to have slag from the coal build its own coating on the tubes; for example, in

Partly shielded radiant superheater

Bypass

Induced draft fan

Hot air duct

Forced draft fan

Tangent tube furnace wall

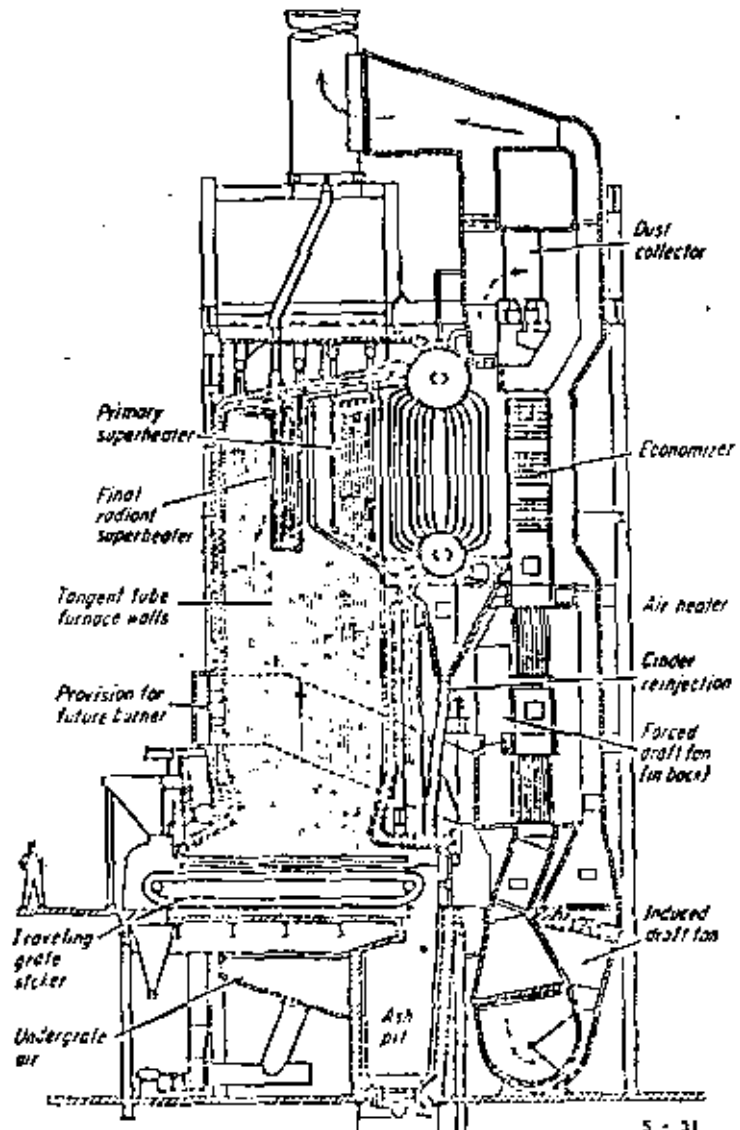
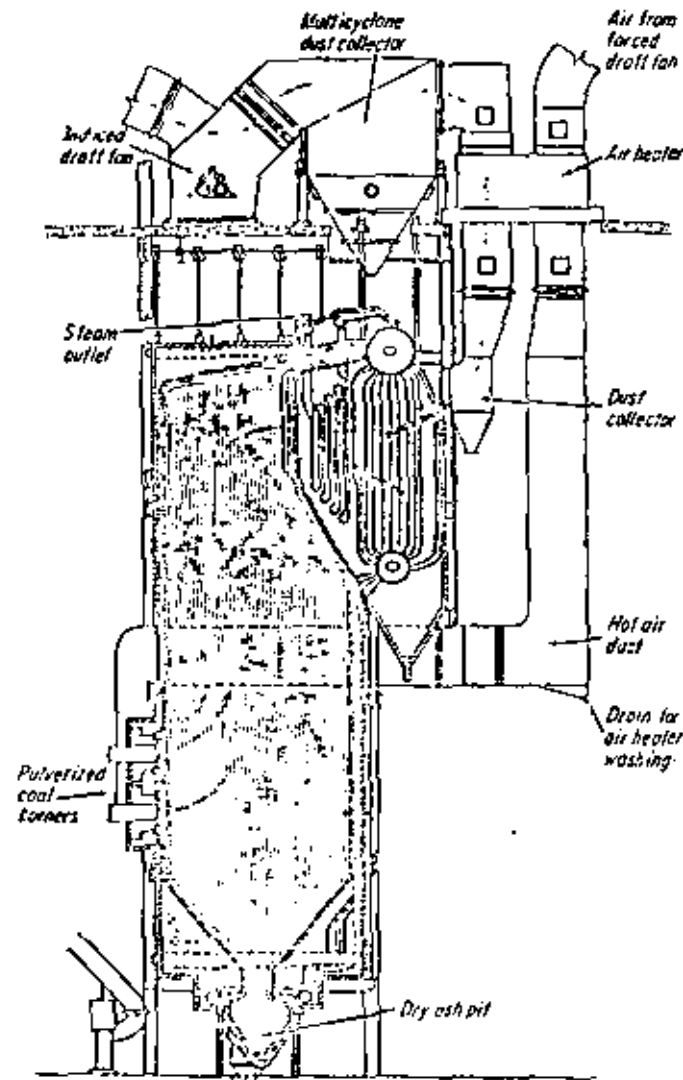
Partly shielded radiant superheater

29 This 40,000-lb per hr steam generator operates at 450 psi and 750 F. Note large diameter drums and headers designed for easy access. Other features include wide spacing of wall tubes backed by refractory. The air heater can be bypassed at low ratings

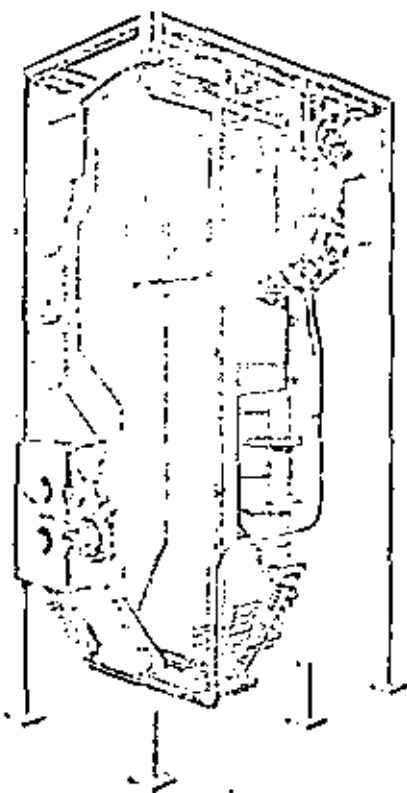
30 Steam generator shown is another manufacturer's approach to popular two-drum vertical-tube design. The furnace tubes are tangent and run entire length of furnace. Gas or oil burners receive air from a regenerative air heater. Superheater follows long design

31 Area of water-cooled furnace walls with tangent tubes is large compared to modest area of convection section. Height to drum is 75 ft for this 245,000-lb per hr steam generator. Duct, right, carries air from the regenerative heater to pulverized coal burners

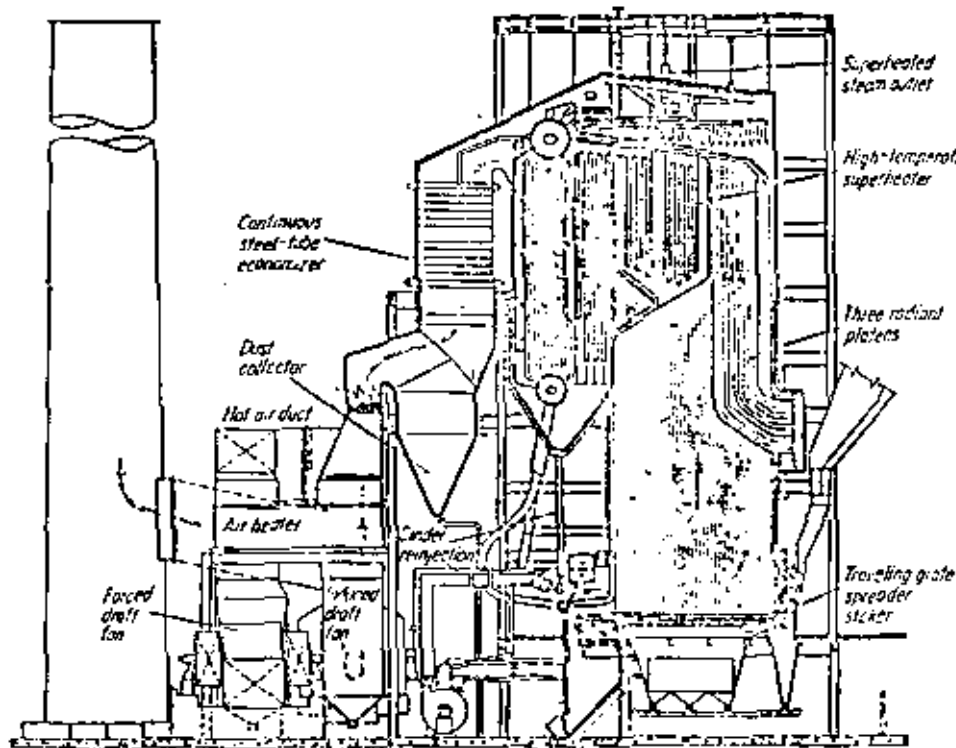
32 Typical spreader-stoker-fired steam generator, with both radiant and partially-shielded superheaters, dust separator, economizer. Cross-flow heater delivers combustion air to both spreader and traveling grate. Design provides for bypassing of dust separator



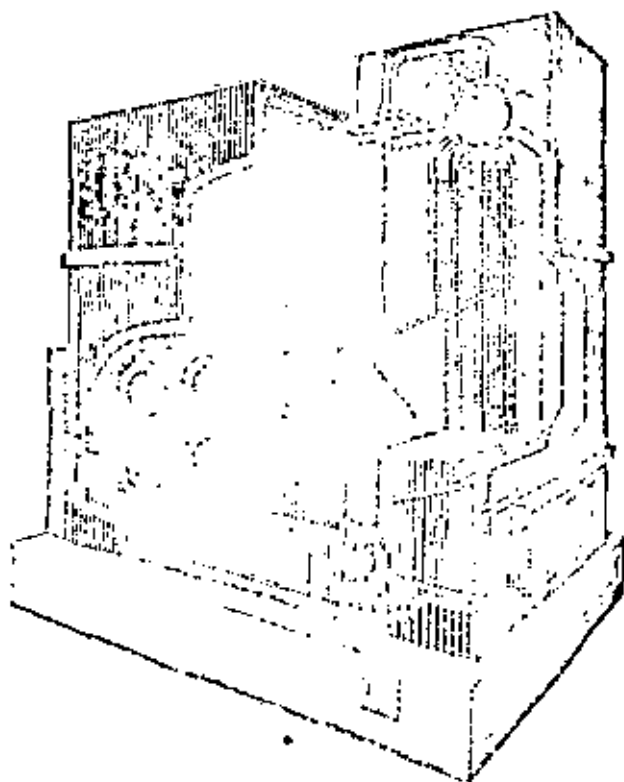
Flexibility and modular design emphasized as unit size increases



33 Capability exceeds 1/2 million lb per hr at 1500 psi and 960 F. No battling in boiler section; finned-tube wall is used



34 Lignite is fired in this steam generator on a twin-spreader stoker believed the largest in operation. Stoker is 38 ft wide by 27 ft on shaft centers. Unit has peak capability approaching 700,000 lb per hr at 1300 psi, 955 F; uses two-drum, natural circulation



35 Modular construction includes waterwalls of welded tube-and-plate design. Shop-constructed panels shipped complete with headers. Bating depends on modular additions

the lower area of a slag-tap furnace or for a cyclonic-action furnace. Here the desired temperature can be maintained automatically because slag coating melts when furnace temperature rises. This melting tends to increase the cooling effect from the tube behind, which re-establishes optimum thickness. In some, a chrome-base refractory coating is applied initially to aid the slag-forming process.

Steam generators shown on these pages serve to illustrate how furnace design is varied with type of firing. Height of unit, Fig. 33, gives fuel burned in suspension sufficient time to complete combustion before reaching furnace outlet and the heat-absorbing surfaces in boiler convection zone. Furnace height in the stoker-fired unit, Fig. 31, can be lower since a portion of the solid fuel burns slowly on the traveling-grate section of the spreader stoker.

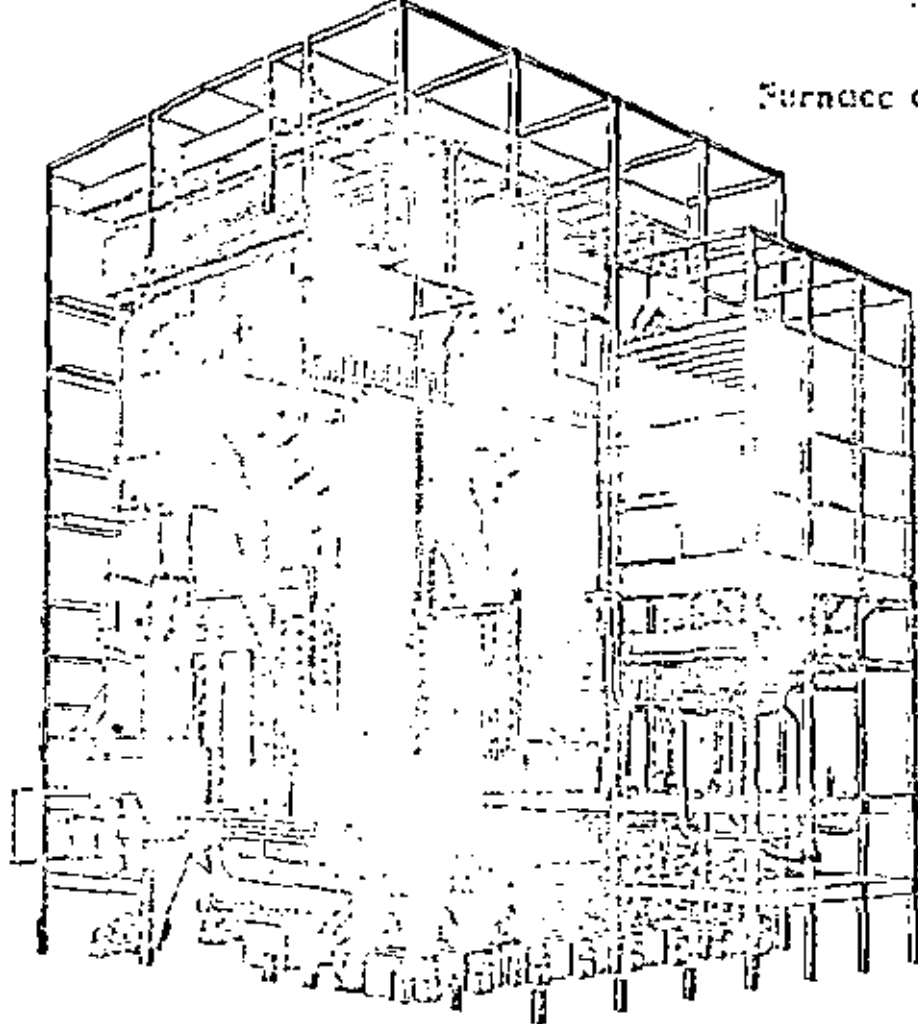
Furnace side of steam generator is becoming more the designers' concern for reasons of accessibility, a major factor in erection, maintenance and repair. Some manufacturers today ship drums and headers equipped with shop-welded stubs. In the field, the superheater and reheater tubes are butt-welded in position. Repairs to steam generators can often be made from furnace side.

LARGE-ROLLER DESIGNS

Of the many developments in large steam generators, several are illustrated by units shown on these pages. Module construction is one feature being used by manufacturers to economically build medium- and large-size units.

The largest number of steam generators designed for a

Furnace construction plays key role



Twin-furnace design with positive circulation produces 1.8 million lb per hr of steam at 2100 psi, 1050 F and one reheat to 1050 F. Many features of modern steam generators are illustrated. Multinozzle burners in each corner of the furnaces cause pulverized coal flames to impinge on each other, creating a vortex of flame properly centered in each furnace. Since burners can be tilted, steam temperature in each half of unit can be controlled independently (see pp S 26-27). Exit steam temperature is held steady over entire boiler load range.

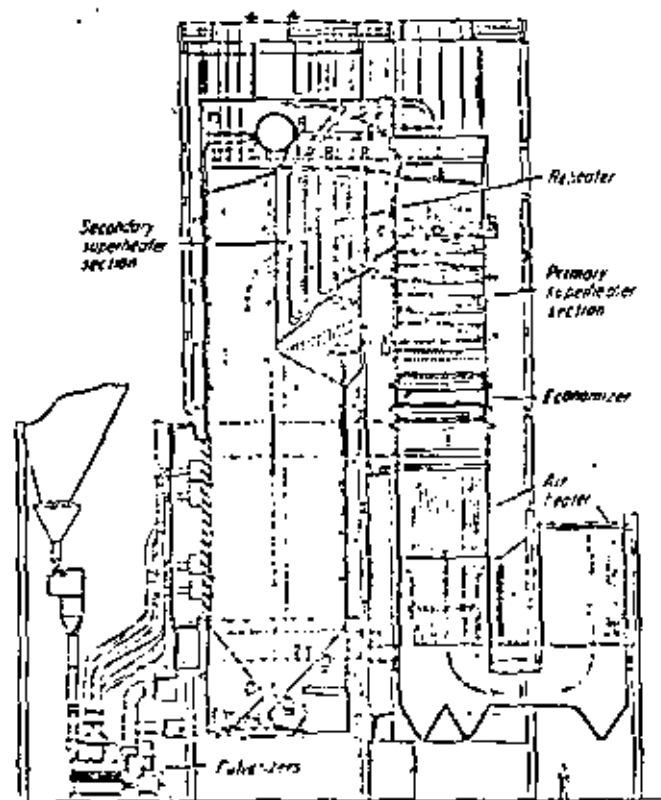
Unit has a platen superheater on top of one furnace, a platen reheater atop the other. Wall separating twin furnaces is generally watercooled and an active steamer. Furnace tubes in this unit are 1 1/4 in. OD compared with the usual 3 1/2 in. in many watercooled furnaces. This means thinner walls, higher velocities through tubes, rapid startup time. Operation is fully automatic, including flame-failure protection, remote starting.

conservative temperature, pressure and capacity range find their way into industrial plants, also into smaller utilities for power generation (POWER, Oct. 1962, pp 80-84; Oct. 1963, pp S 6, 39, 11). These units are generally the two-drum, natural-circulation, vertical-tube types and may generate between 100,000 and 400,000 lb of steam per hr. Most are field-erected. To construct them economically, manufacturers often follow the module scheme.

Modular construction leads to designs where larger units can be built by simply adding more sections, Fig. 35. The modules are essentially waterwall panels which may be shipped completely assembled with drums and headers. Unit shown is supported on four corner piers with space beneath the furnace floor constituting a plenum chamber for heated combustion air. Location of superheaters, one in radiant zone and the other shielded, generally control steam temperature without need for attemperation.

Radiant heat generates all the saturated steam in unit, Fig. 36. There is no convection section until steam reaches superheaters. In the convection zone are found the drainable primary superheater, the economizer and the main section of the tubular air heater. The final superheater is pendent. Steam attemperation can be handled between the primary and the secondary superheater sections. A preliminary section (closest to the stack) of a tubular air heater is shown, right. Being in the cool-gas section, it can be readily inspected and replaced.

Unit illustrates pulverized-coal firing with dry-ash removal in solid form; oil or gas may also be used. A slag-



36 Here steam generation is largely by radiant energy transfer—there are no boiler convection sections. Capacity from 300,000 lb per hr up, multiple furnace if needed

tap furnace can be installed when the fusion temperature of the ash is low. In such a case, burners with cyclonic action may also be suitable.

Stoker-fired unit, Fig. 31, is designed to fire lignite and will produce 650,000 lb per hr. Operating pressure is 1300 psi and 955 F. To meet the maximum capability of the turbine, a peak steam capacity of 685,000 lb per hr was set as the design limit. Unit is a two-drum natural-circulation design. It has three saturated steam platens to increase steam generation in radiant part of furnace.

At full-load, feedwater enters the economizer at 438 F and exits at 502 F through six 6-in. OD feeder tubes.

Boiler heating surface consists of a boiler bank and the furnace radiant surface, including the platens. Furnace walls, fed by external circulators, are 3 1/4-in. OD tubes entering the drum either directly or through bifurcated tubes. Furnace is over 39 ft wide, 21 ft deep, with a volume of 43,600 cu ft. Total radiant surface is 3586 sq ft.

The superheater has both radiant and convection sections. Steam-temperature regulation (see pp S 26-27) is provided by a spray unit located between superheater sections. A regenerative air heater is used which will provide preheated air at 195 F from a 180 F ambient.

This unit is a semi-outdoor installation located in an area where sub-zero air is common. This extremely cold air, in combination with high moisture fuel, demands cold-end protection in the form of a hot-water coil heater

to raise air from -10 F to +30 F, utilizing turbine extraction as the heat source.

LARGEST STEAM GENERATOR

The largest steam-generating unit to date is presently under construction. It will supply steam for the 1000-mw Unit 3 of Consolidated Edison Co's Ravenswood Station in New York City. This boiler will generate up to 6.5-million lb per hr of steam at 2570 psi, 1000 F, with one reheat to 1000 F—thus, a subcritical unit.

Boiler is actually designed for a pressure of 2990 psi. It will operate about 5% above its nominal pressure of 2400 psi. Feedwater will enter the economizer at a temperature of 490 F, and steam will come to the reheater at 650 F. The boiler will be a twin-furnace unit and, outside of size, will mark one important step forward: one furnace and one-half of the boiler will be able to keep operating if the other half fails. Load reduction would be only 500 mw. Each half of the boiler has its own drum and circulating system, its own air and gas ductwork. Hot air for combustion will be supplied by four regenerative air heaters. Fuel will be heavy oil, and steam air heaters will preheat to about 150 F, the air going to the main air heaters. Pulverized coal may be used at a later date.

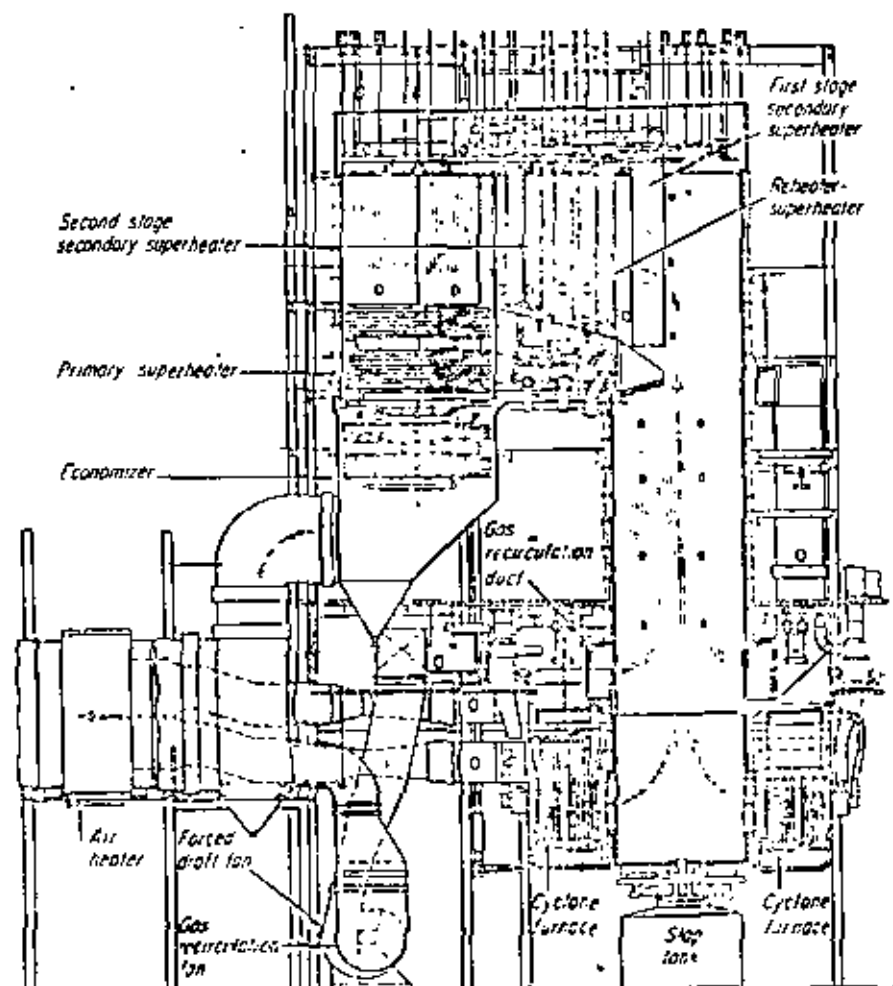
Steam temperature and feedwater regulation, as well as combustion, are to be electronically controlled, with solid state parts—valves, dampers pneumatically actuated.

Once-through steam generator spans wide-pressure range

Once-through boilers receive feedwater at one end of a continuous tube and discharge steam at the other. Entire process of heating, steam formation and superheating is carried out in a single tube. Note the complete absence of a steam drum. Actual design, right, consists of a great multitude of such once-through circuits discharging into a common outlet. This unit handles pressures either below or above the critical pressure of 3206 psia.

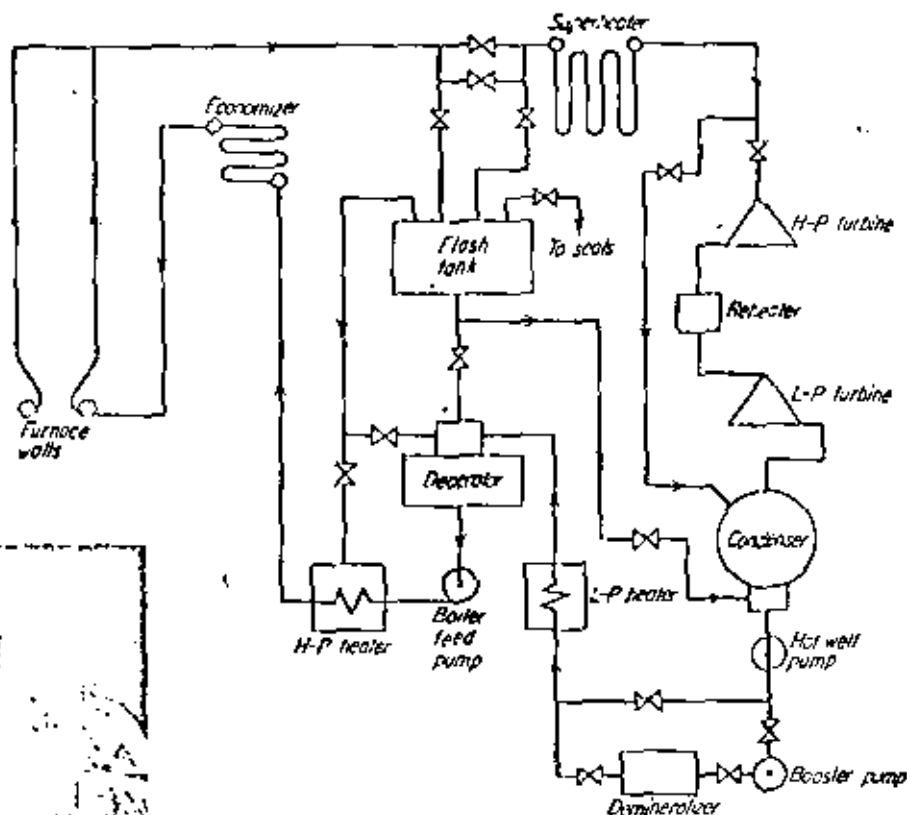
Water-steam flow is through furnace walls, primary horizontal superheater and, finally, the first and second sections of secondary (pendent) superheater.

Furnace with cyclonic action shown operates on pulverized coal, gas or oil. Fuel is fed tangentially with air into horizontal furnace. With coal of low-ash fusion temperature, intense heat melts slag which flows into a receiving tank at the bottom. Equipment erosion and air pollution are minimized because of insignificant flyash release. Upon starting, or at low load, steam bypasses superheater, goes to flash tank, then returns directly to the boiler as shown on flow diagram, facing page.



Bypass system handles unit startup and low loads

Supercritical-pressure cycle must maintain active furnace-wall circulation at low loads and startup when little or no steam goes to the turbine. In system, right, the steam generated discharges to a flash tank. Steam separated from this fluid is directed to turbine seals, deaerator and hp heater. It can also be used for rolling the turbine. Automatically controlled high-pressure stop valve and return line valve between flash tank and superheater return cycle to normal when quarter load is reached. Photo below shows heavy thickness of tubes and headers at these pressures.



Supercritical pressure systems

Attractive heat rate and inherent economy of large-capacity plants spur trend to big supercritical pressure steam generators

Popularity of supercritical-pressure generating stations for public utilities is on the increase. Nearly 50% of the steam-generating capacity bought by U.S. utilities during 1963 was for supercritical-pressure cycles. This represents a total of eleven units with a combined output of 6690 mw compared with only four units totaling 1965-mw purchased the year before. In the U.S., Germany and Great Britain there are now about 40 supercritical-pressure boilers in operation, under construction or on order.

At the critical pressure of 3206.2 psia, steam and water coexist at the same density. When this high-pressure mixture is heated above its 705.4 F saturation temperature, dry superheated steam is produced. Steam generators employed for this service are the once-through type illustrated on the facing page and on page S 36.

Supercritical units may be fired with gas, oil or coal. For a given capacity the gas-fired unit is the least expensive. Coal firing costs the most, mainly because of wider tube spacing and additional heating surface needed. Coal firing is generally accomplished either with a cyclonic furnace or with tilting multinozzle burners. In either case, furnace protection is integrated to perform several functions, including: (1) purging, (2) control of startup air and fuel, (3) burner programming, and (4) flame monitoring. System is interlocked with failsafe features.

The first U. S. supercritical unit was pioneered by American Electric Corp at Ohio Power's Philo station. In operation since early 1957 their unit No. 6, rated at 120 mw, employs a once-through boiler designed to produce 675,000 lb per hr at throttle steam conditions of 4500 psi and 1150 F with two stages of reheat at 1050 F and 1000 F. The steam generator is fired with three 9-ft diameter cyclonic-action furnaces.

Shortly afterward, in Germany, the Huls Chemical Works installed a 675,000-lb per hr boiler designed for 4390 psi 1100/1050/1050 F. This was followed by Eddy-stone No. 1 of Philadelphia Electric Co, having a design pressure of 5000 psi, throttle temperature of 1200 F and two reheats to 1050 F. This 2-million-lb per hr boiler features two furnaces with each housing one reheater.

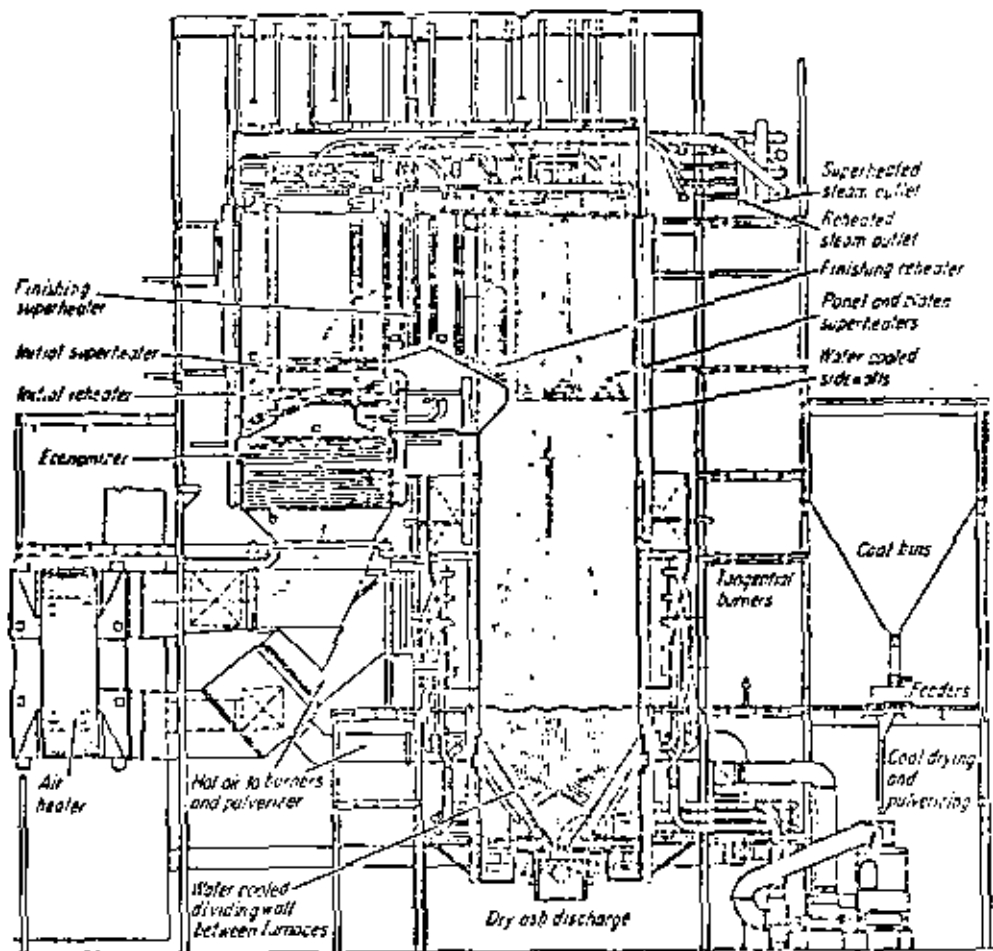
UNIT SIZE AND PRESSURE

Long-term trend in the electric utility industry has been to take advantage of the inherent economy of large capacity units. Plants of 300-mw capacity and higher are becoming more common even in smaller utility systems. But there is still considerable discussion about the relative merit of subcritical versus supercritical cycles in the 300- to 600-mw range. Recent studies indicate that 3700-psig operation will be more economical than 2100-psig cycles

Huge supercritical boiler is heart of 900-mw cycle

Steam generator, right, is designed for a primary steam flow of 6.4 million lb per hr at 3500 psig and 1000 F, with a single reheat to 1000 F for a rated turbine capability of 900 mw. Positive circulation employed at start-up and low loads is shown on the flow diagram (opposite page). Unit has a twin furnace and is fired with pulverized coal in multinozzle burners.

Flow goes from economizer to center wall. From there it goes to outer walls and enters rear gas-pass walls. Next come four distinct sections of horizontal, platen and regular pendent superheaters before discharge to the h-p turbine. Steam returns to a two-section reheater before entering the i-p turbine. Waterwalls are constructed of all-welded panels. Tubes are 1 1/4-in. OD on 1 1/4-in. centers. All high-absorption rate surfaces are constructed of Cr-Mo steel alloys.



in single boiler-turbine unit sizes above 300 mw, with the fuel costs prevailing in many geographical areas.

Much of the added cost of a supercritical 3500-psig cycle is due to the heat-transfer equipment (boiler and feedwater heaters), pumps and feedwater piping. A 3500-psig boiler costs more than a 2100-psig design because it requires more steel. Heating surface for a given fuel is the same per unit output, but tube thickness, and therefore the quantity of metal, increases. Total added cost then varies with the heating surface required per kw. Steam-piping cost is about the same for a 3500-psi, 1000/1000 F cycle as for a 2100-psi, 1000/1000 F hookup because lower specific volume offsets higher pressure.

Higher initial cost must be charged against savings due to improved heat rate at 3500 psi. Additional cost per installed kw for boiler, feedwater heating and pumping equipment may vary from \$1.25 for a gas-fired unit to \$1.80 for a pulverized coal job; the difference due to the greater heating surface needed for coal firing. These differentials are a big improvement over those which have existed until just recently and should lead to increased application of the supercritical cycle. Major steam-generator cost reductions have resulted from the use of smaller diameter tubes, welded, gas-tight furnace wall panels plus other design and erection simplifications.

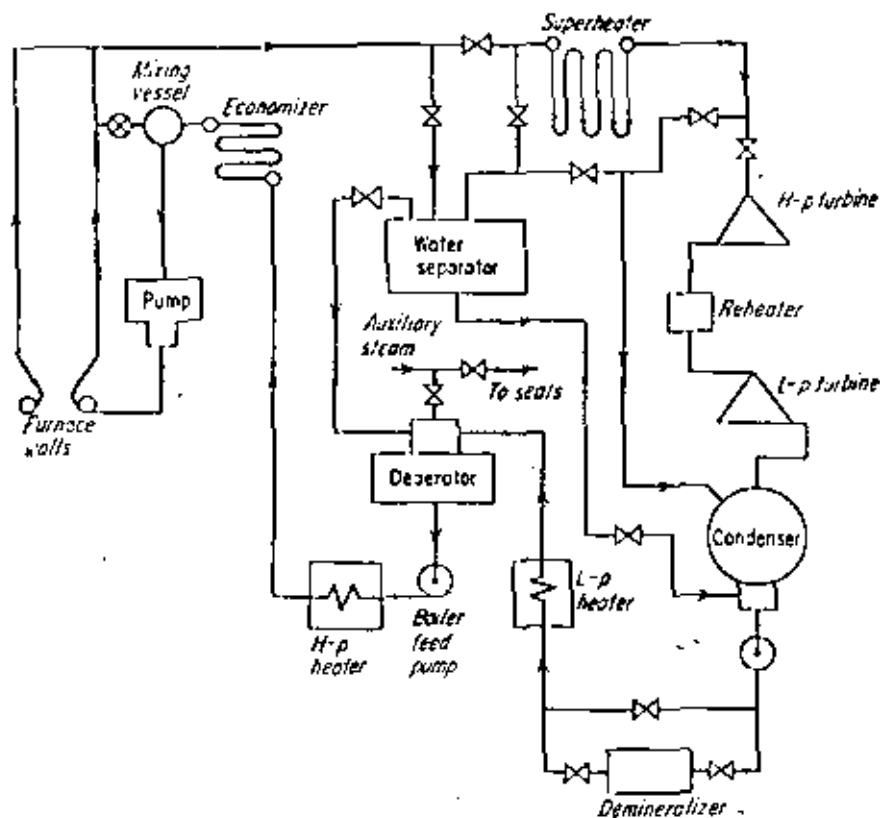
Another important factor in comparing 2100 to 3500-psi boiler design is that of tube metal temperature. Operating temperature of both metal and fluid varies greatly with a single-phase fluid at critical-pressure. This makes control of mass flow through tubes extremely important. Adequate mass flow must be maintained, particularly at low

loads and startup when once-through demand-flow alone would be insufficient to provide full tube protection.

Supercritical and once-through boilers also pose special water-treatment problems. Since there isn't any boiler drum, all water entering the circuit flows out as supercritical fluid. Any solids present in the feedwater will be carried off with the steam. These can form troublesome deposits in superheater or turbine. One source of impurities in the cycle is the presence of minerals in makeup and in the condensate, usually from leakage through the condenser from the cooling water. Another is metal oxides from preboiler corrosion. Condensate steam is treated by sending it through a polishing filter-deminerator system, designed to keep total dissolved solids below 0.01 ppm and silica below 0.01 ppm. Vapor-type chemicals, such as hydrazine and ammonia, are employed for oxygen scavenging and corrosion control in the preboiler cycle. Copper and iron oxide pickup must be closely watched.

First of the 3500-psi cycle designs was the 250-mw unit at Avon station of Cleveland Electric Illuminating Co. Capacity of this boiler is 1.7 million lb per hr with steam at 1100 F. It features a double combustion chamber, one housing the superheater and the other a 1050 F reheater. Unit size continues to grow with every new installation.

Today's largest supercritical installation, above under construction for a 900-mw generating cycle will produce 6.4 million lb of steam per hr. Steam generator is of the twin-furnace type with a water-cooled center wall in-between. Feedwater enters at 550 F and picks up about 100 F in the economizer. Recirculating pump, which is a feature of this particular design, circulates the fluid be-



Positive circulation uses pump and mixing vessel

In supercritical cycle, left, both start-up and low-load operation are handled by a recirculation pump and a mixing vessel. Other elements of the cycle are similar to bypass arrangement detailed on page S 35. The recirculation pump starts at low loads and boosts water-steam flow, first through waterwalls and then through other heating surfaces, in the boiler. Recirculation continues up to about half of full load. Exact point may vary with each installation. Since this recirculation pump "floats" on the once-through flow, a major portion of its power consumption reduces power needs of the main boiler feed pump. Fluid velocity in the furnace walls can be controlled independently of steam demand. This means pressure drop through furnace walls can be reduced. Steam from an auxiliary boiler is needed during startup.

tween successive water walls. When it reaches the first section of the horizontal superheater at a temperature of around 800 F, the fluid is no longer water. It is now a mixture of steam and vapor which must be dried and superheated. After passing through horizontal and pendent superheaters, 1003 F steam is ready for the h-p turbine.

Temperature is maintained at the exact control point by attenuation before entering finishing superheater. When that area is reached, the steam has absorbed about 83% of boiler capacity. Most of this energy is then released in the h-p turbine. Exhaust steam returns to the boiler and circulates through two sets of reheaters, bringing temperature back up to 1003 F, using final energy available in the boiler. Reheated steam discharges to an i-p turbine, then to l-p turbine and condenser. Resulting condensate is treated by a filter-demineralizer, more heat is added in a series of feedwater heaters and a deaerator. Feedwater is pumped through high-pressure heaters into the steam generator, ready for a new cycle.

Since this is a once-through design, without the recirculation feature in boilers with drums, provision must be made to supply enough cooling fluid to prevent overheating the furnace walls. This can be done in several ways. One method makes use of a mixing vessel and a recirculation pump, as diagrammed above. Fluid taken from the mixing vessel automatically recirculates through the heat-absorbing surfaces. This pump "floats" on the once-through system. Above half-load, the pressure drop through the furnace-system equals head produced by the circulating pump. At this point it no longer contributes to quantity of flow. Feedwater flow alone is then sufficient to fully

protect the furnace walls. But circulating pump still maintains its role as a booster to the main feed pump. Pumping a supercritical fluid which constantly changes temperature with rating—as much as 140 F in furnace walls—is a far cry from handling just water, but the circulation pump is not adversely affected. It merely handles a given volume of fluid at constant speed.

An auxiliary source of steam is needed at startup for the steam-turbine feed-pump drive, turbine seals, deaerator and the feedwater heaters. It is supplied—unit, p S 36—by a group of house boilers capable of producing some 180,000 lb per hr of steam at 500 psi with 100 F superheat.

Another supercritical system in widespread use employs a bypass method, diagrammed on page S 35 for starting and low loads. Enough flow is diverted around turbine and reheater to maintain required mass flow in boiler tubes. System returns to normal when quarter load is reached.

WHAT'S AHEAD?

A critical evaluation of early very high-pressure units caused engineers here and abroad to lower their sights to a 3500-psi level for the present. Economic limit on superheated steam temperature today is 1100 F and many conservative engineers feel that 1050 F should be the maximum. But even these temperatures cannot be reached without using high-quality alloys containing chrome, nickel and molybdenum for the superheater and reheater sections. Further increase in pressure and temperature now depends on the development of materials capable of physically and chemically resisting higher temperatures. Without higher temperature further increase in pressure

will not improve efficiency enough to be profitable.

Increase in thermal efficiency from higher pressure and temperature operation is closely related to the proportion of alloy steel which replaces carbon steel or of high-alloy steel which replaces a low-alloy steel. Savings from higher efficiency must be greater than additional cost of the special alloy tubes that make higher efficiency possible.

Goal of metallurgists is to develop alloys that have: (1) high-temperature strength, measured by their resistance to long-term creep; (2) structural stability to resist microstructural changes from severe service conditions; and (3) surface stability to resist corrosion and oxidation either on the gas side or the steam side. In addition, these alloys must be easy to fabricate and reasonably priced.

Waterside corrosion of steel and its alloys at high temperatures and pressures is not fully understood. But it is generally agreed that the protective film of magnetite, which tends to form during initial boiler operation, affords some corrosion protection, at least until proper feedwater treatment and control can be established.

Fireside corrosion is also a problem. Research laboratories are actively engaged in studying the role of sulfur, sodium, vanadium and other fossil fuel impurities.

SUPERCHARGED OPERATION

One way to improve cycle efficiency may be to combine a supercharged furnace with the high efficiency of operation at supercritical pressure and elevated temperature. Proposed design, below, based on experience with super-

charged boilers in the marine field, is designed for a pressure of 3500 psig on the steam side and 5 atmospheres or 75 psi on the gas side. Tightness of high-pressure gas passages is essential. For additional insurance, flow of pressurized combustion air surrounds the gas-flow passages both in the central shell containing superheaters and reheaters, and in the two furnaces.

Design is an example of what can be referred to as a "combined cycle." Steam is discharged to h-p and l-p steam turbines for electric generation. Flue gases discharge to a gas turbine which drives an air compressor delivering hot combustion air at high pressure to the boiler.

The gas turbine may or may not drive a generator, depending on the type of fuel used. Main factor is temperature of flue gases at the turbine inlet. When gas is the fuel, resulting temperature of 1450 to 1550 F is quite acceptable. Then, perhaps with a little supplementary fuel, the turbine can also develop enough power to drive a generator.

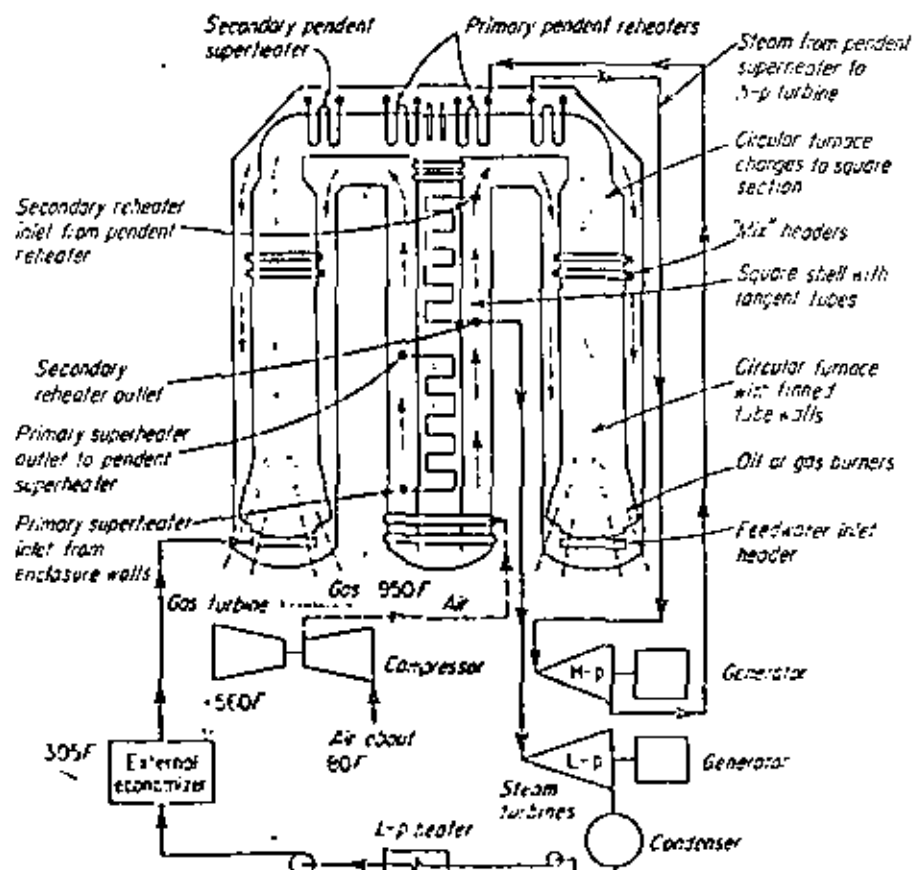
However, with heavy fuel oil the gas turbine inlet temperature must be kept well below 1000 F to protect turbine blades against erosion and corrosive attack by ash in the fuel. In this case the gas turbine is still self-sustaining since it develops power to drive the air compressor.

Coal is not completely out of the picture. Plans are being drawn and research conducted on coal gasification, with gas used in the supercharged boiler in a combined cycle.

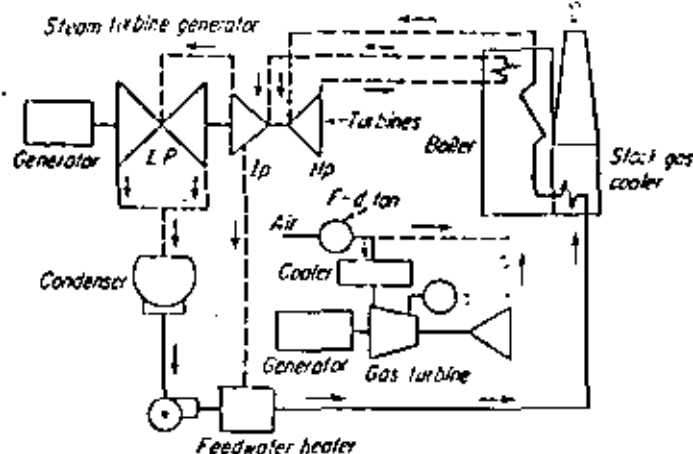
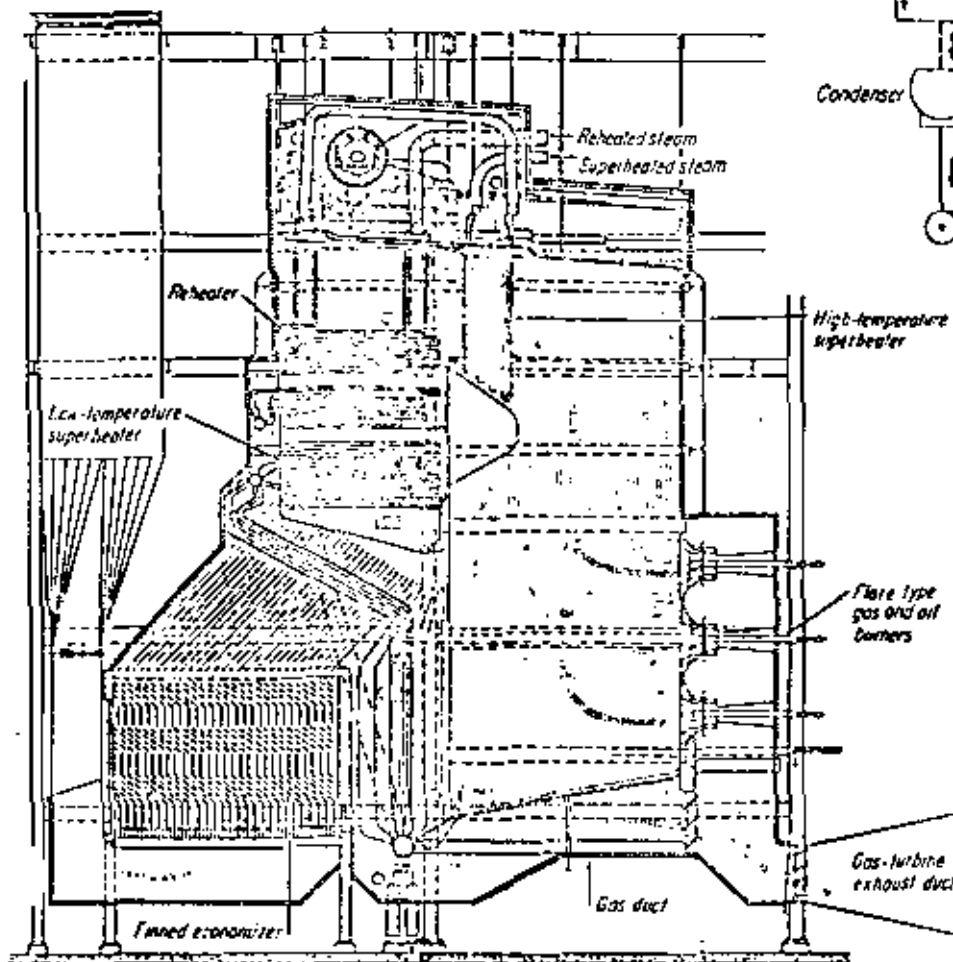
More conventional combined-cycle, right, uses exhaust of a gas turbine to supply heat and combustion air to a boiler supplying steam turbine generators.

Combined cycle unit at supercritical pressure is promising newcomer

Unique-looking once-through steam-generator with supercharged twin furnace is designed for 3500-psi, 1000 F steam and 1000 F reheat. Exhaust gas leaves central shell at pressure and temperature sufficient to operate a gas turbine which, in turn, drives compressor supplying combustion air to high-pressure oil or gas burners. Turbine exhaust gas is used to preheat the feedwater. Furnaces and central shell — housing primary superheater and secondary reheater — are entirely water-cooled. Air, compressed to 75 psi and 525 F, flows through annular passage in central shell and furnaces. Heat exchanger, between reheater and superheater circuits, controls reheat steam temperature. Gas turbine is self-sustaining, but it does not drive an auxiliary generator in this case. Supercharging the unit to about 75 psi allows for substantial size reduction over conventional steam generation equipment of equivalent capacity.



Combined cycle unit reclaims heat from turbine exhaust



Combined-cycle generator, left, produces nearly 600,000 lb per hr of steam at 1533 psi, 1005 F with one reheat to 1005 F. In contrast with combined cycle on facing page, exhaust from gas turbine discharges to the boiler. Recovery of heat from the flue gas is accomplished by a large extended-surface economizer integral with the boiler. The steam turbine cycle, above, utilizes a single low-pressure feedwater heater and a deaerating heater. No high-pressure feedwater heaters are used. Normally the plant operates as an integrated unit with gas turbine supplying heat and combustion air to the boiler with varying amounts of additional fuel fired in the steam generator to maintain constant throttle pressure and temperature at the steam turbine

Steam generators for special applications

High fuel costs plus advances in waste energy utilization have led to many specialized designs for recovery of heat and chemicals

Main source of energy for generating power and steam in most industrial plants is oil, natural gas or coal. These primary fuels have high heat value and other favorable properties which make them ideal for firing in modern boilers. But if byproducts are available from a manufacturing process or an energy system, with appreciable heat content, they can be used to generate steam. This explains why examples abound of steam generators which do not depend on conventional fuel for operation, but make use of energy from gaseous, solid or liquid by-products.

GASEOUS BYPRODUCTS

This form of energy is typically found in steel mills, oil refineries, cement plants and nonferrous-metal plants.

Utility power plants and various industrial and commercial on-site generating systems also employ prime-mover exhaust gas as an energy source.

Combined cycle, above, in a utility generating station utilizes heat from gas-turbine exhaust to generate steam needed for a steam turbine-generator. Supplemental oil or gas firing keeps steam pressure and temperature at required level. Since a substantial number of Btu's are recovered from gas-turbine exhaust, this unit operates at relatively high efficiency. Combined cycle, therefore, has a relatively attractive heat rate compared with a conventional steam turbine generating plant.

Variation of the combined cycle, facing page, which shows prime-mover, employs a supercharged steam generator.

Exhaust flue gases discharge to a gas turbine which in turn drives a compressor that supplies combustion air to high-pressure burners on the pressurized furnace.

Gas turbines are particularly good as a heat source because their exhaust gas temperature is relatively high. Combination of gas turbine and heat-recovery steam generator is responsible for much of the current interest in on-site generating systems for commercial buildings, schools, institutions and small industrial plants. These "total energy" installations use gas or oil to produce all the energy needed for air conditioning, heating, lighting and electrical equipment.

Steel industry has large quantities of gaseous by-product energy available. Heat content varies from less than 100 Btu per cu ft for blast-furnace gas to 525 to 600 Btu per cu ft for coke-oven gas. Main problem is getting this gas clean enough to avoid fouling the burners.

Oil refineries, where catalytic cracking of crude petroleum is performed, produce large volumes of gas as a by-product of catalyst regeneration. This gas contains 5 to 8% CO, about twice that much CO₂, and air. Gas temperature is around 500 F, with a heat content of about 115 Btu per lb. Increasingly, refineries reclaim this energy by burning the gas in a CO steam generator together with oil or gas and additional air. A CO unit is also a must in any area where air pollution is a critical problem. These

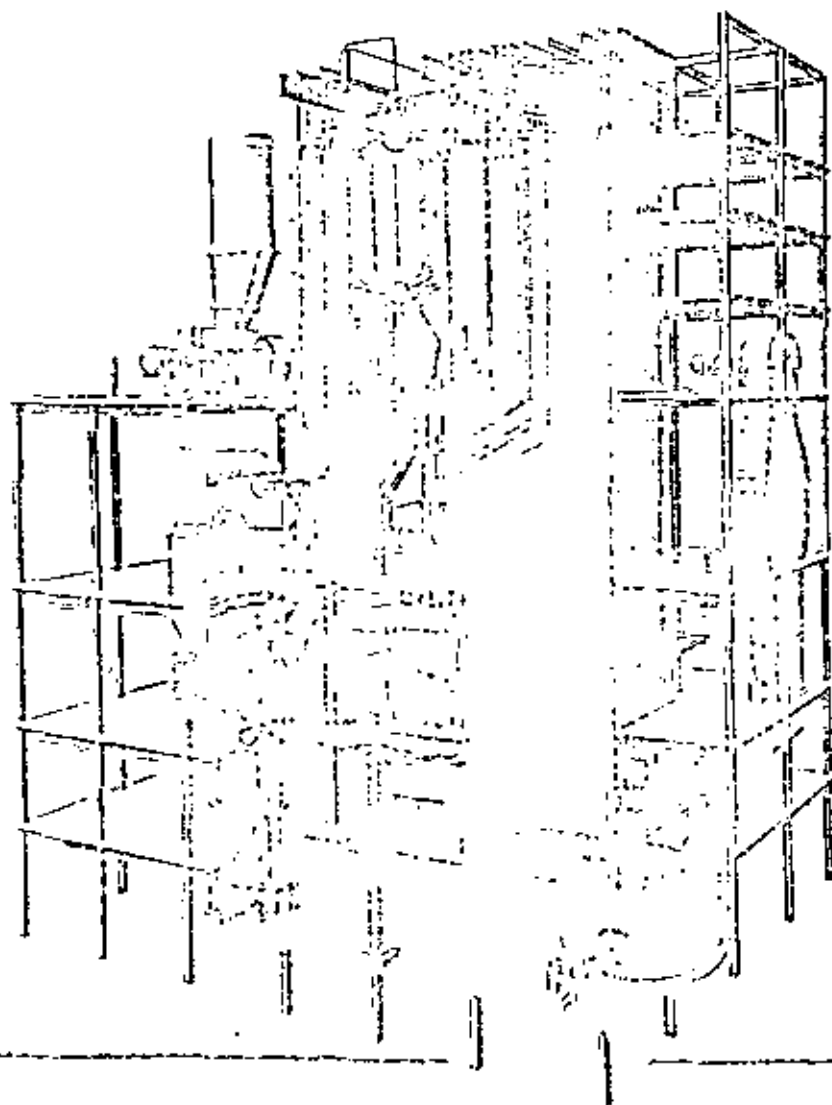
CO steam generators not only save heat but burn up the CO and any unburned hydrocarbons that escape from the regenerator of a catalytic cracking unit.

Cement-industry kilns discharging hot gases are another fruitful source of byproduct energy. Nonferrous metal production yields hot gas from melting furnaces and roasting ovens. In all these areas steam can be produced from reclaimed gaseous byproducts. Air heaters frequently found in exhaust-heat steam generators complete the heat recovery job. Hot air needed for metallurgical processes can then be obtained at substantial savings.

Cleaning of flue gases emanating from steam generators burning industrial byproducts is generally necessary to keep solids concentration in gases at an acceptable level to avoid air pollution. This cleaning can be done with mechanical dust separators of the wet or dry type, electrostatic precipitators and sometimes a combination of both. Each works best in a different range of particle sizes.

SOLID BYPRODUCTS

Solid byproduct fuels are many. Among them are wood chips, sawdust, hulls from coffee and nuts, corn cobs, bagasse (the waste product from sugar cane), coal char (residue from low-temperature carbonization of coal), and petroleum coke (the final solid residue from a refinery). Each product must be handled in a special manner because



Black-liquor fired boiler, heart of recovery process

Kraft recovery is an alkaline process performed in a highly integrated system. Waste "black liquor" is first concentrated in evaporators to about 67% solids, using heat from flue gases. Some sodium sulfate is added to make up chemical loss, then heavy liquor is sprayed into finned-tube wall furnaces. Furnace, with chrome refractory hearth, performs several functions: evaporates moisture, burns organic liquor constituents, converts sodium sulfate to sodium sulfide in a reducing atmosphere. Resulting smelt, mostly sodium sulfide and carbonate, is then dissolved in water to form "green liquor." Subsequent treatment by a caustic produces "white liquor" ready for return to the pulping process. Hearth must be tight as smelt reacts explosively with water.

of differences in moisture content, consistency, specific weight and heat content.

Properly speaking, it's the furnace rather than the steam generator that is affected when these special fuels are used. Some products like bagasse, with about 50% moisture, require a Dutch-oven. The Ward furnace is a popular design for bagasse, both in the U.S. and abroad. Bagasse fuel is partly dried and burned in refractory cells below a radiant arch. Combustion of gases is completed above the arch. Spreader stokers can also be used.

Art of burning wood refuse ranging from hogged-wood to sawdust has progressed to point where a spreader type stoker or a cyclone burner does an efficient job, generally in combination with some coal.

Municipal garbage is perhaps one of the most difficult solid products to handle as a boiler fuel because of wide variations in its nature and quantity. Nevertheless, the practice of using heat from garbage incineration to generate steam shows promise (POWER, March 1961, p 68). The boiler may be located directly over the incinerator or the hot gases led to it through a duct. Several types of stokers can be used for this service.

LIQUID BYPRODUCTS

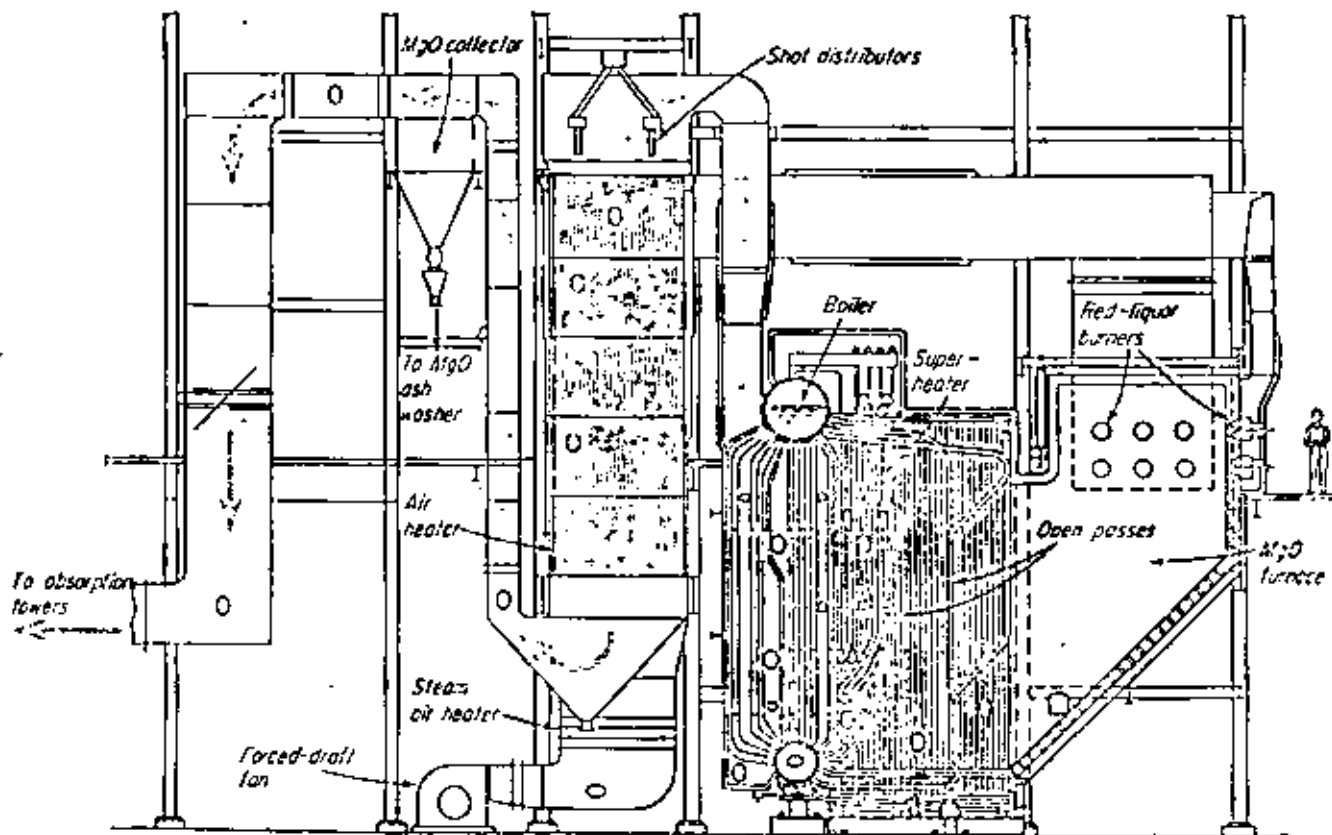
This category includes residue from chemical processes, such as tar and pitch. These can be handled in conven-

tional oil burners but, for satisfactory results, must be heated to maintain viscosity at the proper level. Filtration is also required to remove any solid contaminants. High moisture content can be handled by decantation or thorough emulsification of the mixture.

Recovery steam generators are practically indispensable in the pulp and paper industry. These units recover chemicals used for pulping from either the "black liquor" alkaline process, facing page, or the "red liquor" acid process shown below. In addition, they economically generate a high proportion of the plant's steam load.

Different configuration of black-liquor and red-liquor steam generators is the result of basic differences in fuel behavior. Black liquor in the kraft process is very difficult to burn. Large furnaces are needed to keep temperature relatively low because the liquor has a high content of low fusion-temperature ash. Smelt is collected on the refractory sloping hearth and a reducing atmosphere must be maintained in lower part of the furnace for chemical conversion. Since superheater and boiler surfaces readily coat with slag they operate at low-absorption rates.

Red liquor in the MgO process, on the other hand, burns completely in suspension, makes little or no slag. This means a smaller steam generator can be used for an equivalent amount of steam production. Soot blowers and shot-cleaning are essential adjuncts of all recovery units.



MAGNESIUM OXIDE AND SULFUR DIOXIDE RECOVERY coupled with steam generation is an important feature of the fairly recent sulfite process for wood pulp production. Waste, red liquor, with a concentration of about 50% organic solids, is fired with steam

atomizing burners into a highly refractory furnace with air heated to about 700 F. MgO ash is recovered from both furnace flow and flue gas. Later then passes to absorption towers where SO₂ is absorbed by MgO slurry to produce cooking acid for pulping process.

Steam-generator selection

Choosing a unit for maximum long-term economy and reliability calls for decision-making on many matters beyond first cost

Responsibility of the engineer in selecting a steam generator is keyed to system knowhow: He must have a complete understanding of all conditions under which the unit will operate. These conditions and resulting needs, must then be translated into a performance specification for the equipment manufacturer. This important step calls for an appreciation of many variables.

SYSTEM REQUIREMENTS

Steam-generator selection requires a nucleus of straight economic comparisons. Yet specific job requirements often weigh heavily in the decision—for example, in provision made for fuel flexibility, in the need for duplicate auxiliaries evaluated against the degree of reliability required, in the extent of stack emission control as governed by plant location and social climate. And it is in all these areas where sound judgment rules.

For space heating and industrial processing, steam temperature is generally the most important consideration. Technological progress in recent years has chalked up substantial gains in efficiency which is reflected in the quantity of steam needed for both heating and processing. More efficient heat exchangers, more effective radiators, better insulations, materials with higher heat-transfer coefficients—all contribute to more effective steam use.

Steam pressure is the prime consideration in some industrial applications. Typical examples are steam blasting for cleaning, atomization of fuel in oil burners, and processes requiring humidification in depth—adding moisture to textile felt, expansion of polystyrene beads.

Prime movers, either reciprocating or rotary, require close control of both pressure and temperature.

In the area of power generation, the continually decreasing heat rate is one significant sign of progress. Less than 20 years ago, a pound of coal was needed to generate one kw-hr. Today the heat rate for a modern electric utility boiler-turbine-generator system is equal to the Btu's from less than $\frac{1}{4}$ lb of coal or its equivalent in other fuels.

Rigid specifications for steam may be spelled out for needs requiring close tolerance of pressure and temperature. And for power generation, where turbines demand precise steam condition for top performance, the steam generator must be equipped with devices that will maintain uniform steam pressure and temperature as described on pp S 21-S 30. However, in most other applications, operating requirements can be stretched within a given range.

UNIT SIZE

Generator size can be approximated by the quantity of steam required. But fitting a new boiler into an existing space may pose problems. Often a boiler may be selected to fit the space at hand. Still, in other instances it may be wiser to split the load among several smaller units located where space is available. It may be practical to discharge steam into a common header or, on the other hand, feed

Basic factors in selection

Steam characteristics head list with temperature and pressure prime considerations. For large units, these parameters and other cycle conditions are determined from heat balance and estimated operating costs.

Unit size and type decision hinges on quantity of steam required and available space. Latter may be reason for choosing several smaller boilers, located close to loads.

Fuels most suitable should be determined by survey, to obtain maximum economy and availability over life of unit. Geographical location of plant, current and anticipated fuel charges are important.

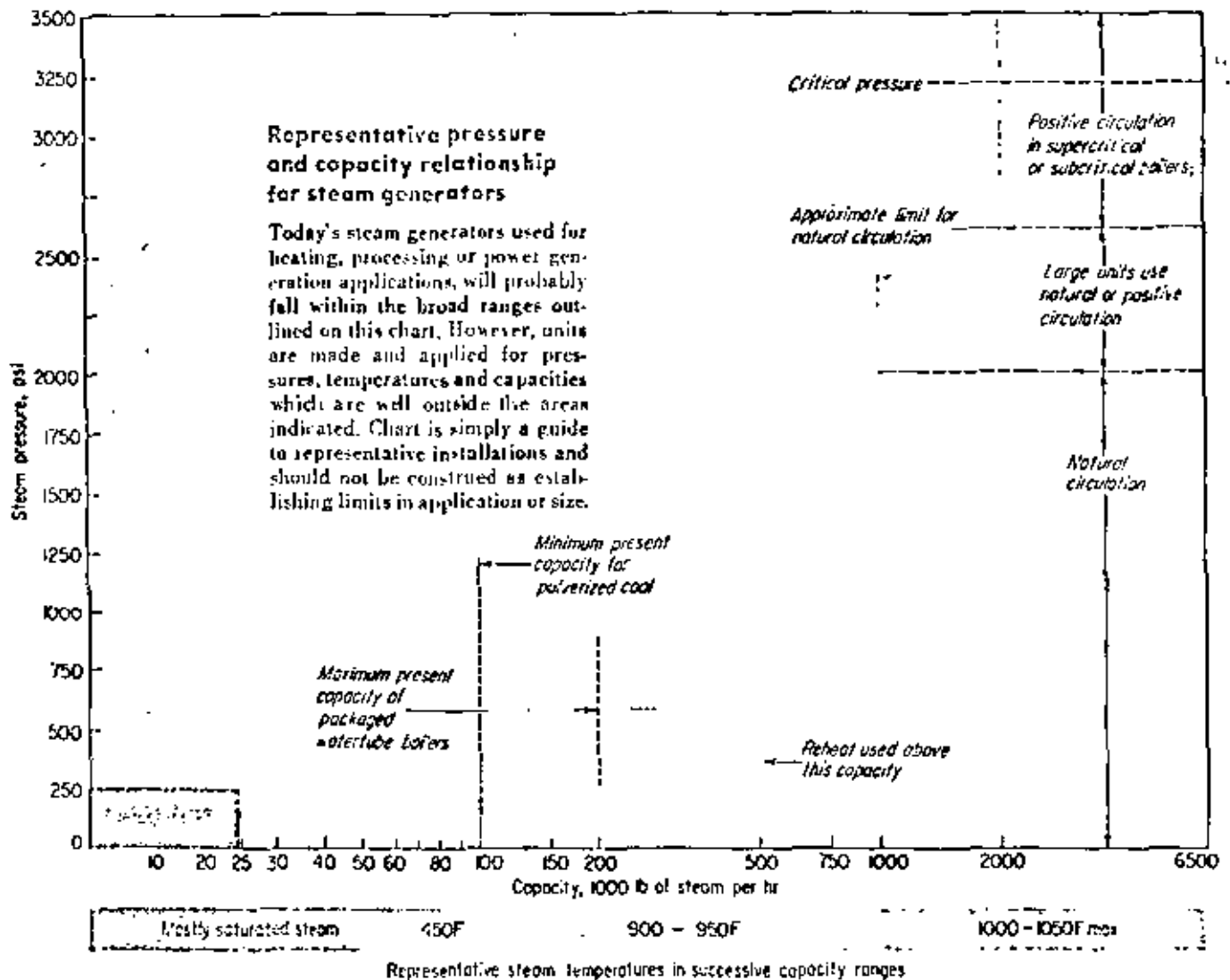
directly to the steam-consuming unit with little or no connection between units. This, once again, is an energy-systems decision that will vary with specific conditions.

More generally, the energy-systems engineer may select, within limits established by load demands, one of the standard steam generators available commercially. The following pressure-capacity relationships were widely followed in 1961, yet were not exclusive: 1450-psi units ran up to 750,000 lb per hr, 2000 psi saw application at about 1-million lb per hr, 2100 psi was widely adopted to 2-million, while 3500 psi became a likely candidate above 2-million lb per hr.

Chart on opposite page outlines a representative pressure-capacity relationship for today's steam generators—from the small low-pressure heating boiler to the large central-station supercritical steam generator.

In general, firetube boilers meet needs up to about 25,000 lb per hr capacity. The typical area enveloped by the packaged and shop-assembled watertube boiler is loosely defined: It overlaps much of the firetube domain and is also common to the area of the small and medium field-erected watertube boiler. Natural-circulation field-erected steam generators span a wide area.

Capacity, pressure and temperature listed in each area of chart are far from random dispersions. They are concentrated around certain preferred centers. This may be explained readily by the fact that manufacturers develop standard models incorporating designs applicable to one



design pressure which are usually most economical for working pressures somewhat below and up to that value.

As pressure levels rise, there are, of necessity, design changes involved as specified by the ASME Boiler & Pressure Vessel Code. These changes will, quite naturally, increase the cost of manufacture.

Examples of standardization may be found at most pressures. In the low-pressure range, boilers are generally selected from a design pressure of about 100 psi for working pressure between 110 and 150 psi. Stepping above this range we find 225 to 250 the next working pressure favored. For what we might call industrial boilers, design pressures of 450, 650 and 900 psi are presently widely adopted with steam temperatures up to 950 F. It is mutually advantageous to maker and user to select standard designs where possible.

In the range from 2000 to 2600 psi, steam-generator circulation may be either positive or natural. Some boiler manufacturers feel 2000 psi is an upper limit for natural circulation, others put this limit at 3000 psi. Some feel positive circulation is desirable above 2000 psi.

Central stations are looking favorably on ever-larger units with pressures in the subcritical range between 2100 and 2500 psi and superheated temperatures between 1000 and 1050 F (see pp S35-36). In the larger units there is also

increasing interest in supercritical designs at 3500 psi and 1000 to 1050 F. Reheat cycles are proving out for top efficiency of large power steam generators.

FUEL SURVEY

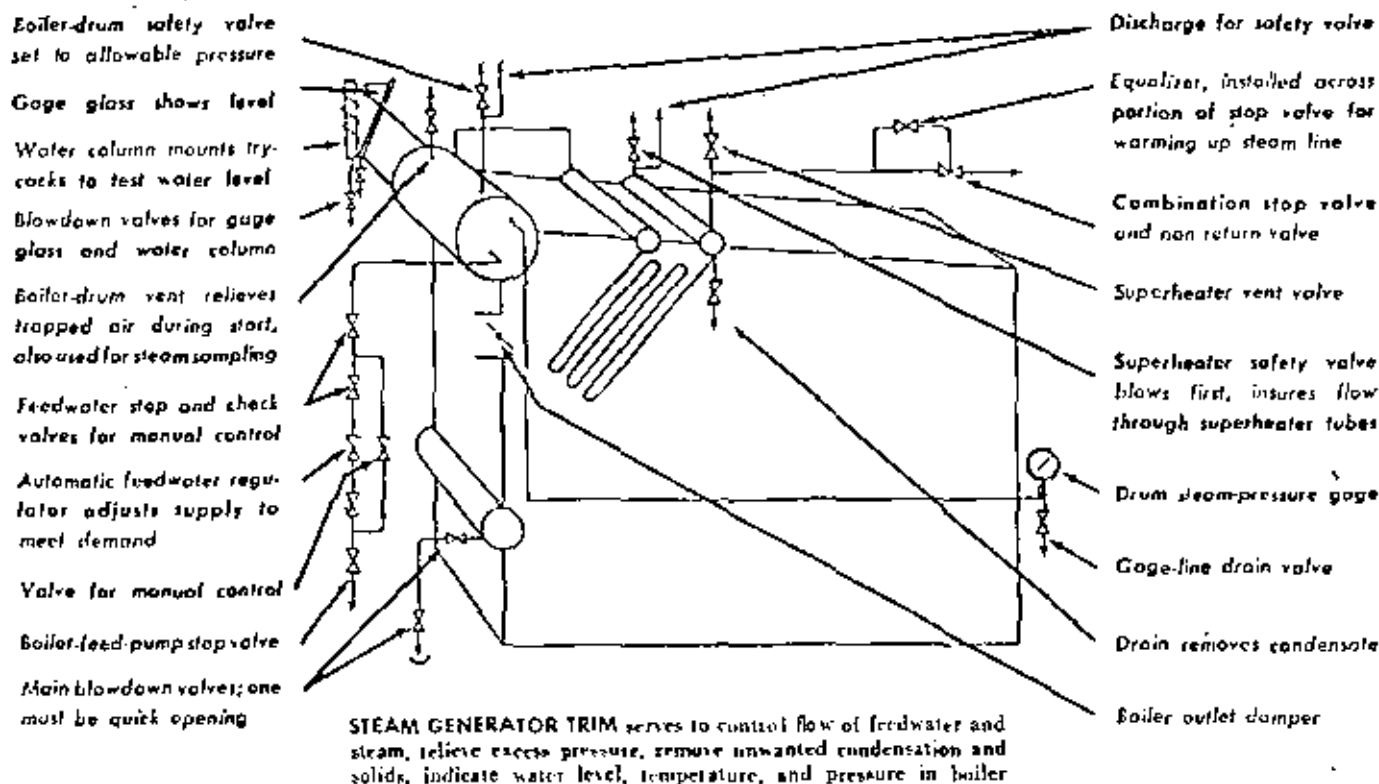
More often than not, the fuel used will be determined by local conditions. A systematic fuel survey must be made in the planning stage, covering fuel analyses, availability, initial cost, and transportation—all factors which enter into the final decision. Coal, gas, oil and hydrocarbon fuel may all be considered and selected as engineering economics dictate. Equipment for the storage, handling and burning of these fuels must be evaluated and their costs included in the final analysis.

For oil, the cost of storage tanks, storage and circulation heaters, filters and atomization medium—steam, compressed air or mechanical means—must be considered.

For gas, standby equipment must be provided where the rate structure includes an interruptible clause, which is quite common for natural gas supplies during winter. This standby may come in the form of L.P. gas storage and combustion equipment or it may be fuel oil.

For coal, choose the most suitable firing method. Here coal quality plays an important role. Coal volatility, ash content and ash-fusion temperature are important.

First understand the important role of steam generator auxiliaries . . .



Maintenance and operation

Safety, maximum reliability and top system efficiency call for proper steam generator operation, sound external and internal maintenance

Many of the boiler auxiliaries shown above are incorporated primarily with safety in mind. The bare equipment essentials listed are more often than not expanded on in real life for greater safety and better steam plant operation. Although safety is a fundamental consideration for all steam generators, let's pause and examine a few facts about the automatically controlled low-pressure boiler.

Low-pressure boilers with full automatic control will receive even wider acceptance throughout industry, in commercial buildings, schools, institutions and apartment houses. We must recognize that such boilers will be operated without the constant attention of trained people. This is only sound engineering economics, since the equipment is designed to operate automatically.

However, the real safety problem arises when such equipment gets little or no periodic attention. Even in the face of constant urging by control makers, boiler manufacturers, and insurance people, many plant owners still take the position that as long as a boiler keeps producing, there is no need for maintenance or periodic testing. And this attitude is not likely to change in the foreseeable future. If anything, even less maintenance will be given.

Still, no matter how automatic the unit may be, some maintenance is necessary. The self-cleaning and self-check-

ing low-pressure boiler has yet to be developed. Recognizing the limited care some owners give their boilers, the nontamperable, factory-calibrated, factory-sealed boiler control would seem a most welcome development.

Safety valves will probably best illustrate the factory-sealed concept. Serious accidents resulting from the explosion of low-pressure boilers are a matter of record. In many such cases the safety valves simply failed to operate when steam pressure rose beyond the nominal operating limit. Lack of proper maintenance may be a cause; faulty design may also be a contributing factor. The fact remains that the final safety device in a steam boiler should never be allowed to become inoperative.

One answer, of course, is fail-safe design. Here "fail-safe" would mean that any failure in the normal operating function of the device would shut down the boiler — or at least relieve the overpressure. A step has been taken in this direction with the development of low-pressure safety valves with a built-in fail-safe feature: Should the pop valve fail to function on overpressure, a static calibrated relief plug will step in to relieve the steam pressure.

The whole boiler must be considered in any true safety evaluation: waterside, fireside, controls. One aspect of the whole-boiler approach is the control circuitry. When

... then master fundamentals of equipment care and system operation

Routine weekly checkup for low-pressure heating boilers

Safety or relief valve pull try-level with pressure on
Water column or gage glass . . . open, then close, drain quickly
Low water fuel cut-off check if burner stops at low water
Pump and return system visual examination
Burner operation check proper start, see if flame is clear

Twice daily check—test for high-pressure boilers

Water level test water column or gage glass
Steam pressure keep records
Feed-pump pressure important auxiliary record
Feedwater temperature needed to check efficiency
Condensate temperature see if it remains constant
Flue gas temperature important index of efficiency
Low-water cutoff check if burner stops at low-water level
Water-level control . . . similar in operation to low-water cutoff
Water column and gage glass . . drain and check prompt refill
Feed pump visual inspection
Condensate tank check constancy of level
Burner operation check for proper start and clean flame
Water treatment take sample for water analysis
Boiler blowdown take samples for analysis

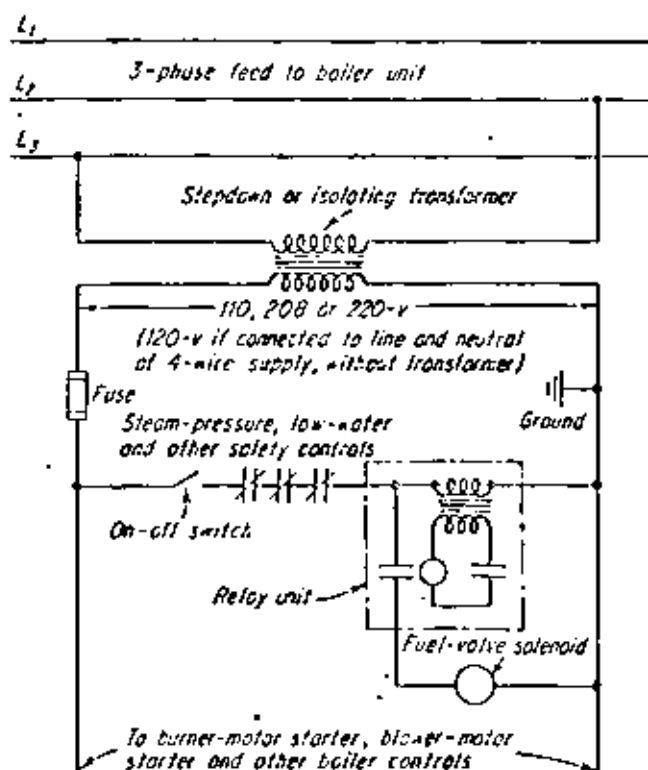
steam pressure in a low-pressure automatic boiler builds beyond the nominal limit, the boiler has been known to remain on line. This may be the result of an error in the circuit hookup, a fault in the pressure-control element, or a basic shortcoming in the control system design (sketch above). Here an improper circuit grounding—or total lack of grounding—might prevent the burner from shutting down even though the steam pressure switch operates (POWER, Jan 1963, pp 64-65). This is a fundamental error in circuit design that exists today in many operating boilers.

Perhaps the time is at hand for code-writing bodies to take major steps in the direction of the whole-boiler code. It is encouraging to see an effort being made in this direction by some, yet there is a long way to go.

Larger boilers present a somewhat different series of operating and maintenance considerations. But again, the prime factors are safety and overall efficiency. In a broad sense, this might be boiled down to a direct concern about waterside and fireside operating conditions. In sharp contrast to the small boilers, we now have equipment that normally is attended by a trained operator. Therefore, he should be intimately aware of such conditions as water level, maintenance of solids concentration in boiler water at acceptable level, and prevention or removal of deposits on either side of heat transfer surfaces.

Let us, for the moment, look at the operating problem of water level control. What must be done if a serious low-water condition should develop?

Water level below the established norm calls for immediate action by the operator. For units with suspension firing, the fires must be shut down and air supply reduced



Why control circuit is important

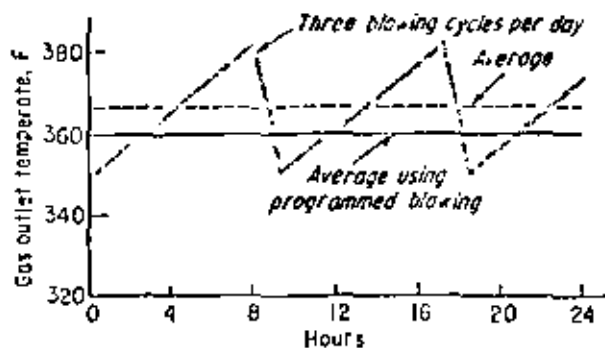
Control circuitry, above, is designed to fail-safe should an accidental ground occur. Grounded neutral connects to relay unit, fused hot line runs to control contacts. This circuit arrangement avoids possibility of an accidental ground on one side of line, impressing 120-v across burner relay unit. In past, and where supply came from an ungrounded source or across a 208-v line, an accidental ground kept burner operating even through steam-pressure switch or low-water controls tripped (POWER, Jan 1963, pp 64-65).

to the lowest permissible level. Steam outlet valve must be closed to prevent a sudden loss of pressure and the corresponding lowering of temperature. This condition would also require shutting off feedwater supply.

And what about sudden changes in drum temperatures? Normal limits have been set governing the safe rate to change boiler-drum temperature on startup or shutdown. There was a time when protection against overheating of superheaters or reheaters determined the rate at which a boiler could be brought up to full load. However, with today's higher pressure and thicker drums, the time required for starting up and shutting down is often determined by allowable thermal stresses in the drums. The rule of thumb which formerly limited steam temperature changes to 100 F per hour seems overconservative today.

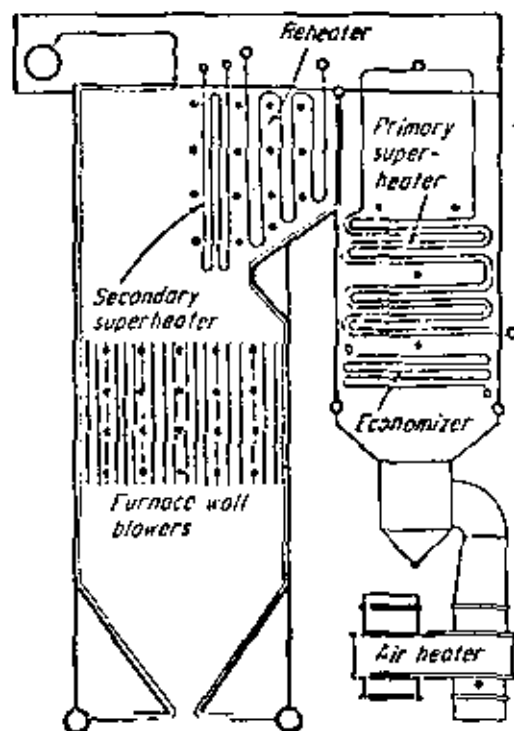
For a more accurate determination of acceptable rates for heating or cooling, many energy-systems engineers believe it best to insert thermocouples on both the drum

Modern soot blowing may follow a set time cycle or a programmed . . .



Automatic soot blowing of boiler elements will, in most installations, reduce average flue gas temperature. Soot-blowing operation starts automatically when flue gas temperature at some selected spot exceeds a predetermined value. Sketch above shows that by simply substituting automatic soot blowing for a conventional three-a-day blowing cycle, average flue gas temperature can be reduced from 366 to 360 F at full boiler load. In this specific case, fuel savings exceed \$10,000 a year, yet economic advantages may vary.

Further refinement calls for programmed operation of soot blowers according to specific requirements of the various steam generator parts. This automatic control takes guesswork out of soot blowing and saves labor, steam and fuel. Further improvement can be achieved by careful integration of cleaning operations where several soot-blowing units are involved, to reduce total steam used at any one time.



SOOT BLOWER LOCATION may vary with installation. Units may be grouped and operated independently according to the specific demands for each group.

exterior and interior surfaces. Boiler manufacturers have prepared charts giving the maximum allowable rates for varying temperature of saturated steam for corresponding variations of metal temperatures.

Standby service for steam generators presents special problems. Such units remain in a wet-storage condition, yet must be available for immediate startup. Many central stations and industrial boiler plants bank some boilers at night and over weekends. However, an effort is made to hold boiler conditions close to steaming to minimize losses and decrease time needed for return to service. Manufacturer's recommendations must be carefully followed.

Protracted outage of steam generators calls for laying up, following wet or dry method. Here the boiler must be thoroughly clean and checked beforehand.

EXTERNAL MAINTENANCE

Proper maintenance of heating surfaces on both water and fire sides accomplishes two main objectives—optimum performance by virtue of cleanliness and preservation of material by avoiding corrosion and erosion.

On the fire side, soot and slag deposits not only reduce heat transfer rates but, if permitted to build to substantial thicknesses, increase draft loss. Keep in mind that exit gas temperature and draft loss serve as a check on fire-side surface conditions as well as other factors. It is a fact that a 1/8-in. layer of soot on a surface insulates as effectively as a 1/2-in. layer of asbestos.

Soot blowers are tools for cleaning the fire-side sur-

faces. The frequency of this cleaning depends on type of operation and nature of the fuel. It's important to keep the boiler steaming at a reasonably high rate while operating soot blowers. This avoids the possibility of flammout or the explosion of dead pockets filled with unburned combustibles or fuel-rich gas in some portions of the boilers. Also, increase draft slightly before blowing soot.

Blowing fluid may be either steam or air. Steam is by far the more popular, with about 60% using steam versus 40% using air. In large power plants air is used mostly to avoid loss of costly treated water.

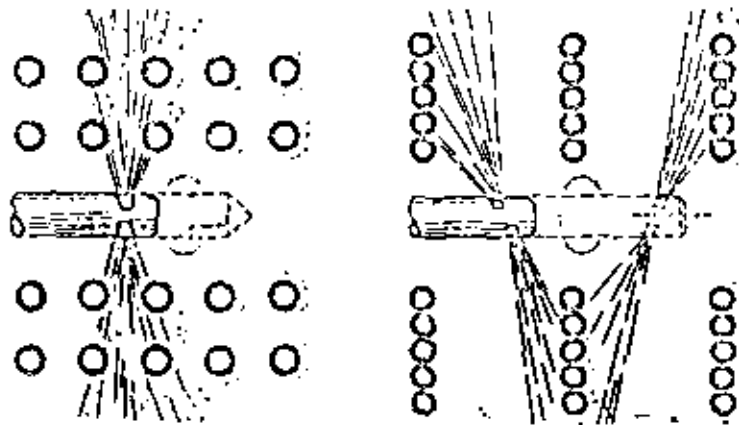
Interest is still growing in retractable soot blowers operated automatically and by remote control. Often a saving up to 25% in time and blowing medium can be achieved using dual electric motors and retractable soot blowers. One motor rotates the lance at constant speed while a 2-speed motor handles travel — one speed going in and twice that speed on the return. Programming of automatic soot blowing can be based on time or on type of boiler surface. Here is where experience is a key factor in determining the true economics of operating method.

Water-washing is still another method for keeping boiler fire-side surfaces clean. Washing when unit is out of service and, in some instances, with unit operating at low load, may be practical for the low-temperature portion of the boiler or for the entire fire-side area. Manually operated lances or stationary sprays are used for this service. Hot water with a high pH, in carefully regulated quantities, is generally safe. Alloy steel superheaters should not be

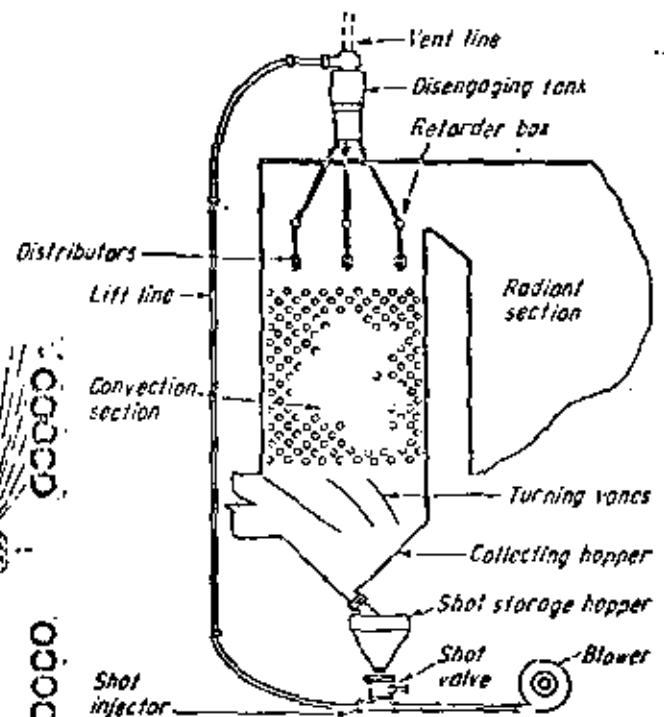
... sequence linked to specific needs of various steam generator elements



STATIONARY SOOT BLOWERS employing straight nozzles clean banks of in-line tubes. With staggered tubes, the nozzles are offset for improved penetration



RETRACTABLE BLOWER LANCE, driven by two motors, traverses boiler at one speed, retracts at twice that speed. Result: about a 25% saving in cleaning time and in blowing medium. Speed of lance rotation is held throughout the cycle



SHOT CLEANING technique calls for cascading metal balls on to heating surfaces. The cycle is automatic, utilizing pneumatic lift

washed because of the possibility of thermal shock.

Shot cleaning is still another means for removing soot. This method is particularly adapted to those portions of the unit which need it most: the economizer, air heater and superheater. The technique is akin to sandblasting. Developed some years ago for the cleaning of vertical sections, procedure calls for use of 3/4-in. diameter shot. Released above the portions to be cleaned of ash and slag, the shot cascades through at increasing speed. When completing its travel, the shot is collected on the bottom and lifted pneumatically for the next operation. To keep a practical bouncing hardness of the metals in contact, method is generally limited to a temperature of 800 F.

Many boilers are equipped with the shot-cleaning system, particularly in the paper industry. It is also used with oil-fired units in central stations. The system can be made entirely automatic, with the same quantity of shot cleaning an entire vertical section regardless of height.

Corrosion protection is another major consideration. Here the spraying of slurry, consisting of dolomite or magnesium oxide with or without additives, has been found effective. The slurry is sprayed through the soot blowers. Results are significant, especially in oil-fired boilers with fuel rich in sulfur, vanadium and sodium.

Where such protection is desired in the hot portion of the boiler unit as well, spraying may be performed — including the spraying of magnesium metal powder — right into the furnace, above or within the burners.

Keeping the water and steam side of a boiler, super-

heater and economizer clean and free from scale and other deposits is extremely important. Developments in chemical cleaning and water treatment have made this task easier.

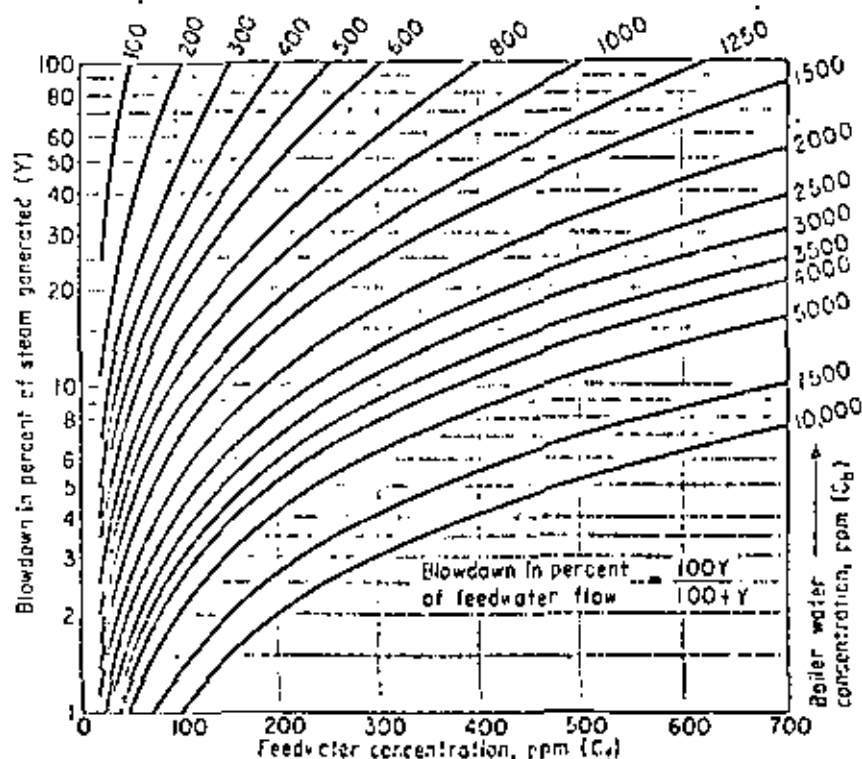
INTERNAL MAINTENANCE

Chemical cleaning now employs a wide variety of chemicals — typical: weak inhibited hydrochloric acid, ammonium citrate or formyl hydroxyacetic acid and inhibited tetra ammonium or tetra sodium salt of EDTA (ethylenediamine tetra acetic acid). This latter product is called a chelating agent since it forms a stable complex known as a chelate with most metal ions.

Chemical cleaning can be performed rapidly in comparison with mechanical cleaning methods. Extensive dismantling of the unit is unnecessary. The procedure is rather straightforward: Heating surfaces are washed, internally, with the chemical selected either by circulating the fluid or by soaking. Afterward the boiler is drained and flushed with clean water.

Next step is the boiling out, generally with soda ash, to neutralize whatever acid traces remain and to release hydrogen from the metal. Final flushing is done with clean water. Boiler is then ready for refilling and placing back on line. Field results prove that chemical cleaning is a most effective and practical way to remove deposits.

Feedwater treatment is a prime requirement for all size boilers of both firetube and watertube design. Increasing pressures and temperatures, along with the adoption of once-through circulation for boilers at subcritical as



How much blowdown?

Chart, left, is a practical guide to help you determine how much blowdown is necessary to maintain a given boiler-water concentration in ppm. Amount of blowdown Y is given as a percentage of the steam generated. Allowable boiler-water concentration C_b is shown as a family of curves ranging from 100 to 10,000 ppm. At a given boiler-water concentration, the amount of blowdown varies with the concentration of dissolved solids in the feedwater C_f . With 200-ppm feedwater solids and an allowable boiler-water concentration of 1500 ppm, required blowdown Y equals 15% of steam generated. Expressed in per cent of feedwater flow, this equals 1500 divided by 115 or about 13%. When steam is used for processing with a high percentage of makeup, blowdown can be excessive unless makeup is treated to reduce dissolved solids. When makeup is small, blowdown can be negligible.

Importance of feedwater treatment

Main objective of feedwater treatment is to eliminate troubles caused by scale, corrosion, carryover and caustic embrittlement. Table, right, based mainly on data from the American Boiler Manufacturers Assn, shows quality requirements. Today's subcritical and supercritical pressures call for complete makeup treatment in the form of evaporation or demineralization. In addition, condensate in these systems is treated or "polished" by filtration, demineralizing or a combination of both. Minute traces of metal picked up by water or steam must be removed to prevent damage to boilers or steam turbines. Chemical treatment programs are also employed with considerable success in preventing corrosion. Both morpholine and hydrazine are effective under normal operating conditions.

Boiler-water limits vary with operating pressure

Boiler pressure at outlet, psig	Total solids ppm	Alkalinity (Total) ppm	Suspended solids, ppm	Silica ppm
0-300	1500	700	300	125
301-450	2300	600	250	50
451-600	2500	500	150	50
601-750	2000	400	100	25
751-900	1500	300	60	20
901-1000	1250	250	40	8
1001-1500	1000	200	20	2.5
1501-2000	750	150	10	1.0
2001	500	100	5	0.5

Maximum limits for boiler-water concentration in units with a steam drum

well as supercritical pressures, have placed even greater demands on water treatment systems. A successful feedwater treatment program must prevent deposits, corrosion carryover and caustic embrittlement. For complete details on this subject, see *POWER's* special report, *Water Treatment* (Dec 1958 and March 1959).

Blowdown denotes draining, under pressure, of some water from the lower part of a boiler to remove whatever impurities may have accumulated. During the boiling-out period of a boiler, blowdown must be frequent. In normal operation blowdown is called for at least once every 24 hours. Amount of blowdown depends on quantity of steam generated and analysis of both feedwater and boiler water.

Charts, such as the one above, serve as a guide. For practical reasons economizers, water-cooled furnace walls, stoker sidewalls or bridgewalls should not be blown down

while the boiler is in service — overheating of some portions of the equipment may occur because of low water.

Best time for periodic blowdown is when the boiler is steaming at a reduced rate. Immediately after blowdown, bring water back to normal level in gauge glasses. Sequence of valve operation is important, especially for high pressures. Open the quick-opening inner valve first, followed by the outer shutoff valve. Thought behind this sequencing is simply to concentrate wear of blowdown on the outer valve which can be overhauled without taking boiler off the line. Both valves should be opened slowly.

Continuous blowdown is now widely used. It has the obvious value of not interfering with boiler circulation. It also has the economic advantage of passing boiler blowdown water through a heat exchanger to recover thermal energy by preheating the feedwater makeup.

TEMA V. TURBINAS DE VAPOR

energía cinética es transformada en trabajo en las aspas del rotor.

En la figura 1 puede verse con claridad como se aprovecha la energía interna del vapor a presión para crear fuerzas de trabajo.

El esquema (a) de la figura muestra un pistón de una máquina reciprocante: el vapor ejerce una presión igual en las paredes del cilindro y en el pistón. Al desplazarse el émbolo el vapor realiza un trabajo, utilizando parte de su energía interna para hacerlo. El vapor se enfría cuando la presión cae.

Similarmenete en el esquema (b) el vapor ejerce una presión igual sobre las paredes, pero escapa a través de una tobera formando un chorro (jet) de alta velocidad. La presión de reacción P_R en la pared opuesta al chorro no equilibra el escape del vapor. Si el recipiente o caja está fija, el vapor sale a su máxima velocidad y ejerce una presión P_1 durante todo su paso, pero si la caja se mueve, P_R hace un trabajo dándole una velocidad contraria al chorro y la velocidad del chorro disminuye. La descripción anterior corresponde al principio de las turbinas llamadas de "Reacción".

En las turbinas llamadas de "Impulso" las toberas hacen que el vapor fluya formando chorros de vapor a alta velocidad. El chorro de vapor choca contra las aspas que al moverse realizan trabajo y de este modo la energía cinética se convierte en trabajo mecánico.

Haciendo referencia a la misma figura, en el esquema (d), el chorro de vapor ejerce una fuerza máxima sobre el aspa que está fija, pero no se realiza trabajo precisamente porque el aspa no tiene movimiento. En el esquema (e) el aspa puede moverse por lo que el chorro sale con menor velocidad y la fuerza F se reduce.

1. GENERALIDADES

Fue a principios de este siglo cuando la turbina de vapor empezó a tener uso comercial y a estas fechas es evidente que la turbina ha sustituido a la máquina de vapor en innumerables aplicaciones y principalmente en la generación de energía eléctrica.

Por los años de 1884 - 1889 De Laval construyó pequeñas turbinas que trabajaban a grandes velocidades, de 1 HP a 100 HP y desde 1 000 rpm. hasta 6 000 rpm.

El inglés C.A. Pearson y el abogado norteamericano C.G. Curtis desarrollaron las turbinas de reacción e impulso respectivamente, el primero patentó todos sus diseños mientras que Curtis vendió los suyos a la General Electric Co.

Inicialmente se desarrollaron las turbinas de eje vertical por abarcar menos espacio pero posteriormente las turbinas horizontales son las que predominan universalmente.

En 1903 se construyó y puso en servicio una máquina de 5000 KW; en 1910 una de 12000 KW (en Estados Unidos). En 1914 se instaló una máquina de 20 000 KW aún vertical. En 1930 la General Electric y Westinghouse construyeron máquinas de 50 000 KW; para 1948 se tenían turbinas de 208 000 KW y en 1950 de 360 000 KW. Hoy en día se construyen máquinas de más de 1 000 000 de KW.

2. PRINCIPIO DE LA TURBINA DE VAPOR

En las turbinas de vapor existe una doble transformación de energía; el calor es primero transformado en energía cinética debido a la expansión habida en las toberas, después la

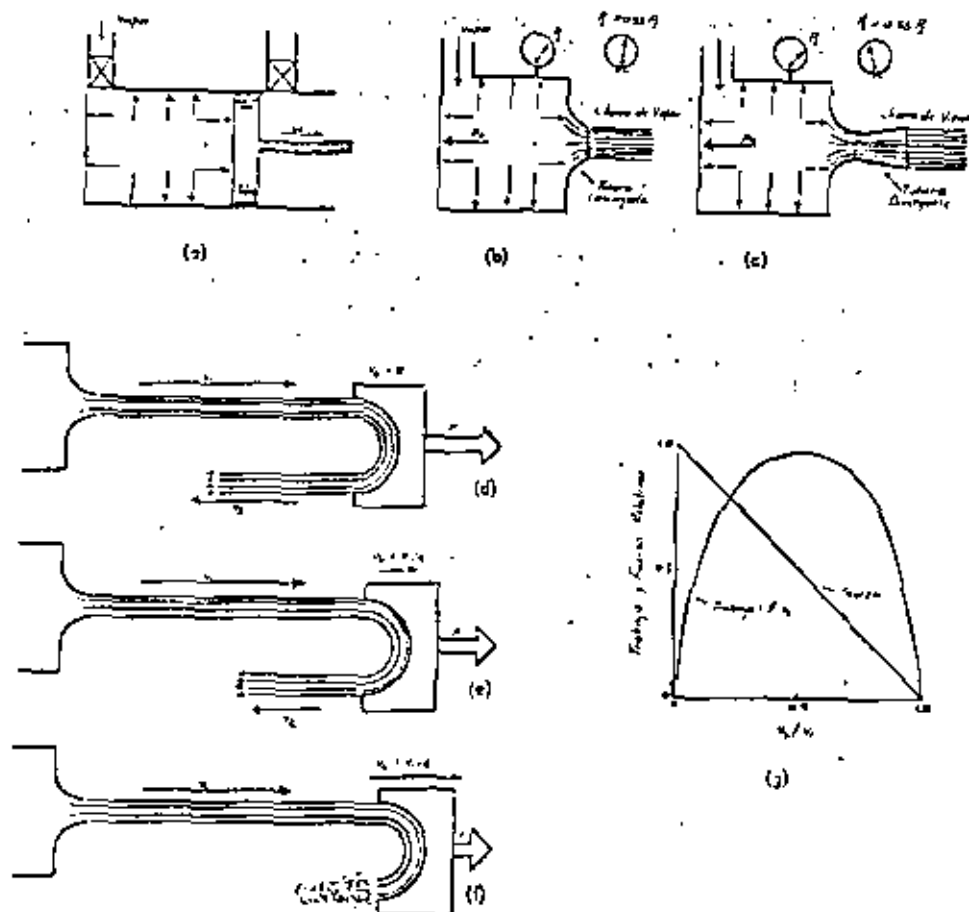


Figure 1.

En el esquema (f) la velocidad del aspa es la mitad de la del chorro al entrar, que según se verá más adelante, es cuando el chorro de vapor proporciona más trabajo: la fuerza será la mitad del máximo que es cuando el aspa no se mueve y la velocidad de salida del chorro es cero, o sea que toda la energía cinética se absorbe.

La gráfica del esquema (g) muestra las variaciones de la fuerza con respecto a la velocidad del aspa.

3. COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS

3.1 Generalidades

Como ya se ha dicho, las turbinas convierten la energía interna del vapor en trabajo mecánico (Fig. 2). La cantidad de energía en el vapor tiene para ser convertida en trabajo, depende de su presión y su temperatura iniciales y de la manera como éste se expande hasta llegar a su presión de salida de la turbina.

3.2 Curvas o líneas de Expansión de una Turbina (Curvas & Líneas de Comportamiento)

La curva que representa la expansión del vapor en el diagrama de Mollier ($h-s$) se llama "Curva de expansión o de comportamiento" (Fig. 3). Teóricamente la curva de expansión es una línea vertical pues se considera un proceso adiabático ($s = \text{cte.}$); en realidad este proceso es un politrópico que se asemeja al adiabático pero que prácticamente nunca llega a serlo.

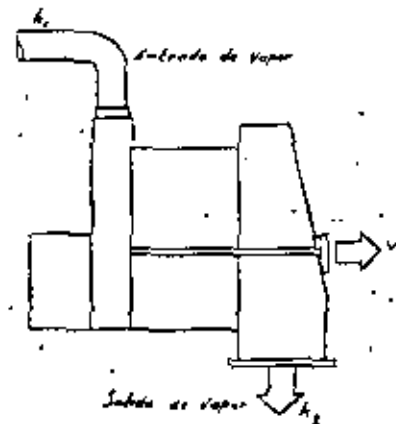


Figura 2

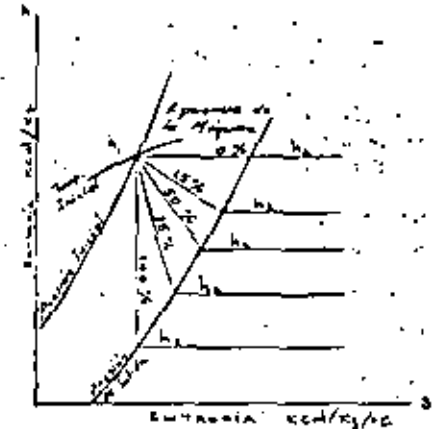


Figura 3

La curva de expansión proporciona las características del vapor conforme se va expandiendo dentro de la turbina, y en caso de haber extracciones de vapor la curva proporciona las características de ésta en el punto o puntos de la extracción.

Las curvas de expansión por la general son el punto de partida de los balances térmicos, de ahí que para hacer el estudio de un ciclo se requieren dichas curvas de la turbina garantizadas por el fabricante y a cargas diferentes.

El diagrama de Mollier (Fig. 3) proporciona la energía que tiene el vapor en su condición inicial en términos de la "entalpía" y cuánta energía tiene disponible para una expansión determinada.

El punto donde se cortan la presión y la temperatura nos da la entalpía inicial h_1 (kcal/kg), - la entalpía ideal de salida será h_2 que encontraremos suponiendo la expansión adiabática o sea bajando una vertical a partir del punto 1, hasta que corte con la presión de salida; en este punto leemos la entalpía ideal h_2 . En estas condiciones:

$$\text{Energía disponible} = h_1 - h_2$$

Una turbina ideal convertiría toda esta energía en trabajo mecánico en la flecha y su eficiencia sería del 100%. y en una turbina real nunca se llega a tener tal eficiencia ya que se tienen pérdidas tanto térmicas como mecánicas. La figura 3 muestra como varían las curvas de expansión al variar la eficiencia.

Mientras más pequeña sea h_2 obviamente más energía absorbe la turbina. La energía aprovechada estará dada por:

$$W = (h_1 - h_2) \eta_m \quad (\text{por kg/hr de vapor})$$

en donde W = energía aprovechada

η_m = eficiencia de la máquina

Las curvas de expansión varían con la carga de la turbina como se muestra en la figura 4, en la cual se representan las curvas de expansión a varias cargas diferentes. Nótese como varía la presión de entrada con diferentes estrangulamientos de la válvula de entrada. Cuando la válvula de control estrangula cae la presión isentalpicamente y debido a que la entalpía de salida aumenta, la energía total disminuye.

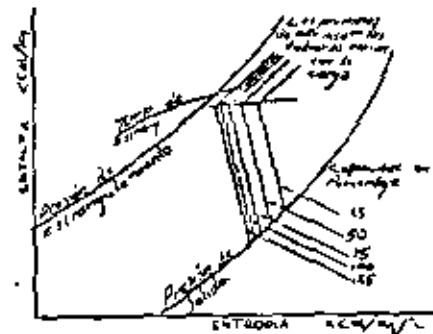
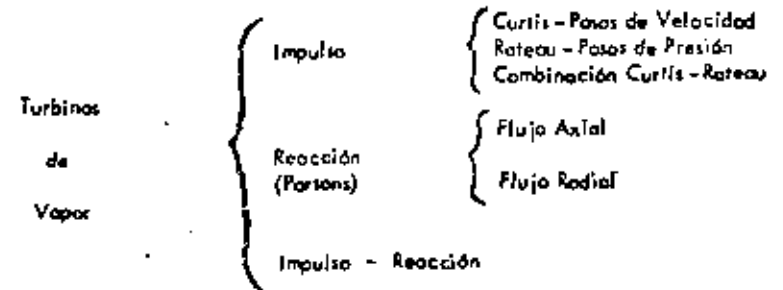


Figura 4

4. CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE VAPOR



4.1 Turbina de impulso de un sólo paso

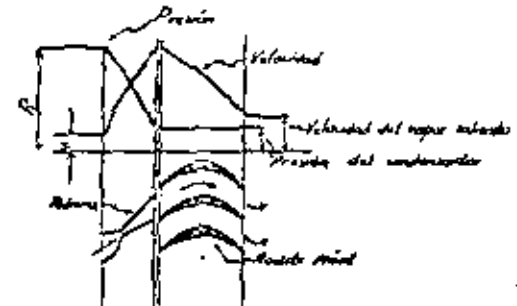


Figura 5

4.2 Turbina de impulso. Pasos de Velocidad (Curtis)

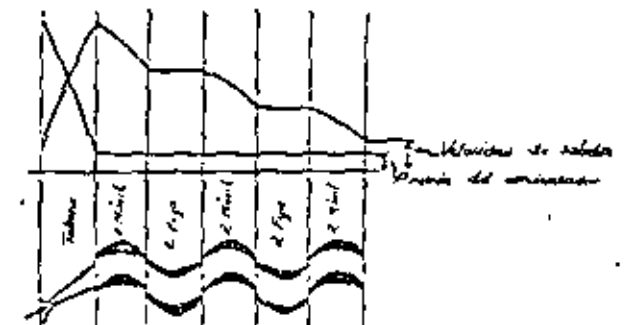


Figura 6

4.3 Turbina de Impulso. Pasos de Presión (Rateau)

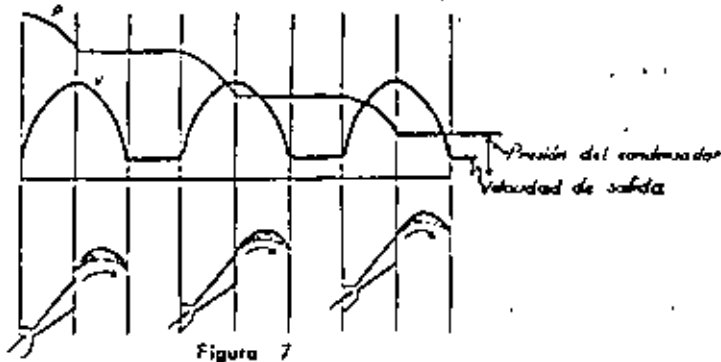


Figura 7

4.4 Turbinas de Reacción (Parsons)

En las turbinas de reacción ocurre caída de presión tanto en la rueda móvil como en la rueda fija y la expansión del vapor ocurre en la rueda móvil.

El vapor entra a la rueda fija (ver Fig. 8) en donde existe una caída de presión y al pasar a la rueda móvil la presión vuelve a aumentar. La velocidad que el vapor gana en la rueda fija es absorbida en la móvil. El chorro todavía con velocidad residual es dirigido a la siguiente rueda fija con otra caída de presión y consecuente aumento de velocidad la cual prácticamente alcanza la velocidad de la rueda. En la rueda móvil se realiza una considerable expansión, por lo que finalmente la presión no es la misma en ambos lados de la rueda.

Las turbinas de reacción requieren más ruedas que las turbinas de impulso para una misma capacidad, pues en las turbinas de reacción la velocidad de entrada del vapor es igual a la velocidad de la rueda.

Las pérdidas de fricción en las turbinas tipo reacción son menores que en las de impulso debido precisamente a que la velocidad del vapor es menor; por la misma razón la erosión es menor y las paletas son generalmente de construcción más ligera. El inventor de este tipo de turbinas fue Sir Charles A. Parsons.

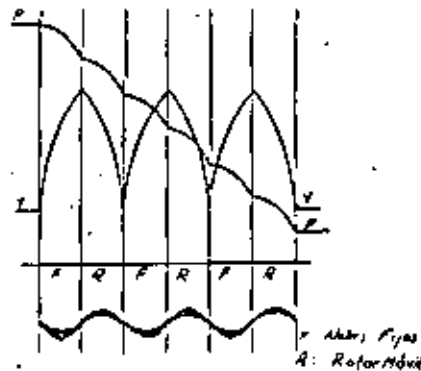


Figura 8

4.5 Turbinas de varios pasos o escalonadas (Turbinas de Impulso)

Cuando las paletas de una turbina son operadas con velocidad periférica igual a la mitad de la velocidad del vapor, se presentan dos serios problemas:

- i.- Los esfuerzos inducidos en el rotor pueden llegar a ser muy elevados.
- ii.- La velocidad puede llegar a ser excesiva para conectarse directamente a una máquina, haciendo necesario el uso de reductores de velocidad.

Para reducir la velocidad periférica de la turbina se emplean varios pasos en la misma.

El escalonamiento puede hacerse de dos maneras, usando:

- i. - pasos de velocidad o Curtis
- ii. - pasos de presión a Rateau

La transformación de energía puede ser mayor en un paso Curtis que en un Rateau, obteniéndose menos pasos y más barata construcción, pero la eficiencia es mayor con el sistema Rateau.

5. LA TURBINA BELLIS & MORCOM.

Una vez vistos los conceptos generales relacionados con las turbinas de vapor, se estudiará con cierto detalle una de las dos turbinas con las que se cuenta en el laboratorio de Máquinas Térmicas.

Se trata de una turbina experimental marca Bellis & Morcom con una potencia máxima de aproximadamente 80 H.P.. La velocidad de rotación es de 4,000 a 8,000 R.P.M. y su mecanismo de seguridad opera a 8,800 R.P.M.

La carcasa es de acero fundido y ha sido diseñada para soportar presiones hasta de 15 Kg/cm² y temperaturas hasta de 260 °C.

En general no es necesario que la presión de admisión sea superior a 7.7 Kg/cm² y se recomienda trabajar con un vapor sobrecalentado a unos 10 °C como mínimo. Para este efecto se cuenta con un sobrecalentador eléctrico de 18 Kw. El sobrecalentamiento se controla automáticamente con un control de temperatura con un rango de operación entre 50 °C y 225 °C.

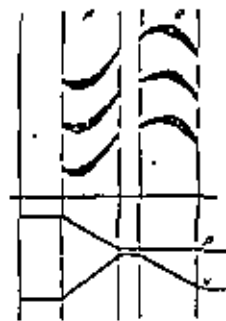
Se cuenta con válvulas de control de las toberas para poder disponer de un control de las áreas de alimentación de éstas.

Las partes interiores de la turbina son intercambiables, de modo que puede hacerse una selección de ruedas y diafragmas para simular cualquiera de los arreglos usuales en las turbinas de impulso.

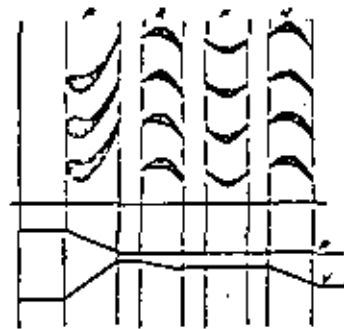
Los arreglos que se pueden tener en esta turbina son:

- a) Un paso de simple impulso; b) dos pasos de velocidad o Curtis; c) Tres pasos de velocidad o Curtis; d) Dos pasos de presión o Rateau; e) Tres pasos de presión o Rateau y f) Dos pasos Curtis y un paso Rateau.

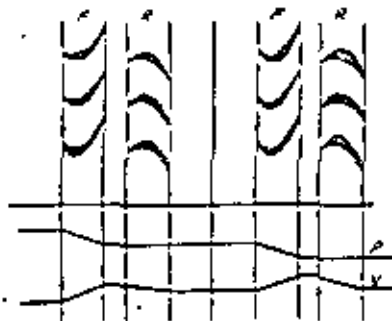
En la figura 9 se presentan algunas de estos arreglos y se muestran las diferentes formas que tienen los álabes en esta turbina experimental.



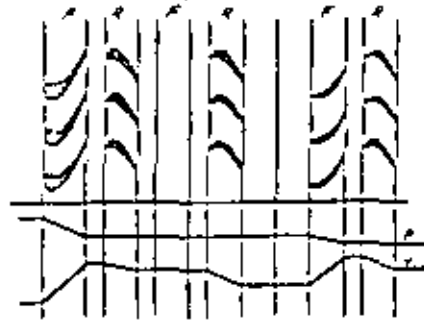
Turbina de simple impulso



Dos pasos Curtis



Dos pasos Rateau



Dos pasos Curtis y uno Rateau

F- Alabes Fijos R- Rotor

V- Velocidad Absoluta P- Presión

Figura 9

EQUIPOS AUXILIARES DE LA TURBINA

5.1 Condensador.- Condensa el vapor que sale de la turbina y elimina los gases no condensables. Es un intercambiador de calor del tipo de superficie con 134 tubos de 19 mm de diámetro exterior (3/4 pulg) y longitud de 1.32 m, y con una superficie de enfriamiento de 4.02 m² (110 pies²).

5.2 Bomba de Vacío.- Su función es extraer el vapor condensado formado en el condensador. Se trata de una bomba tipo Edwards acoplada mediante bandas a un motor eléctrico de 3 H.P..

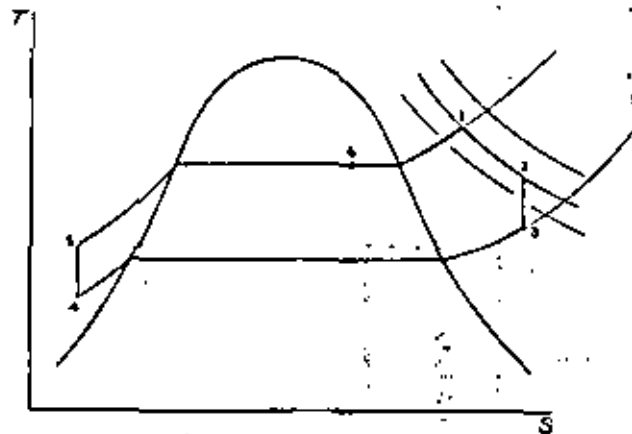
5.3 Bomba de Circulación de Agua.- Proporciona el agua de enfriamiento necesaria para efectuar la condensación del vapor en el condensador. Es una bomba de pozo profundo que maneja un gasto de agua de 9462 l/min (2500 gal/min)

5.4 Torre de Enfriamiento.- Enfría el agua de circulación empleada en el condensador. Es del tipo de mampostería con circulación de aire forzada por medio de dos ventiladores de flujo axial colocados en la base y opuestos.

6. DIAGRAMA DE FLUJO

La instalación de la turbina Bellis & Morcom en el laboratorio está representada en el diagrama de la figura 10.

Los diferentes puntos considerados en el mencionado diagrama de flujo pueden representarse en un diagrama T-S de la siguiente manera:



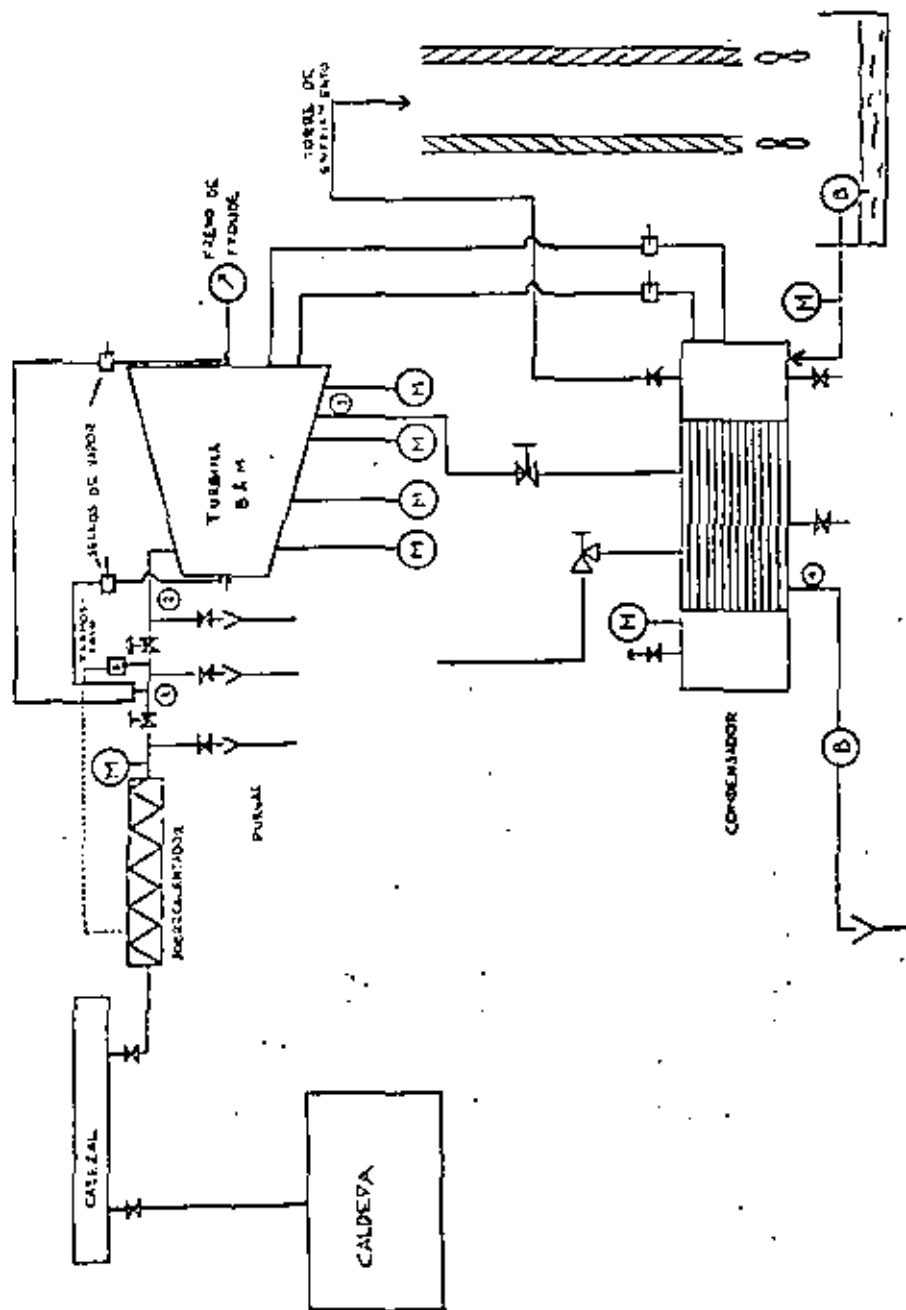


Figura 10. Diagrama de Flujo

7. CURVAS CARACTERISTICAS

El mejor complemento en el estudio de las turbinas, además de balance térmico, es la obtención de sus curvas características. De éstas, la más importante es la Línea Willan que es la que se verá en esta práctica.

Línea Willan (Gasto de Vapor + Potencia Efectiva) (Fig. 11)

Se construyen tomando el eje de las ordenadas como el gasto de vapor (en Kg/hr) y el de las abscisas como la potencia efectiva (HP), correspondiente. En estas pueden observarse los efectos de las diferentes condiciones de carga y las variaciones del consumo de vapor para una velocidad constante. Para esta prueba se mantienen constantes - la presión del vapor a la entrada y la temperatura a la salida del sobrecalentador, el vacío en el condensador y la velocidad de rotación de la turbina. Se toman lecturas para diferentes cargas, las cuales se van controlando con un dinamómetro acoplado a la turbina y con la apertura de la válvula de admisión del vapor, y cinco lecturas tomadas a intervalos aproximadamente iguales, entre la carga máxima y la mínima, son suficientes para obtener la curva.

Una curva Willan debe mostrar una proporcionalidad lineal entre la potencia y el consumo de vapor, cuando se controla la turbina por estrangulamiento. Tres puntos son importantes de notar: el punto de máxima eficiencia, después del cual la línea cambia de pendiente; el punto en que corta al eje de las ordenadas correspondiente al flujo de vapor necesario para mantener girando a la turbina a la velocidad de trabajo; el punto en que la línea corta al eje de las abscisas y que nos indica la potencia que sería necesaria proporcionar para mantenerla girando a la velocidad de trabajo sin flujo de vapor.

En esta prueba la determinación de la potencia se hace con ayuda de un dinamómetro y la del gasto de vapor, pesando el condensado en la descarga de la bomba de extracción.

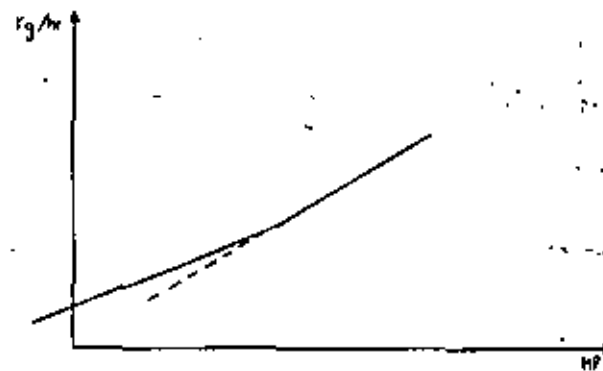
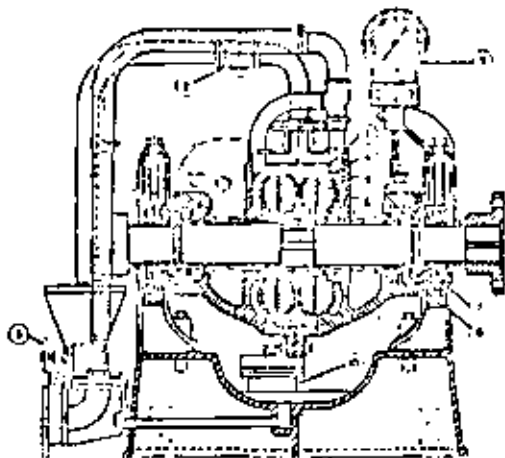


Figura 11.

El dinamómetro es del tipo hidráulico marca Fraude no reversible. La flecha principal está soportada por medio de rodamientos de bolas en la carcasa, la cual a su vez también está soportada por rodamientos de tal manera que tiene libertad de balancearse alrededor del eje mismo de la flecha. La turbina está directamente acoplada a la flecha, transmitiendo la potencia al rotor que gira en el interior de la carcasa, dentro de la cual por medio de agua en circulación se proporciona resistencia hidráulica y al mismo tiempo se expulsa el calor generado como resultado de la fricción entre el rotor y el agua misma.

En ambas caras del rotor se encuentran unos cangilones de sección transversal semi-elíptica separados uno del otro por medio de paredes oblicuas. Los caras interiores de la carcasa están provistas de cangilones en la misma forma, de tal manera que los cangilones del rotor y carcasa forman receptáculos elípticos. Cuando el dinamómetro entra en acción, el rotor descarga agua a alta velocidad, de su periferia, a los cangilones de la carcasa, los cuales la retornan a velocidad disminuida a los cangilones del rotor en un punto cercano a la flecha.

La resistencia ofrecida por el agua al movimiento del rotor actúa sobre la carcasa, la cual tiende a girar sobre sus soportes. A esta tendencia se opone la acción de un brazo que actúa sobre una báscula permitiendo así medir el par mecánico.



CORTE TRANSVERSAL TIPO DE LA CARCAZA DEL DINAMÓMETRO FRAUDE MARCA F.P.

- | | |
|--|------------------------------|
| (1) Rotor | (8) Carcasa del rotor |
| (2) Válvula de salida de agua | (9) Capas y muelle del rotor |
| (3) Válvula de admisión de agua | (10) Capas del rotor |
| (4) Caudalímetros para medir el caudal | (11) Tapacuerpo |
| (5) Mecanismo de báscula de Frazzetta | (12) Armadura |

Figura 12

La potencia al freno puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$P = \frac{2\pi}{60} \frac{N F d}{76}$$

en donde

- P — Potencia en HP
- N — Revoluciones por minuto
- F — Fuerza en Kg.
- d — Distancia entre el centro del rotor y el punto de medición de la fuerza, en m. (Para el freno de la turbina $d=0.40$ m)

recordando que

$$1 \text{ HP} = 76 \text{ Kg-m/seg}$$

y

$$\frac{2\pi}{60} \text{ para convertir de r.p.m. a rad/seg}$$

B. PERDIDAS DE ENERGIA EN LAS TURBINAS DE VAPOR

B.1 Clasificación de las Pérdidas

En las ruedas de una turbina la cantidad de calor que se convierte en trabajo útil es menor que la cantidad teórica de calor disponible.

Todas las pérdidas que contribuyen a disminuir el trabajo útil pueden dividirse en dos grandes grupos:

B.1.1 Pérdidas Internas. — Estas pérdidas se refieren a las directamente conectadas con las condiciones del vapor al pasar ésta a través de la turbina.

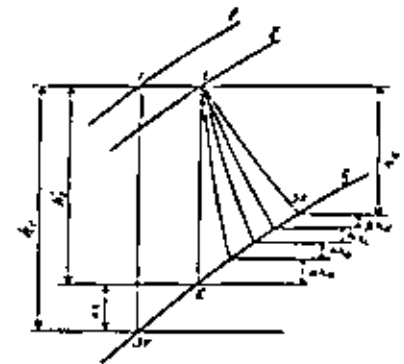


Figura 13

8.1.2 Pérdidas Externas :- Son las pérdidas que no tienen influencia en las condiciones propias del vapor.

Dentro del primer grupo pueden considerarse las siguientes:

- a - Pérdidas en las válvulas de admisión.
- b - Pérdidas en las toberas y guías.
- c - Pérdidas debidas a la velocidad de salida del vapor.
- d - Pérdidas por fricción del vapor con los discos que -- llevan las paletas.
- e - Pérdidas debidas al claro entre rotor y guías.
- f - Pérdidas debidas a la humedad del vapor.
- g - Pérdidas en el tubo de salida, Etc.

Dentro del segundo grupo están:

- a - Pérdidas mecánicas
- b - Pérdidas por fugas, laberintos, etc.

En la figura 13, la pérdida en la válvula de control está representada por Δh_v ; como puede observarse, durante el proceso de estrangulamiento de 1 a 2 (proceso idealmente isentrópico $h_1 = h_2$) - cae la presión de P_1 a P_2 a sea que en el punto 1 la energía disponible es h_1 y en el punto 2 es h_1' .

Las demás pérdidas que se han llamado internas se han representado por $\Delta h_a, \Delta h_b, \Delta h_c, \Delta h_d$, etc. y observando la figura, finalmente la energía disponible se reduce a h_R .

8.2 Eficiencia Interna de una Turbina

La relación entre el trabajo interno útil dado por una cierta cantidad de vapor dentro de la turbina al trabajo disponible, es llamada eficiencia interna de la turbina:

$$\eta_i = \frac{h_R}{h_1}$$

ó bien:

$$\eta_i = \frac{h_2 - h - h_a - h_b - h_c - \dots}{h_1} = \frac{h_2 - h_{3T}}{h_1 - h_{3T}}$$

8.3 Eficiencia Mecánica de una Turbina

La relación entre el trabajo real en la flecha de una turbina (h_{3T}) a la energía interna disponible (h_R) se denomina eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{h_{3T}}{h_R} = \frac{HP \times 641.3}{G_v (h_2 - h_{3R})}$$

en donde G_v = Gasto de vapor en Kg/hr

$$1 \text{ HP} = 641.3 \text{ Kcal/hr}$$

La eficiencia de la máquina es el producto de η_i y η_m

$$\eta_m = \frac{h_2 - h_{3R}}{h_1 - h_{3T}} \times \frac{h_p \times 641.3}{G_v (h_2 - h_{3R})}$$

$$\eta_m = \frac{HP \times 641.3}{G_v (h_1 - h_{3T})}$$

Con el objeto de facilitar al alumno el cálculo de las entalpías en los diferentes puntos del ciclo, para la obtención de las eficiencias, se sugiere la localización de dichos puntos en un diagrama de Mollier (Fig. 13) de la siguiente manera:

Punto (1) con P_1 (presión del vapor de admisión) y T_1 (temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador)

Este punto se encuentra localizado antes de la válvula de control.

Punto (2) $h_1 = h_2$ (proceso ideal) y P_2 (presión del vapor después de la válvula de control)

Punto (3T) con P_3 (presión de vacío después de la turbina) $h_2 = h_{3T}$ (teóricamente la expansión del vapor dentro de la turbina es isentrópica)

Punto (3R) con P_3 y T_3 (temperatura del vapor a la salida de la turbina)

Nota: Será conveniente que el alumno anexe en su reporte una copia de un diagrama de Mollier (h-s), el cual se puede obtener de cualquier libro de Termodinámica, presentando la localización de los puntos mencionados.

9. ESTUDIO DEL CONDENSADOR

El condensador es un intercambiador de calor en el cual se condensa el vapor de escape de la turbina y de donde el aire y otros gases no condensables son evacuados en forma continua. Dos son las razones principales del uso de condensadores en una planta de vapor:

- Disminución de la presión de escape del vapor de la turbina, con el consiguiente aumento de la caída térmica, debido a la disminución del volumen específico.
- Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación a la caldera.

En la instalación de esta turbina en el laboratorio, no se tiene un ciclo de vapor cerrado, sino que el condensado es eliminado a fin de poder medir su gasto.

Las características del condensador son las siguientes:

Número de Tubos	134
Longitud de cada Tubo	1,28 m
Dímetro interior de Tubos	18 mm

Está equipada además con una bomba de condensados y una bomba de circulación de agua de enfriamiento del tipo de pozo profundo.

Los cuidados que deben tenerse en la operación y mantenimiento del condensador son los siguientes:

No debe entrar vapor al condensador hasta que circule agua fría por los tubos, proveniente de la torre de enfriamiento, pues de otro modo los empaques de los tubos pueden aflojarse y provocar una fuga de agua que se mezclaría con el condensado. Siempre que sea posible debe circular agua fría por el condensador antes de que se arranque la bomba de vacío. Esta bomba debe mantenerse trabajando por unos minutos después de que ha cesado el paso del vapor por el condensador, para poder así drenar al propio condensador y a los tubos de succión de la bomba de vacío; pero esta bomba no debe tenerse mucho tiempo trabajando sin que el agua pase por ella para lubricar el cilindro. Cuando la bomba está sin funcionar, la válvula de drenaje de la parte inferior debe permanecer abierta.

La razón más frecuente de que falle el vacío, es la entrada de aire, por lo cual debe tenerse el mayor cuidado para que todas las juntas sean herméticas. La válvula de escape automática (Fig. 10) debe tener sello de agua, así como examinarse cuidadosamente los empaques de vapor en la turbina. Además, cualquier junta en el extremo de baja presión de la planta, como la que hay en la cubierta principal de la turbina, debe inspeccionarse para estar seguro de que no hay fugas. Para detectar una fuga en el lado de baja presión, lo mejor es sujetar el sistema completo a una prueba con vapor de baja presión. Una presión ligeramente arriba de la atmosférica es suficiente para mostrar las fugas.

Como en el caso de la turbina, se trata también de un condensador de tipo experimental equipado de tal manera que permite tomar las lecturas necesarias para darse cuenta de su funcionamiento.

Las lecturas que pueden efectuarse a fin de hacer un estudio del condensador, que se explicará posteriormente, son:

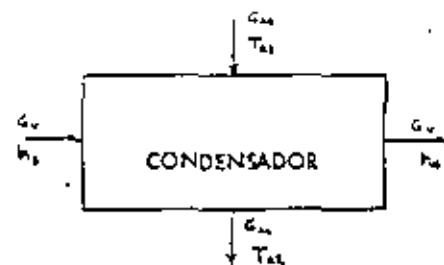
- Cantidad de condensado (recogido en la descarga de extracción de aire en un determinado tiempo).
- Vacío obtenida (Vacuómetro)
- Altura barométrica (Barómetro)
- Temperatura del agua de circulación a la entrada.
- Temperatura del agua de circulación a la salida.
- Temperatura del condensado a la salida del condensador.

(Estas tres últimas medidas se toman por medio de termómetros colocados en termopozos especialmente dispuestos para el caso).

El estudio del condensador consistirá en:

- Determinar el gasto de agua de circulación.
- Determinar su coeficiente de transmisión total.

Para el inciso a) basta hacer un balance térmico



$$Q = C_p G_a (T_{a2} - T_{a1})$$

$$Q = G_v (h_3 - h_4)$$

en donde: G_{AG} : gasto de agua de circulación en Kg/hr

T_{A2} : temperatura de salida del agua en °C

T_{A1} : temperatura de entrada del agua en °C

G_v : gasto de vapor en Kg/hr

h_3 : entalpía del vapor saturado a la entrada del condensador, que se determinará con la presión y la temperatura del vapor de escape y

h_4 : entalpía del líquido saturado, que se determinará por medio de su temperatura.

De la expresión anterior, se determinará el gasto de agua de circulación para determinadas condiciones de trabajo:

$$Q = G_v (h_3 - h_4) = G_{AG} c_p (T_{A2} - T_{A1})$$

$$G_{AG} = \frac{G_v (h_3 - h_4)}{c_p (T_{A2} - T_{A1})}$$

Para determinar el coeficiente de transmisión total (inciso 'b') es necesario calcular ^{el calor} que debe transmitirse, la superficie de calefacción del condensador y la temperatura media logarítmica.

El calor que debe transmitirse es el mismo que se calculó con la expresión

$$Q = G_v (h_3 - h_4)$$

La superficie de calefacción está dada por:

$$A = N_o \cdot \text{tubos} \times L = \pi \times \phi \quad (\text{m}^2)$$

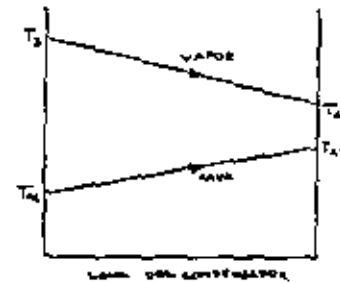
en donde L = Longitud de los tubos (m)

ϕ = Diámetro interior de los tubos (m)

El calor a disipar se determinará de la siguiente expresión:

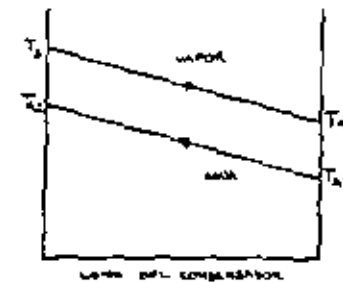
$$Q = G_v (h_3 - h_4)$$

Y para calcular la media logarítmica de temperatura, por ser de flujo cruzado el condensador, se tomará el promedio de las siguientes expresiones, cuyo significado se puede aclarar a la vista de los siguientes diagramas:



FLUJO PARALELO

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_3 - T_{A1} \\ \Delta T_2 &= T_4 - T_{A2} \\ \Delta T_{mp} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \end{aligned}$$



FLUJO OPUESTO

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_3 - T_{A2} \\ \Delta T_2 &= T_4 - T_{A1} \\ \Delta T_{mo} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \end{aligned}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{mp} + \Delta T_{mo}}{2}$$

Con estos valores el coeficiente total de transmisión de calor se determina por:


$$U = \frac{Q}{A \Delta T_m} \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{HR} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

BIBLIOGRAFIA

- SEVERNS W.H. "Energía mediante vapor aire o gas". Edit. Reverté. 1961.
- SKROTZKI B.G.A. "Steam Turbines". Revista "Power". Junio de 1962.
- ESPINO DEL POZO Fco. "Estudio de la Turbina experimental Bellis y Morcom". Tesis profesional. Fac. Ingeniería. UNAM. 1961.

DEPARTMENT OF THE ARMY
G-2 (S)

O. I. C.		BIB NOTEC
TOLIETO	7-001	
18 SEP 1970		
	18 SEP 1970	



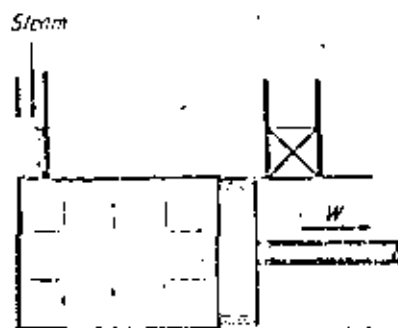
SECRET

[Faint, illegible header text]

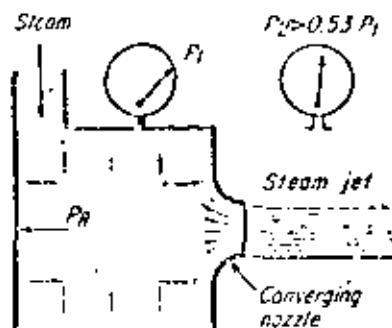
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]
[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]	[Faint text]

[Faint text]

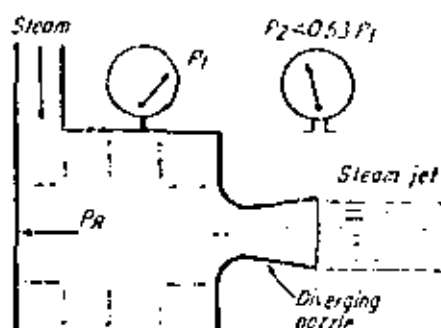
Nozzles use internal energy of pressurized steam to create working forces



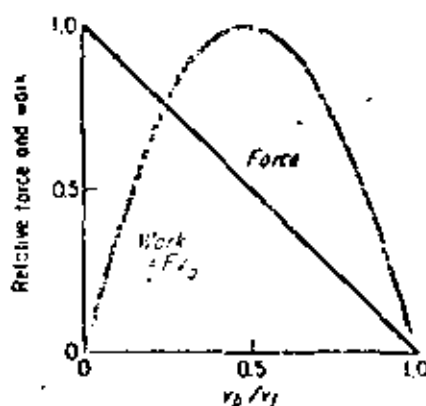
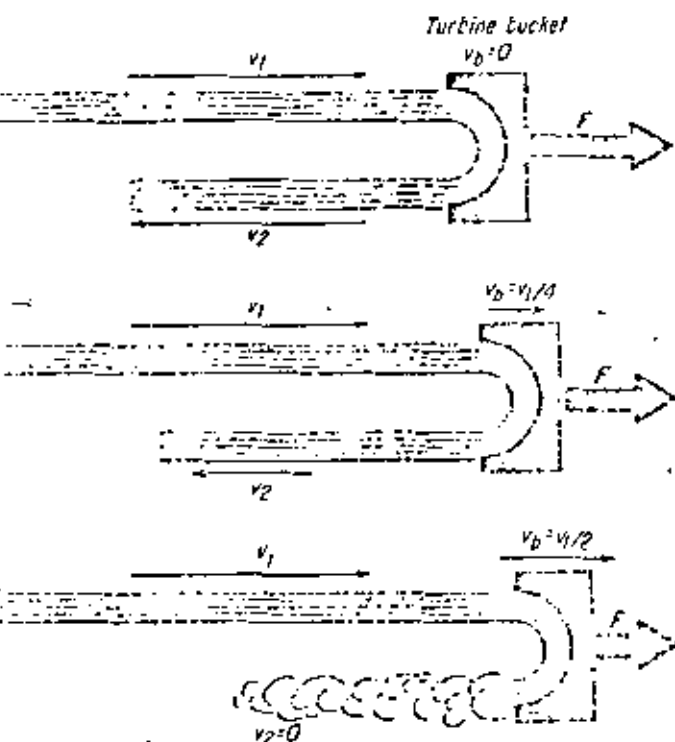
EXPANDING STEAM in engine moves piston, converts internal energy to work



NOZZLE expands steam, creates unbalanced reaction force on opposite wall



DIVERGING NOZZLE is required if discharge pressure is under 53% of initial



Work varies with bucket speed

(a) Steam jet exerts maximum force on locked impulse bucket, but no work is done since bucket doesn't move. (b) When bucket moves with $\frac{1}{4}$ speed of steam jet, force diminishes. Steam leaves bucket at lower speed but first does work by moving the bucket. (c) When bucket speed equals $\frac{1}{2}$ speed of steam jet, force drops to half the locked condition. Steam leaves bucket with zero speed, does maximum work. Graph shows how force and work vary with the bucket speed.

HOW TURBINES USE STEAM'S ENERGY

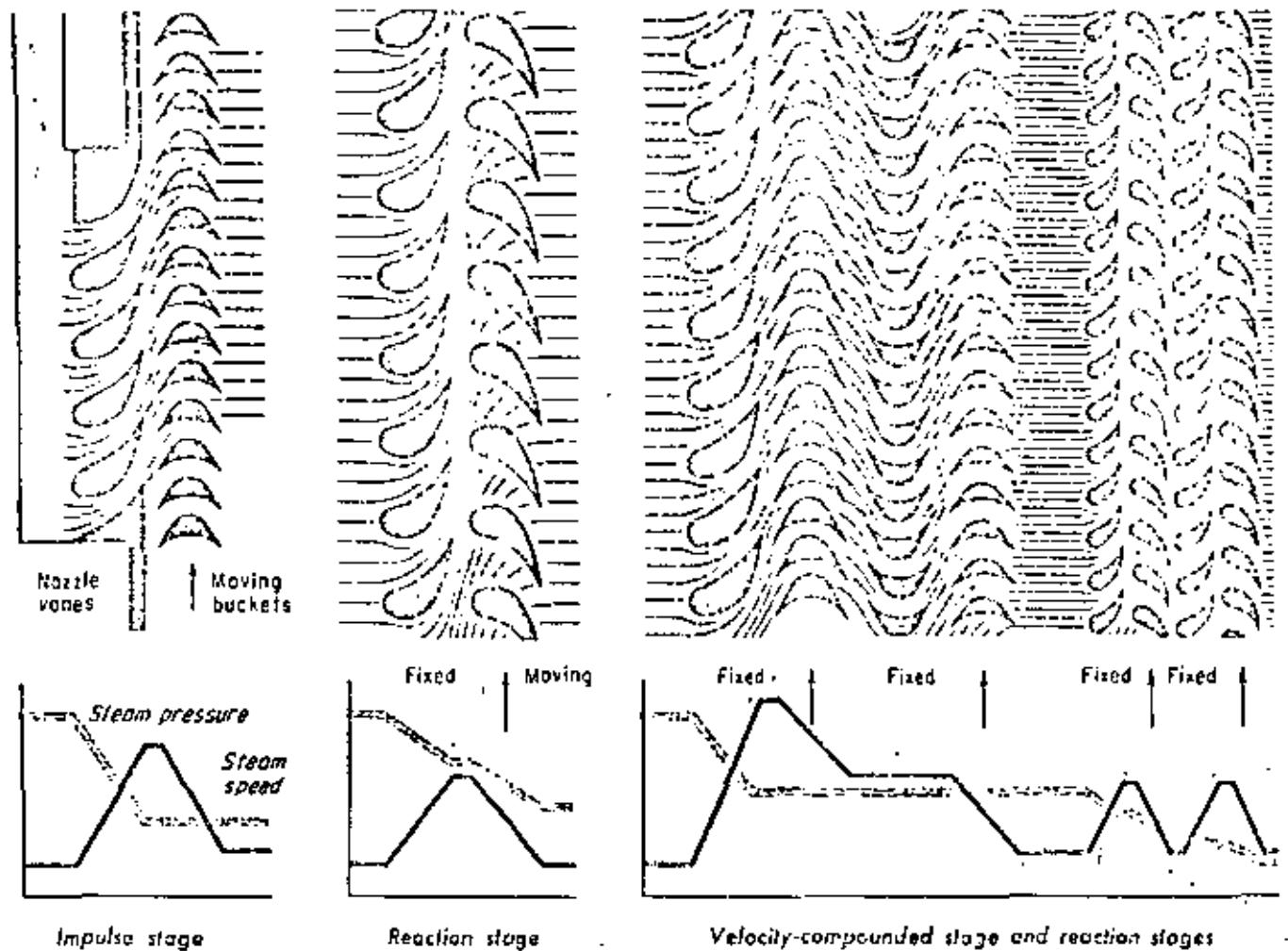
In an engine, shown above, steam presses equally on cylinder walls and piston. Since piston moves, the steam does work, using some of its internal energy to do this. The steam cools as its pressure drops. Similarly, steam in nozzle box, center above, presses equally on all walls. But it escapes through nozzle to form a high-speed jet.

Reaction pressure P_R on wall area opposite the nozzle is not balanced by the escaping steam. If box is fixed, steam leaves at top absolute speed and exerts pressure P_1 on anything in its path. If the box moves, P_R does work on it by speeding it in a direction opposite to jet motion. In that case, absolute jet speed is correspondingly slower.

When steam discharge pressure is 53% or more of box pressure, the nozzle needs only a converging cross section.

When discharge pressure is much less than 53%, the converging section should be followed by a diverging section. Area of exit cross section depends on the pressure ratio.

Impulse-turbine nozzles organize the steam so it flows in well-formed high-speed jets. Moving buckets, above, absorb kinetic energy of the jet, convert it to mechanical work in a rotating shaft. When the bucket is locked, the jet enters and leaves with equal speed and develops maximum force F . But no mechanical work is done. As the bucket is allowed to speed up, the jet leaves more slowly and force F shrinks. Graph above shows how both force and work done vary with blade speed. Steam jet does maximum work when bucket speed is just half the steam speed. In this condition, the moving bucket leaves behind



In impulse stage above, nozzles direct steam into buckets mounted on rim of rotating disk. Steam flow changes to axial direction as it goes through moving passages. In the reaction stage, stationary blades direct steam jets into passages between moving blades; pressure drops across both fixed and moving blades. In impulse stage it drops only across

nozzle. Velocity-compounded control stage, above, discharges steam into two reaction stages. Velocity stage uses large pressure drop to develop high-speed steam jet. Part of kinetic energy is absorbed in first moving bucket row. Fixed buckets turn partly slowed steam before it enters second row of moving buckets where most remaining energy is absorbed.

it a trail of inert steam, since all kinetic energy is converted to work. Starting force or torque of this ideal turbine is double the torque at its most efficient speed.

Nozzle and rotor layouts. For practical reasons most impulse turbines mount their buckets on the rims of disks. Nozzles feed steam from one side as shown above. Pressurized steam from the nozzle box flows through parallel converging nozzles formed by vanes or foils. Steam leaves as a broad high-speed jet to flow through the slower moving-bucket passages. These turn the steam flow to an axial direction as they absorb its kinetic energy. The steam leaves with lower internal energy and speed.

Steam pressure and speed vary through the true impulse stage, as graphs above show. When impulse stages are pressure-compounded: exhaust steam from one stage flows through following similar impulse stages where it expands to a lower pressure. If velocity-compounded: steam

velocity is absorbed in a series of constant-pressure steps.

In the reaction stage, above, steam enters fixed-blade passages; it leaves as a steam jet which fills entire rotor periphery. Steam flows between moving blades that form moving nozzles. There it drops in pressure, and its speed rises relative to the blades. This creates the reactive force that does work. Despite rising relative speed, overall effect reduces absolute steam speed through one stage. When enthalpy drop is about equal in moving and stationary blades, it's called a 50% reaction stage.

Velocity-compounded control stage, above, is followed by two reaction stages. The high-speed steam jet gives up only part of its kinetic energy in the first row of moving buckets. Then come reversing blades which redirect the slowed-up steam into the second row of moving buckets where most of its remaining kinetic energy is absorbed. Steam then enters the series of reaction stages.



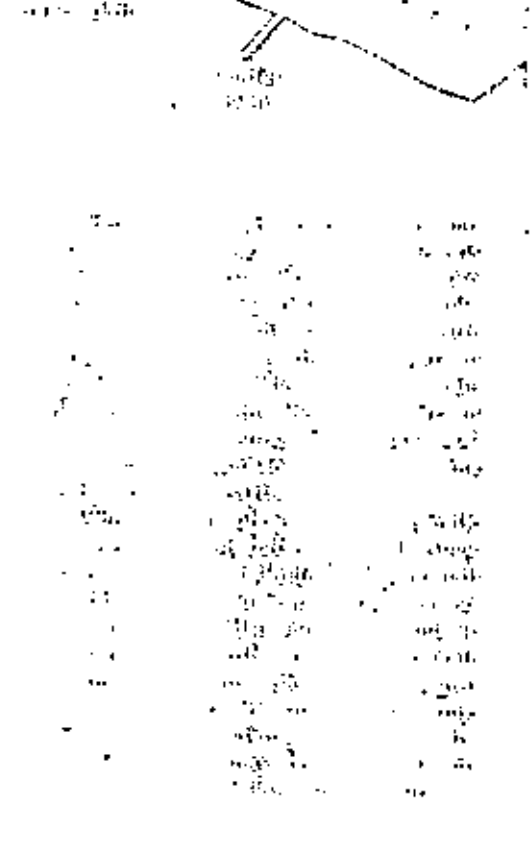
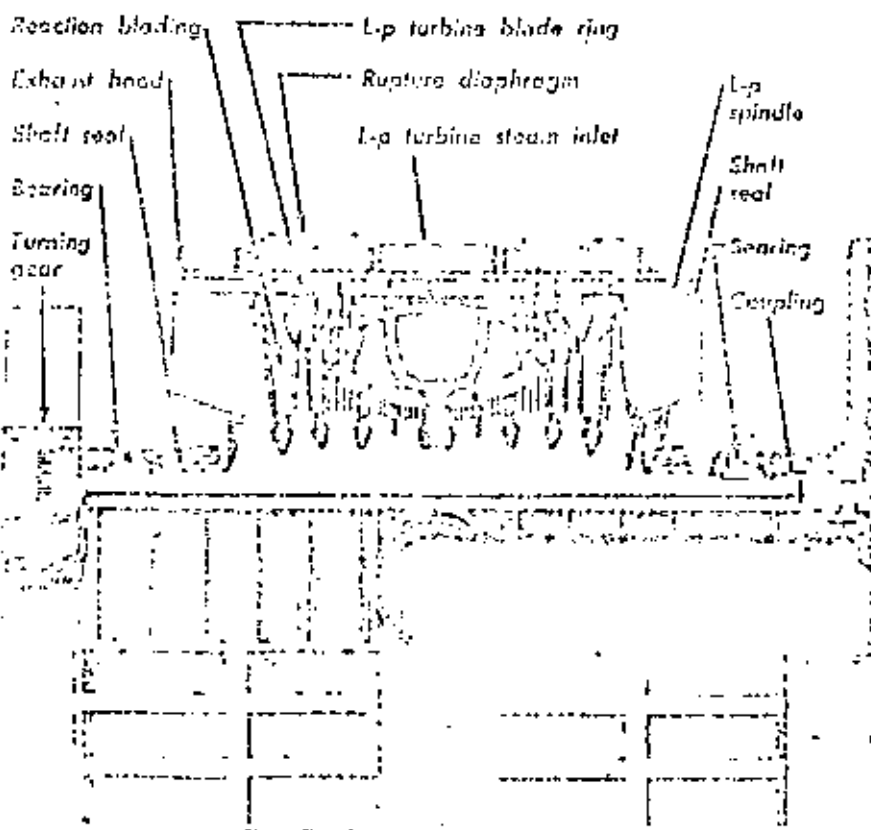
We've seen the basic methods used to convert internal energy of pressurized steam into mechanical shaft work. By allowing the steam to drop in pressure while it flows through a nozzle, we can get it to form a high-speed jet. We have a large amount of leeway as to where the pressure drops take place in the turbine.

Impulse stages—single, pressure-compounded or velocity-compounded—involve pressure drops mainly in the stationary nozzles of actual turbines. Pressure level across the moving buckets drops slightly.

Reaction stages are used to drop pressure in both stationary and moving passages. Ratios of the two drops fall in a wide range. One that's often used is a 50% reaction: pressure ratio nearly equal across stationary and moving passages. The 50% reaction produces most efficient energy conversion when speed of the moving blades about equals speed of the steam jet as it leaves the stationary-blade passages.

Many of today's so-called impulse-stage turbines actually use about 5 to 10% reaction in their design. This means there is a small steam-pressure drop through the moving-blade passages. These buckets, instead of taking the symmetrical shape of those shown on the previous page, have a longer tail on the right to form a slightly converging passage at the exits, see p 8, Fig. 7.

Multistage steam turbines have large cross-sectional areas of steam flow, so choice of blade and bucket sections becomes complicated. A stage may begin as pure impulse at the root of the bucket and nozzle and then increase the percentage of reaction along the length of bucket and



ARE PUT TOGETHER

Illustration
 Department of Engineering
 G. E. C. E. E.

blade toward the outer tips—more about this later, p 9.

Other parts must guide the steam flow and carry the mechanical shaft work out of the unit, if nozzles and buckets are to do their job. The buckets and moving blades ride on rotating parts, either *disks* carried on a *shaft*, or a *rotating drum*. Drawings, left and below, show the rotating-drum type of turbine construction. Where percentages of reaction are higher, more stages will be used over a given pressure range to limit steam leakage past blade tips and seals. Because of the larger number of stages, drum construction is more practical.

A shaft carries the drum and is supported in turn by *journal bearings* at each end. A thrust bearing controls the rotor's axial position to hold clearances between stationary and moving elements of the stages. *Couplings* mounted on shaft ends transmit the mechanical energy from the buckets to the driven equipment (electric generators, in the case of the turbines shown here).

Motor-driven turning gears on the shaft rotate the drum when the turbine is warming up prior to loading, and while the unit is cooling after it's been unloaded and the steam shut off. This prevents unequal expansion or contraction which might kink the rotor assembly, creating a serious unbalance. Turning-gear motor automatically declutches when the rotor accelerates above a given (slow) speed; some engage automatically at this speed when the rotor is decelerating during shutdown.

The casing carries bearings for the rotor and holds structure needed to guide steam flow through nozzles and buckets. Steam enters a turbine through a *stop valve*

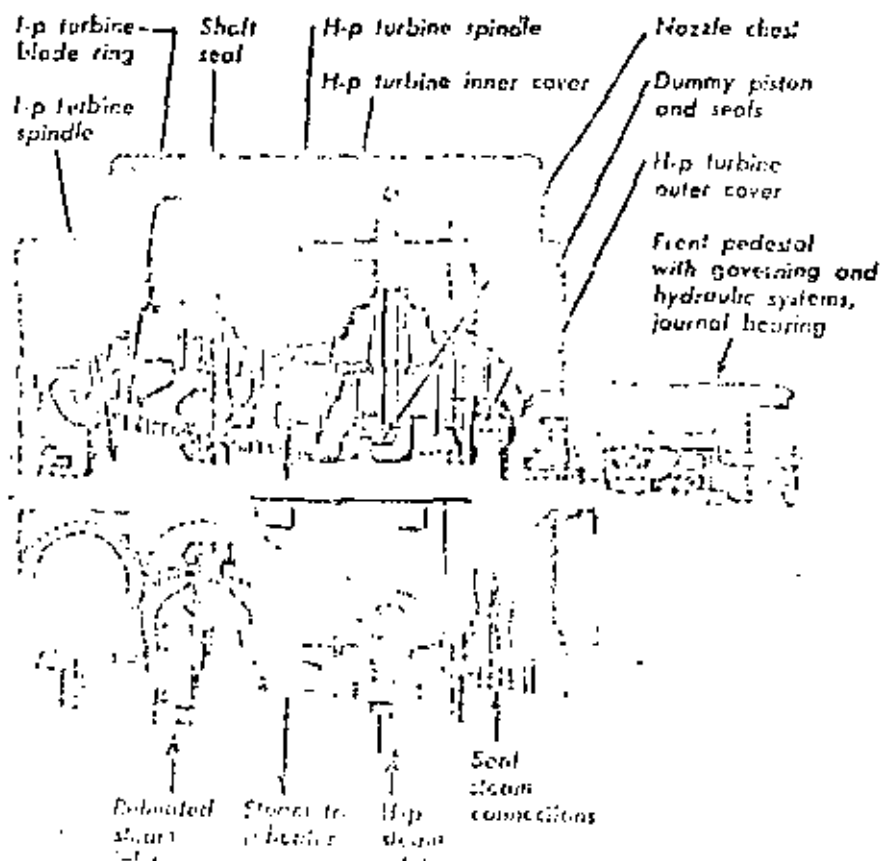
and *steam chest*. In high-temperature units like the two shown here, these elements are separate from the main turbine structure. In smaller units shown on next page, the steam chest usually mounts directly on the casing, either as an integral part of it or as a separate casting.

Governing valves in the steam chest admit steam to the *nozzle bowls, chests, chambers* or *boxes* of the first stage. Both units shown here have for their first stages velocity-compounded impulse or *control stages*.

The casing supports nozzles and reversing blades of all stages held in the *blade rings* and *covers*. It also holds the seal strips, which limit steam leakage at all points where the shaft passes through. Seals must also be provided at diaphragm openings and reaction-blade tips.

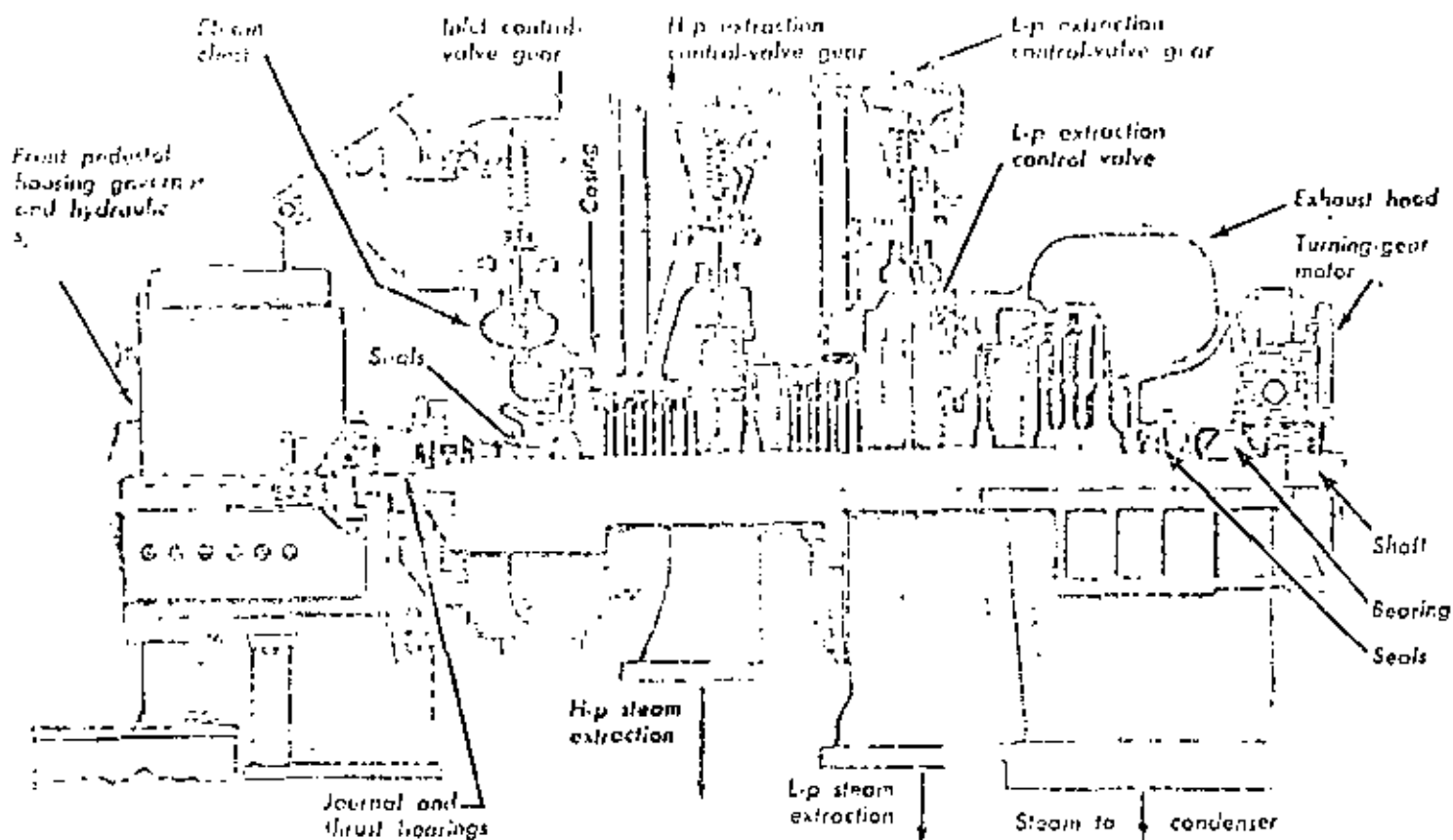
Since a reaction force acts on stationary nozzles and blading, the casing must be securely anchored to resist these forces. On the other hand, steam temperature swings widely between shutdown and operating conditions, which means rotor and casing expand and contract. The front, high-pressure end must be allowed to move axially so it can expand and contract as needed. At the same time the casing must stay axially aligned to maintain clearances from the rotating parts.

An *exhaust hood* guides the flowing steam from the last stage of the turbine to point of disposal—a pipeline, condenser, etc. This hood must be designed to minimize pressure loss, which otherwise reduces turbine's thermal efficiency. In highly refined central-station units the hood may be a diffuser to develop pressure at the outlet of the last-stage buckets lower than at the hood outlet. It does



This large steam turbine, as diagrammed on p 16, is a tandem-compound double-flow reheat unit with two main casings. Steam from a separate steam chest (not shown) enters a ring type nozzle chest that expands independently of inner casing. After flowing through control stage and following reaction stages, steam leaves the turbine for reheating. Then it returns to complete its expansion in remaining stages of first casing (intermediate-pressure turbine).

Steam leaves the l-p casing to flow through crossover to center of double-flow low-pressure turbine element. Steam divides equally to flow in opposite directions through parallel l-p stages, finally exhausting to the condenser below. Steam is extracted from this unit at several stages for pre-heater heating. Dummy piston at the end of l-p spindle is designed to balance force developed by reaction of l-p.



DOUBLE-FLOW-EXTRACTION condensing turbine receives boiler steam in steam chest. Governor-controlled valves ad-

mit steam to nozzle chests. Extraction-control valves hold steam pressure by regulating its flow to following stages

this by converting leaving kinetic energy of the last stage into internal energy.

Rupture diaphragms in the exhaust hood prevent excessive pressure buildup, should the condenser lose its vacuum. A governor geared to the shaft in the front bearing pedestal operates the governor valves through a hydraulic servomotor system. Main governor can be

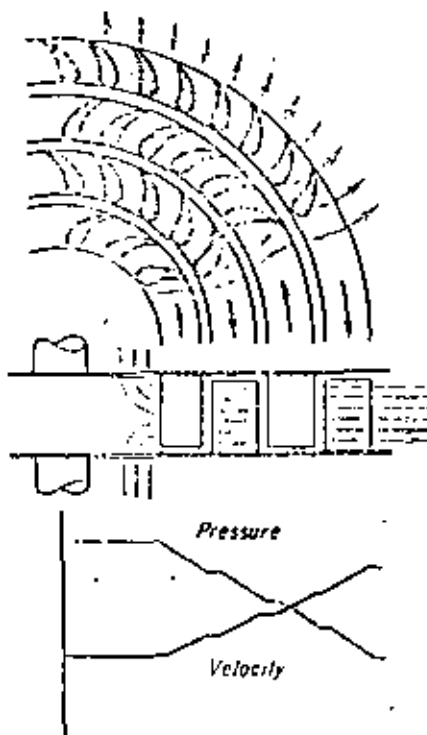
mechanical or hydraulic; it opens and closes the valves in response to fall and rise of shaft rpm.

An *overspeed governor* is usually located in the shaft at the front bearing pedestal. Its function: shut a main stop valve ahead of the governing valves when shaft rpm exceeds rating by about 10% (15% on small turbines).

Disk-and-diaphragm type of turbine shown above is used where impulse staging predominates with higher pressure drops per stage, and percentage of reaction is relatively low. This unit handles mechanical or generator drive. It features two points of *automatic extraction* where part of the steam may be withdrawn from the turbine at constant pressure. Steam chest is integral with the casing. Control and extraction valves respond to both shaft speed and steam pressure at the extraction points.

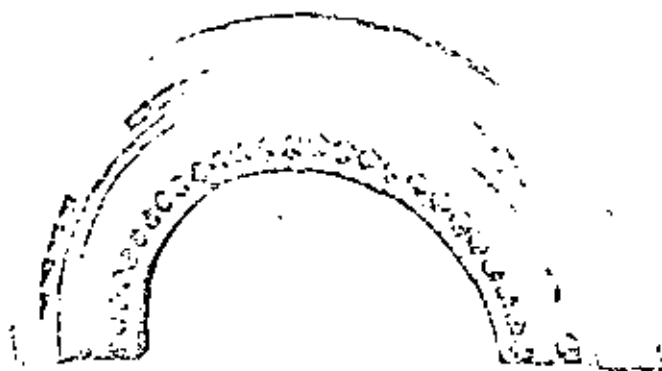
In this turbine the moving buckets ride on *wheels* or *disks* that are shrunk on and keyed to the shaft. The nozzles are carried in diaphragms that have centered holes through which the shaft passes. Seals at these openings set a limit to steam leakage bypassing the nozzles; construction of the diaphragm limits the cross-sectional area available for leakage through the seal.

All turbines need a *lubricating system* for their bearings. Usually it acts as the hydraulic system for actuating valves and servomotors, as well. The oil reservoir is often remote, at a lower level to facilitate drainage.

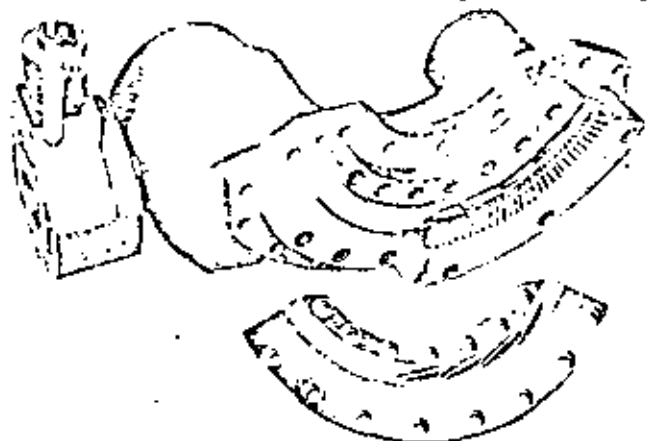


RADIAL-FLOW double-rotation reaction unit has only moving blades. Intermeshing "cylinders" of blades mount alternately on oppositely rotating plates. This turbine has two shafts, usually drives alternators. It can handle high-speed steam jets because there are no stationary blades; steam can be extracted

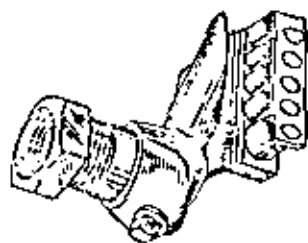
KEY ELEMENTS in turbine design



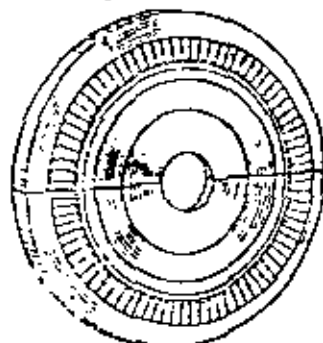
1 Nozzle block has three groups of converging nozzles built up of vanes welded in two rings held in casing



2 Steam chest holds nozzle block. Block has converging-diverging nozzles, plus a row of reversing blades



3 Reversing blading, right, attaches to a converging-diverging nozzle, left



4 Typical nozzle setups are for disk-and-diaphragm unit, above; drum type, below



Every stage of a turbine has two basic elements: (1) stationary nozzle and (2) moving bucket or blade. Design of these parts depends on factors such as entering steam conditions, exhaust steam pressure, shaft speed, rated capacity, steam flow, where part is located in the unit.

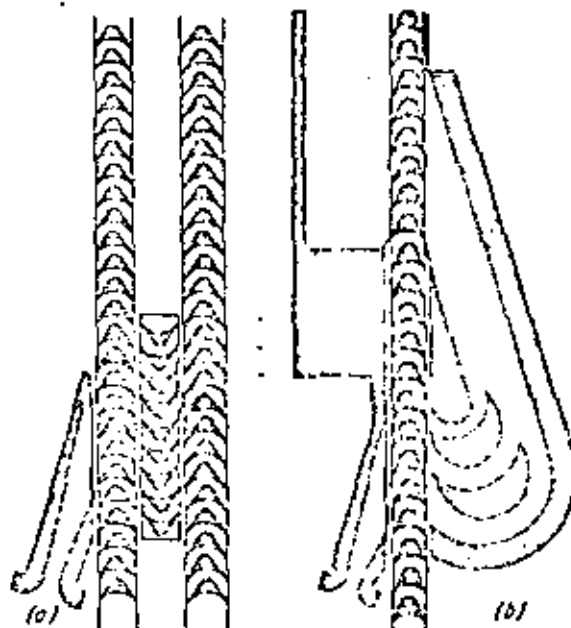
Nozzles may be either converging or converging-diverging, as we saw on p 2. Selection depends on pressure ratio of steam across the nozzle. Fig. 1 shows upper half of nozzle block for the first stage of an intermediate-size turbine. Nozzles are grouped so they can be controlled by individual valves. These are typical converging nozzles: in cross section, the steam passage is rectangular.

Some shapes of vanes making up this type nozzle are shown on p 2. In the high-pressure end of the turbine, nozzle vanes are usually welded into the nozzle diaphragm. In the low-pressure end, nozzle vanes may be cast as an integral part of a diaphragm.

Fig. 2 is a steam chest for a small-capacity turbine. Converging-diverging nozzles are drilled into the block and a set of stationary reversing buckets attached for the 2-row control or velocity-compounded stage. Steam passages through the nozzles have a circular cross section.

Single converging-diverging nozzle, Fig. 3, has attached reversing blading. This nozzle fits a small turbine with a 2-row single wheel. Typical nozzle diaphragm for a lower stage of a disk-and-diaphragm turbine is shown in top drawing, Fig. 4. Its two halves dovetail to make it tight against leakage. Lower drawing shows a nozzle row for a drum type unit; no inner diaphragm is needed because the drum occupies this space. Fig. 5a shows nozzle, wheel, stationary-blading layout for the 2-row single-wheel unit.

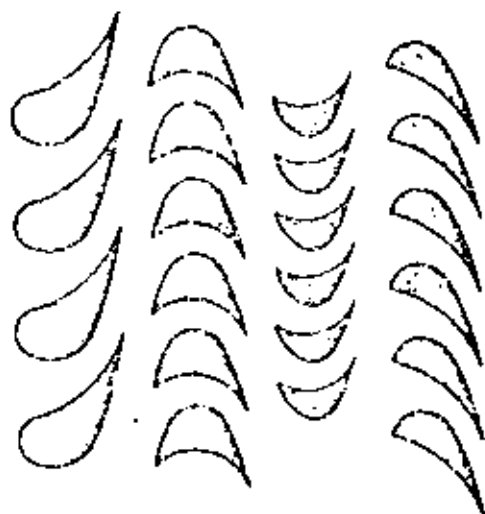
Steam may flow more than once through blade row



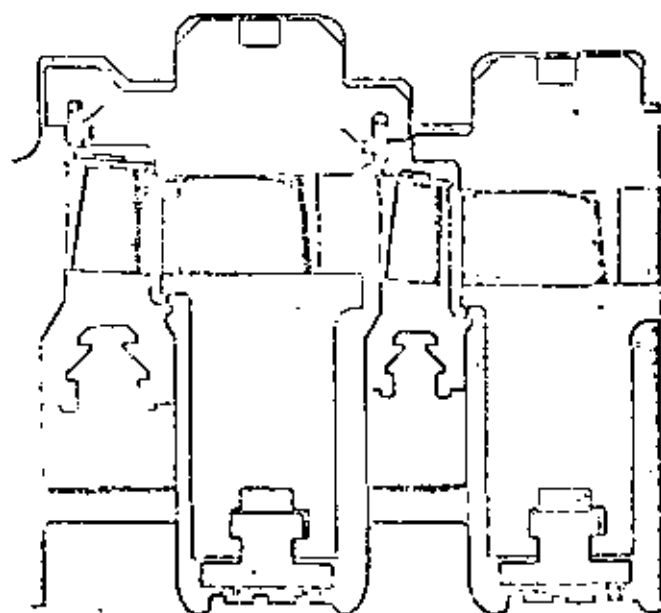
5 (a) Velocity-compounded stage passes steam once through moving blades (b) steam flows twice through blades



6 Velocity-compounded impulse wheel: three passes



7 Control stage for large unit has low percentage reaction, steam-pressure drop



8 Two rows of moving buckets with nozzle between have sealing strips over shroud bands to limit steam leakage



9 Side-entry blades dovetail into disks to transmit force to turbine shaft. Shrouds tie groups of blades together

Velocity compounding can be done with a single row of moving buckets. Steam may pass just once through the blades, as in Fig. 5a. In 5b, stationary reversing nozzle at right guides high-speed steam into a second pass through the moving buckets. In another method of velocity compounding, Fig. 6, steam flowing from a converging-diverging nozzle makes three passes through buckets milled into the edge of a solid wheel. Stationary reversing chambers return the high-speed steam to the wheel buckets along a helical path. Control stage for large turbine, Fig. 7, differs slightly from those on p 2 since vanes have a small percentage of reaction built in.

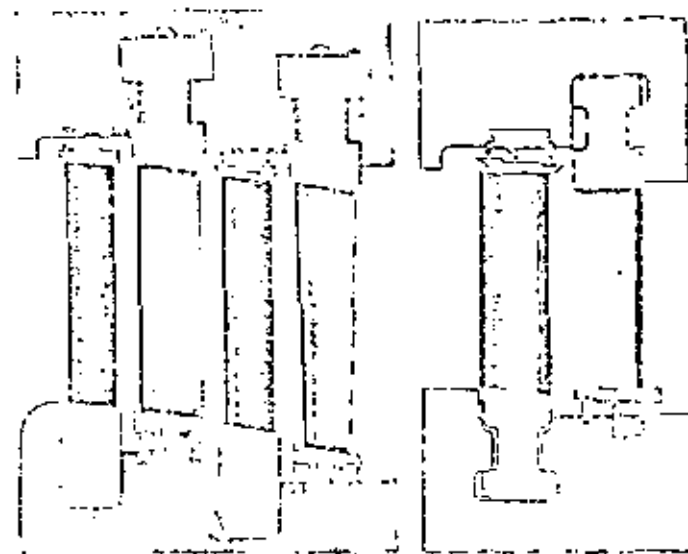
Blades or buckets take many forms. Fig. 8 shows buckets of two succeeding stages in a disk-and-diaphragm turbine, along with the intervening nozzle. Buckets receive the working force of the steam, transmit it as a moving torque into the wheels or disks that carry them.

Height of buckets and diameter of stages increase in succeeding stages to accommodate volume of the steam, which expands as its pressure drops. Shroud bands cover the bucket tips to keep steam from spilling out radially.

In high-efficiency turbines every effort is made to confine steam flow to the working passages through nozzles and buckets. Sealing strips between bucket shrouds and casing diaphragms, Fig. 8, minimize steam leaking past the bucket tip into the following nozzle.

Some turbines use pure impulse buckets without any pressure drop across them. In other units, Fig. 7, stage may have some low degree of reaction—10% or less—to produce a small pressure drop across the bucket. This small drop can be very useful—it keeps all buckets run-

Designs of blades, roots, shrouds,



10 Reaction stages of drum type unit need sealing strips, which limit steam flow past stationary, moving blades

ning full of steam, shaft thrust positive in one direction.

In Fig. 9, blades of five stages mount on their disks or wheels. Side- or axial-entry roots attach them to the wheel rims. Shrouds, usually riveted to the blade tips, are used to fasten groups of blades together on a wheel. They prevent steam from spilling, minimize bucket vibration.

Reaction blading for drum type turbines, Fig. 10, has stationary blades fastened to the upper stationary-blade ring, which is supported by the turbine casing. Moving blades dovetail into mating slots on the drum rotor.

Since steam pressure drops across both moving and stationary blading, radial seal strips opposite the shrouds minimize steam leakage past the blades. Turbine of Fig. 10a uses two seal strips per blade row; 10b uses three.

In many turbines that use velocity-compounded control stages, steam flows over only a part of the total periphery of the stage. In the "idle" section, buckets churn the stagnant steam. This windage loss reduces turbine efficiency. To minimize it, shields fit closely over the idle part of the bucket travel. They limit amount of steam whipped about by the nonworking buckets, Fig. 11.

When blade height becomes a significant part of the total stage diameter, ratio of steam and bucket speed changes over the length of the bucket. Then warped buckets, Fig. 13, must be used. Fig. 12, an exploded view, shows a nozzle diaphragm, steam vortex flow, a bladed or bucketed wheel and the leaving exhaust steam. Ideally, steam enters the nozzles in an axial direction and leaves in a circumferential direction, forming a vortex flow or eddy that is contained by the turbine casing before steam enters the moving buckets. To avoid cross currents in the

vortex flow, product of linear velocity of steam and radius of circle it travels in must be constant: $v_1 r_1 = v_2 r_2$. Steam pressure must be higher at outer than inner radius.

Steam leaves nozzles at the inner radius with higher linear speed than at outer radius. But buckets' linear speed increases with radius. So we get a steadily growing ratio of blade to steam speed as we move from root to tip.

Fig. 13 shows velocity diagrams at root and tip of a blade that receives a steam jet moving in vortex flow. Root of the blade has been designed for impulse flow, which is equivalent to 0% reaction, no pressure drop.

Entrance angle of the blade is fixed by angle of approach of the steam's relative speed, so steam slides smoothly over the blade. In the ideal situation, absolute steam speed should just about double the blade speed. At blade's exit edge, vector difference of relative steam and blade speed shows that steam has a residual absolute speed in an axial direction.

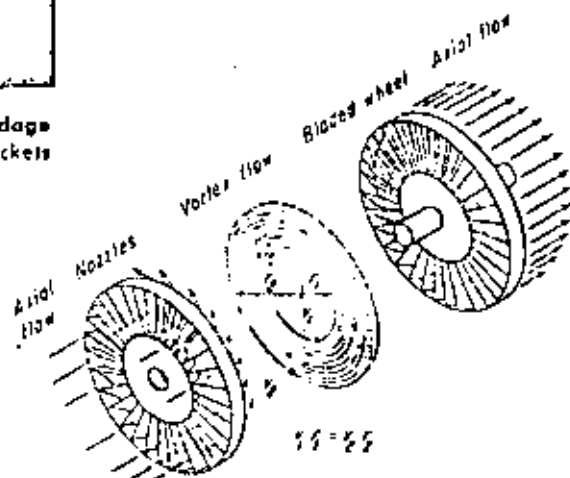
In our example, blade speed at its tip is about double the absolute steam speed. Relatively, then, steam approaches the blade from a direction almost opposite to its motion. Blade section must be twisted to receive the steam smoothly all the way up the blade. But since entering steam pressure is higher at the tip than at the root, there will be a pressure drop through the blade. This means we must use a reaction-blade section, with relative steam speed higher at the blade exit. A pure reaction force acts at the blade tip, a pure impulse force at the root.

At the tip exit, vector difference of relative steam speed and blade speed indicates that steam leaves with low velocity in an axial direction, same as at the root.

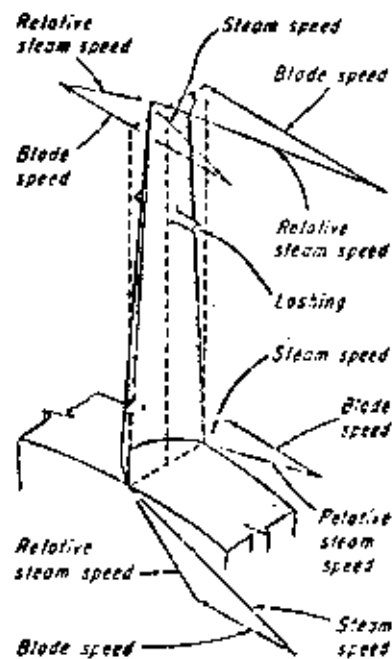
seals and shields influence unit efficiency



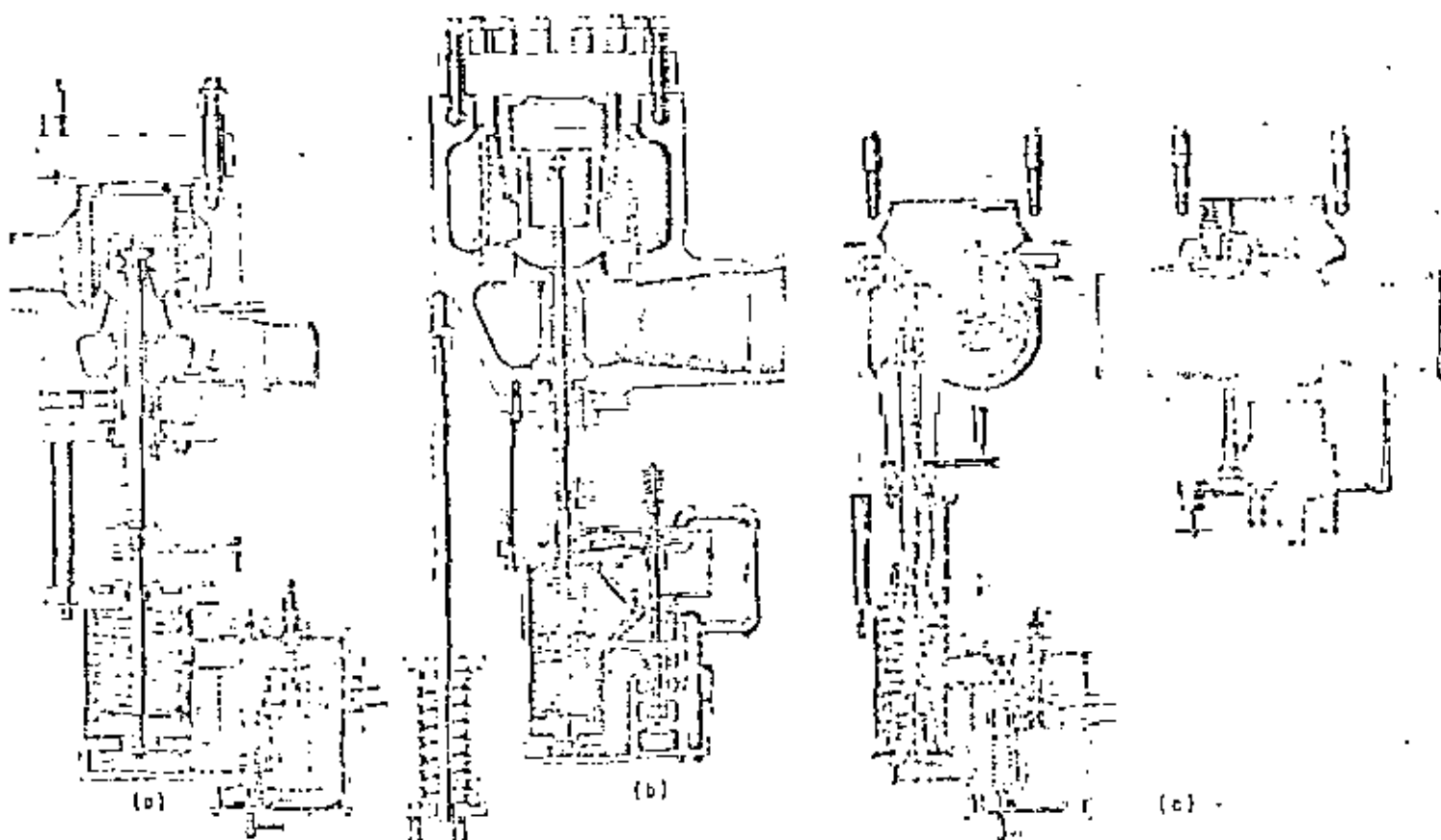
11 Shields cut windage loss on idle buckets



12 Steam flows axially in entering-stage nozzles, leaves with vortex flow. Twisted blades return it to axial

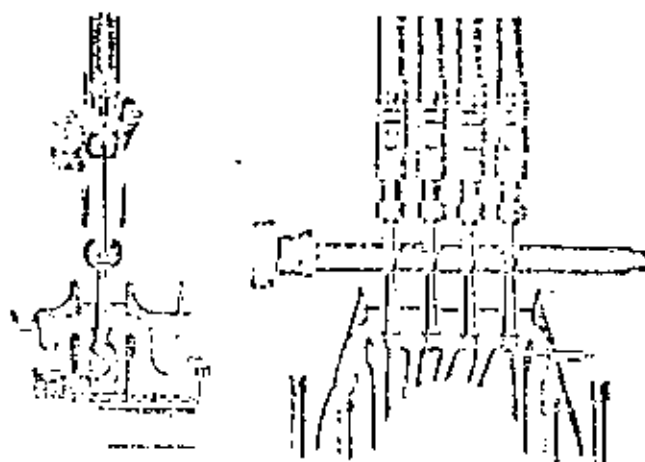


13 Twisted blade works with impulse flow at root, reaction at tip

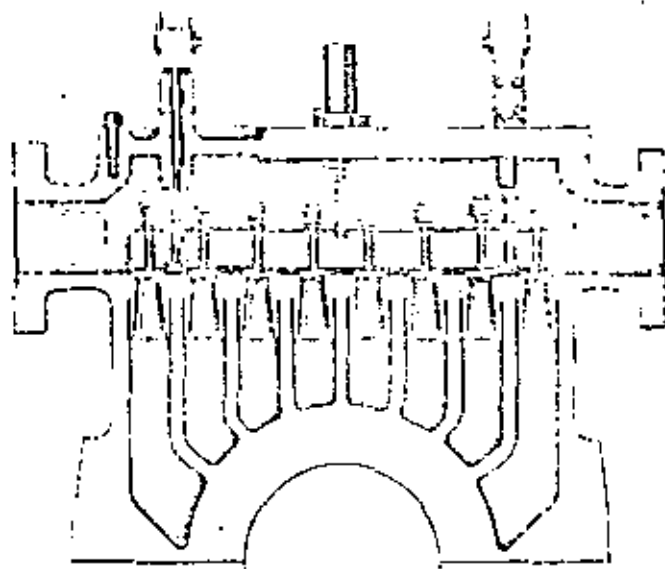


14 (a) A throttle-stop valve controls steam to all inlet nozzles at starting, shuts off flow in emergencies. (b)

Relief-unit intercept valve cuts flow from reheater on large load change. (c) It's backed up by stop valve in series



15 Free-expanding nozzle chest has nozzle groups controlled by cam-operated poppet valves in steam chest

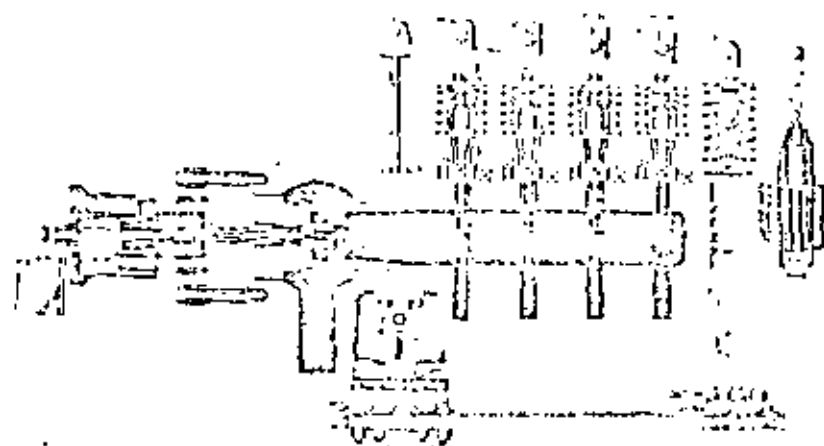


16 Crossbar in steam chest, lifted by two rods, opens poppet valves in sequence to control flow to the nozzles

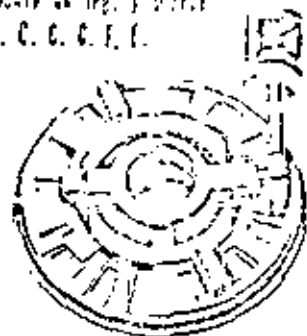
Rotors for disk-and-diaphragm turbines may be machined from a single forging for smaller-capacity units, or built up of separate disks shrunk and keyed on a forged and machined shaft. Edges of the disk are milled to hold the buckets. Shaft usually has integral journals for the

bearings and also carries a thrust collar. Drum type turbine rotors increase their diameter from front to rear end of the unit. They're usually made as one forging, then milled to receive the blade roots.

Casings hold the blade rings, bearings and other



17 Combined throttle-stop valve and steam chest for hit units may be placed in front of the turbine or to one side. Flexible pipes tie it to nozzle groups



18 Piston-moved grid valve controls flow in automatic-extraction unit

stationary parts. A small unit's casing may split vertically, but all large ones split horizontally at the shaft center line. For high-pressure high-temperature service, front elements have been built with two casings—steam flows between the inner and outer one. This design allows thinner shells, so expansion and contraction aren't so much of a problem. Casings may be cast or built up of welded plate.

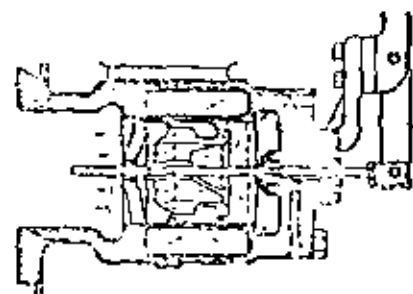
Valves control the flow of steam through a turbine. Combined stop-throttle valve, Fig. 14a, regulates steam flow during warmup by opening the inner valve first. When the unit is ready to take load, main valve is opened wide and nozzle-chest valves pick up the control function. In an emergency, the stop valve slams shut when oil pressure is released from the operating cylinder below. This oil pressure can be regulated manually during startups. Fig. 17 is a throttle-stop valve on a steam chest.

Reheat turbines need both intercept and stop valves, Fig. 14b and c, between boiler reheater and turbine-reheat inlet. Steam in the reheater and its connecting lines can seriously overspeed the unit during a large load drop or loss. The intercept valve closes part way during rapid load changes; both valves shut on overspeed.

Changes in steam flow to meet varying loads are controlled by valves in a steam chest, Fig. 15, 16, 17. These admit steam to groups of nozzle chests, an arrangement giving high part-load efficiency. Valves in Fig. 15 are opened by cams on a governor-controlled shaft. In Fig. 16 the bar in the steam chest is lifted by two rods moved under governor control. Stems have varying lengths to open the valves in sequence. Fig. 17 shows an entirely separate steam chest; here the valves are lifted by an external hinged lever.

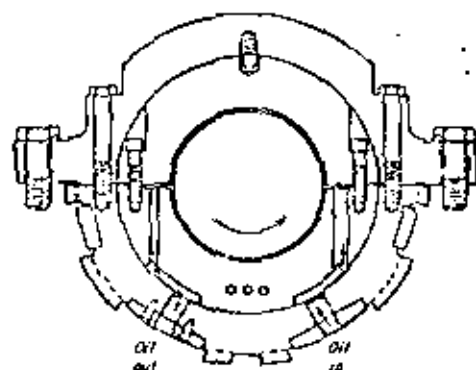
Balanced governor-controlled single-admission valve, Fig. 19, handles small-steam-turbine flow. It may feed several paralleled nozzle chests on the unit; intervening hand valves can cut them in and out as wanted.

In automatic-extraction turbines, three different types of valves may control steam flow through the downstream sections. On p 6, cam-operated poppet valves control the first opening, with cam-operated spool valves for the second. Piston-operated grid valve, Fig. 18, may be used for

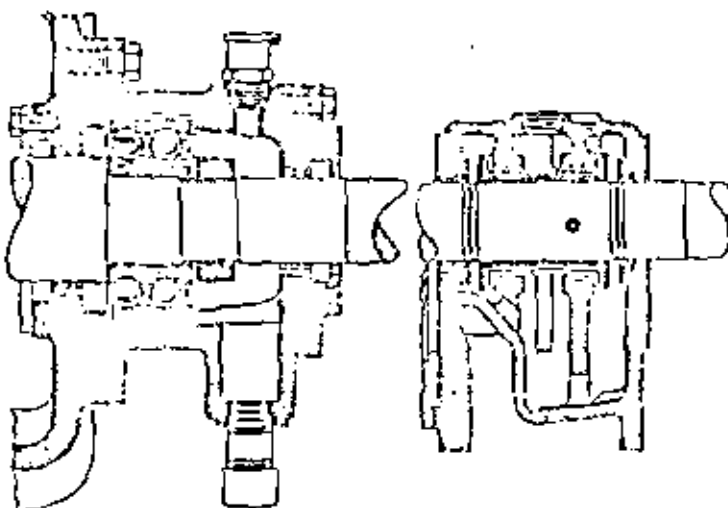


19 Balanced throttle valve controls steam flow to smaller turbines

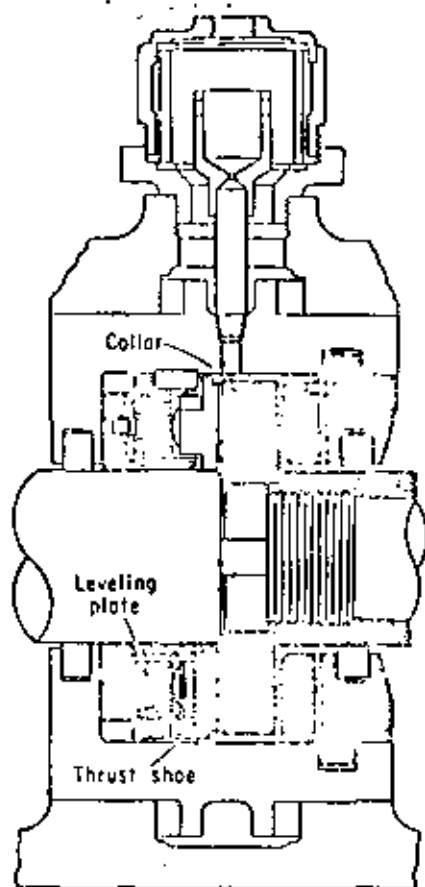
Bearings range from journals to simple ball types



20 Journal bearing has spherical seat for self-alignment. Groove in top builds oil wedge, stops shaft whipping

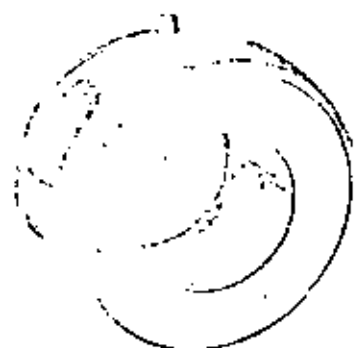


21 (a) Ball bearing controls thrust in a very small turbine. (b) Ring-oiled journal is used on small unit

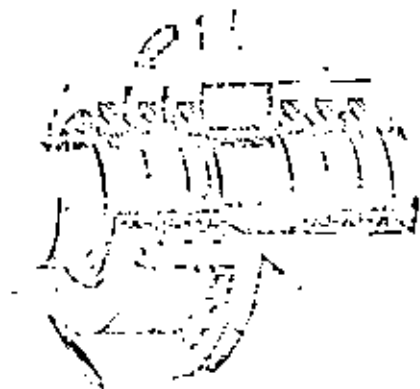


22 In Kingsbury type of thrust bearing, tilting shoes form oil wedges

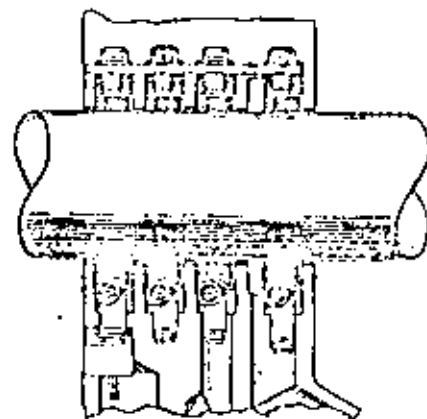
Thrust bearings hold rotor in position; shaft seals limit steam leakage



23 Ball-seat bearing has tapered lands for shaft thrust bearing



25 Stepped labyrinth-gland seal limits both shaft steam and air leaks



24 Carbon packing rings form simple seal against shaft steam leakage

low pressure drop across the valve—about 50 psi or less.

Bearings range from pressure-lubricated journal types for large units, Fig. 20, through ball bearings for very small turbines, Fig. 21a, and ring-oiled journal bearings for small units, Fig. 21b. Larger bearings are almost universally designed with oil grooves in their top halves to build an oil wedge that presses down on the journal.

Steam-pressure differential across most turbine stages creates a net thrust along the shaft. This must be counter-balanced to keep the rotor in proper position. Fig. 22 shows a Kingsbury thrust bearing. Individual movable thrust shoes bear on leveling plates, left. Thrust collar, fixed to the shaft, pushes on the shoes from the right, and holds clearance between moving and fixed components.

Fig. 23 shows bearing surfaces, on the side of a journal-bearing housing, for a tapered-land thrust bearing. A thrust collar fixed on the shaft pushes against the surfaces to hold the shaft in place. Oil wedges build up between collar and tapered lands.

Steam leakage can't be avoided entirely. Some steam will leak out of turbine casings where the shaft must pass through. In condensing turbines, air tries to leak along the shaft into the low-pressure condensing space.

We've seen sealing arrangements used to limit leakage around blades. Same idea comes in for shafts. In a slant-top carbon packing-ring seal, Fig. 21, carbon packing

rides directly on the shaft. Springs anchored at the top hold packing segments in place and against the sealing surfaces at right. Steam that does manage to leak past the seals may be led to a lower-pressure stage of the turbine, to a heater, or vented to atmosphere. Condensed steam usually accumulates in the last section of the seal, then drains to waste.

Step-type labyrinth gland, Fig. 25, also controls shaft leakage. Intermediate leakoffs direct the steam to lower turbine stages or heaters. The large intermediate chamber may connect to the suction of a blower which holds a vacuum lower than the turbine's last stage. This would draw in 1-p steam from the right and air from the left. Blower discharges the mixture to a condenser where the steam is recovered. 1-p steam might be fed into the outer left chamber to block air flow into the seal.

Seal strips have tapered edges so any accidental rubbing will wear them down quickly without overheating the shaft. Steps milled in the shaft match longer seal strips, forming a long, tortuous path with high flow resistance. Enough axial distance is needed between strip and step to avoid contact when shaft and casing expand or contract at different rates. Where movement is relatively large, the shaft may be smooth with the seal strips all of equal depth. Some turbines use labyrinth seals in series, then add a set of carbon-ring seals at the shaft ends.

DESIGNING STEEL TURBINE COMPONENTS

The many parts of a steam turbine work under varying service conditions. Effective design selects, from appropriate materials for each part, combination promising long life at low cost. Critical parts of a modern turbine are those handling the entering steam. It's at high pressure and temperature, because higher entering conditions mean more energy can be converted to shaft work. But using too costly materials can wipe out fuel savings.

Casings . . .

as well as steam and nozzle chests are usually cast of steel. A sample composition for 825-F service may be 0.3 C, 1.0 Mn, 0.6 Si, 0.06 S, 0.05 P. At the other extreme, 1050-1100 F may use austenitic steel with 0.02 C, 16.00 Cr, 13.00 Ni, 2.00 Mo and 0.8 Cb. Wrought parts: 0.08 C, 18.00 Cr, 9.00 Ni, 0.3 Cb.

Rotors . . .

are made up of shafts, disks or drums and blades or buckets; each element offers a choice of materials. Shafts for lower temperatures vary from hot-rolled heat-treated carbon-steel bar stock to alloy-steel forgings. Up to 1050 F the shaft may be a forging: 0.37 C, 1.00 Mn, 0.35 Si, 0.035 S, 0.035 P, 1.25 Cr, 1.50 Mo, 0.50 Ni and 0.30 V.

At 1050 F, drum would be a ferritic-alloy forging: 0.30 C, 0.50 Ni, 1.00 Cr, 1.25 Mo and 0.25 V.

Wheels for 650-F service may be 0.45 C, 0.90 Mn, 0.15 Si, 0.035 S, 0.035 P. H-T wheels are usually of the same composition as hot drums.

Buckets . . .

made of cold-rolled drawn stock may be stainless steel: 0.06 C, 0.25 Mn, 0.50 Si, 0.03 S, 0.03 P, 11.5 Cr, 0.10 Mo, 0.5 Ni. Milled blades for hot service would be about the same as the drawn blades, but made from hot-rolled bars. Shroud bands would be annealed stainless strips, perhaps with the Mo left out. Stellite shields may be brazed on leading edges of I-p buckets running in the wet-steam region.

Nozzle rings and diaphragms

for 500-F service are often cast iron or Meehanite; as temperatures go higher, materials range through steel plate, cast steel, steel and stainless-steel forgings. Some diaphragm nozzles for 950 F are rolled, some cast aluminum-chromium steel.

Seal and gland packing . . .

around the shaft varies from carbon to stainless steel, leaded bronze, leaded nickel-brass, non-hardened stainless iron and corrosion-resistant chrome-molybdenum materials. Springs to hold packing in place vary: Inconel, monel, stainless steel.

Bearings . . .

use high-tin babbitt as the inner lining, cast on bronze, steel or cast-iron backs. Their shells are often cold-rolled steel. Journals and thrust collars are usually an integral part of the shaft, and of the same material, though some journals are built up of sprayed metal to make a long-wearing hard surface. Oil rings, like smaller bearings, are usually brass—a softer material than the journal.

Bolting . . .

of high-pressure casings running at high temperature raises special problems because of creep. Gradual elongation or growth of materials under stress relaxes bolt's hold on the casing joints. One builder uses a 13-chrome tungsten-moly-vanadium alloy steel for 925 F and above. This material resists temper embrittlement and oxidation, has higher notched-bar rupture strength.

As bolts creep they must be tightened periodically; when they're strained to their rated level they must be replaced. If bolt material has a lower coefficient of thermal expansion than the flange, less initial tightening stress is required.

Piping . . .

materials range from carbon steel for temperatures below 900 F and medium pressures to Type 316 stainless steel for service up to 1150 F. All materials lose rupture strength as temperature rises. For example, at 800 F, Type 316 has a 100,000-hr rupture strength around 17,000 psi; at 1150 F it drops to 14,000 psi. H-p piping must have heavy walls.

Inlet pipe seals . . .

for turbines in the 1000-1050-F range may be stellite. These sealing rings let pipe connections between separate steam chest and nozzle chests move axially and transversely during startups and shutdowns. Piping oxidation at joints must be prevented. It freezes the seal rings; resulting rigid connection transmits piping expansion and contracting forces to the turbine casing—perhaps causing serious misalignment. In one design, stellite rings bear against a terminal ferritic-stainless-steel section welded on the pipe leads.

Governing valves . . .

at the front end of a turbine are usually made, like the steam chest, of a carbon-chrome alloy, one of the alloy steels. Stems must resist oxidation to prevent freezing in the packing. One manufacturer plates them with 13-chrome tungsten-moly-vanadium to be sure of good service above 950 F.

TURBINE DESIGNS span broad system needs

In industry, steam turbines handle an almost endless variety of jobs. Top steam conditions are 4500 psig and 1200 F, lows are subatmospheric pressure and 100 F.

Capacities begin at less than 1 hp for mechanical drives, run up to 1,000,000 kw for generator drives—with larger sizes in sight. In the U.S.A., turbine-generators usually run at 1800 and 3600 rpm; other countries often use 1500 and 3000 rpm. Industrial turbines run up to 20,000 rpm for lower capabilities with smaller diameter rotors.

Basic types of turbines, opposite page, divide into two main classes: *condensing* units exhausting steam at less than atmospheric pressure; *noncondensing* units exhausting at higher than atmospheric.

These classes may be further sorted according to steam flow in the turbine: (1) *straight-flow* (2) *reheat* (3) *automatic-extraction* (4) *nonautomatic-extraction*.

Straight-flow uses full-throttle steam from nozzles to exhaust. In reheat, main steam flow exhausts from the unit at an intermediate stage. It's resuperheated, usually in the boiler furnace, then returns at the next lower stage for further expansion to exhaust. Some units have two stages of reheating.

Automatic-extraction unit bleeds off part of the main steam flow at one, two or three points. Valved partitions between selected turbine stages control extracted-steam pressure at the desired level. Proportion of main steam flow extracted for process at various points may be controlled in any manner within design limitations. When extracted steam flow through the unit does not produce enough shaft power to meet the demand, more steam flows through to exhaust. These turbines are put be-

tween steam-supply and process-steam headers, diagram below. Automatic governing systems correlate steam flows, pressures, shaft speed and shaft output for any one unit.

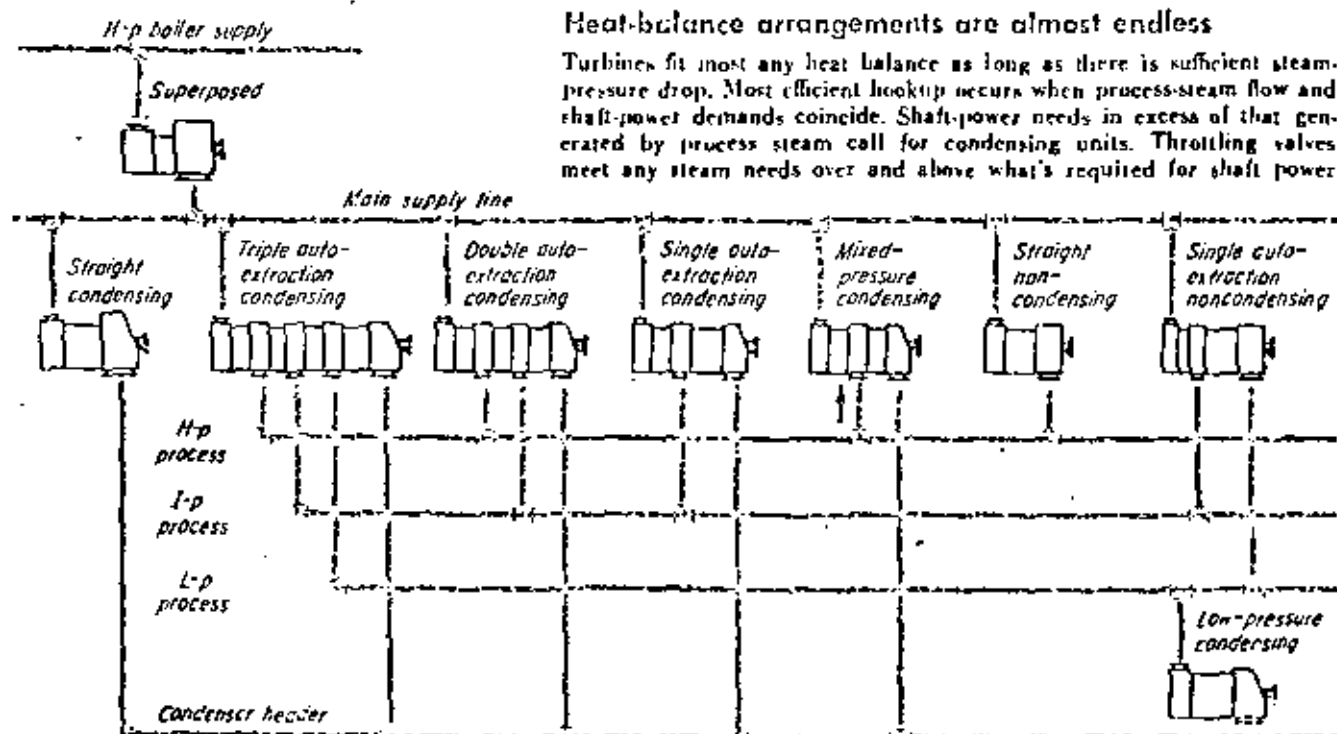
Nonautomatic-extraction turbines bleed steam at as many as nine different stages. Pressure of extracted steam at each stage varies with the turbine shaft load. But pressure variations like this can seldom be tolerated for process work. So these units usually work as generator drives; extracted steam is used for feedwater heating.

Generator-drive turbines often combine condensing, reheating and nonautomatic-extraction. Mechanical-drive turbines are designed to meet varied needs of industry for prime movers to drive fans, pumps, compressors and other machines. This service generally calls for small noncondensing units with exhaust steam used for heating.

Special types of turbines include the double-flow-exhaust, sometimes used for mechanical-drive units. This design permits high shaft speeds and low backpressures where steam volume grows enormously and calls for very large passages between last-stage buckets.

Mixed-pressure turbines take steam from h-p or l-p sources or both to generate shaft power. Automatic-extraction units may also act as mixed-pressure turbines.

Straight-noncondensing turbines work over a wide range of throttle and exhaust conditions. When extra shaft power and steam are needed, an additional h-p turbine can be added. Supplied with steam by a new h-p boiler, superposed unit in diagram below exhausts at high backpressure into existing main steam-supply lines. Typical turbines of each class and construction are illustrated on the following pages.

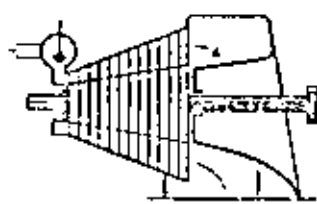


Heat-balance arrangements are almost endless

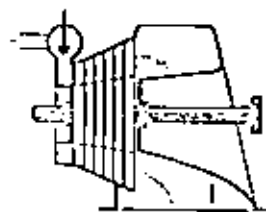
Turbines fit most any heat balance as long as there is sufficient steam-pressure drop. Most efficient hookup occurs when process-steam flow and shaft-power demands coincide. Shaft-power needs in excess of that generated by process steam call for condensing units. Throttling valves meet any steam needs over and above what's required for shaft power

Fifteen basic turbine types: condensing and noncondensing

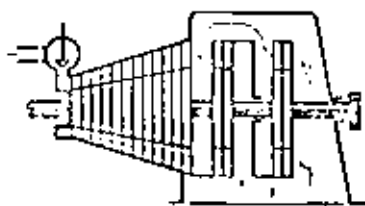
Condensing turbines exhaust at backpressures less than atmospheric.



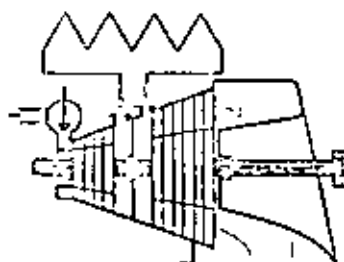
Straight-flow



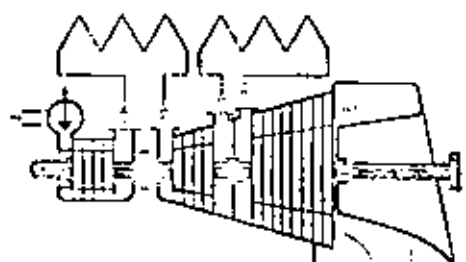
Low-pressure



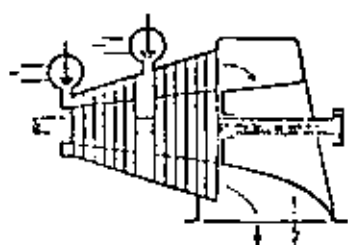
Double-flow-exhaust



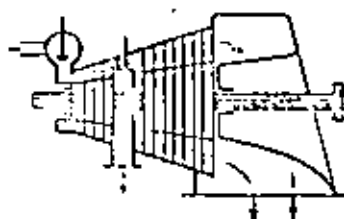
Single-reheat



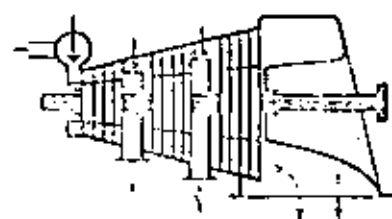
Double-reheat



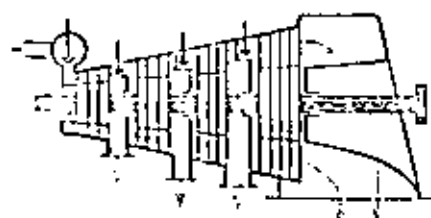
Mixed-pressure



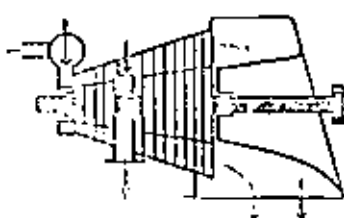
Single-automatic-extraction



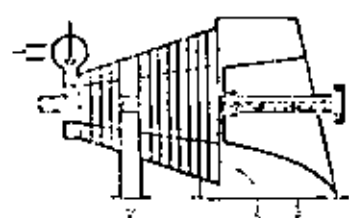
Double-automatic-extraction



Triple-automatic-extraction

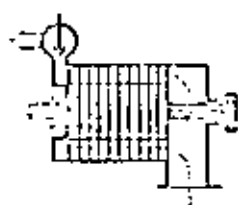


Single-automatic-extraction mixed-pressure

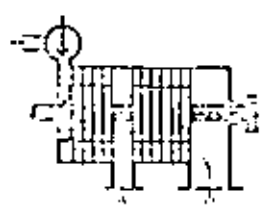


Single-nonautomatic-extraction

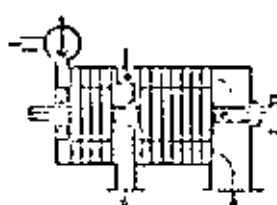
Noncondensing-turbine backpressures cover a wide range



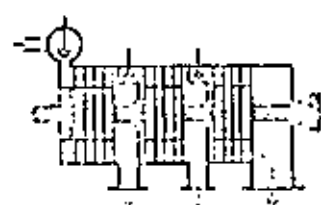
Straight-flow



Single-nonautomatic-extraction



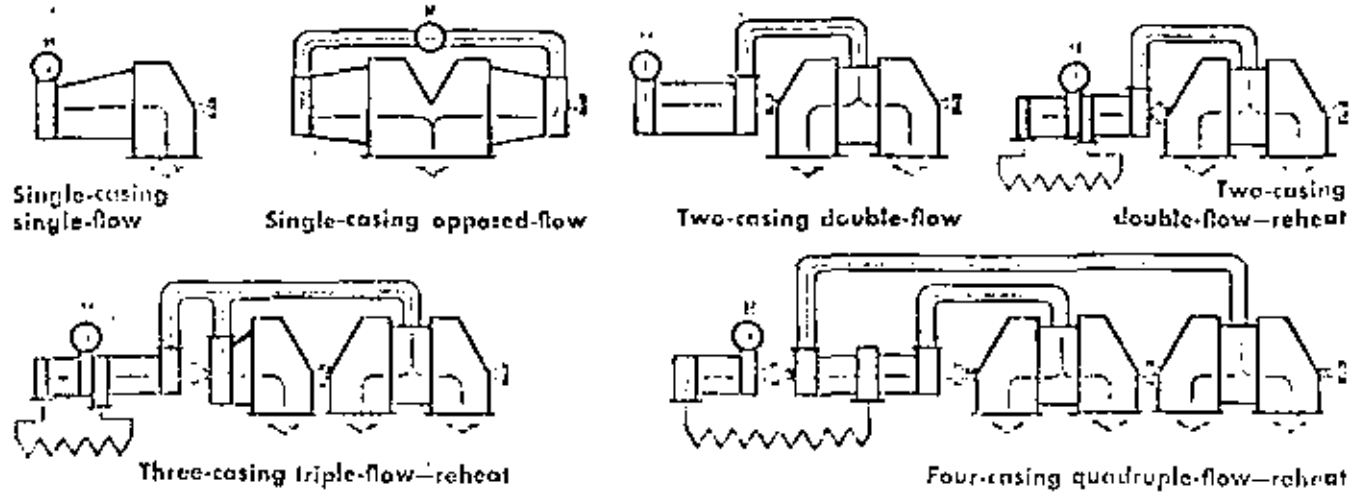
Single-automatic-extraction



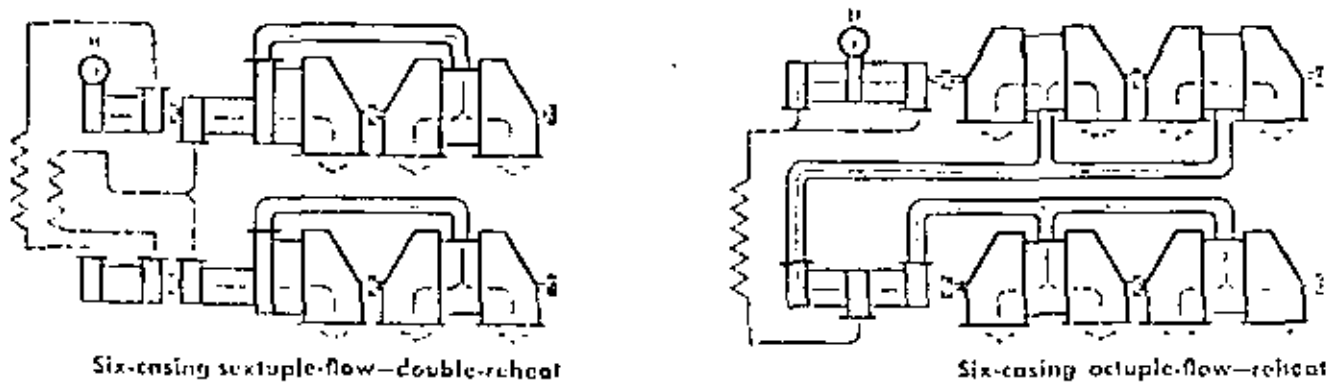
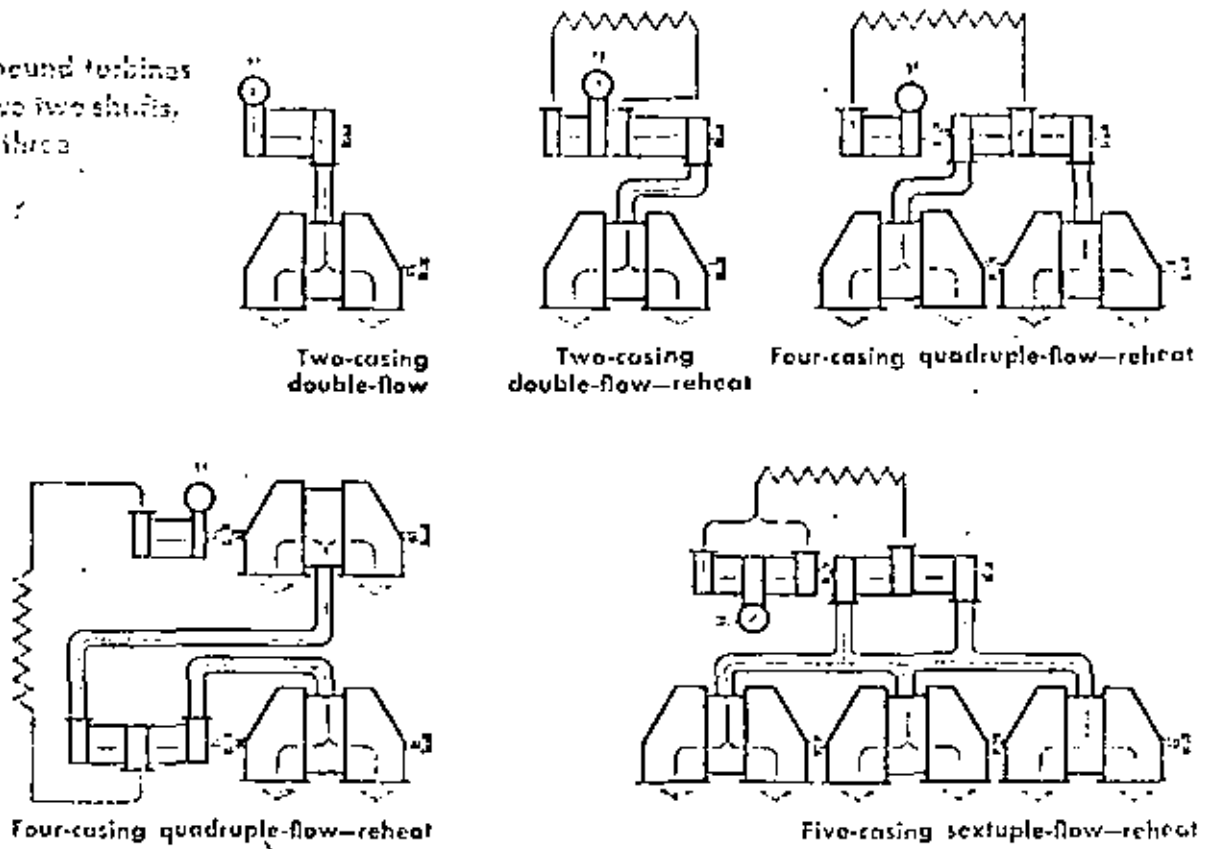
Double-automatic-extraction

Casing and shaft arrangements depend on capacity, steam conditions

Turbo-compound designs work on a single shaft



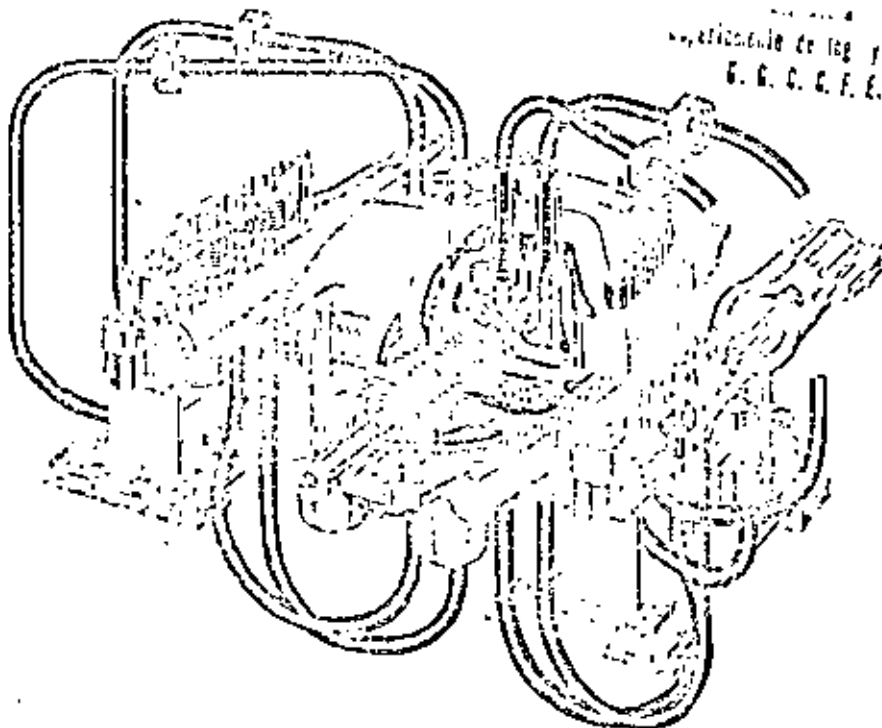
Cross-compound turbines usually have two shafts, sometimes three



Revista de Ingeniería de la E. C. C. F. E.

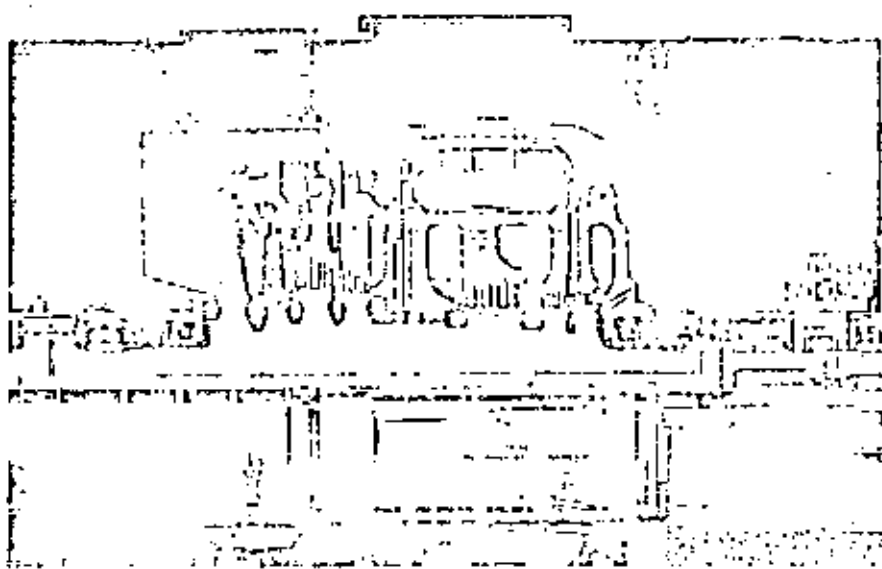
First element receives h-p h-t steam from boiler

High-pressure high-temperature casing for a tandem or cross-compound turbine features separate steam chests with integral stop-throttle valves. Flexible inlet piping connects chests to separate nozzle chambers in turbine casing. Double-casing construction allows steam cooling for high-temperature parts; it also means the inner and outer casings can have thinner shell sections, reducing thermal stresses in shells and flanges. Exhaust from 3600-rpm element of this type usually goes to reheater in boiler furnace. Shaft gland leakage is normally piped to a lower stage of the turbine where it does useful work.



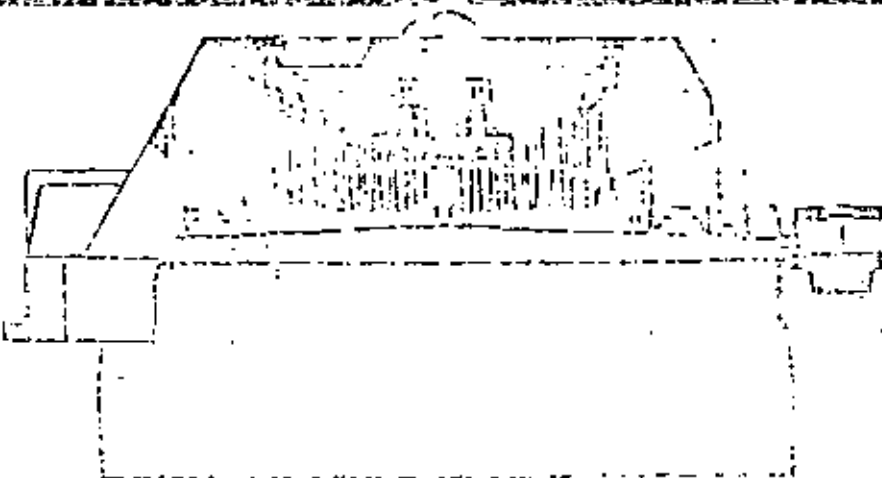
Intermediate-pressure casing takes steam from reheater

Intermediate-pressure casing is shown here along with one-third of the exhaust-flow turbine of a triple-flow unit. Steam from the boiler reheater flows through intercept and stop valves before entering initial stage of this casing (to right of center). After passing through three reaction stages, one-third of total flow goes through three more stages at right and then through crossover to enter last six stages before exhausting to condenser below. Two-thirds of flow leaves intermediate stages through crossover, then enters double-flow low-pressure element, not shown.

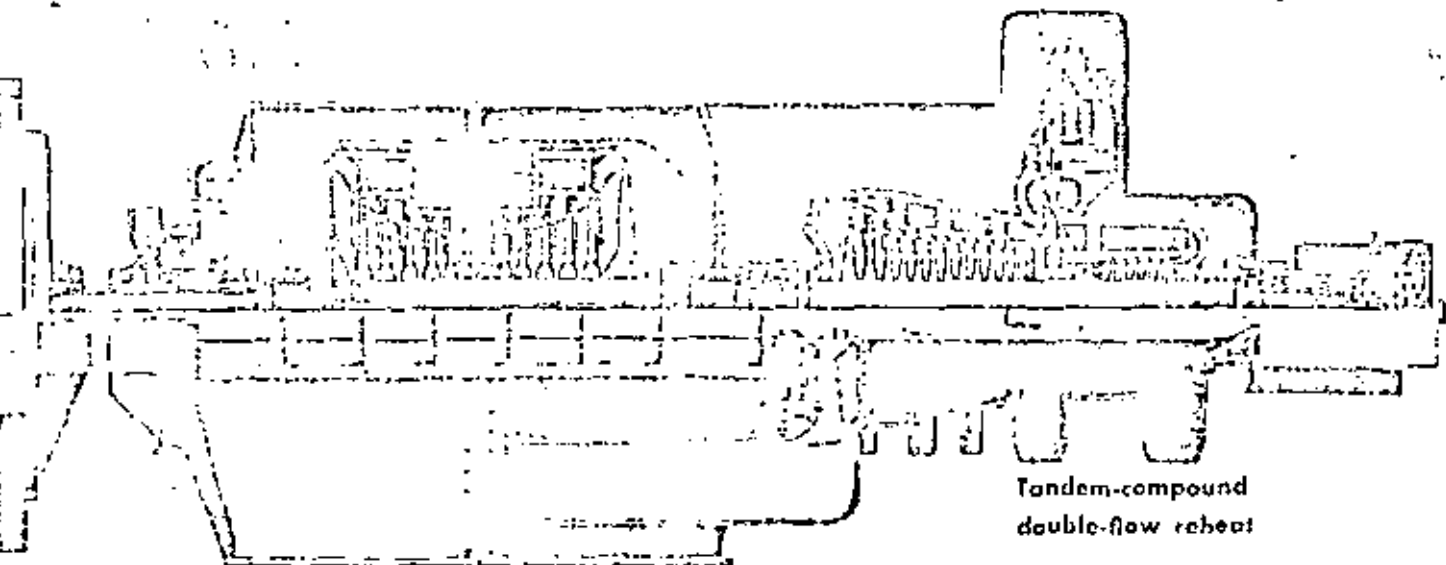


Low-pressure casing extracts remaining energy

Double-flow low-pressure casing receives steam at center through crossover from an ip casing. Steam divides, flows through paralleled lp stages in opposite directions. Last stages are followed by diffusers, which recover some energy from steam velocity before the steam flows downward in exhaust hoods to condenser below. Buckets are warped in the latter stages because they make up a large part of total stage diameter.

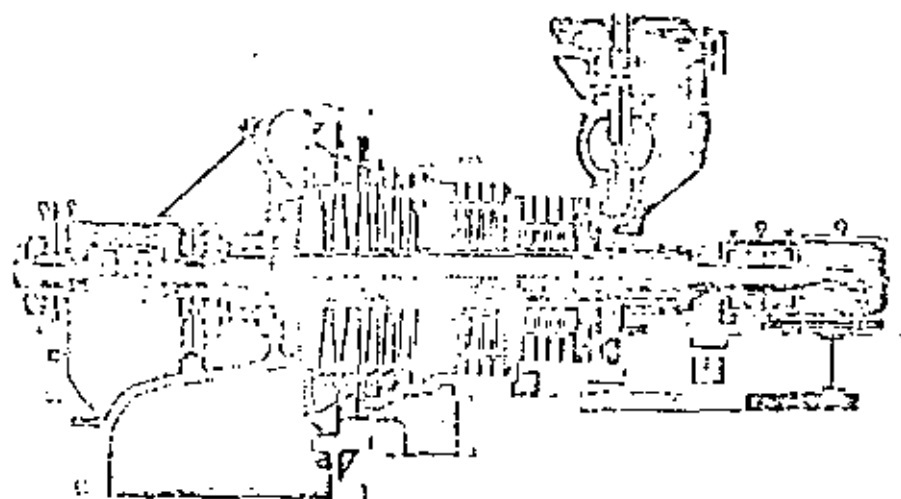


Although some of these steam turbines drive electric generators,



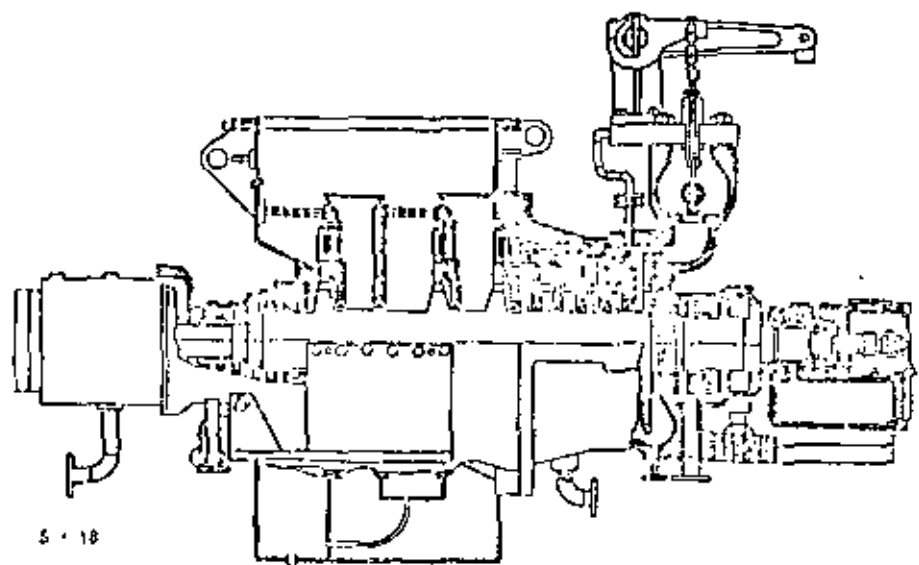
**Tandem-compound
double-flow reheat**

H-p steam enters center of hp casing, leaves at right end. Reheated steam enters at center and flows to left end, then through crossover to double-flow lp turbine exhausting to condenser.



**Single-casing
multistage condensing**

Integral steam chest has cam-operated governing valves; velocity-compounded first stage has full arc admission. Two nonautomatic extraction points in this disk-and-diaphragm design withdraw steam for feedwater heating. Last five stages use twisted blading, varying reaction along the blade length; other stages have impulse blading. Ball-seated front journal bearing carries thrust-bearing surface on each of its sides for two thrust collars shrunk on main shaft. Diaphragms fit directly in single casing.



**Single-casing
double-flow-exhaust condensing**

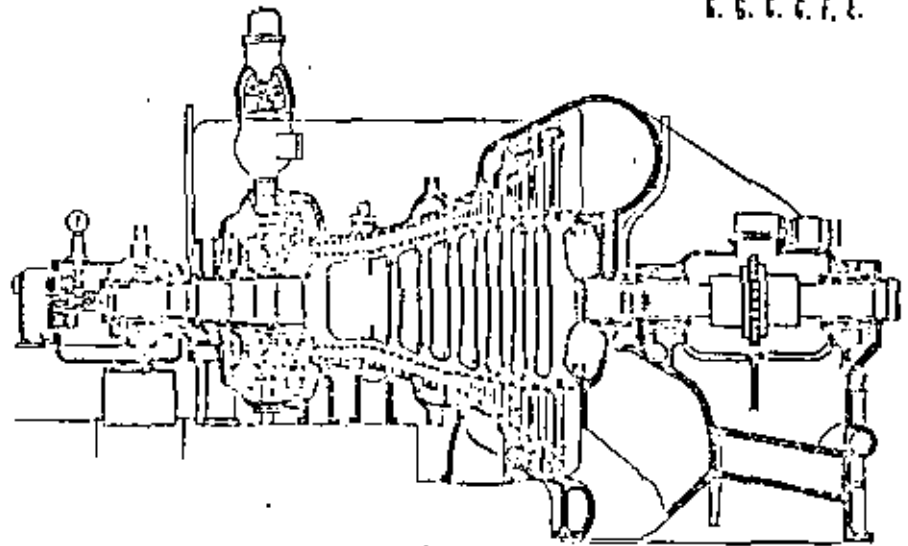
Steam expands from 600 psig, 750 F to 3.5-in.-Hg abs. Double-flow arrangement of last stage permits shorter blades so unit can run at higher speed—up to 6500 rpm—at good engine efficiency for mechanical-drive service. This unit has its exhaust opening at top. It can develop 13,100 shaft hp at rated speed. Disk-and-diaphragm design uses impulse blading in all its stages, has one point of nonautomatic extraction for boiler-feedwater heating.

other general-purpose units offer a wider shaft-speed range . . .

Edificios
Departamento de Ing. y Ciencia
A. G. C. F. E.

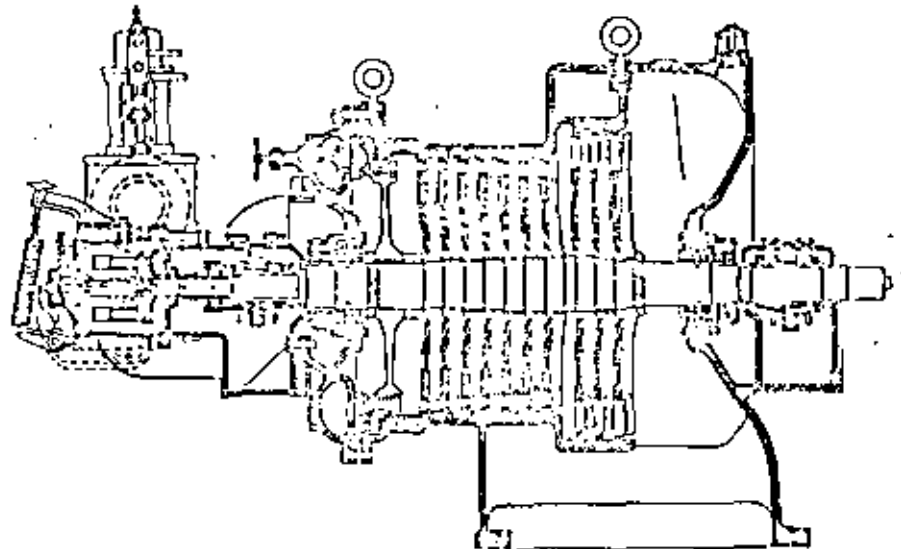
Single-casing condensing

Velocity-compounded first stage provides all reaction stages in this drum type design. Dummy piston at left of first stage helps the thrust bearing counterbalance unbalanced force of reaction stages. This European design features a drum made up of forged sections welded together. After heat treating, drum is slotted to receive reaction blades. Steam is removed for feedwater heating at four nonautomatic-extraction points. Turning gear mounts on shaft between two journal bearings, at right.



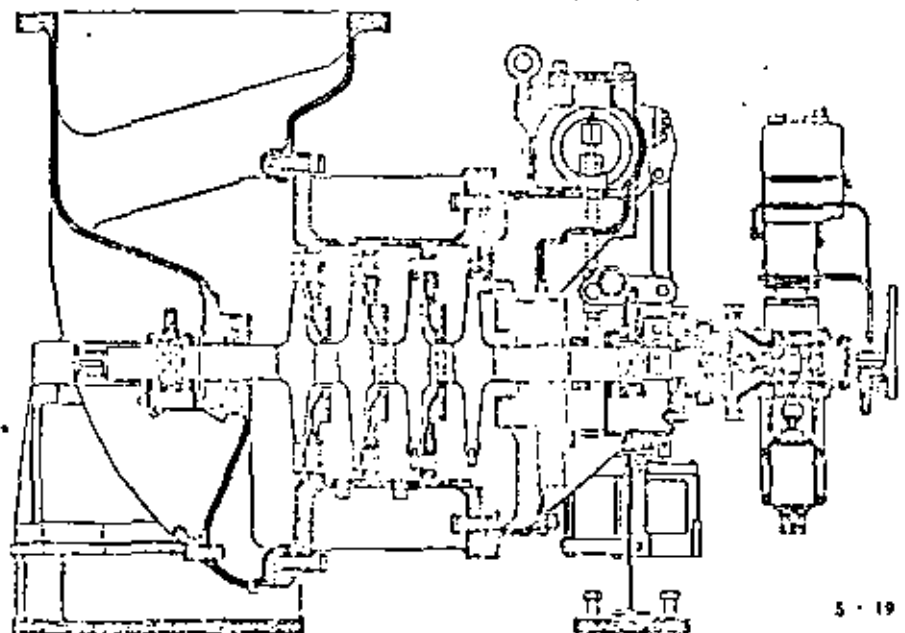
Single-casing condensing

Velocity-compounded first stage is followed by ten impulse stages. Ball-thrust bearing keeps shaft aligned axially. On left end of shaft, a centrifugal governor controls steam-flow valve through linkages. Hand valves, as on upper-left casing, control nozzle groups for more efficient part-load operation. This unit can be fitted with nonautomatic-extraction openings, to withdraw steam for feedwater heating. Carbon-ring seals are used at diaphragms and casing glands; brass oil rings, dipping into reservoirs to pick up the oil, lubricate this steam turbine's two journal bearings.

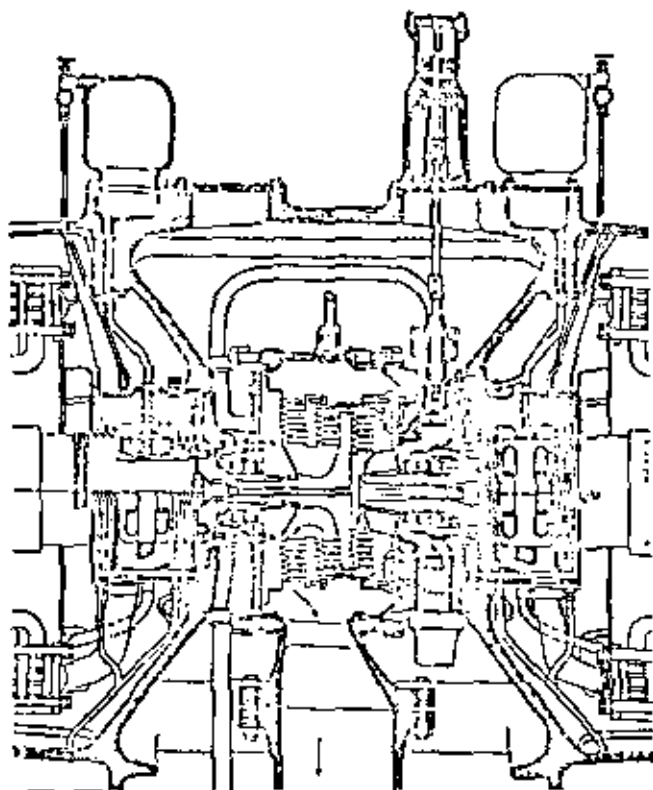


Four-stage condensing

Steam chest is equipped with bar-lift control valves; lift rods move bar from below. This disk-and-diaphragm design uses impulse staging only and exhausts through an upward-directed hood. All shaft seals are of the stepped-diaphragm type. Since inlet-steam conditions are moderate the unit does not need a velocity-compounded first stage. Governor and speed changer mount on right end of shaft. Thin web beam under front end of turbine allows axial expansion during startups with minimum strain on casing and keeps the turbine's shaft properly aligned.



Radial-flow double-rotation

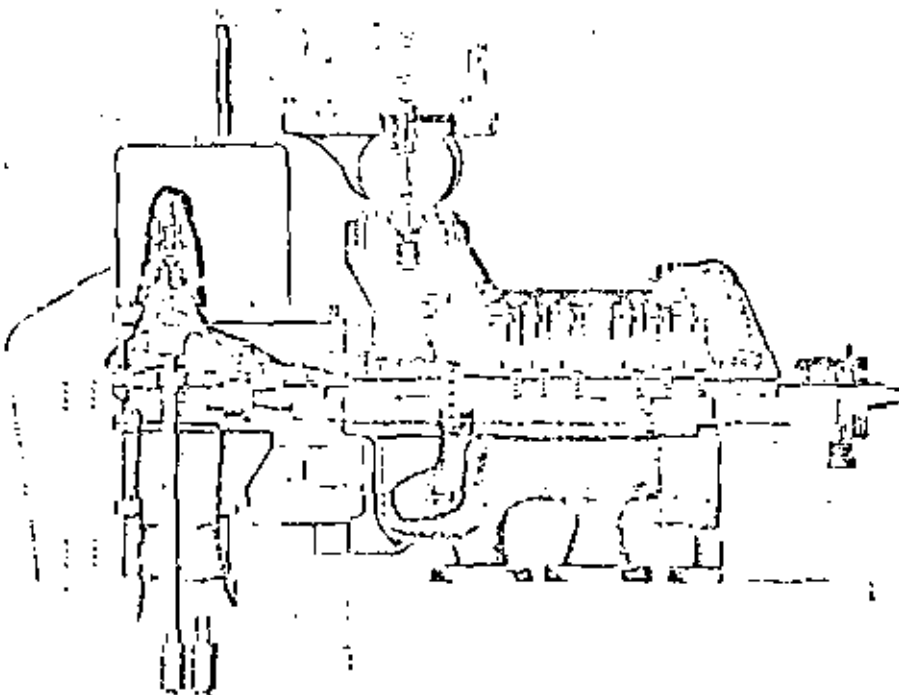


This unit drives two alternating-current generators, one on each shaft. Generators are tied together electrically, to keep the oppositely rotating shafts in synchronism for best blade-steam-speed ratio of the reaction stages. Multidisk turbine is arranged so h-p steam from supply line and throttle valve enters from below. It flows first into the annular steam chest, then through holes in the overhung blade disk to the center area at the shaft.

Oppositely rotating shaft and blade assemblies are shown in light gray and light color. Oppositely moving blades have seals to minimize steam leakage past their tips.

Steam flows outward radially through first concentric set of blades. Then it turns 180 deg to flow inward radially through a second set of concentric blades. It again makes a 180-deg turn to flow radially outward through the third set of blades. From here steam flows into annular space leading to exhaust pipe at bottom of turbine. Bypass valve to right of disk in annular steam chest lets h-p steam skip first set of blades to enter the second set, providing overload operation at reduced efficiency.

Backpressure turbine develops 7500 kw. It can be designed for automatic or nonautomatic extraction of partly expanded steam. Strip type labyrinth seals on the moving blade rings minimize steam leakage past the blades, while concentric labyrinth seals between overhung disks and inner casings cut down leakage short-circuiting the blading. Labyrinth-gland seals at the two shafts control steam flow through these clearances. This unit handles generator drives only.

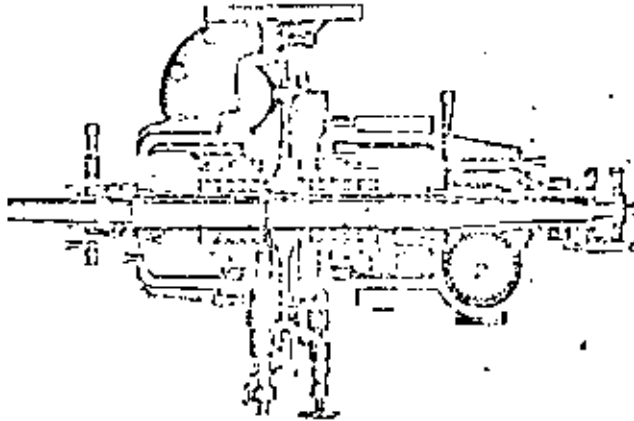


Noncondensing nonautomatic-extraction

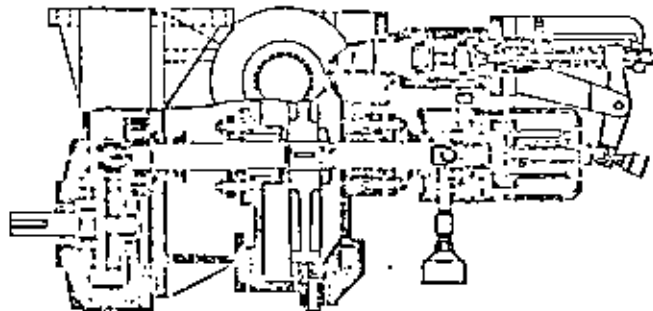
In addition to generator service, industry uses turbines as prime movers to drive pumps, compressors and other types of machinery. Their prime advantage is heat-balance flexibility: throttle steam can be used at boiler or process pressure; exhaust steam can be used for heating and process, or condensed. Extraction and high-backpressure or topping service are possibilities, too. If extraction or exhaust steam can be used, a steam drive has definite economic advantage.

The central-station boiler-fired pump-drive turbine at left takes steam at high pressure from main line or at lower pressure from reheat line. Sketch shows alternate-nozzle-box design for h-p, below, and h-p, above. Control valves are double-lift poppet type. Unit has seven impulse stages with two nonautomatic extraction points for feedwater heating. It exhausts noncondensing to main cycle.

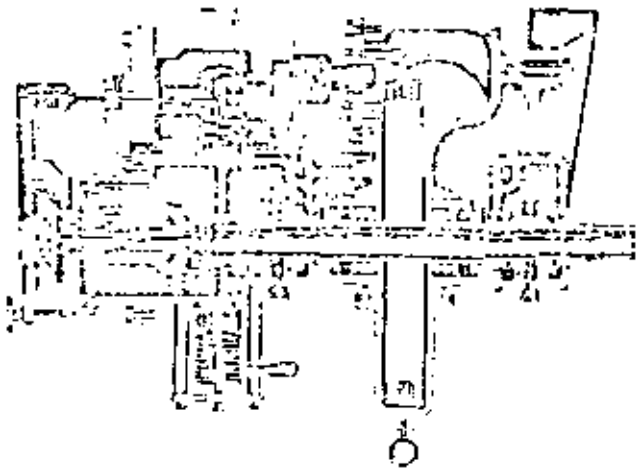
Many mechanical-drive units are single stage, velocity compounded



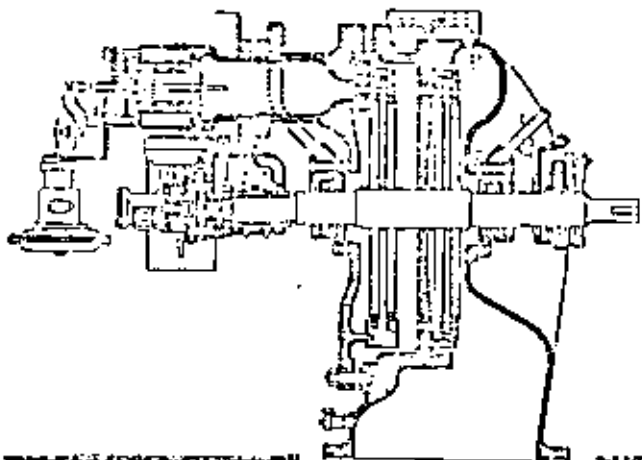
Single-wheel velocity-compounded turbine may be designed for a range of capacities—from less than 1 hp up to 250 hp and more. Design uses one of two standardized blading types for all conditions: 450-psig, 150-F and down, at inlet; 0- to 80-psig exhaust. Unit may exhaust to process.



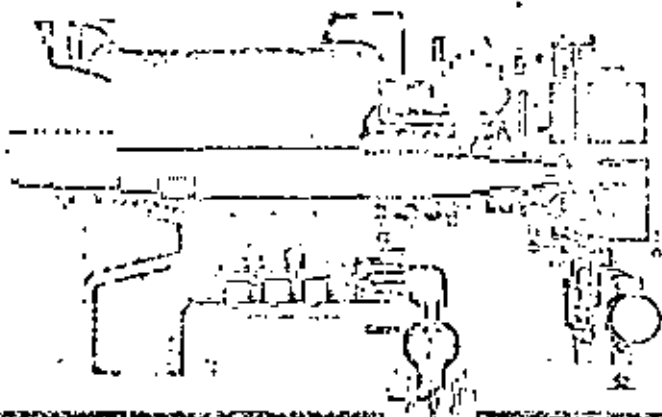
Mechanical-drive design for up to 100-hp capacity takes steam at 600 psig, 750 F, exhausts at 75 psig. Shaft speed of 3500 rpm drives load at up to 300 rpm through integral reduction gear. Flyball governor on shaft end controls balanced valves through linkage. Carbon rings seal shaft.



Velocity-compounded turbine has close-fitting casing at top, reduces windage loss on wheel and blading. Converging-diverging nozzles are used because steam's pressure ratio runs less than 53%. Overspeed-governor flyweight assembly, in shaft at left of constant-speed-governor flyweight assembly,

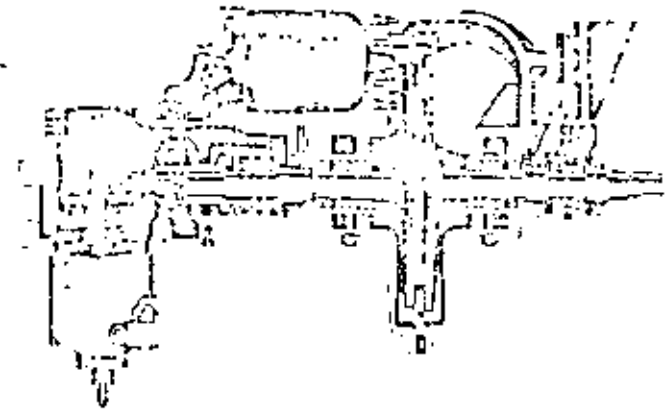


Variable-speed turbine handles compressor drive, with speeds ranging from 3500 to 6000 rpm. Turbine uses 250-psig, 500 F steam exhausting at 2- to 6-inch Hg abs. There are two velocity-compounded stages; upper half of first stage wheel is shrouded, which helps avoid excessive windage losses.

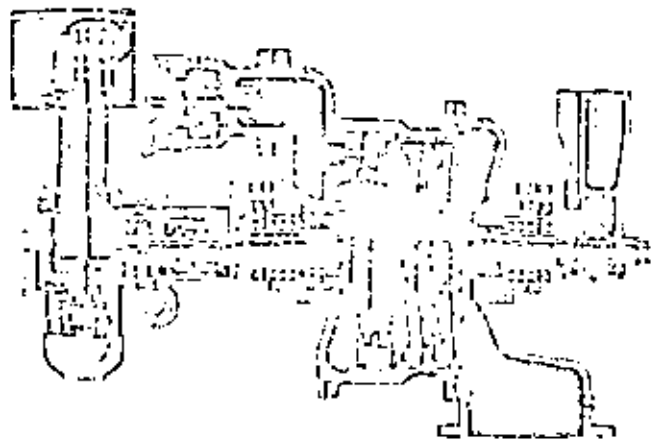


Noncondensing high-backpressure turbine is built to run up to 10,000 rpm and above. For high speeds, rotor would be a hardened solid forging. Unit has four impulse stages. Flyball governor, left, positions pilot valve of hydraulic governor system controlling bar-titled valves in steam chest.

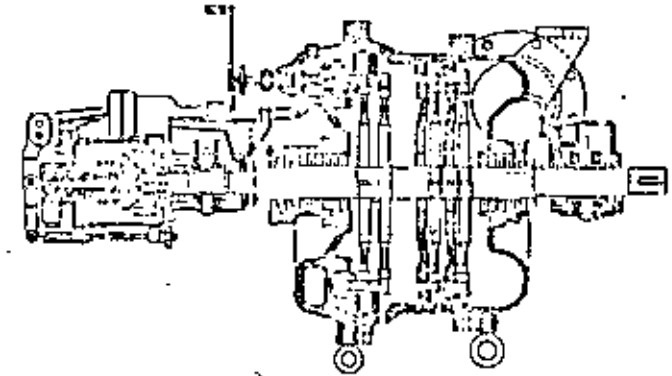
High-speed turbine is built for inlet steam of 150 psig and 1000 F to exhaust at up to 75 psig. Upper half of velocity-compounded wheel is closely shielded against windage losses. The 12,500-rpm shaft is designed to run well above first-critical speed but well below the second-critical speed.



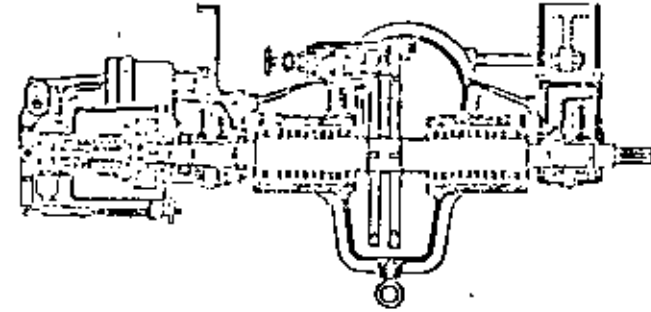
Condensing turbine has velocity-compounded first stage followed by two impulse stages. Combined labyrinth and carbon seals are used at top end; lip end has carbon rings only. Shaft drives gear type oil pump and flyball governor at right end; thrust bearing is included to position the shaft.



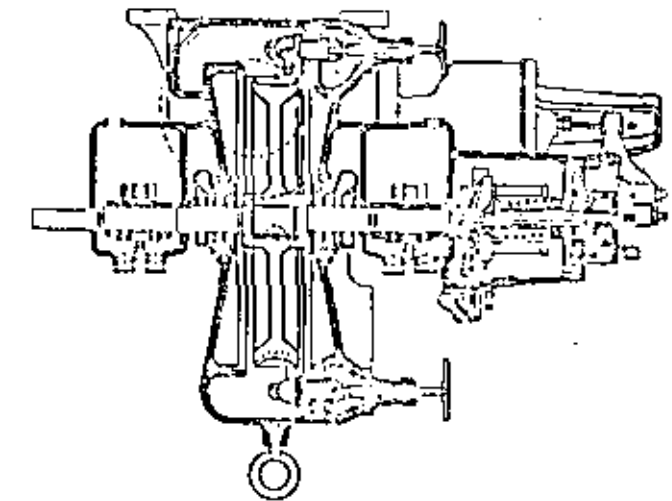
Multistage turbine's velocity-compounded first stage uses two separate wheels. This type may be condensing or non-condensing, runs at shaft speeds up to 10,000 rpm. It has carbon-ring seals, ring-rolled journal bearings and a double-thrust ball bearing to control position of the shaft.



Velocity-compounded 2-wheel turbine is built for 165-psig backpressure. Each shaft gland has ten carbon-ring seals. Gland leakage disposes of a little condensed-steam leakage. Hand speed changer attached to governor linkage varies speed range by 20%; maximum: 4500 rpm.



Single-stage re-entry turbine uses solid rotor with re-entrant blades milled out of periphery. Wheel is keyed on and keyed to shaft. This unit develops up to 650 hp with 650-psig saturated steam exhausting at atmospheric. Hand-valve nozzle control helps realize better part-load efficiency.



Single-stage impulse turbine has 100-hp maximum rating with 275-psig 525-F steam and 50-psig backpressure. One of its two groups of rings at shaft speeds up to 1000 rpm. One of its two groups of nozzles is fired with hand-controlled valve for part-load efficiency. Stuffing boxes use semimetallic packing at glands.

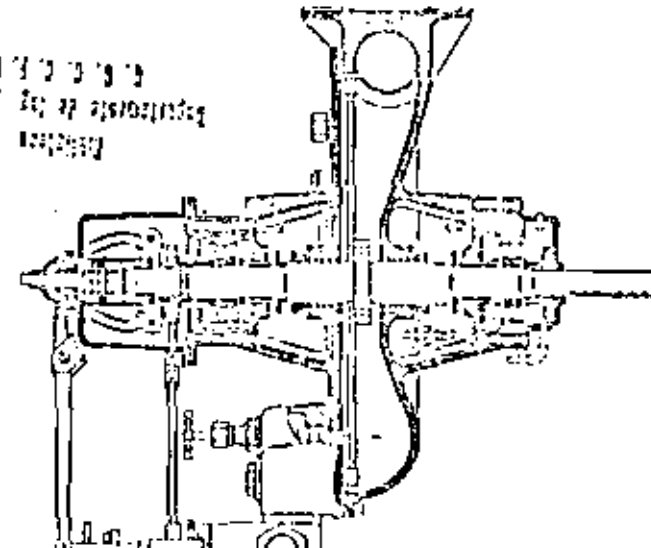
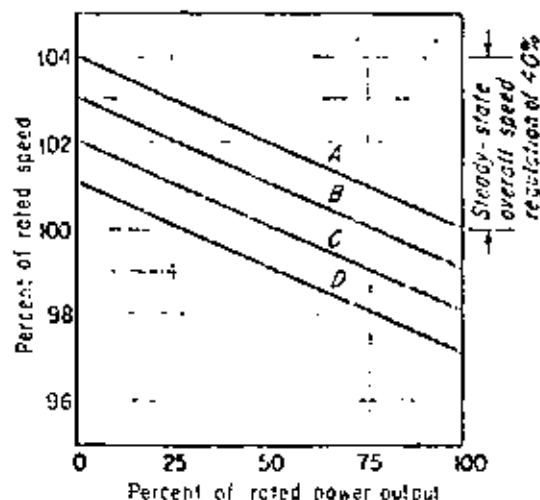
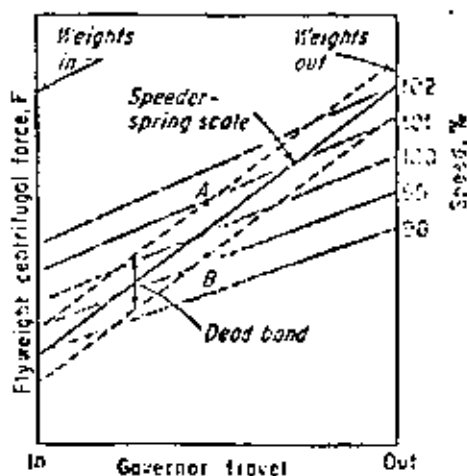
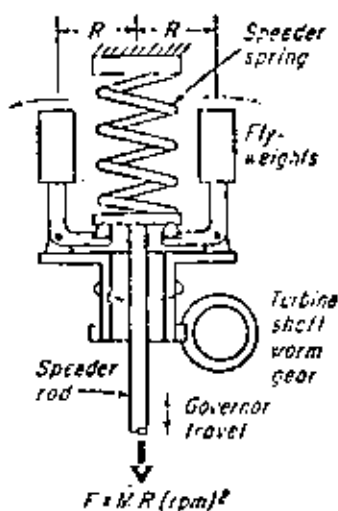


Illustration by
Société de Ingénierie

Flyweight governor opposes centrifugal force of pivoting weight with mechanical force of spring



1 Flyweight governor balances the force of spring and weights, moves speeder rod

2 Speeder-spring force must grow faster than the weight force as speed rises

3 Speed-power curves show how a speed changer shifts droop characteristic

GOVERNING controls shaft speed

A turbine's governing system functions to control steam flow through the unit. It usually does this to keep some factor constant. Often we want to hold steady at all loads: (1) turbine shaft speed (2) exhaust-steam pressure (3) automatic-extraction pressure (4) inlet-steam pressure (5) driven-equipment discharge pressure (6) driven-equipment differential pressure or (7) any combination of these factors. Since shaft speed is most frequently controlled, let's study it to see how turbines are governed.

Turbine speed will stay constant even without governing, just as long as shaft load and throttle-valve opening are unchanged and steam conditions remain steady. But when shaft load decreases with constant throttle-valve opening, the turbine speeds up because it's getting too much steam. To bring shaft speed to normal the valve must throttle steam flow to match the new load. When shaft load rises and valve opening is constant, the turbine slows down; to return shaft speed to normal, the valve must open wider, admit more steam. A shaft-speed governor can make these changes automatically.

A flyweight assembly measures shaft speed. Fig. 1 shows one form of it: two flyweights mount on a plate which turns about a vertical axis driven by the turbine shaft through a worm and gear. Weights are pivoted so as centrifugal force tilts them outward, they compress the stationary speeder spring and lift up the speeder rod. Speeder-rod movement can be hooked up to open and close the turbine throttle valve, Fig. 4.

How does a governor behave? As a first step to understanding, we can remove the speeder spring in Fig.

1 and find out how flyweights act by themselves. First let's hold the weights in their innermost position—weights in—with the speeder rod, and turn the assembly at its rated 100% speed. We'll exert a downward resisting force F on rod while weights turn through circle with radius R .

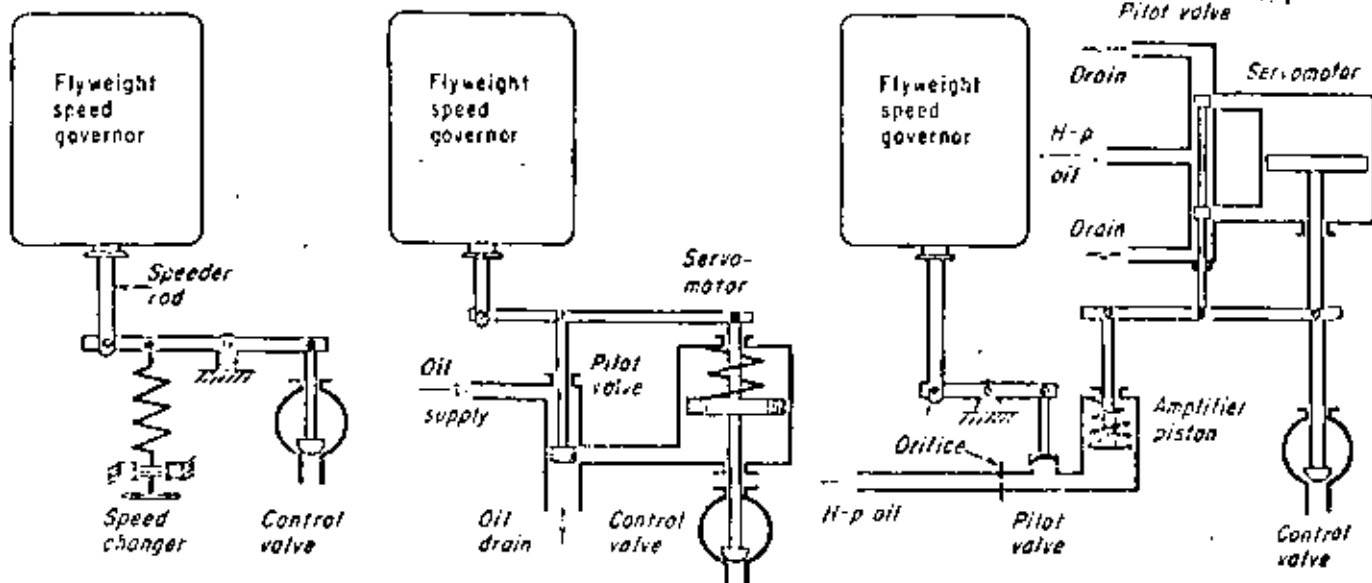
If weights move through a circle with larger radius, we find that force on speeder rod is larger, though speed is still 100%. Force $F = MR (rpm)^2$ where M is the flyweights' mass, R is radius of their motion and rpm the number of turns per minute.

Plotting force F against governor travel or speeder-rod position for various speeds from 98 to 102%, we get the family of straight-line curves in Fig. 2, which ideally converge at a common point off to the lower left of the chart. Slope of each speed curve has a scale reading in lb force per inch of governor travel.

A speeder spring with a scale to match the 100% curve develops the same resisting force F for a given lb per inch of compression or governor travel. Spring scales set at the middle of governor travel at 100% speed would be fine as long as all factors stayed constant. But as soon as load on the unit decreased, the shaft would speed up. Then weights would develop more force than the spring over the range of governor travel. Weights would fly to their weights-out limit, shutting the steam valve.

As steam flow stopped, unit would slow down. Slightly below 100% speed the springs' mechanical force would overbalance the weights' centrifugal force and slam them to weights-in, completely opening the steam valve. So if weight and spring scales are equal they're continually

Basic turbine governor adds refinements to boost its force



- 4 Speed-changer spring alters force acting on the steam-control-valve lever
 5 Pilot-valve-controlled servomotor lets weak governor force move steam valve
 6 Double-relaying system helps governor handle the very large steam valves

fighting, producing wild hunting from fully shut to wide-open throttle valve, without hope of reaching a balance. Obviously, this is no way to govern a turbine.

Speed droop. To get out of this dilemma, spring force must grow faster than weight force as speed rises. Spring scale should be steeper (larger) than the flyweight scale, solid black line in Fig. 2.

Suppose the turbine is running at 100% speed, where the speeder-spring curve crosses the real 100% speed curve. When shaft load drops, shaft speed rises. Then increased force of the flyweights momentarily overbalances the spring force, raising the speeder rod to decrease throttle-valve opening. Decreased steam flow limits shaft speed rise, so spring force again balances the higher flyweight force at the new higher speed. Governor can't travel to its weights-out limit because the spring exerts greater force than the weights beyond the new point of balance.

If the turbine is running at 100% speed and load rises, the shaft slows down. Then flyweights' lesser force lets the overbalancing spring force lower the speeder rod to open the throttle valve wider. Increased steam limits the speed drop so diminishing spring force matches weight force at the lower speed. Governor won't travel to its weights-in limit because the weights exert more force than the spring below the new balance point.

At each point in governor travel the turbine runs at a definite speed, slower at full load and faster at no load. For the spring scale in Fig. 2 speed varies by 4% from full to no load. This is the governor's *regulation* or *speed droop*. Fig. 4 shows speeder-rod and control-valve hookup.

Frictional effects, ignored in the ideal model, play a big part in design of a working governor. Suppose the unit is running at 98% speed in Fig. 2 at the weights-in position, and then speeds up. Weights' force rises, but

because of friction in the linkage and glands the governor doesn't move immediately. By the time the turbine reaches 99% speed, force is large enough to overcome friction and the governor travels along the upper dotted curve.

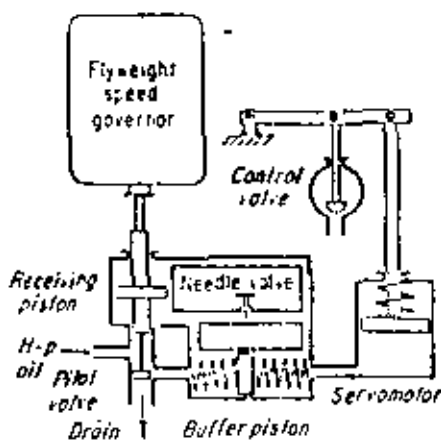
Now let's bring speed up to 101% at A by reducing turbine load. Next, we'll start to load it again; the turbine slows down to 99.4% speed at B before the governor responds by moving toward its weights-in limit along the lower dotted line. Vertical distance between upper and lower dotted lines measures the governor's *dead band*, which in turn defines *sensitivity*: speed change needed to produce a corrective movement in governor travel.

Speed-output curve. Fig. 3 shows how a governor varies shaft speed with load. A given spring scale A produces 100% speed at full load. As turbine is unloaded the shaft speed rises until it reaches 101% speed at no load. But usually we want to keep shaft speed constant at all loads. So a *speed changer*, Fig. 4, is added. It puts additional spring force on the lever controlling the steam valve, is regulated by hand or remote-controlled motor.

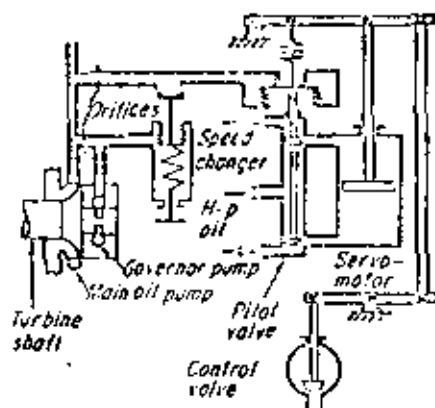
Suppose we have a 100% load at 100% speed and bring load down to 75% in Fig. 3. Speed rises to 101%. We would reduce this to 100% by loosening the speed-changer spring, allowing the steam valve to close a little more. Fig. 3 shows characteristics for speeder spring adjusted to hold 100% speed at 25, 50, 75 and 100% loads.

Relayed governor. Fig. 5, is used where speeder rod doesn't develop enough force to move the steam valve. A *floating lever* links speeder rod to a *pilot valve* and the *servomotor* that actually moves the control valve. Initial speeder-rod movement pivots the lever on the servomotor stem and moves the pilot-valve stem. This admits h-p oil to the spring-loaded servomotor cylinder or drains oil

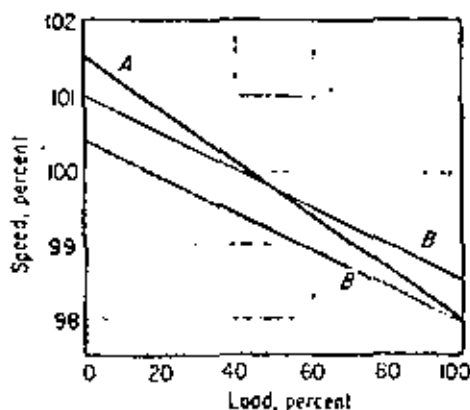
Generator load division depends on governor droop



7 Isochronous governor uses transient speed changes to move to new setting

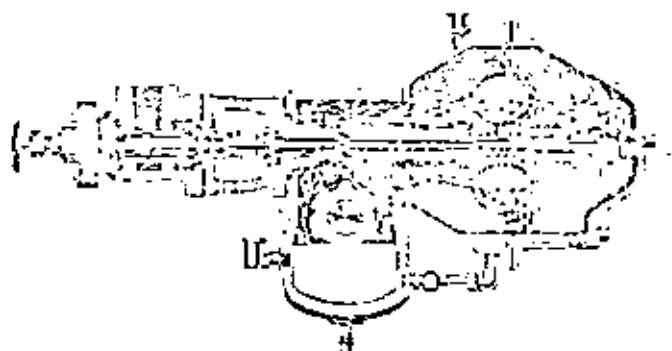


8 Hydraulic governor has an oil pump as its speed-sensitive measuring element

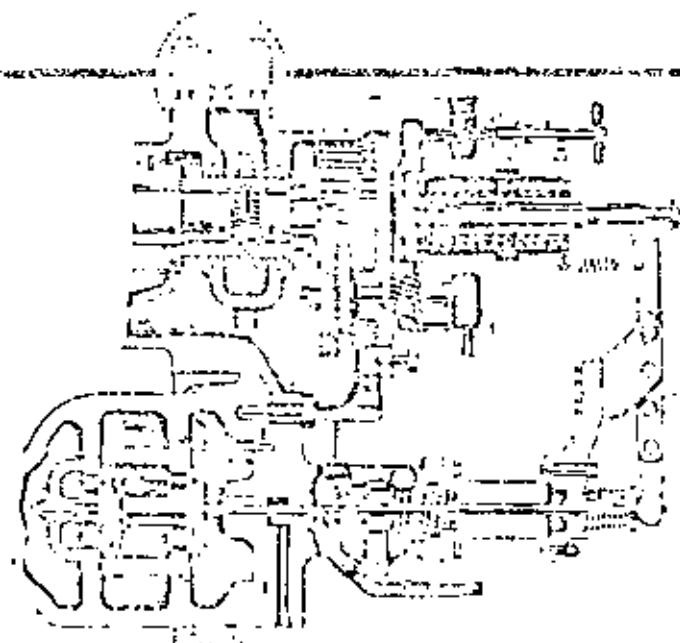


9 Governor-droop characteristics determine load division between turbines

Designs vary with size of unit, shaft speed, needed accuracy



13 Direct-acting mechanical governor has weights mounted on leaf springs, tied to steam-valve stem. It holds steady speed



14 Hydraulic-orifice governor's shaft-driven gear pump supplies oil for governing and lubrication; its speed ratio is 3:1

from it, moving the control valve to its new position. Motion also moves the pilot valve to neutral so it won't overshoot the new position of the control valve.

Turbines with large steam valves need a relayed governor plus amplification, Fig. 6. A cup type pilot valve bleeds h-p oil from the line to control the first-step amplifier piston. This piston controls the pilot valve of the main servomotor. Servomotor is not spring-loaded; to move it, h-p oil is admitted on one side, drained from the other.

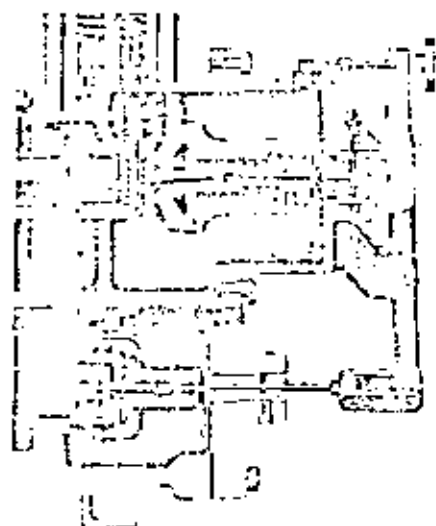
Isochronous governor, Fig. 7, holds the same steady-state speed on a turbine at all loads without a speed changer. When load first varies it produces a transient change in shaft speed, but that's gradually eliminated as load stays constant at its new level. On a change in load the speeder rod moves the receiving piston, and pilot valve in turn unbalances the spring-balanced buffer piston while moving the servomotor to its new position. After the initial

correction, buffer piston moves back into balance. It equalizes pressure across the receiving piston, repositioning governor flyweights at rated 100% speed with the new shaft load.

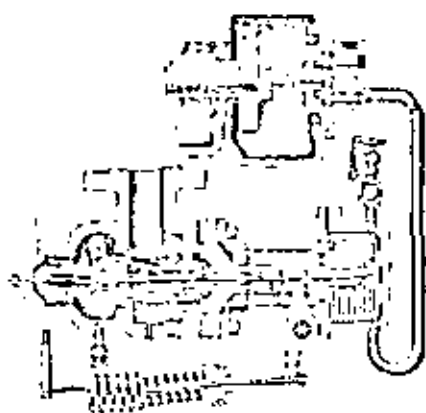
Hydraulic governor, Fig. 8, has a special centrifugal pump instead of flyweights as its speed-sensing element. Oil pressure varies as the square of the shaft speed. Governor pump controls throttled pressure developed by the main oil pump; this acts on the bellows in the speed changer. Bellows controls the cup type valve which is part of the pilot valve, regulating pressure in another bellows which positions the servomotor pilot valve.

Generator load division, Fig. 9, depends directly on the governor droops of the turbines that drive the generators. Paralleled synchronous generators run at the same speed, just as if they were connected mechanically.

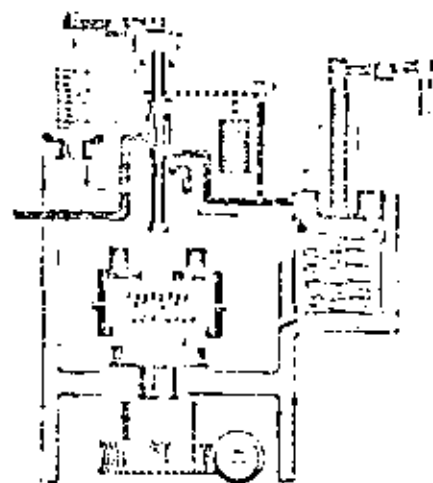
When load rises, speed falls until total output of all



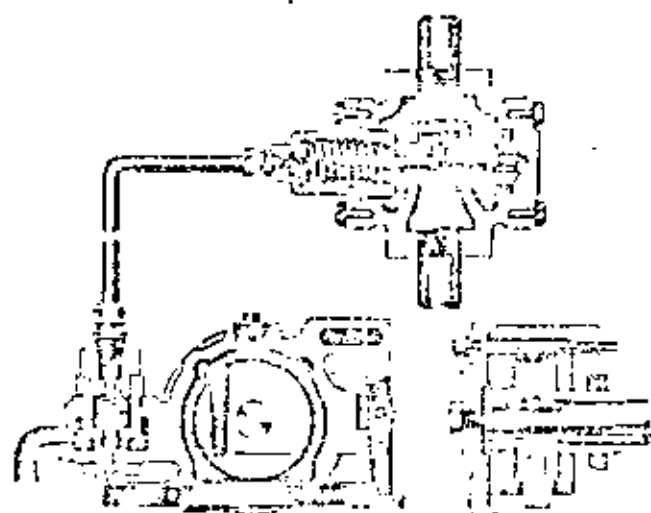
10 Direct-acting flyweight governor for small-size turbine: weight pivots roll



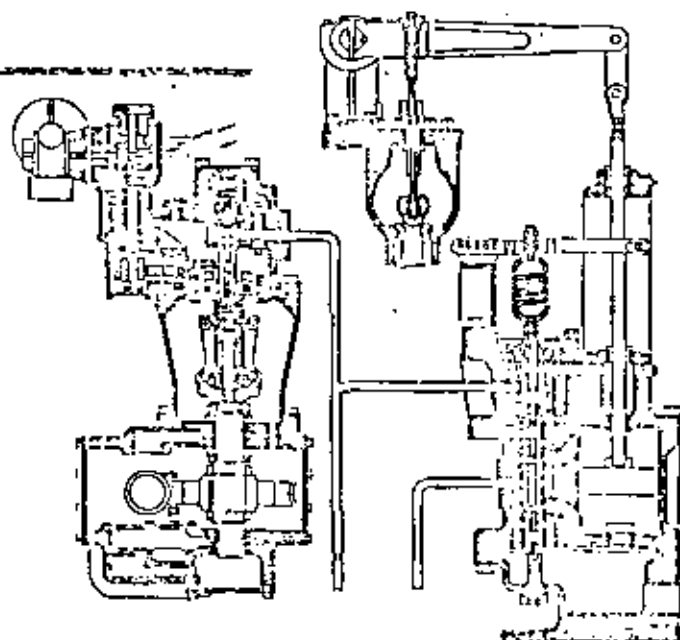
11 Direct-acting hydraulic governor: oil pump moves valve through bellows



12 Isochronous governor's flyweights control rotating piston of pilot valve



15 Overspeed trip: spring-loaded weight on shaft-trip lower lever opens pilot valve, left, which then closes main valve



16 Mechanical-hydraulic constant-speed governor head positions rotating pilot. Pilot controls double-relay oil system

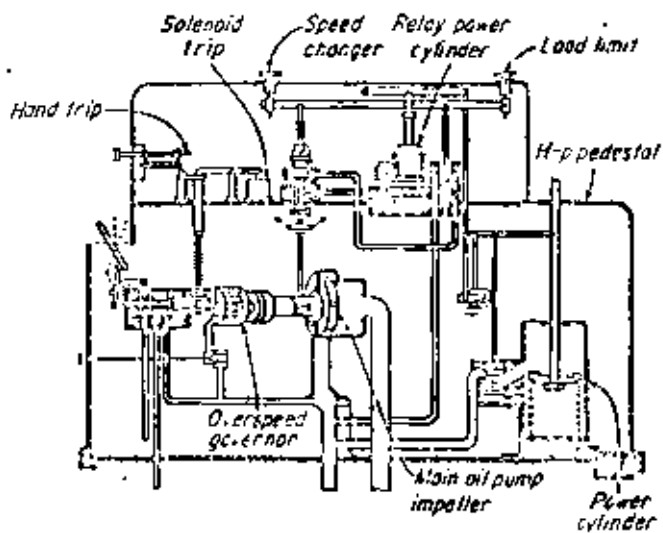
units meets the new demand. In Fig. 9, two machines *A* and *B* have the droops shown by the black curves. At 100% speed *A* carries 43% load and *B* 40% load. If load rises until speed falls to 99%, *A* carries 72% load and *B* 80% load. To restore speed to 100% with this same division, speed changers on both units are adjusted to lift both curves the same amount.

Returning to 100% speed in Fig. 9, suppose we want to drop load from the total 40 + 43% to 63%. If *B* is to take all the reduction, its droop must be lowered to the red curve. In general, unit with least droop will always take largest share of the total load.

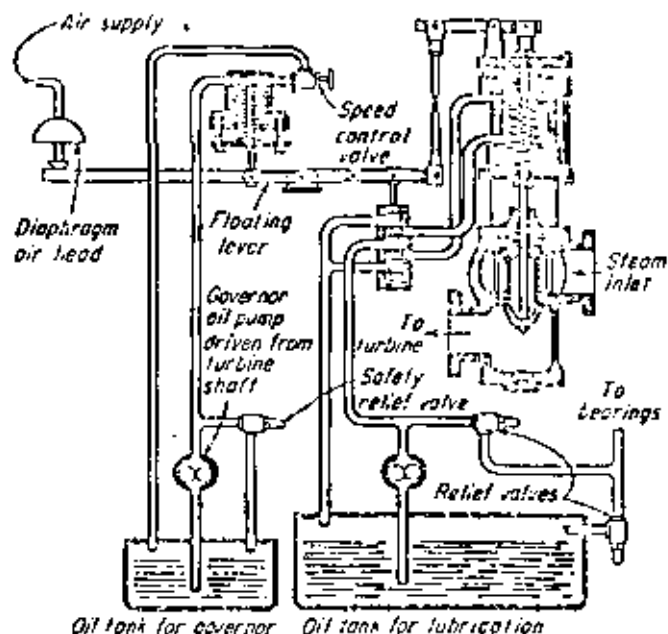
Governor-system designs vary with size of turbine, speed of shaft, degree of accuracy—and with the manufacturer. Direct-acting mechanical governor in Fig. 10 links directly to the steam-control valve. To minimize needed force, steam valve is a balanced double-seated de-

sign. Both governor weights pivot on rolling surfaces with circular sections. To the left of the governor head a spring-loaded unbalanced pin acts as the overspeed trip. When shaft speed exceeds the safe limit, centrifugal force snaps the pin to an outer position so it trips a lever that closes the turbine stop valve. A speed-changer knob on upper end of governor lever tightens spring (not shown) to shift the unit's droop curve.

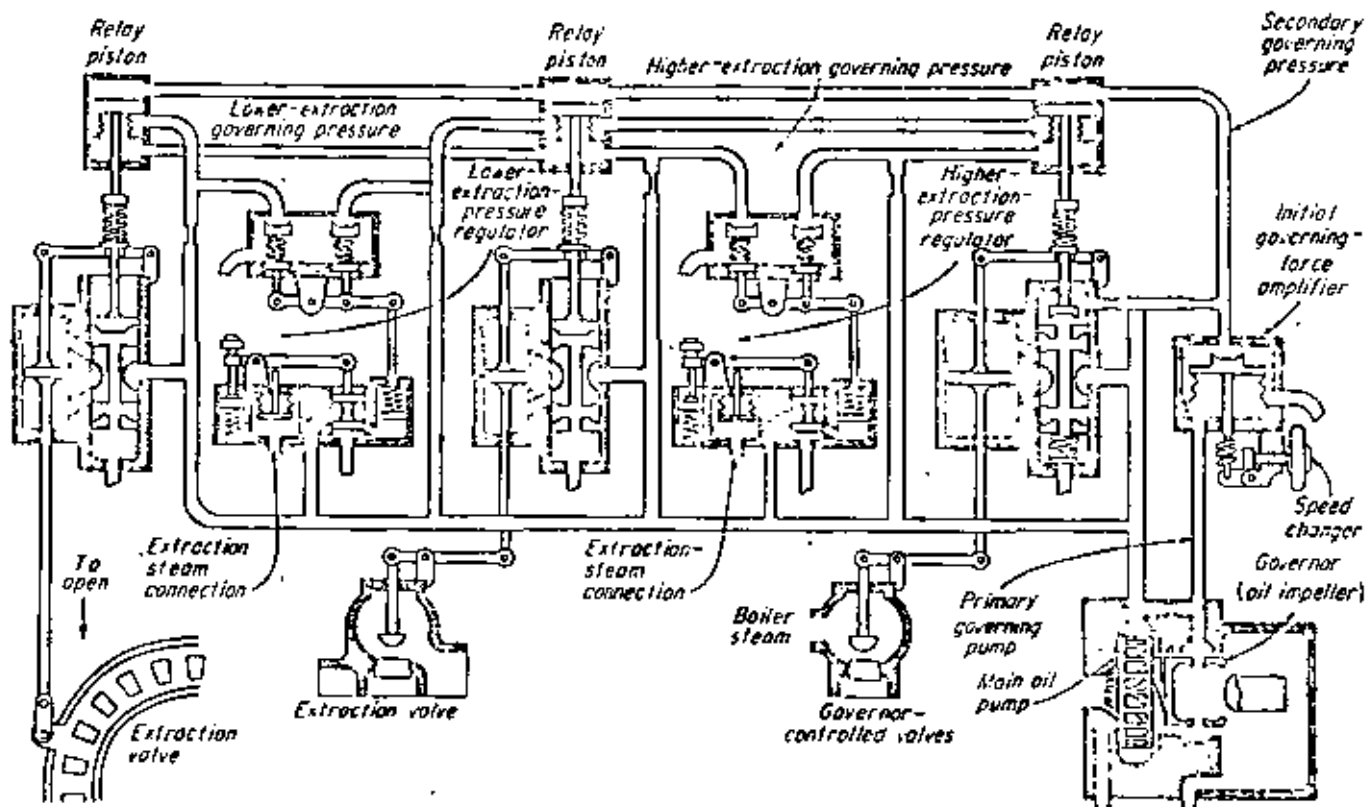
Hydraulic governor in Fig. 11 has a 3:1 speed-adjustment ratio. Its gear type positive-displacement oil pump develops a pressure that varies with shaft speed. Pressure acts on the bellows, and this directly positions the balanced double-ported steam-control valve. Needle valve above the bellows bypasses oil back to tank to vary the bellows pressure and hold any desired speed. Turbine stop valve is at left of main governing valve. Fig. 14 shows a hydraulic governing system for a mid turbine.



17 Turbine front pedestal houses the mechanical governor, oil pump, relay valves and servomotors for regulating unit



18 Variable-speed oil-relay governor's air motor also acts on floating lever to control the main steam flow into turbine



21 Double-automatic-extraction turbine uses combination of three signals on three relay pistons to hold constant pressure at each of its extraction openings and maintain a constant shaft speed

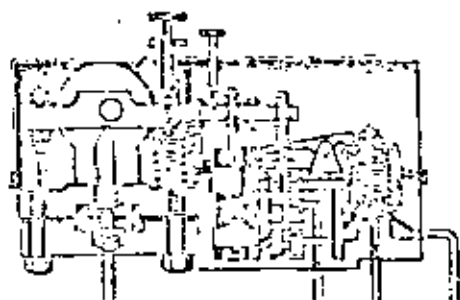
Isochronous governor, shown schematically in Fig. 12, mounts flyweights on a rotating head at upper ends in torsion bushings. Weights work through strap springs to rotate the pilot valve above. Pilot controls oil pressure to servomotor. Speed changer, upper left, acts on governor through the pilot-valve stem.

In one direct-acting mechanical governor for small turbines, Fig. 13, flyweights mount on flexible springs and directly move the nonrotating steam-control-valve stem

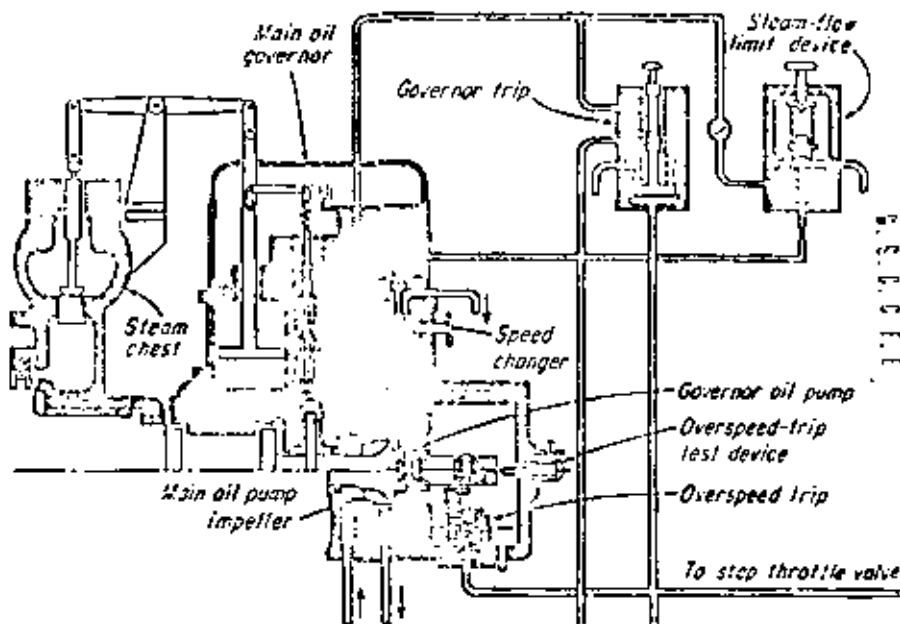
which projects through the rotating governor shaft. Fig. 15 shows the same unit's overspeed-trip governor. Spring-loaded weight on the shaft swings out on overspeed to trip the lower lever and open the pilot valve, lower left. This relieves steam pressure in back of the steam stop valve above, slamming it shut.

Mechanical-hydraulic governing system for a multi-valved turbine, schematic, Fig. 16, uses rolling-contact flyweights to position the pilot valve above. Speed changer

As turbines grow complex, governing systems expand to handle more functions



19 Exhaust-pressure regulator controls oil pressure to turbine's main servomotor



20 Completely hydraulic governing system for large unit needs only mechanical links between servomotor piston, relay and main steam valves; oil serves elsewhere

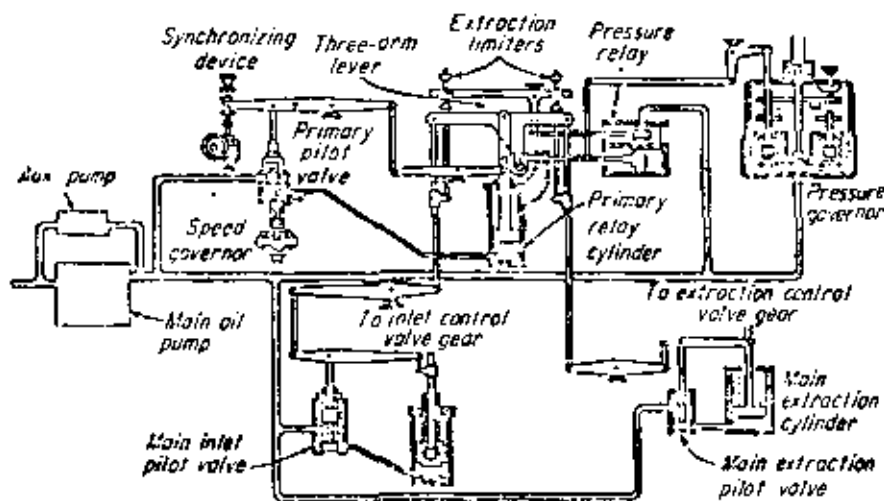
Engineering of Gas Turbines
 P. S. E. C. I. E.

assembly stands at upper left. Pilot valve controls pressure to the primary servomotor; it controls the secondary pilot valve, lower right. This positions the secondary servomotor or power piston, which opens and closes main steam-control valves.

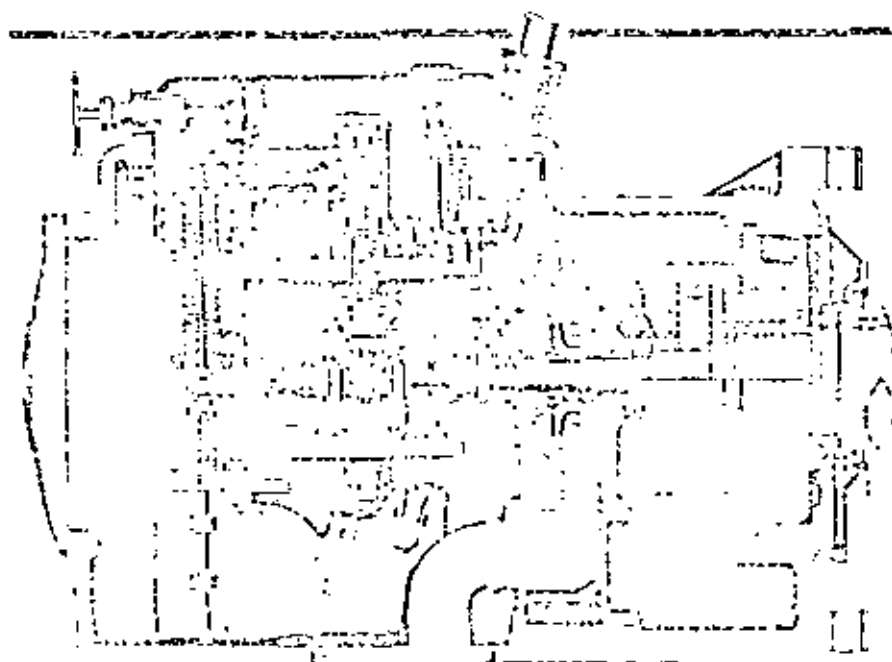
Fig. 17 diagrams a governing pedestal for a medium-size turbine. Fig. 18 is a schematic for a variable-speed oil-relay governor with an air-motor control on the floating lever. Fig. 19 shows the pressure regulator that controls steam valves on a backpressure unit. Fig. 20 has some details of a hydraulic type governor.

A double-auto-extraction unit's governing system, Fig. 21, combines three signals on three relay pistons to hold constant pressure at each extraction opening and constant shaft speed. Speed changer after governor impeller bleeds relaying-oil pressure, to shift droop characteristics as needed. Pressure regulators modify relaying-oil pressure to control extraction pressures.

Governing system for a single-automatic-extraction turbine needs fewer elements, Fig. 22; it controls main inlet and extraction valves. Fig. 23 takes a section through front standard of a reheat unit showing the flyweight governor, oil pump, relay valves, servomotors and other elements needed to automatically control this type of a steam turbine.

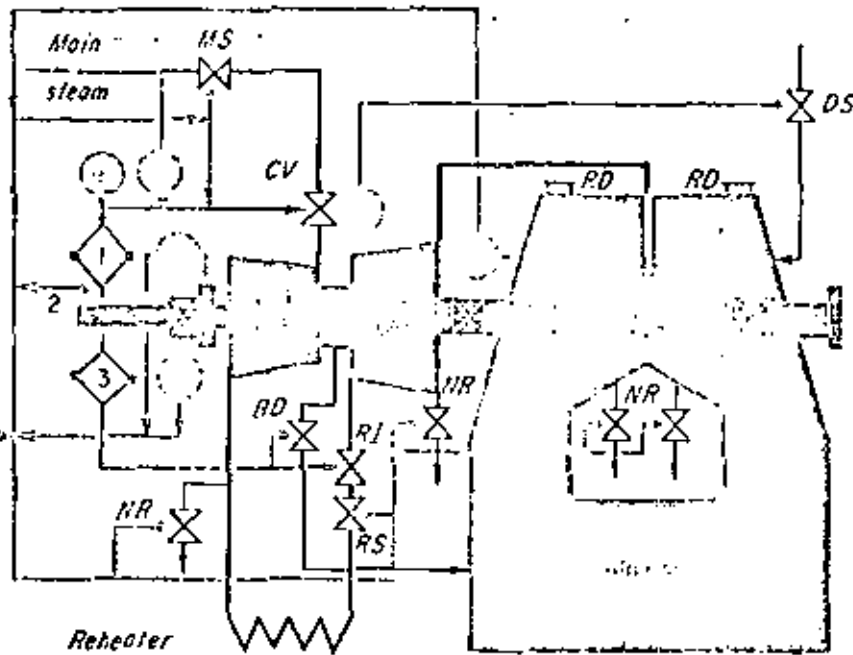


22 Governing system for a single-automatic-extraction turbine must control main inlet and extraction valves. Links move pilot valves to control servomotors



23 Governing system for reheat turbine also controls intercept valves, partly closing them on sharp load drop. Trips open dump valves on seals, close check valves

Automatic load control uses these basic elements



BD — Gland blowdown valve
 CV — Turbine control valves
 DS — Desuperheating spray valve
 MS — Main steam stop valve
 NR — Extraction nonreturn valve
 RD — Relief diaphragm
 RI — Reheat intercept valves
 RS — Reheat stop valves

1 — Speed governor
 2 — Overspeed governor
 3 — Pre-emergency governor
 4 — Load limiting meter
 5 — Initial-pressure regulator
 6 — Low-vacuum trip
 7 — Control-valve position meter
 8 — Solenoid trip; hand or relay
 9 — Low bearing-oil-pressure trip
 10 — Thrust-position trip

CONTROLS AND INSTRUMENTATION

Shaft speed is one of the most important variables in running a turbine. We have seen how some of the many available governing systems control speed in turbines large and small. For safety, the operator must always have on hand certain minimum information about his unit. As turbines grow larger, automatic aids or controllers are required.

Small-turbine needs in controls and instruments represent a minimum: speed governor, overspeed trip, throttle-pressure gage, throttle thermometer, exhaust-pressure gage, tachometer. Where the turbine controls or affects exhaust-header pressure, its speed governor includes an exhaust-pressure regulator to adjust the governor control.

Gland-steam pressures should be known to hold adequate shaft sealing. Turbines that use circulating-oil lubricating systems have pressure gages at pumps, bearing inlets and filters; thermometers are needed at oil-cooler inlets and outlets and at bearing outlets.

List of requisite equipment grows with turbine capacity and rising steam conditions. As an example, let's look at the gear needed by some reheat turbines for automatic control, above left, and instrumentation, right.

To control load automatically we depend on:

Speed governors to measure shaft speed and adjust governor-valve openings to pass the needed steam flow. Valves, in turn, keep speed within governor's regulation range. To hold exact speed, speed-changer spring or bellows tension must be adjusted manually or by an automatic frequency-measuring device. When generators work in parallel, the speed changers are used to divide total load between the turbines on the line.

Load-limiting meter overrides the speed governor to hold maximum load at any point the operator wants. The

limiter controls steam flow during startup by setting governor valves as needed.

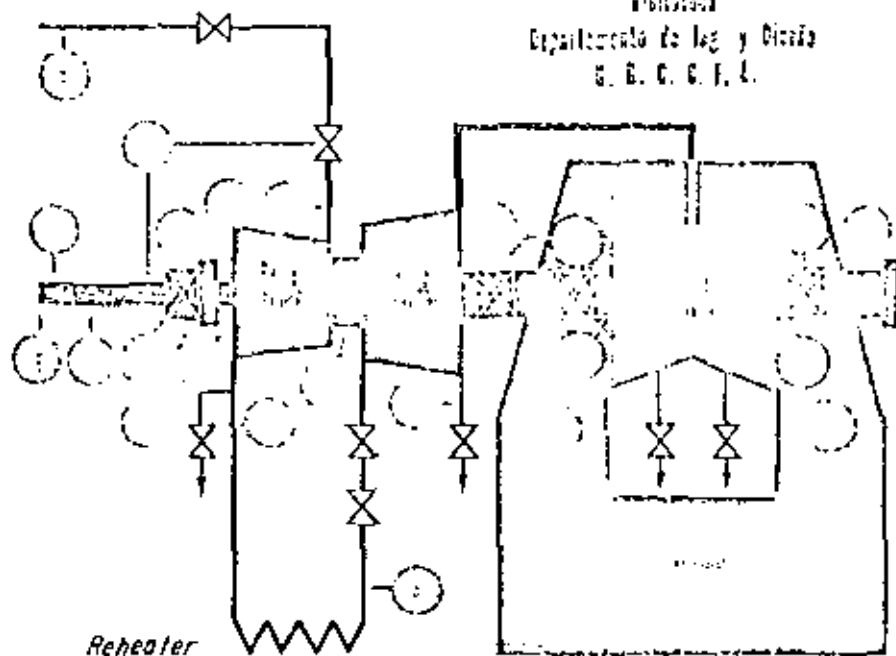
Pre-emergency speed governor controls governor valves or reheat-intercept valve or both during sudden drops in load. When turbine speed exceeds about 101% the governor starts closing the intercept valve; at 105% it shuts the valve completely. At about 101% speed, steam trapped in the reheater is bled down until spent. Speed governor takes control when speed drops below about 101%.

Initial pressure regulator keeps boiler and turbine from running with fast-dropping steam pressure and temperature. When pressure drops to about 90% of rating, regulator closes the control valves to hold the pressure. At about 80% pressure the control valves are in no-load position. As pressure rebuilds, speed control is returned to the governor.

Overspeed trip backs up the normal speed-governing system, including main and pre-emergency speed governors. At about 110% speed the trip goes into action, closing the main stop valve ahead of the control valves to shut off all main steam supply. Simultaneously it: (1) closes the reheat stop valve ahead of the reheat intercept valve to bottle up steam in the reheater (2) closes all check valves in extraction-steam lines, so bled condensate can't evaporate and flow into the turbine (3) opens the gland-blowdown valve so steam flowing through the gland from h-p to i-p casing can blow down directly to the condenser instead of flowing through i-p and l-p turbines to cause overspeeding.

Low-vacuum trip shuts down every steam valve in the turbine the moment exhaust vacuum falls below about 20-in. Hg. This prevents overheating the exhaust hood and overstressing the last turbine stage. An associated alarm at the hood warns when its temperature exceeds

- 1 — Spindle-eccentricity meter
- 2 — Shaft-vibration meter,
- 3 — Spindle-position meter
- 4 — Casing-expansion meter
- 5 — Differential-expansion meter
- 6 — Speed and governor-valve-position recorder
- 7 — bearing-oil pressure, temperature, sight-flow glass, temperature alarm
- 8 — Tachometer
- 9 — Steam pressure, temperature, flow
- 10 — Nozzle-group pressures
- 11 — Extraction-steam pressure, temperature
- 12 — Exhaust-hood pressure, temperature
- 13 — Gland-steam pressure, temperature



provide for safe, efficient operation

safe limits. This may happen when all steam is shut off and the generator motors; last-stage blading churning the l-p steam trapped at exhaust may overheat both exhaust hood and shaft.

Exhaust-pressure relief must be provided when steam pressure in the exhaust hood rises above atmospheric. Rupture diaphragms in the hood burst at about 5 psig. They pass full steam flow so exhaust pressure doesn't exceed about 8 psig.

Desuperheating sprays are needed by some reheat units when their loads drop to less than 5%. A meter on the main-steam control valves or exhaust-hood thermostat operates the desuperheating-spray valve automatically to cool l-p end of the turbine during low-load operation.

Solenoid trip shuts down the turbine by closing all valves. It may be operated by hand or hooked up to control circuits of its boiler and generator.

Low bearing-oil-pressure trip guards against wiping main bearings when lubricating-oil supply fails. This trip activates the emergency shutdown systems, promptly closing all the steam valves.

Thrust trip measures position of the rotor relative to the thrust-bearing cage. If its position deviates from safe limits, trip operates the emergency shutdowns, closing all steam valves.

Other types of controls tie in with various special applications of the turbine. Their use depends on probabilities of emergencies arising, and on an economic balance: cost of guarding against the condition vs cost of possible damage.

Instrumentation on a turbine and its piping tells operator condition of the steam flowing through all parts of the unit and condition of the turbine structure. Available instruments range widely. Some are indicators, others

recorders; some may be vital parts of the automatic-control system we just talked about.

Spindle-eccentricity meter checks on rotor's straightness. After an extended shutdown, shaft will bow if it's heated unevenly. Then it would vibrate excessively when brought up to operating speed. This meter tells operator amount of shaft bowing that may be present, before he runs up his rotor speed.

Shaft-vibration meter measures vibration amplitude at several of the turbine bearings. Out-of-balance rotor is quickly detected, as well as any buildup of boiler-steam deposits on the blading. A record of vibration readings taken at regular intervals shows up internal changes.

Spindle-position meter indicates axial position of the turbine spindle relative to stationary parts of the thrust bearing. It's needed because high thrust loads or wear of the bearing shoes may cause excessive movement.

Cylinder-expansion meter measures total elongation of the turbine casings. Instrument usually stands at the governor pedestal, since unit is anchored at its exhaust end.

Speed and governor-valve-position recorder helps operator run the turbine during startups and emergencies. It gives him better basis for judgment when pressure and temperature are off normal.

Bearing-oil condition throughout the lube system must be known to assure continuous smooth operation.

Steam conditions—pressure, temperature, flow—at all major openings in the turbine are informative. They tell the operator a lot about his machine, help him analyze cause of misoperation in an emergency.

Gland-steam conditions must be properly supervised by the operator at all times, if he's to run the turbine at maximum efficiency. Leakage steam that bypasses the turbine stages does no useful work.

LUBRICATION AND HYDRAULIC SYSTEMS

Lubrication is needed to minimize turning friction in main bearings, thrust bearing and reduction gears, cool the journal and other bearing surfaces. Friction heats journals and bearings, and the shaft conducts some heat from hot parts of the turbine to the bearings. Lube oil carries the heat away, keeps bearing temperature at a safe level, prolonging life of bearing and oil.

Smaller steam turbines usually get along with the simplest type of oil system to lubricate their bearings. From this minimum, systems range upward to the complex hydraulic set ups of the larger central-station steam turbines. In these units, oil serves as a power-transmitting fluid for speed- and load-control, high-pressure, overspeed and protective systems as well as a main-bearing lube.

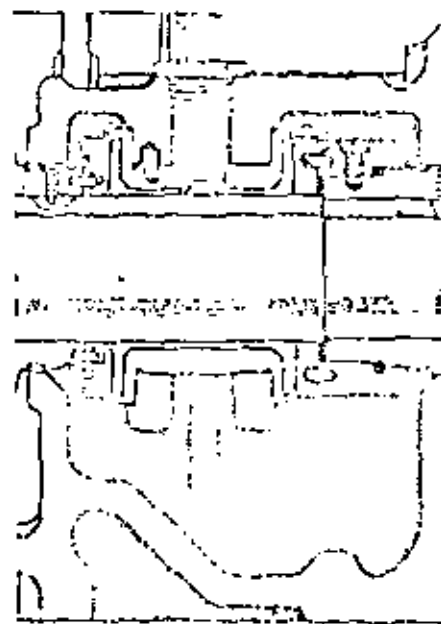
Bearings carry full weight of turbine rotors, let them spin free with minimum friction. Metal-to-metal contact would ruin bearing lining and journal in short order, so an oil film is forced between the two surfaces to separate them. Frictional effects take place between surface and oil, but mainly in the film.

Lube oil must wet the metal surfaces it separates, yet stay cohesive enough to resist being squeezed from area of maximum pressure. Low unit bearing pressures and high shaft speeds help form the needed oil wedge between surfaces. A good lubricating system is designed to prolong life of the oil.

Small bearings need a relatively small amount of oil. In the ring-oiled bearing, Fig. 1, a ring rides loosely on the journal. Lower arc of the ring dips into the oil reservoir below. As the shaft turns the ring revolves; oil from the reservoir clings to the ring and is carried with it to the top of the journal. Here the oil transfers to the journal. Grooves in the bearing surface let the oil flow in an axial direction to fill the space between journal and bearing. The continuously flowing oil drains back to the reservoir after passing through the bearing.

For smaller turbines, the reservoir has enough outer surface area to radiate heat picked up by oil to the room air. Larger turbines using ring-oiled bearings may need cooling coils in their reservoirs.

Larger bearings would not get enough lubrication or good cooling from a simple ring-oiling arrangement. They need forced-circulation oil systems. Since forced circulation requires pumps to produce pressure, economics usually combines the lube system with the fluid-power hydraulic system that actuates turbine controls.



1 Ring-oiled journal bearing: brass ring runs through oil reservoir below

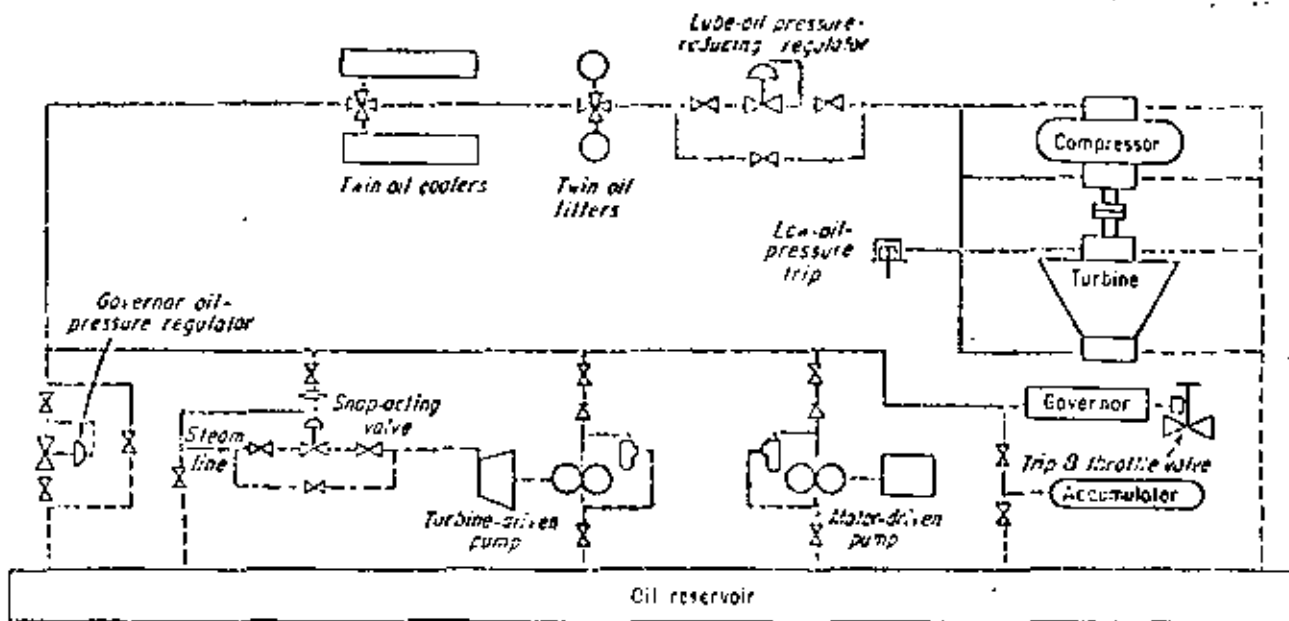
Basic independent oil system, Fig. 2, combines reservoir, pumps, coolers, pressure controls, accumulator, filters and piping. Two pumps are used for service continuity: if one fails in service the other starts fast so oil-pressure won't decay to the point where it trips any of the shutdown controls. Pump capacity, boosted by the accumulator, must supply the high transient oil flow the control system needs during large changes in shaft load.

Positive-displacement rotary pumps in Fig. 2 have a flooded suction protected by strainers. The motor-driven pump normally runs with the oil-turbine-driven unit as standby. Bypass relief valves protect pumps and drivers against accidental shutoff of discharge valves. A snap-acting valve automatically brings the turbine-driven standby pump into operation on drop in oil pressure.

Backpressure regulator and reducing valves hold oil-system pressure at operating level. Twin oil coolers and filters in front of the lube-pressure regulator remove heat and clean the oil before it flows to the bearings. At coolers and filters, 4-way valves let one of the elements come out of service so it can be cleaned without shutting down the main turbine.

Oil filters usually are sized to remove dirt particles larger than 3 to 5 mils diameter with a pressure drop of 3 to 5 psi at design temperature and flow. In addition, there's usually auxiliary cleaning and conditioning equipment—either continuous or batch operation.

Various purifying methods may be used. Centrifuging, filtering or settling mechanically separate the contaminants from the oil, but do not cause chemical changes. Adsorbent purifiers using fuller's earth or similar materials and chemical treatments tend to restore neutralization number, but care is needed when using them on oils



2 Independent hydraulic system for turbine and its load supplies lube oil and governing-system fluid power. Two oil pumps with different drives assure continuous oil supply in emergencies. Oil circulates continuously through bearings

containing inhibitors. Heating oil to about 200 F assists in breaking any emulsion. When emulsion persists, oil should be discarded and replaced with fresh lubricant.

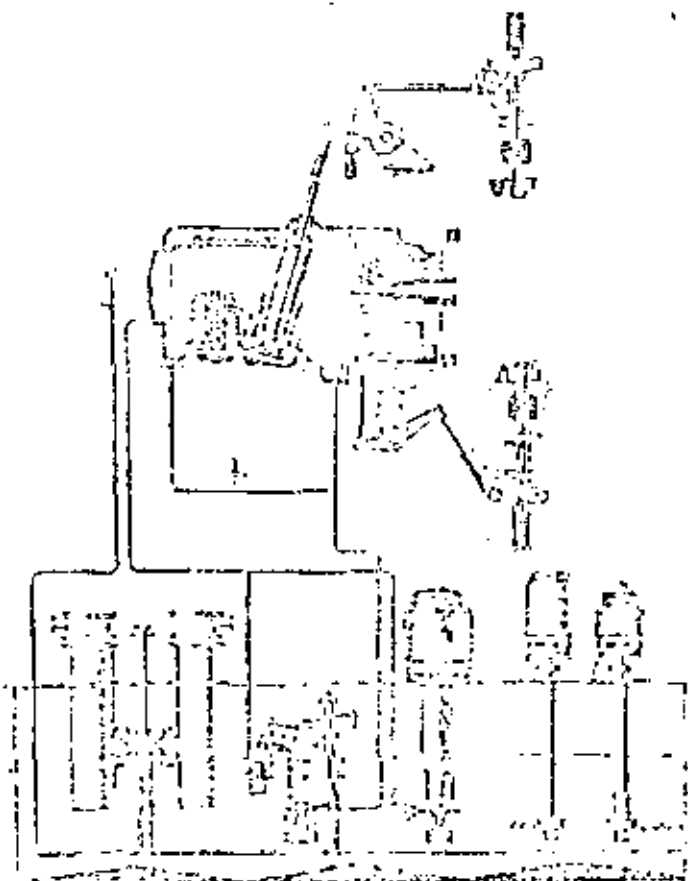
Piping that passes near hot lines or machine parts may be totally enclosed in an outer sheath. If any leak develops in the oil lines, sheath piping drains the leakage back to the oil reservoir. This for safety's sake—most lube oils ignite when sprayed on surfaces at temperatures of 675 F and above.

An alternate solution involves fire-resistant lubricants in the main bearings of large central-station units. Much study has centered on F-R lubes. High cost is one factor, but main deterrent to their adoption by industry has been effect on generator insulation.

Large-turbine hydraulic systems, Fig. 3, have undergone an evolution in the past decade. Their oil reservoirs, usually located in the plant basement, house pumps, regulators, oil coolers and booster pumps or ejectors. Leakage from any of these drains right into the reservoir.

A centrifugal oil pump, directly mounted on the main turbine shaft, is primed by an oil-driven booster pump. Booster mounts below oil level in the reservoir and feeds the shaft-pump suction with oil at 10 to 20 psig. Oil from the shaft pump goes to the small oil-turbine wheel at 200 psig, and that drives the direct-connected booster pump. After discharging from the oil turbine at 30 to 40 psig, oil flows through the coolers on its way to the bearings through a pressure-reducing valve.

This oiling system takes advantage of centrifugal-pump characteristics. Normally it pumps only the bearing's lube needs. Servo mechanism, which needs momentarily large oil flows, goes next to the shaft-mounted pump to reduce size of oil piping between reservoir and turbine.



3 Hydraulic system for large turbine; shaft-driven centrifugal is backed up by motor-driven and booster pumps

These turbine-oil recommendations are typical

Oil properties	Forced circulation		Ring oiled	
	Direct connected	Gear drive	Water cooled	No cooling
Viscosity, ssu, at: 100 F	140-170	250-350	250-350	375-525
130 F	76-92	120-165	120-155	180-230
210 F	40-45	47-60	40-45	50-70
Flash point, F	330	350	330	350
Neutralization No.	0.20 max	0.20 max	0.20 max	0.20 max
Oxidation test, hr	1000	1000	1000	1000
Operating conditions				
Min oil temperature before start	50	70	50	—
Bearing inlet temperature, F	110-120	110-120	140-160	140-180
Bearing outlet temperature, F	140-160	140-160	140-160	—

A motor- or steam-driven auxiliary backup pump starts automatically when oil pressure falls below operating level. System in Fig. 3 includes further backup pressure: small ac and dc motor-driven pumps. Ac pump also works as the turning-gear oil pump when the unit coasts down.

Meter orifices in the oil-feed pipe to each bearing divide flow so each bearing gets its adequate share. A basket strainer ahead of each orifice guards against plugging.

As oil drains from bearings and the thrust bearing, some of it flows through an illuminated sight box and over a thermometer. Abnormal operation on any individual bearing can be caught immediately.

Oil should be high quality refined petroleum. It should hold no water, acid, alkali, soap, grit, resin or anything else that might damage it or the turbine parts it contacts. But in case a little water does entrain, the oil should protect ferrous parts of the turbine from rusting. A good turbine oil separates freely from water, has no tendency to emulsify permanently.

Turbine manufacturers usually recommend that the oil vendor undertake responsibility for its conformance to specs, table above. Each manufacturer specifies limits that will satisfy his unit's needs.

Using oils near the upper viscosity limits raises friction losses in the bearings, hence bearing outlet temperatures. Extremely high temperatures speed oil's oxidation rate, abbreviate its useful life. Most satisfactory operation uses the lower-viscosity oils, running with moderate temperatures for longer oil life.

Maintenance of turbine oils means keeping them free of foreign materials that wander into the system. An oil-purification system can be added as accessory to the lube system—it should be checked out with the turbine-oil vendor and turbine manufacturer.

Turbine oil needs a regular analysis to guard against serious lube failure. Analysis reveals progressive changes in oil's properties and possibly system malfunctions.

Water is the frequent oil contaminant; it comes from: (1) steam leakage from shaft glands (2) condensation of moisture in entrained air (3) leaky oil-cooler tubes. Whenever a turbine is idle, its operators should take the opportunity to drain water accumulated in the bottom of the reservoir and other low points of the lube system. Excessive water accumulation should be checked and remedied when found.

Oil foams when it's whipped and mixed with air. Foaming may cause: (1) loss of pressure, which interferes with the control system (2) poor lubrication (3) increased oil oxidation (4) oil overflow and loss. Sometimes just a slight reduction in circulating pressure, or running the oil at a slightly higher temperature, eliminates foaming. Or there may be too much or too little oil in the system.

Additives improve lube performance by inhibiting deteriorating factors. Benefits: longer oil life, cleaner systems, rust prevention and lower wear rates. On the other hand, additives must not affect the oil's base properties.

Grease may be the main bearing lube on a small unit. It's used on many turbine auxiliaries: needle and roller bearings on valve gear, racks and sleeve bearings on control-valve gear, the synchronizing-device gearbox, governor linkage pins and bearings, front pedestal expansion slides and exhaust-hood side feet.

Greases must be high-temperature lubricants, applied by hand, with a pressure gun or by hand-compression cups. They must not separate on standing or when heated below their dropping temperature, must remain solid at operating temperatures, hold together under centrifugal force without separation of soap and oil components. For good operation, grease must resist oxidation, be free of dirt, fillers, abrasives, excess moisture, free acid or lime.

Schedule of oil changes or greasings depends on turbine service and the working environment. Constant vigilance over condition and supply of lube is the price of reliable, continuous steam-turbine operation.

PERFORMANCE varies with turbine cycle

E. E. U. E. E.

As we've said, turbines convert internal energy of steam into mechanical shaft work, Fig. 1. Amount of energy that steam has available for conversion depends on its initial temperature and pressure and on the way it expands to the lower pressure in the turbine.

A *Möller* chart, Fig. 2, tells how much energy steam has at each state in terms of enthalpy and how much energy is available for a given expansion. First, the point where the curves for initial pressure and temperature cross tells us enthalpy of the steam h_1 in Btu per lb. Dropping straight down from this point to the curve for the exhaust pressure, we find ideal enthalpy at the exhaust h_2 . Then:

$$\text{Available energy} = h_1 - h_2$$

An ideal turbine would convert all this energy to work at 100% engine efficiency. Actual turbines can't achieve this high performance. Fig. 2 charts condition lines for 100, 75, 50, 25 and 0% engine efficiencies. Energy initially in the steam stays in the steam if it isn't converted to work. We find this by:

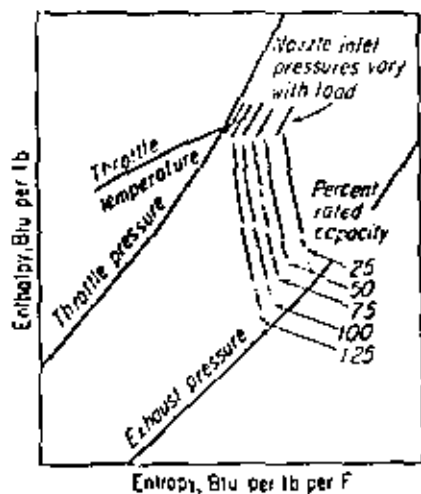
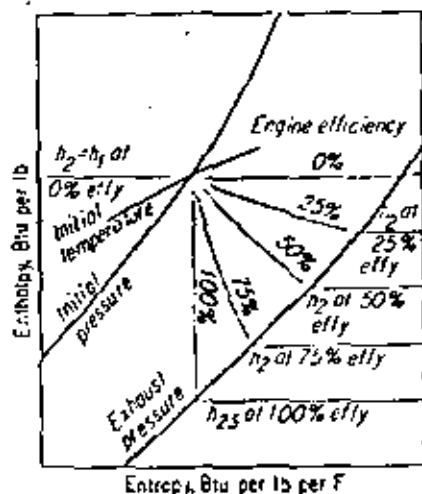
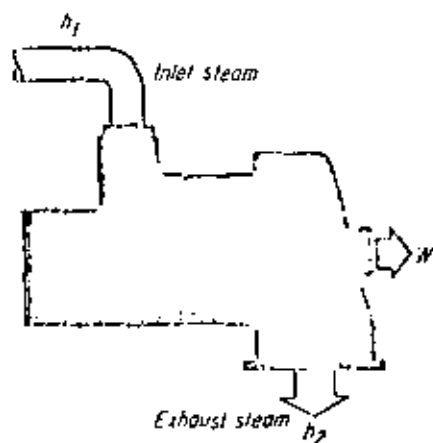
$$h_2 = h_1 - (\text{avail energy}) \times (\text{engine efficiency})/100$$

Turbine design generally aims for highest engine efficiency compatible with the cost of energy. Engine efficiency also varies for a given turbine with the load it's carrying. Fig. 3 shows the condition line for a single-valve turbine at different loads. As the control valve throttles steam flow with dropping load, steam pressure in the nozzle chest drops. This reduces the available energy and the exhaust enthalpy rises with dropping load.

Noncondensing turbines. Fig. 4 shows the variation in available energy in steam used by these units. To find actual work developed, multiply available energy from this graph by engine efficiency. Exhaust moisture will be less than the ideal of Fig. 4.

Fig. 5 shows typical engine efficiencies at rated capacity for single-stage turbines ranging from 30 to 500 shaft hp. Efficiencies rise with both capacity and shaft speed. To find engine efficiencies at half capacity, multiply by the half-load factors.

Condensing turbines. Fig. 6 shows the available en-



1 Turbine converts internal energy of steam into useful shaft-work output

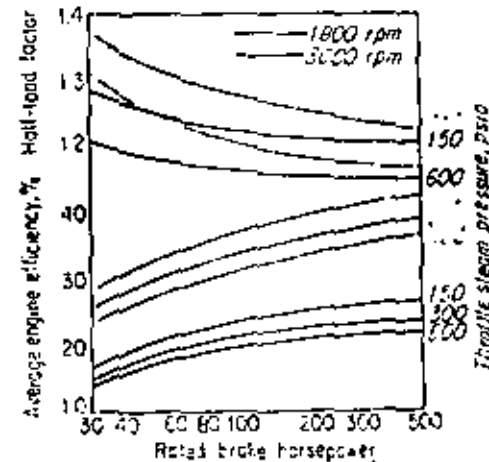
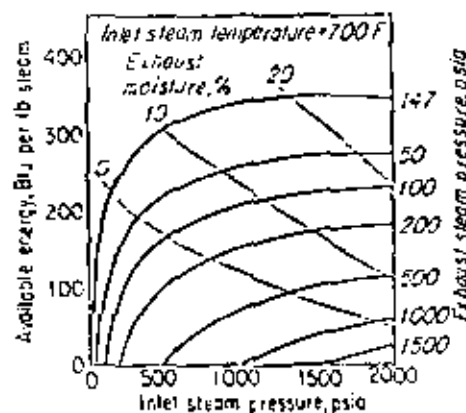
2 Engine efficiency measures available energy changed to shaft-work output

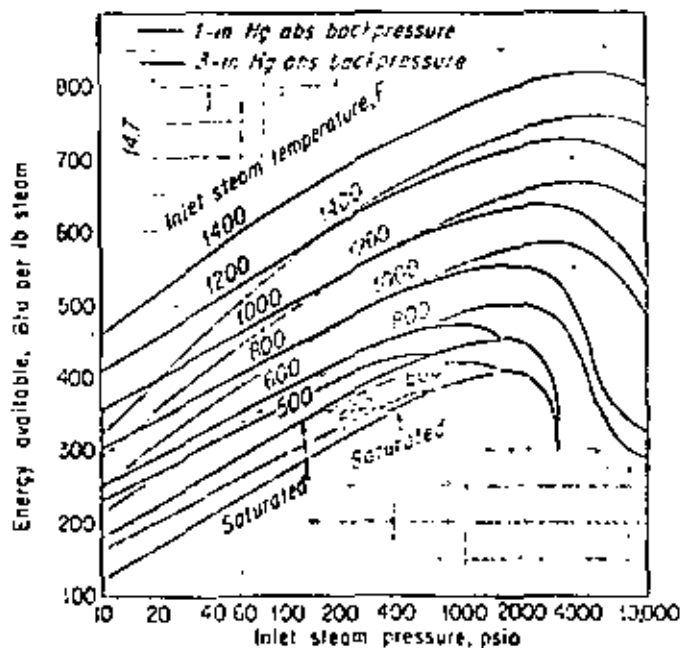
3 Turbine condition line shifts as the governing valve throttles steam flow

4 Available energy depends on initial steam state and the exhaust pressure

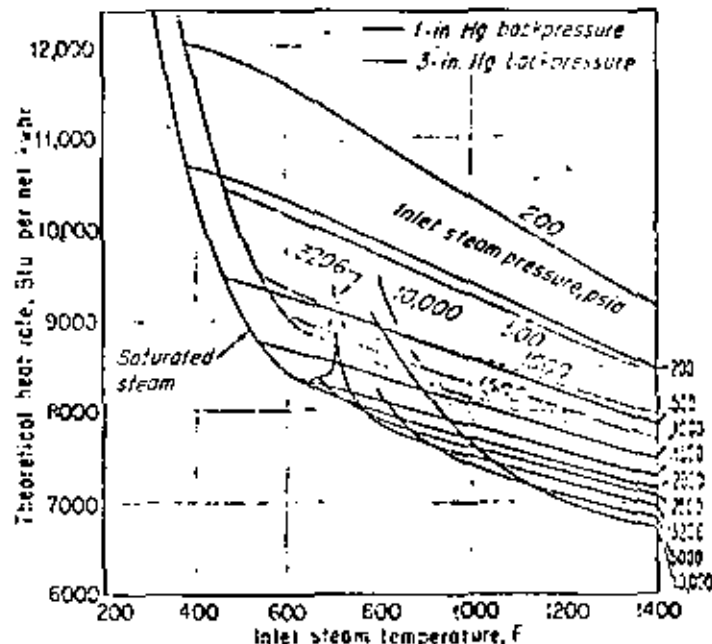
5 Engine efficiency of single-stage turbines rises with capacity, shaft speed

Inlet and exhaust steam conditions fix shaft power generated by a turbine





6 Available energy for condensing turbines depends on inlet steam pressure and temperature as well as backpressure



7 Theoretical heat rate of condensing turbines generally improves with rising throttle-steam pressure and temperature

ergy in steam used by these units with 1-in. and 3-in. Hg-abs backpressure. The energy generally rises with initial steam temperature and pressure, with some exceptions beyond 5000-psia pressure and around the critical point at 3206 psia and 705 F.

Set of red curves shows that higher backpressure reduces available energy at all inlet-steam levels. In Fig. 6 we see the reason for intensive development of high-pressure high-temperature turbines in the past decade: higher available energy makes better use of expensive materials.

Theoretical heat rates of condensing turbines are charted in Fig. 7, which corresponds to Fig. 6. Theoretical heat rate drops with increasing inlet-steam temperature and pressure. Again, exceptions to this general trend come around the critical-point area. The red curves show that rising backpressure raises the heat rates.

Heat rate relates directly to the overall thermal efficiency of the turbine:

$$\text{Thermal efficiency} = 3413/(\text{heat rate})$$

where heat rate is in Btu per kw-hr.

Actual heat rates of condensing turbines can be estimated roughly from Fig. 7: divide theoretical heat rates by the unit's engine efficiency, example on facing page.

Reheat turbines, Fig. 8, have seen wide acceptance in large central stations during the last decade. Here the steam expands in the front end of the turbine. At an intermediate stage, the entire flow passes through a recuperator in the boiler furnace. Reheated steam then goes back to the turbine at the lower pressure and expands through its remaining stages to the condenser.

Fig. 9 shows effect on ideal-cycle thermal efficiency of

reheating at different initial throttle pressures. Throttle and reheated temperatures remain constant at 1000 F at the different pressures. Straight-condensing theoretical efficiency is given at the 1.0 ratio of reheat to throttle pressure (marked Rankine cycle).

As reheat pressure drops the thermal efficiency rises until pressure ratio is about 0.3 at 5000 psia, 0.1 at 200 psia. Any further reheat-pressure drop rapidly depresses thermal efficiency. In general, reheating gains about 2% in thermal efficiency. When actual engine efficiencies are considered, relative gain can be larger, about 4 to 5%.

Regenerative cycles, Fig. 10, extract steam from several stages in the turbine to heat feedwater being returned to the boiler. Raising feedwater temperature to highest possible level at h_f means less fuel is needed to evaporate each lb to the throttle-steam state. Amount of heating that the extracted steam can do depends on throttle pressure of the cycle, Fig. 11.

Boiler has to add $(h_1 - h_f)$ Btu to each lb of steam. In the straight-condensing cycle, h_f is saturated-liquid enthalpy at the condenser pressure. In the regenerative cycle h_f ideally can be raised to the saturation enthalpy of the throttle pressure (if it's less than the critical pressure of steam, 3206.2 psia).

Fig. 12 shows reduction in straight-condensing-cycle heat rates for a range of throttle pressures and temperatures when feedwater is heated regeneratively to the maximum possible. But these curves assume that heating is done reversibly in an infinite number of heaters. Actual regenerative cycles must be limited to relatively few heaters, so we can't achieve ideal performance. Fig. 13 shows

Estimating turbine performance

Given: 5000-kw turbine, inlet steam at 800 F, 1000 psia; exhaust at 1-in.-Hg abs; engine efficiency of 74%.

Solution: From Fig. 7:

Theoretical heat rate = 8400 Btu per kwhr

Actual heat rate = $8400/0.74$
= 11,350 Btu per kwhr

Thermal efficiency = $3413/11,350$
= 0.301 or 30.1%

From Fig. 6:

Available energy = 545 Btu per lb

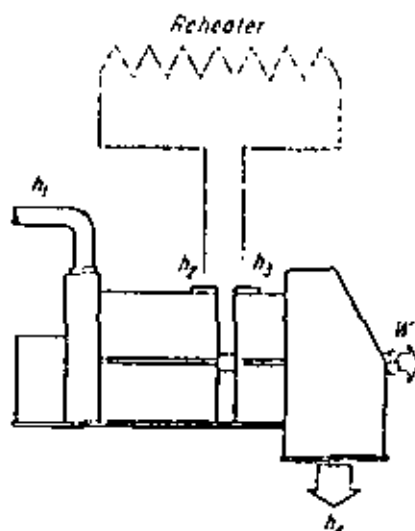
Energy released = 545×0.74
= 403 Btu per lb

Full-load output = 5000×3413
= 17,060,000 Btu per hr

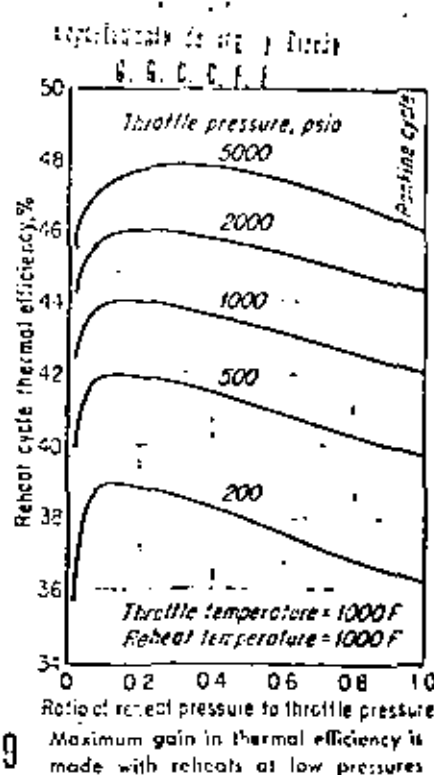
Steam flow = $17,060,000/403$

= 42,300 lb per hr

Full-load steam rate of turbine
= $42,300/5000 = 8.46$ lb per kwhr



8 Reheat turbine has all its steam reheated at an intermediate pressure



effect of the number of heaters and percentage of possible feedwater enthalpy rise on the actual regenerative-cycle heat rate.

For example, let's assume the 5-mw turbine we were studying, above, has three feedwater heaters. Let's estimate actual heat rate with 1-in.-Hg-abs backpressure in the condenser, feedwater heated to 70% of maximum possible rise.

Straight-condensing heat rate was 11,350 Btu per kwhr. From Fig. 11, maximum possible rise = 495 Btu per lb. Actual enthalpy rise = $495 \times 0.7 = 346$ Btu per lb. From Fig. 12, theoretical reduction in straight-condensing heat rate = 14.8%. From Fig. 13, reduction for number of heaters and actual enthalpy rise = 0.71. Correction factor for actual regenerative cycle = $1 - 0.148 \times 0.71 = 0.895$. Then full-load regenerative-cycle heat rate = $11,350 \times 0.895 = 10,160$ Btu per kwhr.

For any given number of heaters there's a certain enthalpy rise at which economy gain becomes a maximum, as Fig. 13 shows. For higher or lower enthalpy rises the gain will be less. For example, if one heater takes steam from the throttle to produce 100% feedwater enthalpy rise, using main steam gives no economy gain because the heating steam has done no work in the turbine. At the other extreme, a heater tied to the exhaust stage can't do any heating because steam and condensate have the same temperature.

Let's extend our study a little more by finding the heat rate of our 5-mw turbine when it uses ten heaters for feedwater heating to 90% of maximum possible rise. From Fig. 13, heat-rate reduction for number of heaters

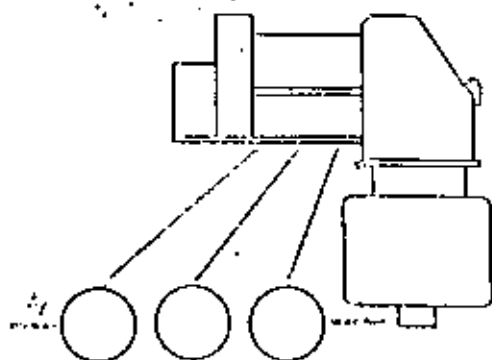
and actual enthalpy rise = 0.89. Then correction factor for the actual regenerative cycle becomes $1 - 0.148 \times 0.89 = 0.868$. Full-load 10-heater regenerative-cycle heat rate becomes $11,350 \times 0.868 = 9850$ Btu per kwhr. Adding $(10 - 3) = 7$ heaters reduces the heat rate by $(10,160 - 9850) = 310$ Btu per kwhr.

To decide on number of heaters, we would have to compute carrying charges on the extra heaters and piping to the reduction in annual fuel costs. If saving is greater than carrying charges, the larger number of heaters would probably be justified.

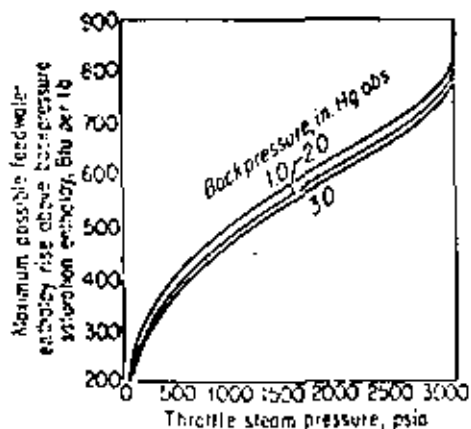
Reheat-regenerative cycles combine steam-reheating and regenerative-feedwater-heating principles to achieve high overall thermal efficiencies. Coupling high efficiencies with high throttle pressures and temperatures, these modern turbine cycles appear to be trending to the ultimate in overall thermal performance.

Fig. 14 shows full-load heat rates that can be achieved by turbines ranging in capacity from 100 to 500 mw, with throttle pressures from 1000 to 6000 psig. Initial and reheat temperatures are kept at 1000 F for all units and backpressure is constant at 1.5-in.-Hg abs. All units use six stages of regenerative feedwater heating. Their gross heat rates are figured on generator-terminal outputs. Deducting feedwater-pump energy input from generator output gives net heat rates.

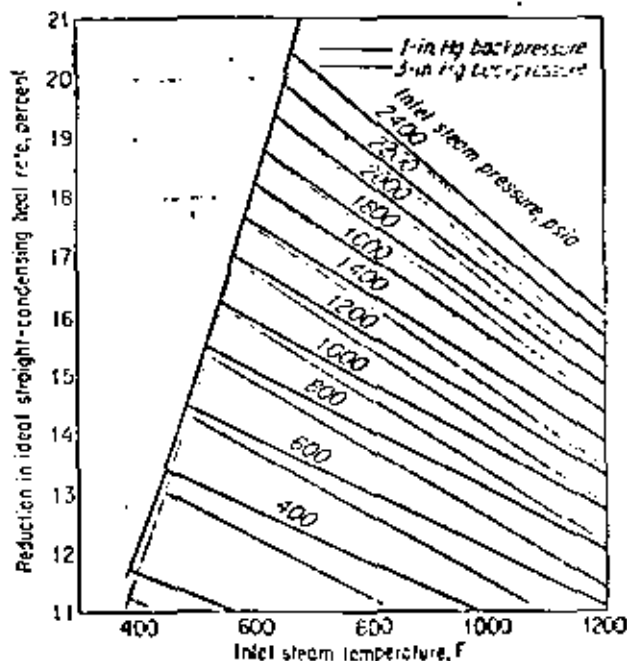
Difference in these curve families shows large work input the feedwater pump needs at high throttle pressures. Taking this into account, we find that optimum net heat rate for the 100-mw unit comes at about 3400-psig throttle pressure. Best pressure for the 500-mw unit: about



10 Regenerative heating cycle extracts steam to heat returning feedwater



11 Feedwater can be heated through higher ranges as steam pressure rises



12 Rising steam pressure improves gain in regenerative-cycle heat rate, but that's offset by rising inlet-steam temperature

4400 psig. Spread of the curves shows performance gain that can be made by going to larger-capacity units at higher throttle-steam pressures. Capacities, steam conditions, cycles, investment and fuel costs—all must be carefully coordinated to arrive at best choice for a central-station generating unit.

Typical large condensing turbines vary in their heat-rate performance with changing load and different back-pressures, Fig. 15 to 18. As units become larger and steam conditions higher, heat rates over the range of outputs become lower and lower. This is partly because of larger size, partly because higher steam conditions can be justified for the larger units, Fig. 14. This gives them an inherent thermodynamic advantage.

In Fig. 15 to 18, heat rates are usually minimum near maximum capacity. This follows because throttling isn't needed to control steam flow at full load, Fig. 3. As drawn, these curves are the *mean of valve loops*. The true curve shows a series of concave downward loops that reach a minimum where valves of a nozzle chest are fully open. In contrast, at loads where the valve is just starting to crack open there's a large throttling loss; curve takes a sudden jump upward. Our curves show the overall trend, but true heat rates may be about 2% different from the trend at the valve-opening and mid-valve points.

Mechanical-drive turbines often run at variable

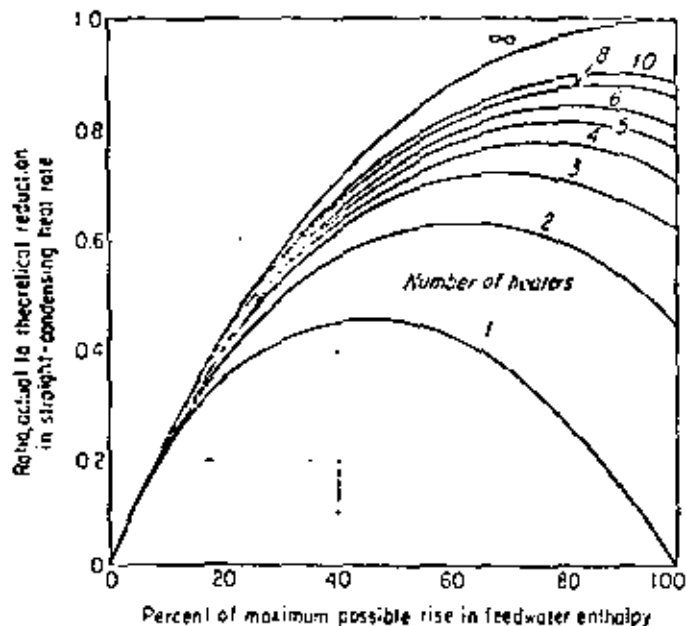
speed, in contrast to the central-station units running at constant speed. The mid turbine's shaft output largely depends on shaft speed. Fig. 5 shows engine efficiencies usually achieved by single-stage mid turbines.

Fig. 19 charts throttle-steam flows for a multistage and a single-stage mid turbine. Upper scale shows corresponding shaft speed for the shaft output plotted below. Plot of steam flow vs output is called a *Willans line*. For a constant-speed single-valve turbine this line is almost straight. But as we see here, the Willans line becomes curved for variable-speed turbines.

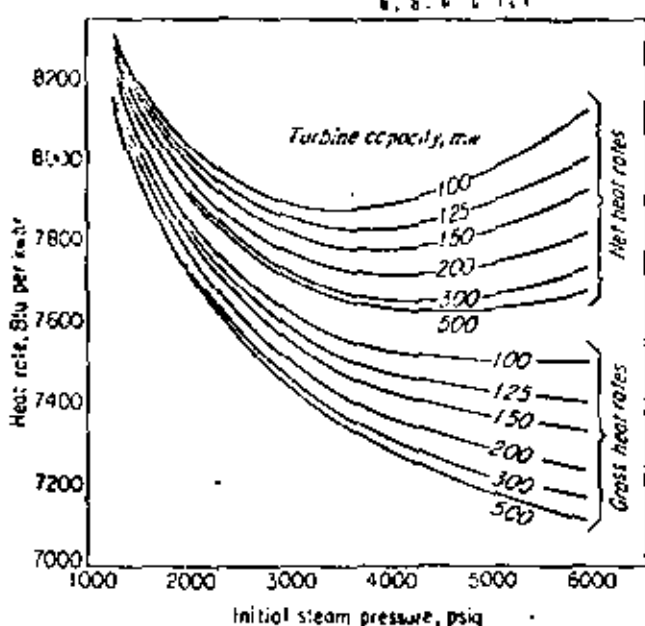
This comparison shows that for the given steam conditions with both turbines exhausting at 150 psig, the single-stage turbine is more efficient at low loads and less efficient at high loads than the multistage unit. Choice between turbines for a given application can only be made after a close study of operating conditions.

Automatic-extraction turbines can be used when both electric power and process steam are needed at the same time. If process steam is needed at two different pressures and electric-energy needs are equal to, or less than, energy available from process-steam flow through a turbine, a noncondensing single-automatic-extraction turbine can be used. However, if electric-energy needs are higher than process-steam flows can generate, a condensing double-automatic-extraction unit should be used.

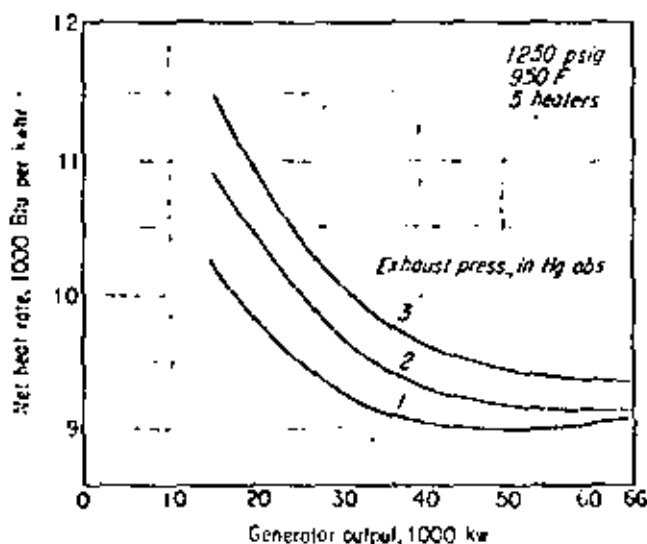
Turbine heat rate varies with load and steam cycle



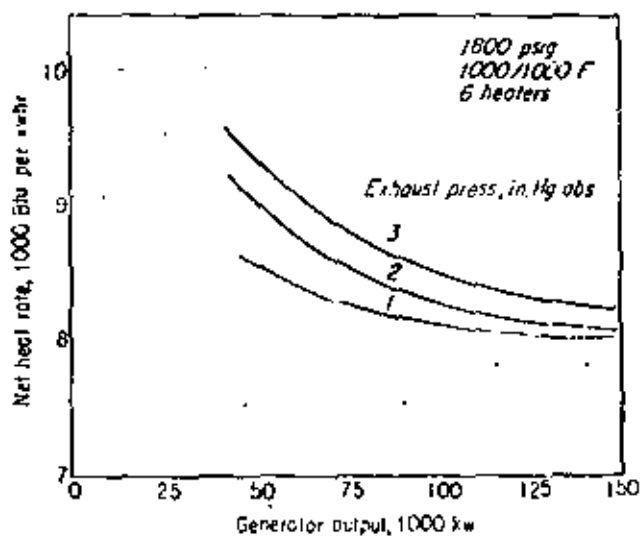
13 More extraction points, properly placed in an actual turbine regenerative cycle, improve the heat rate



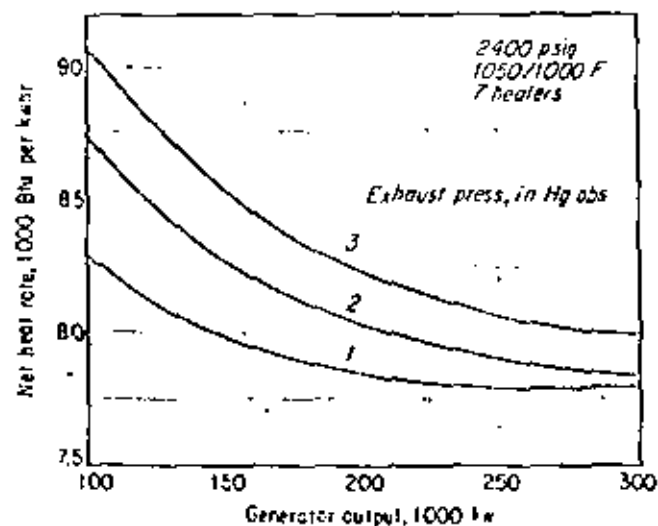
14 Full-load heat rates predicted for turbines with six heaters, 1000/1000-F steam, 1.5-in.-Hg-abs exhaust pressure



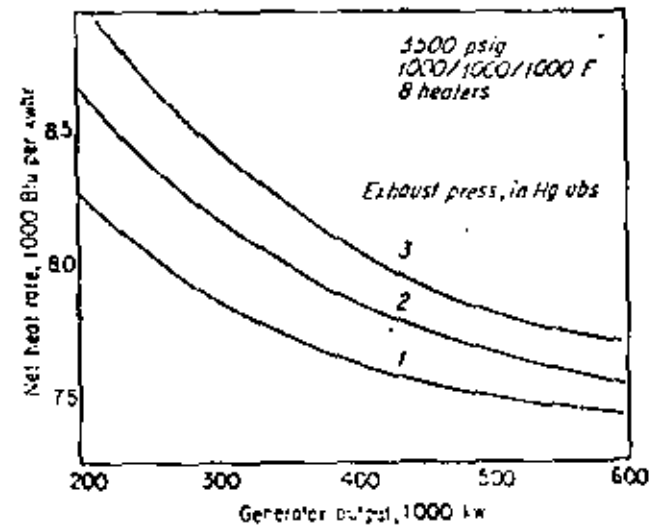
15 Typical heat rates of 66-mw tandem-compound double-flow 3600-rpm unit vary with load and backpressure



16 A 150-mw tandem-compound double-flow turbine with higher steam conditions works at lower overall heat rates



17 A 300-mw tandem-compound four-flow turbine with still higher inlet steam shows more heat-rate improvement



18 A 600-mw cross-compound four-flow turbine with 3600/1800-rpm shafts shows best performance of the four

Performance of automatic-extraction turbines is given in terms of steam flow, both throttle and extraction, versus shaft output in hp or kw. Heat rate of the energy produced by noncondensing automatic-extraction turbines does not vary greatly. Energy chargeable to the turbine is only the relatively small amount "skimmed off" the steam before it flows out through extraction and exhaust openings to the process lines.

Condensed-steam energy of condensing automatic-extraction units is charged to the turbine. So most efficient generating condition comes at maximum-extraction flows (the same as minimum exhaust-section flow). For a given kw output, throttle flow is maximum when extraction is maximum and heat rate minimum; conversely, throttle flow is minimum and heat rate maximum at zero extraction.

In sample performance curve of a condensing single-automatic-extraction turbine, Fig. 20, the family of parallel curves defines required throttle-steam flow at given kw output and extraction flow. Each parallel line is the turbine's Willans line at a constant value of extraction flow. Lower ranges of kw output limit amount of steam that may be extracted.

When output is all produced by extracted steam, exhaust section of the turbine is idle. Then the blades churn steam trapped in these stages and rapidly raise its temperature to a point where the blades may fail. To prevent this, a small "cooling" steam flow is sent through the exhaust section to keep blading temperature at a safe level. Cooling steam carries off windage loss of the idle blades.

In Fig. 20, the *minimum flow to exhaust* curve shows relation between kw output produced on extracted steam alone and corresponding throttle-steam flow. This curve intersects each of the constant-extraction-flow curves at the throttle flow that equals sum of the cooling steam and extraction steam. In expanding through the first section of the turbine from throttle to extraction stage, the cooling steam does its share of work. But in passing through the exhaust section from extraction stage to exhaust flange it doesn't do any work—only cools last-stage blading.

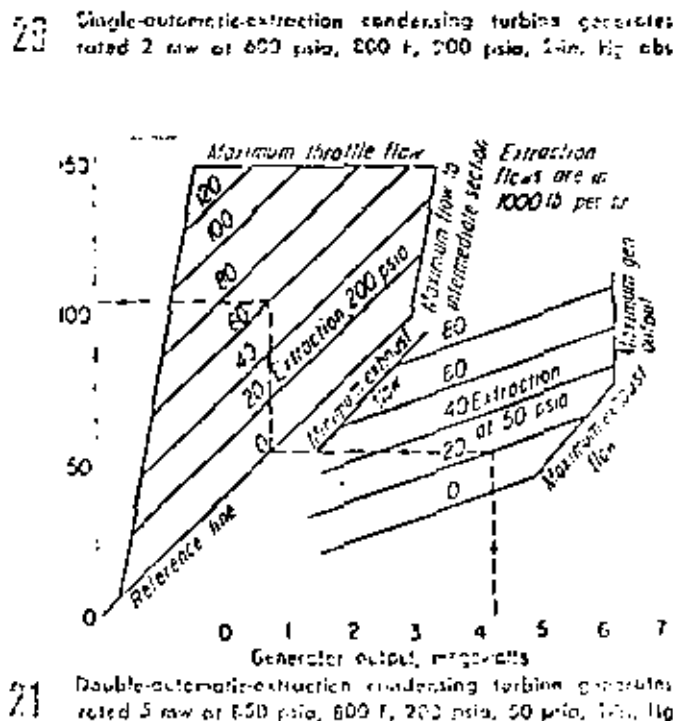
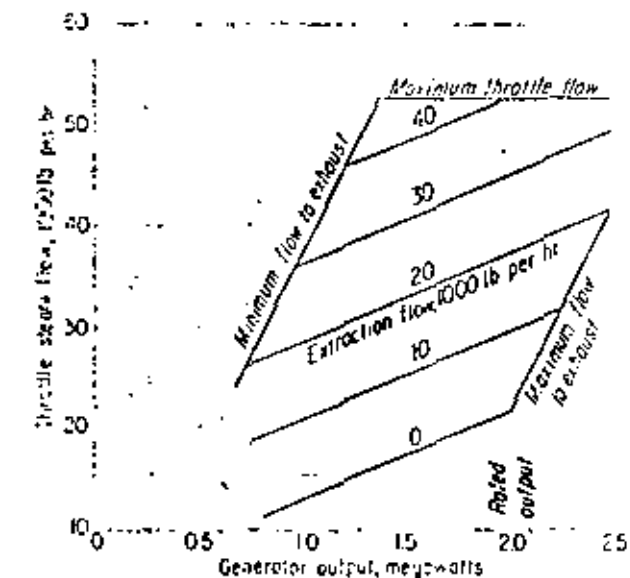
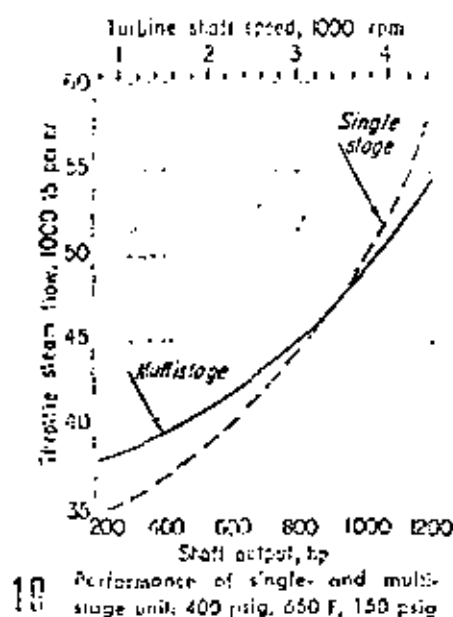
Exhaust sections often pass just as much exhaust flow as needed to produce rated output at zero extraction. Additional output in the overload range can be generated by admitting more steam at throttle and extracting it. This is the *maximum flow to exhaust* curve. Other limits are *maximum throttle flow* and *maximum generator output*.

Fig. 21 shows performance curves for a condensing double-automatic-extraction turbine. The second extraction opening needs an additional family of curves on the chart. Two more limits must be considered: *minimum and maximum flow to intermediate section*. These depend respectively on cooling-steam-flow used and maximum steam-flow capacity of the intermediate section ahead of the turbine exhaust section.

POWER gratefully acknowledges the willing assistance of engineers of the many steam-turbine manufacturers, who patiently assembled basic data for this report.

Reprints available

Reprints of this 40 p special report are available. Write to Power, Reprint Dept., 1221 Avenue of the Americas, New York, N.Y. 10020.



TEMA V. TURBINAS DE VAPOR

1. GENERALIDADES

Una turbina de gas es una máquina para producir trabajo con utilización de gases calientes; difiere de las máquinas de combustión interna convencionales en la forma en que se aprovechan los gases calientes. En la máquina de combustión interna, aire y combustible son alimentados a los cilindros en los que se mueven pistones conectados a un cigueñal por medio de bielas. Por la explosión de la mezcla dentro de los cilindros, los pistones son forzados a moverse hacia atrás y adelante, provocando la rotación del cigueñal, el mecanismo de la máquina de combustión interna es complicado y está sujeto a fuerzas de inercia y vibraciones que son difíciles de eliminar.

La turbina de gas es un esfuerzo por mantener los ventajas de la máquina de combustión interna sin las complicaciones del movimiento recíproco. Su principio de operación es mantener un flujo continuo de gases calientes contra los álabes de un rotor de turbina. En las unidades modernas, el aire primero es comprimido en un compresor de flujo axial o centrífugo antes de que llegue a la cámara de combustión. En ésta, el combustible es mezclado con una porción de aire quemado, el resto del aire pasa alrededor del quemador y después se mezcla con los productos de la combustión ayudando a prevenir una temperatura excesiva en los productos que salen de la cámara de combustión (Fig. 1). Una vez que salen los gases son dirigidos por medio de toberas contra los álabes del rotor de la turbina, produciendo suficiente potencia para mover al compresor y el resto para otra aplicación. El movimiento de la turbina es uniforme y sin vibraciones.

1.1 Aplicaciones de las Turbinas de Gas

La turbina de gas tiene diversas aplicaciones y entre las más importantes se encuentran para aviación, para generación de energía eléctrica, para usos industriales, para locomotoras, para buques marinos, automóviles, etc.

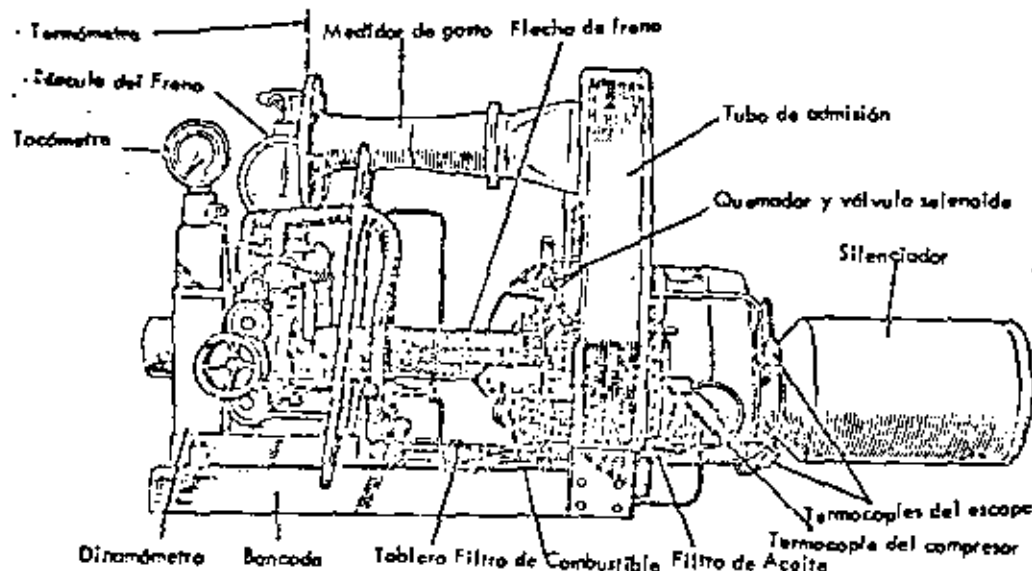


FIG. 1

a) Aviación

Una de las aplicaciones más importantes hoy día es en la aviación, donde la turbina de gas proporciona la potencia de empuje para el movimiento. Este tipo de máquina consiste de un compresor de flujo axial, un número de cámaras de combustión colocadas en paralelo alrededor de la periferia de la máquina, la turbina y una tobera al final. Conforme el aeroplano se mueve hacia adelante el aire entra al compresor, donde se comprime a varias atmósferas. Luego pasa a las cámaras de combustión donde el combustible es inyectado y quemado, elevando la temperatura de los productos hasta 870°C (1600°F) aproximadamente. Después de la combustión el exceso de aire y los productos pasan a través de la turbina produciendo la energía necesaria para mover el compresor. Finalmente los gases se expanden a través de la tobera obteniendo una alta velocidad. El incremento en la velocidad de los gases saliendo de la tobera con respecto a la velocidad del aire de entrada al compresor produce la fuerza necesaria para mover el aeroplano. Dicha fuerza es llamada de reacción, por lo cual este tipo de turbinas son llamadas de reacción. También el aeroplano de turbo-hélice emplea turbinas de gas.

b) Generación de energía eléctrica

En este campo la turbina de gas puede competir con las plantas diesel y las turbinas de vapor. Las turbinas de gas están limitadas, en capacidad, por el hecho de que las presiones requeridas son pequeñas y esto hace necesario el uso de grandes turbinas y compresores para manejar el enorme volumen de aire requerido. Esta es la razón por la que todavía no hay plantas de fuerza con turbinas de gas que puedan competir con las ma-

quinas centrales de vapor en las que una sola unidad puede producir más de un millón de KW.

Por otro lado, en las turbinas de gas no se requiere agua de enfriamiento, lo que representa una ventaja sobre las plantas diesel y las centrales térmicas; también se tiene mayor facilidad en el arranque del sistema, lo que las hace muy ventajosas para cierto tipo de operación como es en plantas de emergencia o plantas para tomar picos de carga.

Tres aplicaciones para generación de energía eléctrica merecen especial atención: a) operación en combinación con plantas de vapor como medio para incrementar la eficiencia total, b) para apoyar los picos de demanda de servicio, c) como plantas de potencia portátiles.

c) Industria

Una aplicación importante de las turbinas de gas en la industria es su utilización en unión con los procesos de refinación de aceites combustibles. En este caso se usa aire a presión que debe pasar por el catalizador periódicamente, con el propósito de quemar el carbón residual del proceso de refinación.

El aire empleado es calentado de manera igual que en una cámara de combustión, y puede además hacerse pasar por una turbina para obtener trabajo útil, incluyendo el trabajo necesario del compresor que suministra el aire al catalizador.

Otra aplicación industrial es para mover compresores en estaciones de gas natural, para transportarlo a través de tuberías. Para este propósito la turbina de gas es ideal, pues que el gas natural es excelente combustible y se obtiene a bajo costo. Además, con el uso de regeneradores, se obtienen eficiencias satisfactorias, y las estaciones pueden situarse en cualquier lugar ya que no se requiere agua de enfriamiento.

Una tercera aplicación está en la industria siderúrgica, en donde las turbinas de gas mueven a los grandes compresores axiales (sopladores) que proporcionan los enormes volúmenes de aire requeridos por los altos hornos. El combustible empleado es normalmente el propio gas de alto horno y aunque la turbina en sí es más cara que una de vapor, se tiene la ventaja de no necesitar de un generador de vapor. Una importante razón por la cual no se ha desarrollado la turbina de gas ampliamente en la industria del acero, es la necesidad de tener el gas de alto horno muy limpio antes de inyectarlo a la turbina, además de que debe ser comprimida.

Las turbinas de gas son muy empleadas en la industria para la generación de energía eléctrica de emergencia, empleando como combustibles aceite diesel o petróleo.

Existen además un sinnúmero de aplicaciones de la turbina de gas en la industria.

d) Locomotoras

Las ventajas de la turbina de gas para este servicio son su operación silenciosa sin vibra-

ciones, su simplicidad y el hecho de que no se requiere agua de enfriamiento, sin embargo, no ha desplazado a la locomotora diesel por su bajo rendimiento térmico, se ha intentado disminuir esta desventaja usando al gas de la combustión de carbón, pero las dificultades hasta el momento han sido todavía insuperables.

a) Turbinas marinas y automotrices

Para pequeñas embarcaciones, la turbina de gas ofrece la ventaja de que ocupa poco espacio y es de peso ligero, comparado con el generador de vapor y la turbina. Sin embargo, se ha progresado poco en este campo y se han construido pocas unidades. Para el uso marino tendría la ventaja de tener la compresión con varios escalonamientos empleando refrigeración intermedia, con la cual se tendría un ahorro de trabajo. La refrigeración se facilita haciendo uso del agua de mar.

El uso de la turbina de gas en el automóvil parece que aún no es muy cercana ya que el costo de fabricación es muy elevado y se tienen grandes consumos específicos de combustible; además de un bajo rendimiento térmico, poca aceleración y niveles de ruido considerables. Las ventajas que presenta una turbina de gas para la aplicación automotriz son: operación de la turbina con menos vibraciones que el motor reciprocante, peso ligero, requiere poco espacio, no necesita sistema de enfriamiento y se podría usar un combustible más económico que la gasolina.

2. CICLO DE LA TURBINA DE GAS

Una turbina de gas, de tipo simple, consta de un compresor de aire, una cámara de combustión y una turbina, además de dispositivos auxiliares como son los de lubricación, regulación de la velocidad, alimentación de combustible, puesta en marcha, etc.

Durante el funcionamiento de una turbina de gas de tipo simple, se envía aire comprimido a la cámara de combustión, en donde el combustible entra con caudal constante y se mantiene una llama continua. La ignición inicial se obtiene generalmente por medio de una chispa. El aire, calentado en la cámara de combustión, se expande a través de toberas y adquiere una elevada velocidad. Parte de la energía cinética de la corriente de aire es cedida a los álabes de la turbina. Una fracción de esta energía se emplea para accionar el compresor y el resto para producir trabajo.

La turbina de gas simple trabaja con un ciclo llamado abierto (Fig. 2) en el cual los productos de la combustión fluyen a través de la turbina junto con la corriente de aire.

Se tiene un ciclo cerrado (Fig. 3) cuando por la turbina pasa el aire limpio a alta temperatura y presión; este aire se calienta en un cambiador de calor independiente y se enfría en otro, para que nuevamente entre al compresor, en esta forma los gases (aire) que ceden su energía en la turbina trabajan en circuito cerrado y sucesivamente se comprimen, calientan, expanden y enfrían.

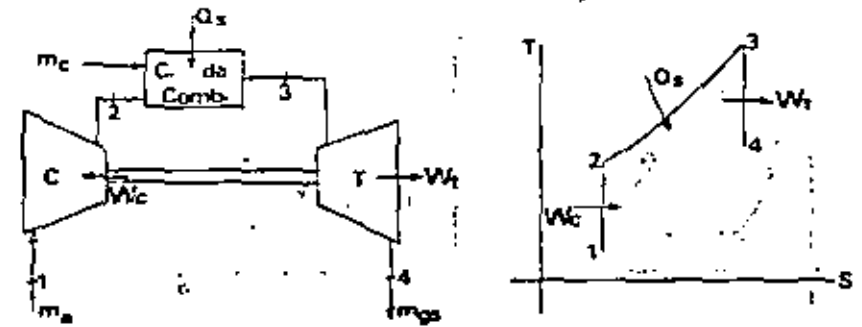


Fig. 2 Ciclo Abierto

donde:

- m_a es el gasto de aire en lb/min ó Kg/min,
- m_c es el gasto de combustible en lb/min ó Kg/min,
- m_c/a es la relación combustible-aire lb c/lb a ó kg c/ Kg a
- m_g es el gasto de gases secos después de la combustión en lb/min ó Kg/min,
- W_c trabajo de compresión
- Q_s calor suministrado por la combustión,
- W_t trabajo desarrollado en la turbina,
- Q_c calor no aprovechado

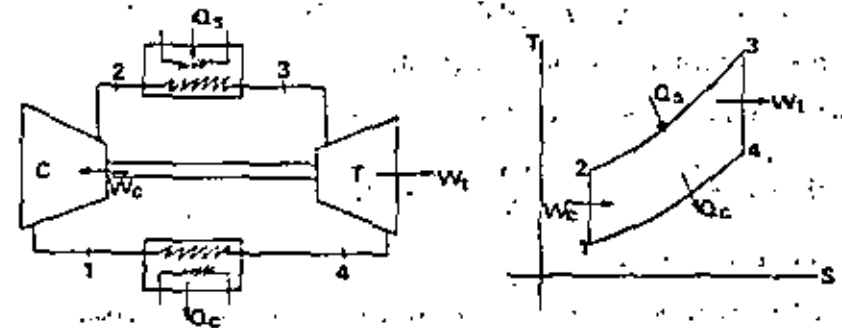


Fig. 3 Ciclo Cerrado

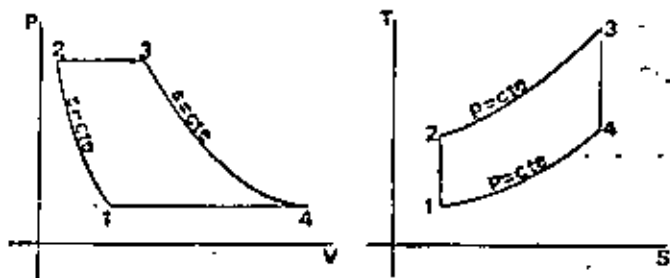


Fig. 4 Diagramas P-V y T-s

2.1 Análisis del ciclo simple teórico

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

Analizando los diagramas P-V y T-s de la figura 4 se puede observar que el ciclo está formado por compresión isentrópica (1 a 2), adición de energía a presión constante (2 a 3), expansión isentrópica (3 a 4) y cesión de energía a presión constante (4 a 1). Si el trabajo neto del ciclo (W) es igual al trabajo total de la turbina (W_t) menos el trabajo total del compresor (W_c), se tendrá:

$$W = W_t - W_c = m_a (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = m_a C_p (T_3 - T_2 + T_1 - T_4) \dots (1)$$

en donde m_a es el gasto de aire (lb/min ó Kg/min).

La eficiencia térmica del ciclo estará dada por la expresión:

$$\eta = \frac{W}{Q_2} = \frac{h_3 - h_2 + h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \dots (2)$$

En donde Q₂ es el calor suministrado.

La expresión anterior para la eficiencia puede ser expresada en otras varias formas. Empleando la definición de relación de presiones para procesos isentrópicos $r_p = P_2/P_1 = P_3/P_4$ y la relación de temperaturas y presiones, también para procesos isentrópicos, se tiene:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = r_p^{(k-1)/k}$$

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

De donde $T_2/T_1 = T_3/T_4$ para k = constante, que se puede escribir:

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

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \dots (3)$$

Empleando esta expresión en la ecuación (2), se tiene la eficiencia térmica como:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{T_3 - T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \dots (4)$$

Recordando la relación de presiones y temperaturas para procesos isentrópicos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{(k-1)} = r_k^{(k-1)}$$

En donde $r_k = v_1/v_2$, relación de compresión.

La eficiencia térmica, en términos de la relación de presiones (r_p) y de compresión (r_k) queda finalmente:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_k} = 1 - \frac{1}{r_p^{1/k}} \dots (5)$$

Examinando las ecuaciones (4) y (5), se puede ver que la eficiencia térmica del ciclo ideal puede mejorarse: (a) incrementando T₂, (b) decreciendo T₄, y (c) incrementando las relaciones de compresión o de presiones.

2.2 Temperatura intermedia para obtener el trabajo máximo.

De la discusión del inciso anterior, puede verse que para las temperaturas inicial y final, T_1 y T_3 , existe una temperatura intermedia T_2 de la cual resulta el trabajo máximo. Esto es importante para tratar de mantener el tamaño de la turbina lo más pequeño posible. Sustituyendo el valor de T_4 de la ecuación (3) en la ecuación (1), diferenciando W con respecto a T_2 e igualando a cero (T_1 y T_3 constantes):

$$\frac{dW}{dT_2} = \frac{m_a C_p d(T_3 - T_2 + T_1 - (T_1 T_3)/T_2)}{dT_2} = 0$$

$$-1 + \frac{T_1 T_3}{T_2^2} = 0 \quad \text{ó} \quad T_2 = (T_1 T_3)^{1/2} \quad (k = \text{constante})$$

el valor de T_2 del cual resulta el máximo trabajo del ciclo ideal está limitado por las temperaturas T_1 y T_3 .

2.3 Ciclo de una turbina simple de gas con pérdidas

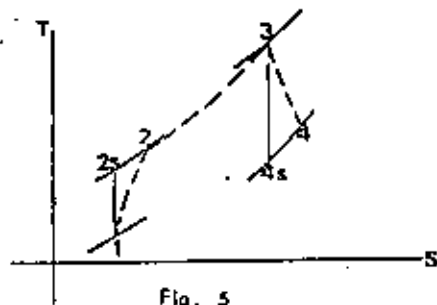


Fig. 5

Trabajo de compresión:

$$W_c = m_a (h_1 - h_{2s}) = m_a C_p (T_1 - T_{2s}) \quad \text{teórico}$$

$$W'_c = m_a (h_1 - h_2) = m_a C_p (T_1 - T_2) \quad \text{real}$$

Trabajo desarrollado en la turbina:

$$W_T = m_a (1 + r_{c/a}) (h_3 - h_{4s}) = m_a C_p (1 + r_{c/a}) (T_3 - T_{4s}) \quad \text{teórico}$$

$$W'_T = m_a (1 + r_{c/a}) (h_3 - h_4) = m_a C_p (1 + r_{c/a}) (T_3 - T_4) \quad \text{real}$$

Calor suministrado:

$$Q_s = m_a (h_3 - h_2)$$

Eficiencia del compresor y de la turbina:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo ideal}}{\text{Trabajo real}} = \frac{m_a (h_1 - h_{2s})}{m_a (h_1 - h_2)} = \frac{m_a C_p (T_1 - T_{2s})}{m_a C_p (T_1 - T_2)}$$

$$\eta_t = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo ideal}} = \frac{m_a (1 + r_{c/a}) (h_3 - h_4)}{m_a (1 + r_{c/a}) (h_3 - h_{4s})} = \frac{m_a C_{pg} (1 + r_{c/a}) (T_3 - T_4)}{m_a C_{pg} (1 + r_{c/a}) (T_3 - T_{4s})}$$

Eficiencia del ciclo real:

$$\eta = \frac{\text{Trabajo neto real}}{\text{energía suministrada real}} = \frac{m_a (1 + r_{c/a}) (h_3 - h_4) - m_a (h_2 - h_1)}{m_a (h_3 - h_2)}$$

ó también:

$$\eta = \frac{\text{potencia al freno}}{m_c (\text{poder calorífico})}$$

2.3.1 Proceso de la combustión

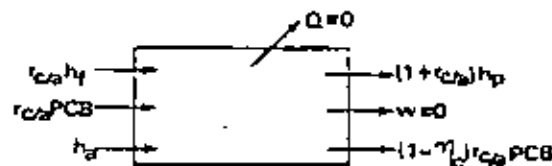


Fig. 6

h_f , entalpía del combustible, a la temperatura del mismo

$$h_f = 0.5 T - 287 \quad \text{Btu/lb}$$

donde T está en grados Rankine

$$h_f = 0.5 T - 159 \text{ K cal/kg}$$

donde T está en grados Kelvin

$r_{c/a}$ relación combustible-aire
 PCB poder calorífico bajo del combustible
 h_a entalpía del aire en la descarga del compresor
 h_p entalpía de los productos de la combustión
 η_c eficiencia de la combustión

Haciendo el balance de energía en el proceso de la combustión, obtenemos la siguiente ecuación:

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

h_a se obtiene con P y T a la salida del compresor, de las tablas para aire, o multiplicando el calor específico del aire por T.

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

$$r_{c/a} = \frac{m_c}{m_a} = \frac{1}{r_{a/c}}$$

eficiencia de la combustión:

$$\eta_c = \frac{\text{energía real absorbida por los gases}}{\text{energía liberada por combustión completa}} = \frac{h_p - h_f}{PCB r_{c/a}}$$

h_f entalpía de los reactivos (elementos que intervienen en una combustión)

3. LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO

La turbina de gas del Laboratorio constituye un ciclo simple abierto; sus componentes principales son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina.

El compresor es centrífugo de impulsor abierto, y maneja aire solamente. El aire entra al compresor por dos lados y el impulsor aumenta tanto la velocidad como la presión del aire, que luego es descargado a través del difusor del compresor donde la carga de velocidad se transforma a carga de presión y finalmente se tiene la presión de descarga del compresor. A continuación se muestra una gráfica indicando como varía la velocidad y la presión a través del compresor.

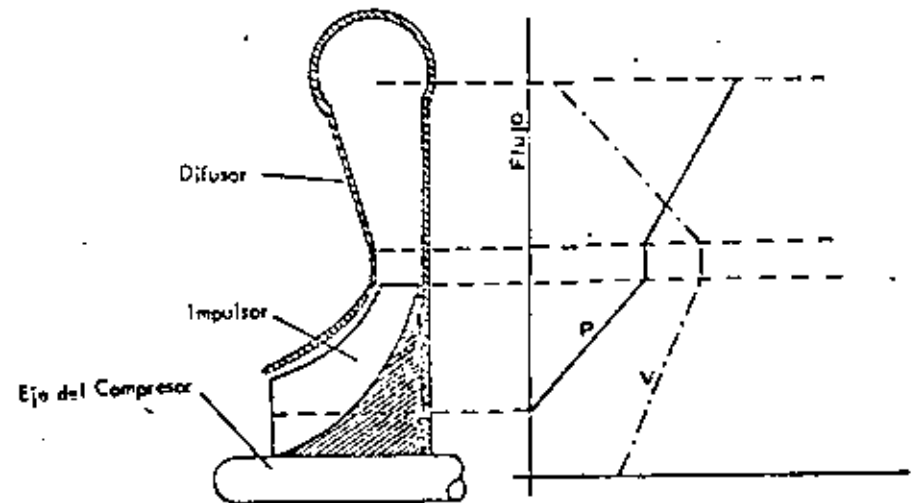


Fig. 7

Para el arranque, en la cámara de combustión se inyecta el combustible que se mezcla con el aire que viene del compresor, al mismo tiempo se produce una chispa por medio de una bujía para inflamar el combustible y producir la combustión, con lo cual se logra incrementar la temperatura. Una vez que la temperatura en la cámara de combustión es lo suficiente alta, se suspende el arco eléctrico en la bujía y el combustible se inflama sólo por la alta temperatura en ese lugar.

Después los gases productos de la combustión a alta temperatura se descargan a la entrada de la turbina.

La turbina, es una turbina simple de impulso. Los gases calientes se expanden a través de toberas colocadas en toda la periferia de la turbina adquiriendo alta velocidad y - por tanto energía cinética, después el chocar los gases contra los álabes de la turbina ceden esa energía cinética para transformarse en energía mecánica en la flecha de la turbina. Dicha energía mecánica puede medirse con ayuda de un dinamómetro ó freno hidráulico acoplado a la flecha de la turbina.

En las turbinas simples de impulso la velocidad que pueda obtenerse por la expansión de los gases es muy alta, lo cual hace necesaria la utilización de engranes reductores de velocidad para poder acoplar la máquina movida, por ejemplo en la turbina del laboratorio la velocidad se reduce de 46 000 rpm. a 3 000 rpm., que es la velocidad del freno que se encuentra acoplado a la flecha.

4. CALCULOS Y PRUEBAS REALIZABLES EN LA TURBINA DE GAS DEL LABORATORIO.

4.1 Características de la Turbina

Se trata de una turbina de gas diseñada específicamente para fines educativos. Sus características principales son las siguientes:

- Potencia al freno 60 bhp (45 kW).
- Velocidad de la turbina 46 000 RPM.
- Velocidad de la flecha 3 000 RPM.
- Compresor: Centrifugo de una sola etapa.
- Turbina: Axial de una sola etapa, marca Rover 15/60.
- Flujo másico de aire: 0.603 Kg/seg (1.33 lb/seg).
- Consumo específico de combustible: 0.635 Kg/bhp/hr (1.4 lb/bhp/hr)
- Combustibles recomendados: Keroseno, petróleo y varios tipos de combustibles empleados en aviación.
- Dinamómetro tipo Heenan & Fraude DPX2.

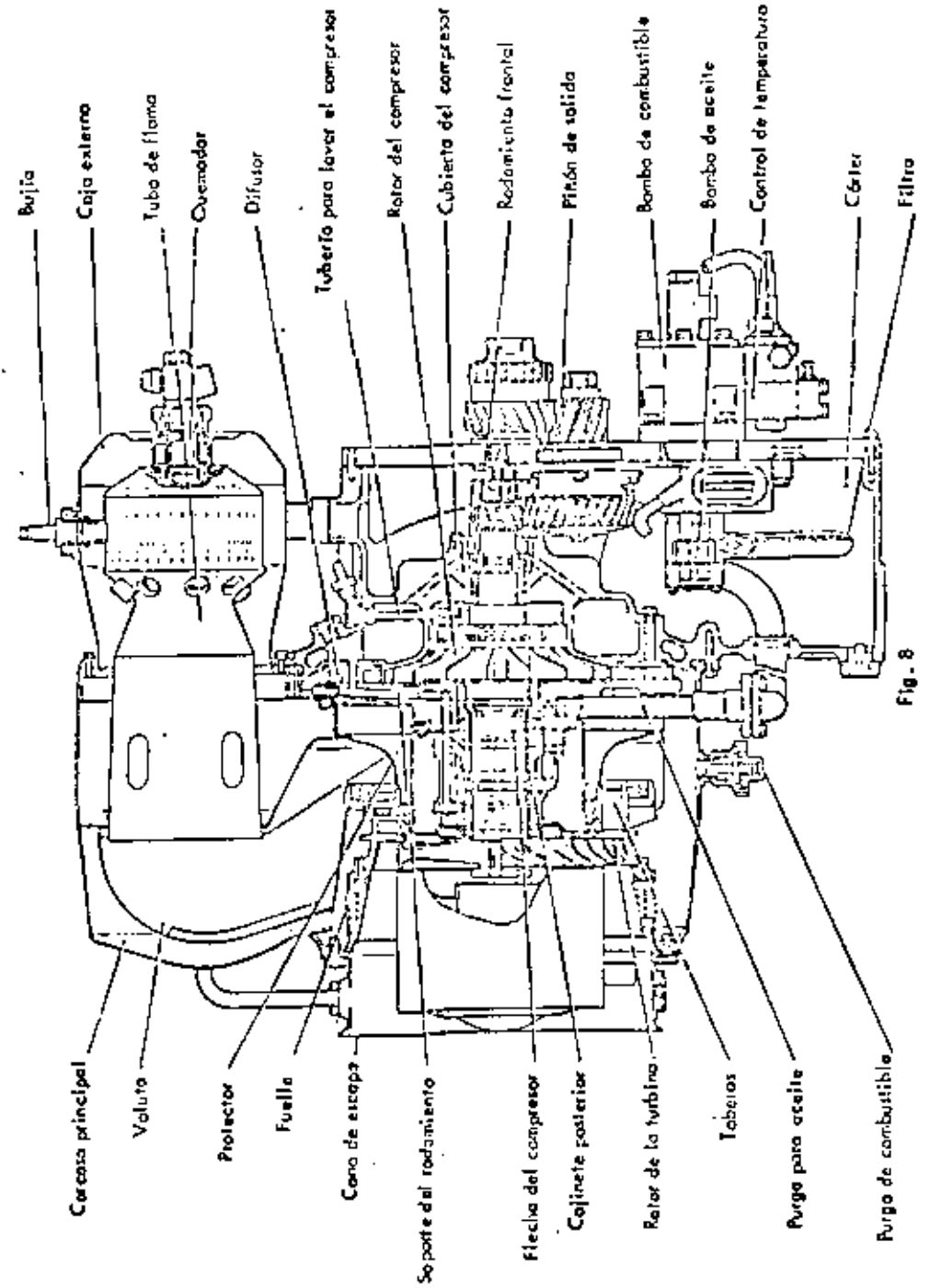


Fig. 8

4.2 Cálculos y Pruebas

De acuerdo con el esquema representado en la fig. 9, se tiene:

1. Aire entrando al compresor.
 2. Aire saliendo del compresor.
 3. Aire entrando a la cámara de combustión.
 4. Aire y productos de la combustión entrando a la turbina.
 5. Aire y productos de la combustión expandiéndose en las taberas, cediendo energía cinética a los álabes.
 6. Aire y productos de la combustión saliendo de la turbina.
 7. Aire y productos de la combustión saliendo del tubo de escape.
- A. Condiciones ambientales.
O. Condiciones a la salida del medidor de flujo.

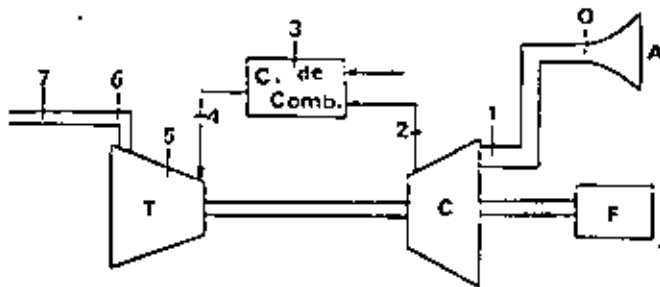


Fig. 9

En la figura 10 se representan los puntos anteriores en un diagrama T-S, donde la línea continua representa el ciclo teórico y la punteada el ciclo real.

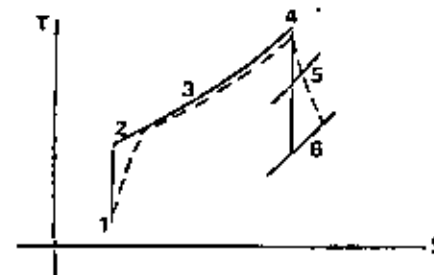


Fig. 10

Los ejercicios prácticos que el alumno deberá realizar con la turbina son los siguientes:

- A) Graficar Potencia vs Gasto de Combustible para diferentes condiciones de carga.
- B) Representar en el diagrama T-S los ciclos Teórico y Real de la Turbina.
- C) Calcular los siguientes parámetros del sistema:
 - i) Potencia del freno
 - ii) Flujo de aire (\dot{M})
 - iii) Caída de presión en el ducto de alimentación del compresor
 - iv) Relación de presiones en el compresor (R)
 - v) Cálculo de la presión a la salida de la turbina (P_0)
 - vi) Relación de expansión en la turbina.
 - vii) El parámetro de velocidad (P, V, \dots)
 - viii) La relación $(T_2 - T_1)/T_1$
 - ix) Eficiencia del compresor
 - x) Energía necesaria en el compresor
 - xi) Pérdidas de potencia en la turbina
 - xii) Eficiencia de la Turbina
 - xiii) Eficiencia de la combustión
 - xiv) Eficiencia térmica
 - xv) Rendimiento teórico del ciclo simple
 - xvi) Relación de trabajo (R_p)
 - xvii) Consumo específico de combustible

4.3 Lectura que deben tomarse de la máquina

- a) Velocidad en la flecha rpm.
- b) Carga en el freno en Kg.
- c) Temperatura ambiente T_a
- d) Presión barométrica P_0
- e) Caída de presión en el medidor de flujo $P_A - P_0$
- f) Presión de descarga del compresor P_2
- g) Temperatura de descarga del compresor T_2
- h) Caída de presión en la cámara de combustión $P_2 - P_4$
- i) Temperatura de la entrada a la turbina T_4
- j) Temperatura a la salida de la turbina T_6
- k) Tiempo en el que se consume 2 lt de combustible
- l) Caída de presión en el escape de la turbina $P_7 - P_A$

4.4 Información complementaria

- a) Constante del freno 2000 (4500 sist. inglés)
- b) Gravedad específica del combustible 0.81
- c) Poder calorífico inferior del comb. 10030 Kcal/Kg (18600 Btu/lb).
- d) Relación de velocidad del freno y del compresor 3000:46000
- e) Área del medidor de flujo de aire 98.7095 cm² (15.3 pulg²).
- f) Calor específico para el aire y los gases y la relación de los calores específicos (k)

4.5 Gráficas Complementarias

Debido a que la información necesaria no puede ser tomada de la turbina cuando se realiza la prueba, el fabricante ha desarrollado unas gráficas que relacionan condiciones que pueden ser tomadas en la práctica con condiciones que no pueden ser tomadas. Debe hacerse notar que para la elaboración de estas gráficas el fabricante tomó información de tipo experimental.

4.5.1 Curva de calibración del medidor de flujo de aire

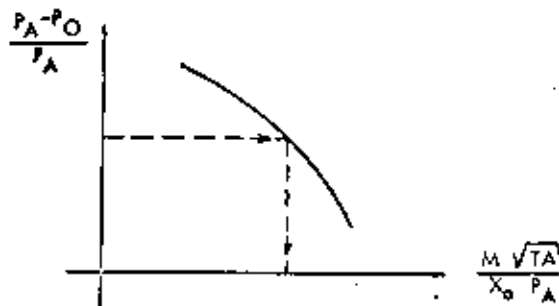


Fig. 11

Para medir el flujo de aire se cuenta con un medidor de tipo orificio, en el cual la caída de presión $P_A - P_0$ a través de él es proporcional al flujo M , por lo que el fabricante desarrolla una curva de calibración que relaciona estas dos variables.

Para mostrar el manejo de esta curva tomemos como ejemplo la fig. 11, la información tomada en la prueba de $P_A - P_0$, P_A , T_A con la que podemos calcular $(P_A - P_0) / P_A$ y obtener de la gráfica el valor de $M \sqrt{T_A} / X_0 P_A$ y puesto que X_0 es el área cuyo valor se conoce, finalmente al substituir P_A , T_A y X_0 podemos calcular M en unidades de masa por unidad de tiempo.

4.5.2 Curva para determinar la caída de presión en el ducto de alimentación al compresor.

Esta curva nos servirá para calcular la presión a la entrada al compresor (P_1). Para desarrollar esta curva el fabricante tomó los factores más importantes que intervienen en la caída de presión en un ducto, tales como presión, temperatura, flujo y área. En función de esto graficó la relación $M \sqrt{T_A} / P_A$ contra la caída de presión a través del ducto $(P_A - P_1)$, el factor $14.7 / P_A$ es un factor de corrección por presión barométrica, ya que para graficar la curva el fabricante hizo sus pruebas al nivel del mar, donde la presión barométrica es de 14.7 psi.

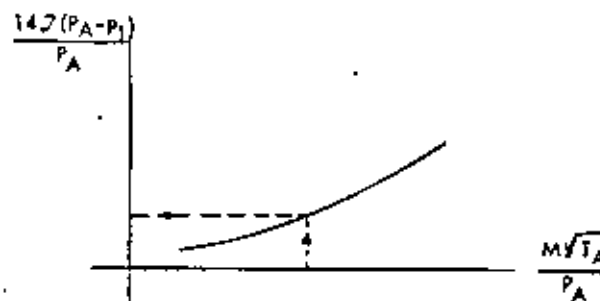


Fig. 12

4.5.3 Curva para determinar el parámetro K que relaciona la presión de entrada al tubo de escape (P_6) y la presión de salida (P_7).

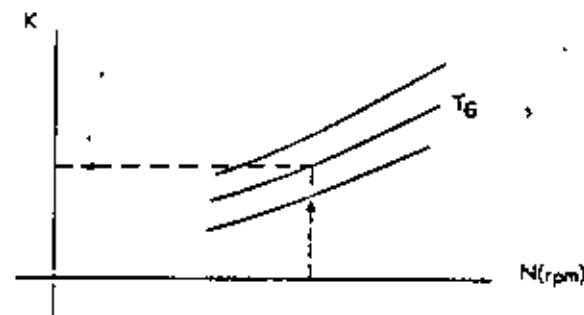


Fig. 13

En pruebas para ductos de escape de turbinas se encontró que la relación entre la presión de entrada y salida permanecía constante, cuando la temperatura y velocidad de la máquina eran constantes. De lo anterior se deduce que:

$$P_6/P_7 = K = f(T_6, N)$$

por lo que se aprovechó esta igualdad para graficar K contra T_6 y N. Para obtener P_6 despejamos de la ecuación anterior.

$$P_6 = K P_7 = K (P_A + (P_7 - P_A))$$

con esta última relación se calcula P_6 , ya que en la prueba se toman P_A , T_6 , N, $(P_7 - P_A)$.

4.5.4 Relación entre el incremento de temperatura $(T_2 - T_1)$ debido a la compresión y la temperatura inicial T_1 contra el parámetro de velocidad.

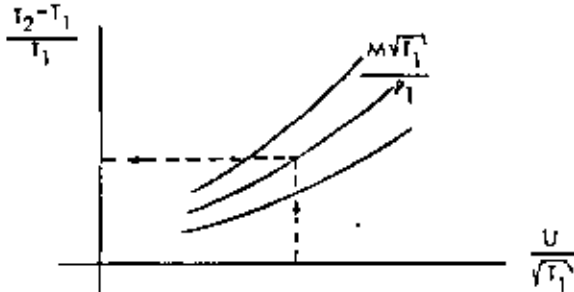


Fig. 14

En pruebas experimentales se encontró que la relación entre la velocidad periférica del compresor (U) y la raíz cuadrada de la temperatura de entrada a éste (T_1) era una propiedad del compresor, por lo cual se ha denominado el parámetro de velocidad del compresor, el cual está representado por la siguiente relación:

$$P.V. = U / \sqrt{T_1}$$

U está en pies/seg, y T_1 en $^{\circ}K$.

Por otro lado el fabricante encontró que la relación del incremento de temperatura debido a la compresión sobre la temperatura inicial era función del parámetro de velocidad y de la relación $M\sqrt{T_1}/P_1$, por lo que se graficó tal como se muestra en la Fig. 14.

De lo anterior:

$$\frac{T_2 - T_1}{T_1} = f \left(\frac{U}{\sqrt{T_1}}, \frac{M\sqrt{T_1}}{P_1} \right)$$

En las pruebas se toman los datos necesarios para calcular el parámetro de velocidad y el factor $M\sqrt{T_1}/P_1$ con los cuales y con la ayuda de la gráfica se obtiene el valor de $(T_2 - T_1)/T_1$.

4.5.5 Curvas de pérdidas de potencia en la turbina

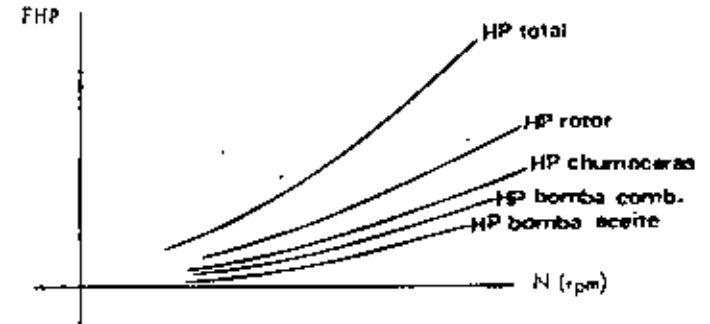


Fig. 15

Las pérdidas de potencia en la turbina son provocadas principalmente por:

- Consumo de potencia en la bomba de aceite.
- Consumo de potencia en la bomba de combustible
- Pérdida de potencia debido a la fricción en las chumoceras
- Pérdida de potencia debido a la fricción entre los productos de la combustión y los diábolos del rotor.

La suma de todas éstas que son función de la velocidad nos dan la pérdida de potencia total (HP), y de manera que podemos calcular dicha pérdida si conocemos la velocidad N (rpm).

4.6 Secuencia de cálculos

4.6.1 Potencia al freno.

La potencia para calcular la potencia al freno es la siguientes:

$$BHP = \frac{W_b \times N}{2000}$$

BHP	Potencia al freno medida en CV
N	Velocidad del freno en rpm
W_b	Carga en el freno medida en Kg
2000	Constante del freno para el sistema métrico

4.6.2 Flujo de aire, (M).

Con la caída de presión a través del medidor de flujo ($P_A - P_O$) y la presión barométrica obtenemos la relación $(P_A - P_O)/P_A$ y con este valor entramos a la gráfica de calibración del medidor para determinar $M \sqrt{T_A}/X_0 P_A$, también se conoce P_A , T_A y $X_0 = 15.3 \text{ pulg}^2$, de manera que se pueda despejar M.

P_A y P_O en lb/pulg² abs.
 T_A Temperatura ambiente en grados K
 X_0 área mínima del medidor en pulg²
 M gasto de aire en lb/seg

4.6.3 Caída de presión en el ducto de alimentación del compresor.

Se calcula la relación $M \sqrt{T_A}/P_A$ y con este valor y la ayuda de la gráfica se obtiene en 14.7 $(P_A - P_1)/P_A$ y de ahí se despeja la presión P_1 para obtener su valor.

4.6.4 Relación de presiones en el compresor (R).

$$R = \frac{P \text{ salida del Compresor}}{P \text{ entrada al Compresor}} = \frac{P_2}{P_1}$$

P_1 se calculó en el inciso 3
 P_2 se obtiene durante la prueba

4.6.5 Cálculo de la presión a la salida de la turbina (P_6)

Con el valor de la temperatura de salida (T_6) en el escape y la velocidad de la turbina N (rpm) obtenemos con ayuda de la gráfica el valor del parámetro K y luego:

$$P_6 = K (P_A + (P_2 - P_A))$$

P_A presión barométrica
 $P_2 - P_A$ tomado en la prueba

4.6.6 Relación de expansión en la turbina (E)

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

P_6 se calculó en el inciso 5
 $P_4 - P_2 = (P_2 - P_4)$, $(P_2 - P_4)$ se obtiene en la prueba.

4.6.7 Cálculo del parámetro de velocidad.

$$P.V. = \frac{U}{\sqrt{T_1}}$$

Ahora pongamos U en función de la velocidad angular del compresor, teniendo en cuenta que el diámetro exterior del compresor es de 6.5 pulg.

$$U = \omega r = \frac{2\pi N_c D}{60 (2) (12)} = N_c \frac{\pi (6.5)}{12 (60)} = 0.0284 N_c \text{ pie/seg.}$$

Para obtener la velocidad N_c del compresor debemos considerar la siguiente relación de velocidades entre la velocidad del freno y la velocidad del compresor:

$$R_v = \frac{\text{Velocidad del Freno}}{\text{Velocidad del Compresor}} = \frac{N_b}{N_c} = \frac{3000}{46000}$$

por lo que:

$$U = 0.0284 \frac{N_b}{R_v}$$

y el parámetro de velocidad se podrá calcular de la siguiente forma:

$$\frac{U}{\sqrt{T_1}} = \frac{0.0284}{\sqrt{T_1}} \frac{N_b}{R_v}$$

4.6.8 Cálculo de la relación $(T_2 - T_1)/T_1$.

Para obtener esta relación, primero se calcula $M \sqrt{T_1}/P_1$, M se obtuvo en el inciso 2, P_1 en el inciso 3 y T_1 se considero igual a T_A (temperatura ambiente), luego con esta relación y el parámetro de velocidad se entra a la gráfica y se determina $(T_2 - T_1)/T_1$

4.6.9 Eficiencia del compresor:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo teórico}}{\text{Trabajo real}} = \frac{M c_p T_1 (R^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{M c_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_1 (R^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{T_2 - T_1}$$

$(T_2 - T_1)/T_1$ se calculó en el inciso 8 y R en el inciso 4

4.6.10 Energía necesaria en el compresor:

$$W_c = M c_p (T_2 - T_1)$$

4.6.11 Cálculo de las pérdidas de potencia en la turbina.

Con la velocidad de la turbina N (rpm) y la gráfica obtenemos la pérdida de potencia en HP

4.6.12 Eficiencia de la turbina:

$$\eta_r = \frac{\text{trabajo real}}{\text{trabajo teórico}} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 \left[\frac{k-1/k}{E} - 1 \right] \left[\frac{k-1/k}{E} \right]}$$

T_4 y T_6 se toman en la prueba

La relación de expansión, se calculó en el inciso 6.

4.6.13 Eficiencia de la combustión:

$$\eta_c = \frac{m c_p (T_4 - T_2)}{m_c \text{ PCB}} = \frac{c_p (T_4 - T_2)}{r_c/a \text{ PCB}}$$

4.6.14 Eficiencia térmica

$$\eta_{th} = \frac{\text{energía aprovechada medida en el freno}}{\text{energía liberada en la combustión}}$$

$$\eta_{th} = \frac{\text{bHP} (778)}{(m_c) (\text{PCB})}$$

4.6.15 Rendimiento teórico del ciclo simple:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{k} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

4.6.16 Relación de trabajo: (R_r).

$$R_r = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{trabajo de la turbina}} = \frac{\text{bHP}}{W_t}$$

4.6.17 Consumo específico de combustible.

$$\text{C.E.C.} = \frac{m_c}{\text{bHP}} \quad \frac{\text{lb comb.}}{\text{hr. HP.}}$$

BIBLIOGRAFIA

LUCINI M. Turbomáquinas de vapor y de gas.
Edif. Dossat S.A. 4a. Edición, 1972.

VIVIER L. Turbinas de vapor y de gas.
Ediciones URMO, 1968.

FAIRES V.M. Thermodynamics.
Edif. Macmillan. 4a. Edición, 1962

Enciclopedia Británica. William Benton, Publisher, 1971.

- 1 GLOSSARY Definitions of unfamiliar terms.
- 2 STAGNATION CONDITIONS Conditions of a fluid at rest or when brought to rest.
- 3 ADIABATIC PROCESS A process in which NO heat energy exchange occurs between the process and the external surroundings.
- 4 IDEAL OR REVERSIBLE PROCESS A process in which friction is absent and in which any heat exchange with the surroundings occurs without any difference in temperature between the process and the surroundings.
- 5 IDEAL CYCLE A succession of reversible processes which bring the working fluid back to its original condition.
- 6 PRESSURE RATIO The ratio of the maximum to the minimum pressure in a cycle.
- 7 REAL CYCLE A succession of processes, one of which at least is not reversible (irreversible), which form a cycle.
- 8 SPECIFIC POWER Power/unit rate of mass flow.
- 9 SPECIFIC WEIGHT Mass (of an engine)/ unit power.
- 10 SURGE Gross instability of flow in a compressor.
- 11 GAS GENERATOR (Shaft, Compressor, Turbine) The section(s) of a gas turbine unit which is (are) NOT connected to the load being driven but just produce(s) hot high pressure gases.
- 12 FREE POWER TURBINE (SHAFT) The section of a gas turbine which is connected to the load but not to the compressor.
- 13 RECUPERATOR A heat exchanger with stationary transfer surfaces either side of which flow the two streams between which heat exchange is occurring.

- 14 REGENERATOR A heat exchanger in which a rotating disc is alternatively heated and cooled by the two flows between which heat exchange is occurring.
- 15 NON-DIMENSIONAL or DIMENSIONLESS (Group, Parameter or Function) A group of variables in which the combined units and dimensions of the variables in the numerator exactly balance those in the denominator.
- 16 CORRECTED CONDITIONS Conditions of flow, power, pressure and temperature corrected to the values that would be observed if tested with standard inlet conditions of temperature (288°K) and pressure (1.013 bar).
- 17 MATCHING The process by which conditions of flow from one component are made acceptable to the next component. This can be achieved in the design of a gas turbine unit by predicting the performance of the individual components. In the actual running of a gas turbine if the performance of the unit is good at a particular set of operating conditions then the components are well-matched; on the other hand if the performance is poor then the components are mis-matched.
- 18 WORKING LINE The locus of equilibrium running conditions of any component when running as part of the complete plant.
- 19 CHOKING (Condition) The condition at which the flow rate through a passage is a maximum and independent of the static pressure to which the flow in the passage is discharging. At this condition the flow velocity in the discharge plane, or the throat for a convergent-divergent passage, is equal to the local speed of sound.

\dot{m}	Mass flow rate—kg/sec.
t	Static temperature—°C.
T	Static temperature—°K. ($= t + 273$).
ρ	Static density—kg/m ³ .
p	Static pressure—bars or Newtons (N)/m ² .
v	Specific volume—m ³ /kg.
T_0	Stagnation temperature—°K.
ρ_0	Stagnation density—kg/m ³ .
p_0	Stagnation pressure—bars or N/m ² .
R	Gas constant Nm/kg°K. or pressure ratio.
d	Tip diameter of a rotating component.
A_f	Flow area—m ² .
A_g	Geometric cross sectional area of a duct—m ² .
V	Velocity—m/sec.
N	Rotational speed— $\frac{\text{Revolutions}}{\text{Minute}}$ (R.P.M.).
\dot{w}	Mechanical or Electrical Power—kW.
\dot{Q}	Power in the form of heat energy—kW.
cv	Fuel calorific value kJ/kg.
η	Efficiency.
c_p	Specific heat at constant pressure kJ/kg°K.
c_v	Specific heat at constant volume kJ/kg°K.
γ	c_p/c_v .
κ	A constant.
μ	Absolute or dynamic viscosity— $\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$

a	Ambient atmospheric conditions.
0	Stagnation conditions (of p , T , v , R). Plant conditions (of η and \dot{w}).
1	Compressor inlet.
2	Compressor outlet.
3	Turbine inlet.
4	Turbine outlet.
5	Free Power Turbine outlet.
f	Fuel.
FPT	Free Power Turbine Shaft.
GG	Gas Generator Shaft.
c	Compressor.
cc	Combustion Chamber.
t	Turbine.
ASE	Air Standard (Efficiency).
m	Manometer fluid.
hot	Heat energy input at high temperature.
$cold$	Heat energy rejection at low temperature.

Section one

FUNDAMENTAL CONCEPTS

INTRODUCTION TO THE BASIC PROCESSES

Like other heat engines the gas turbine achieves conversion of heat energy of a fuel into mechanical energy by carrying out a sequence of processes, i.e., a cycle, on its working fluid. Typically a parcel of this fluid is first compressed and then heated either by burning a fuel in the fluid or by bringing the fluid into contact with an external source of heat energy. The hot high pressure flow then expands back to atmospheric pressure and in doing so provides both sufficient work to drive the original compression process and residual work to drive an external load.

Unlike the petrol or diesel engine however in a gas turbine these processes do not take place within the same compartment but in separate compartments or components, i.e., a compressor, a combustion chamber, (or heat exchanger) and a turbine (Fig. 1). A consequence of this type of arrangement is that, under a steady rotational speed of the components, the conditions of the working fluid at any point in any component, i.e., pressure, temperature, velocity, are steady. Additionally as a parcel of fluid passes from one component to another component it continually displaces a parcel of fluid in front of it and it is itself replaced behind by the next parcel. The gas turbine is therefore characterised by steady flow processes as opposed to the essentially non-flow processes of reciprocating machinery.

In steady flow gaseous processes it is necessary to make a clear distinction between static and stagnation² values of pressure and temperature. The inlet to the compressor provides a good example: as the fluid accelerates from the surrounding stagnant atmosphere into the compressor inlet it experiences a compensating drop in both static pressure (i.e., the pressure measured normal to the flow direction) and static temperature. If the fluid, away from the walls, is brought to rest locally on measuring instruments, such as a pitot tube or a shrouded thermometer, then the original values of the stagnant atmosphere will be recorded. As regards energy changes in various components it follows from energy considerations that mechanical work inputs and outputs, and heat energy inputs are expressed in terms of stagnation² values (see Appendix I for specific examples).

A direct implication of a steady flow combustion, or heat addition process, is that it occurs with very little loss of stagnation² pressure; however in a duct of constant flow area there will be an increase in velocity, due to the reduced density, to maintain the constant rate at which mass is passing through the system. There will thus be a compensating reduction in static pressure, which however will be small at low flow velocities.

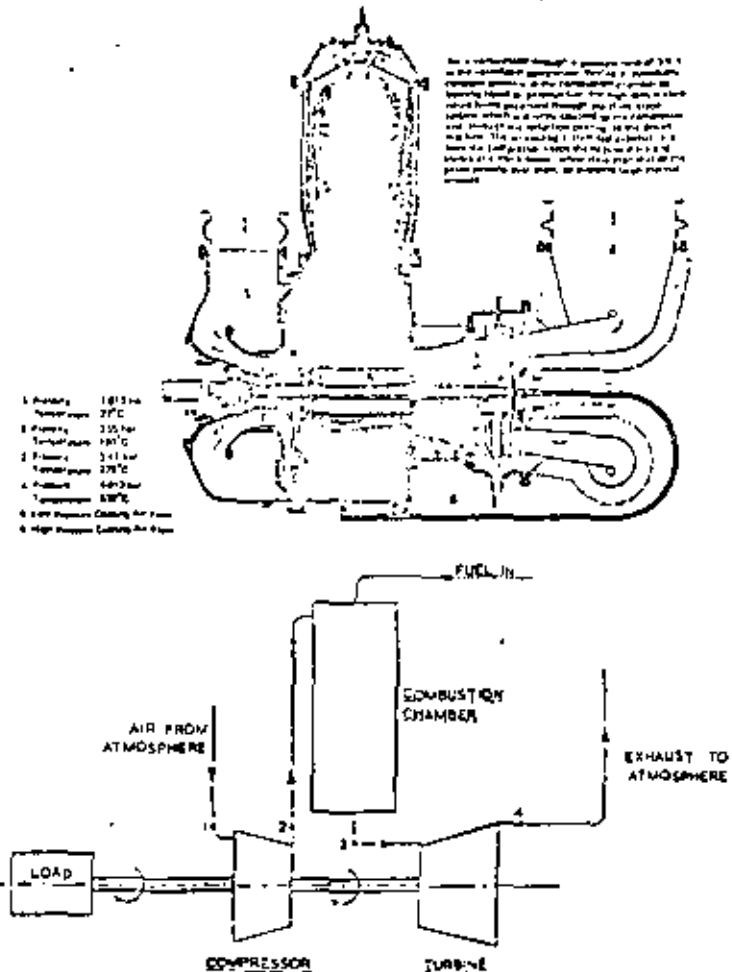


Fig. 1 Simplified Line Diagram of a Simple Gas Turbine.

PERFORMANCE ANALYSIS BASED ON THE IDEAL CYCLE⁵

As a basis for analysing the performance of a practical engine it is convenient to define and analyse the performance of the equivalent ideal cycle⁵; that is a combination of ideal processes⁴ to which the actual processes approximate. The ideal air cycle corresponding to the Gas Turbine cycle is known as the Joule or Brayton cycle, which is displayed graphically on p - v ordinates on Fig. 2.

Although strictly the cycle should be described in terms of stagnation³ pressure, specific volume and temperature p_0 , v_0 , and T_0 it is normal practice in the analysis of ideal cycles to drop the suffix 0.

COMPRESSION PROCESS 1 → 2

The fast rate at which energy is fed into the air during the compression process ensures that the air is virtually insulated from its surroundings, that is the process is adiabatic³. Ideally in the absence of friction the process should also be reversible⁴ in that, if the process were to be reversed, the original work input would be regained if the compressed air was allowed to expand back in a turbine to its original conditions of atmospheric pressure and hence atmospheric temperature. A reversible⁴ (or frictionless) adiabatic³ process is usually known in Thermodynamics as an isentropic (constant entropy) process; however for the purposes of this simple treatment the use of this entropy function will be avoided.

Under the restrictive assumptions that the air behaves as an ideal gas ($pv = RT$) with constant specific heats (c_p and c_v) the relation between pressure and volume during such a process is given by

$$pv^\gamma = \text{const. where } \gamma = c_p/c_v$$

$$\text{or eliminating } v \text{ using } pv = RT$$

$$p/(T)^{\gamma/(\gamma-1)} = \text{const.}$$

The ratio p_2/p_1 is known as the pressure ratio⁶ R

$$\therefore \frac{T_2}{T_1} = (R)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \dots (1)$$

The compressor input work $\dot{w}_c = \dot{m}c_p(T_2 - T_1)$ (See Appendix I) $\dots (2)$

$$= \dot{m}c_p T_1 (R^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) \quad \dots (2a)$$

HEAT ADDITION PROCESS 2 → 3

The heat input, implied by the use of an external heat supply, is given by

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}c_p(T_3 - T_2) \quad \dots (3)$$

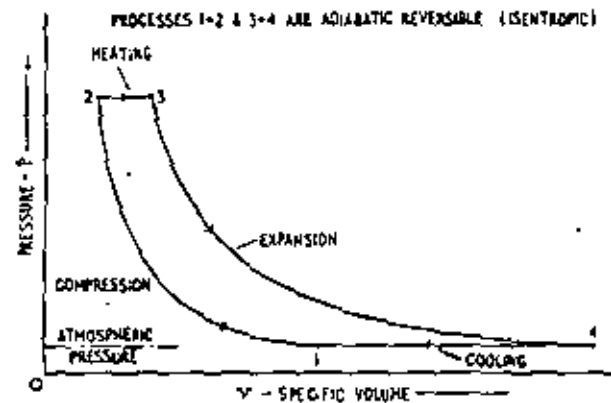


Fig. 2 P-V Diagram for an Ideal Gas Turbine Cycle.

Work done/cycle⁶ = $\int pdv$ taken round the complete cycle, i.e., the area inside the diagram.

EXPANSION PROCESS 3 → 4

In an identical manner to the compression process

$$\text{Turbine output work} = \dot{w}_t = \dot{m}c_p(T_3 - T_4) \quad \dots (4)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Ideally for constant pressure heat addition and rejection

$$p_3 = p_2 \text{ and } p_4 = p_1$$

$$\therefore \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{1}{R}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\therefore \dot{w}_t = \dot{m}c_p T_3 \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} \quad \dots (5)$$

HEAT REJECTION PROCESS 4 → 1

The cycle is closed by cooling the turbine exhaust gases back to atmospheric temperature at constant pressure (atmospheric).

$$\text{Heat energy rejected } \dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m}c_p(T_4 - T_1)$$

AIR STANDARD EFFICIENCY OF THE IDEAL CYCLE⁵

This efficiency η_{AST} is defined as the ratio of the net power output \dot{w} to the heat input \dot{Q}_{in} .

Now $\dot{w} = \dot{w}_1 - \dot{w}_2$

$$\begin{aligned}\therefore \eta_{ASE} &= \frac{\dot{w}_1 - \dot{w}_2}{Q_{in}} = \frac{\dot{m}c_p(T_3 - T_4) - \dot{m}c_p(T_2 - T_1)}{\dot{m}c_p(T_3 - T_2)} \\ &= \frac{T_3 - T_4 - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{(T_3/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \left(\frac{T_1}{T_2} \right)\end{aligned}$$

but $\frac{T_2}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}$ or $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$

$$\therefore \eta_{ASE} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{1}{R} \right)^{\gamma-1} \quad \dots (5)$$

SPECIFIC POWER* OF THE IDEAL CYCLE

This is given by $\frac{\dot{w}}{\dot{m}} = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)$

or in non-dimensional terms

$$\begin{aligned}\frac{\dot{w}}{\dot{m}c_pT_1} &= \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \frac{T_2}{T_1} + 1 \\ &= \frac{T_3}{T_1} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R} \right)^{\gamma-1} \right\} - R^{(\gamma-1)/\gamma} + 1 \quad \dots (6)\end{aligned}$$

SPECIFIC FUEL CONSUMPTION

While the cycle thermal efficiency $\frac{\text{Power Output}}{\text{Heat Energy}}$ in fuel input is the usual

method of describing the thermodynamic performance of a plant the term specific fuel consumption (s.f.c.) is employed frequently by plant users.

In the British system of units it has been traditional practice to quote s.f.c. in units of pounds of a specified fuel/horsepower-hour. The equivalent definition in SI units would be kg of fuel/kW-hour, one unit of which is equivalent to 1.645 lbm/HP-hr units. Accordingly, a conversion graph between thermal efficiency and specific fuel consumption for various representative fuels is given on Fig. 3 which may be used for both ideal cycles and for real plant.

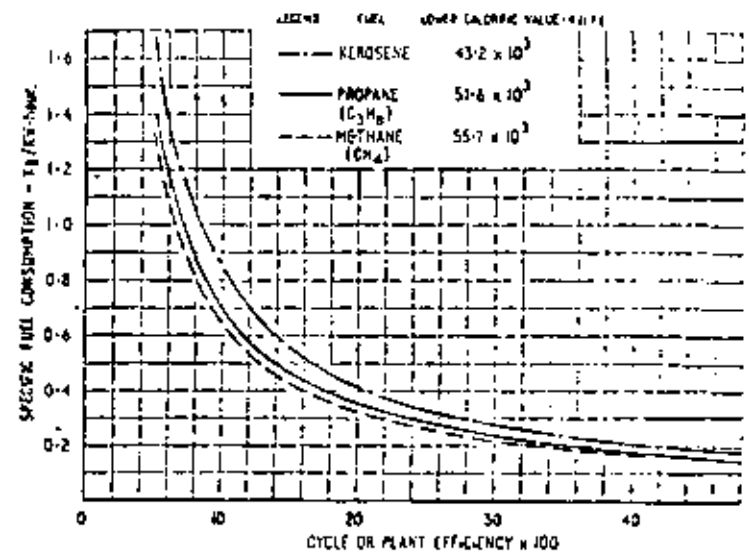


Fig. 3 Conversion Chart between Cycle Efficiency and Specific Fuel Consumption.

PERFORMANCE FEATURES OF THE IDEAL CYCLE⁵

The foregoing expressions show the salient features of the ideal cycle and indicate broadly some of the variables affecting the performance of a real plant both at and away from its design point:

VARIABLES AFFECTING EFFICIENCY

The only variable affecting the ideal cycle efficiency is the pressure ratio, plot of equation (5) being shown on Fig. 4. Practical considerations of the size of the compressors limit design pressure ratio to a maximum of 12 for commercial plant.

The pressure ratio⁶ R is achieved in practice by one or more compressor stages rotating at a high speed, the temperature rise being proportional roughly to $(\text{Speed})^2$. This characteristic is assumed in Fig. 5 where specific fuel consumption is plotted against percentage design speed for two levels of pressure ratio, representing the limits of modern commercial plant. Note the advantage of selecting a high design pressure ratio⁶, not only for design point performance, but also to achieve a good part load performance relative to the design speed performance.

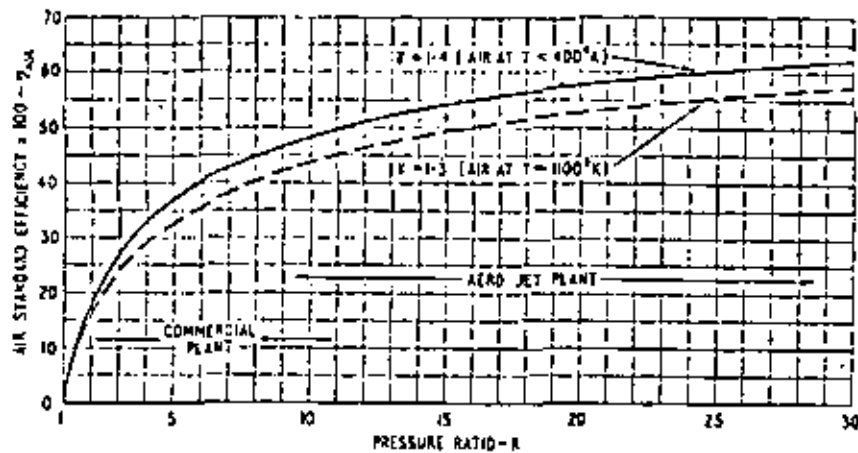


Fig. 4 Efficiency of an Ideal Air Breathing Gas Turbine Cycle.

- a Note diminishing returns in efficiency at high values of R .
 b Note the small effect due to variations in the ratio of specific heats (γ) at a given R .

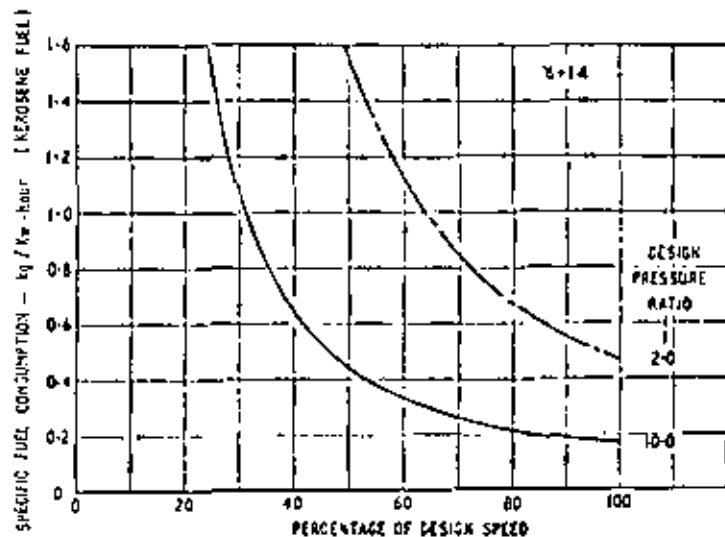


Fig. 5 Specific Fuel Consumption of an Ideal Cycle as a Function of Operating Speed and Design Pressure Ratio.

Note the advantage of selecting a high design pressure ratio^b for a good part load performance, relative to the design speed performance.

VARIABLES AFFECTING SPECIFIC POWER^a

Equation (6) shows that a high ratio of maximum cycle temperature to minimum cycle temperature is needed for a high specific power and hence a low specific weight^a. At a given ratio of these temperatures there will be an optimum value of the pressure ratio for maximum specific power.

There exists no simple relation between the temperature ratio T_3/T_1 and percentage speed of a given plant; since the mass flow is roughly linearly proportional to speed then a similar relationship might be expected between power output and speed. Experimentally however it is found that there is a minimum speed (high in relation to the maximum speed) below which the plant is not self-sustaining and that above this speed the power is proportional approximately to the speed raised to the fourth power.

The reasons for this are largely due to the energy losses in the passages of the compressor and turbine (Fig. 1), the main feature which distinguishes the real cycle^b from the ideal cycle^a.

PERFORMANCE ANALYSIS OF THE REAL CYCLE^c

These energy losses arise from the viscous nature of a fluid which causes it to adhere to the solid walls with which it is in contact. This slows down elements of the fluid near to the wall causing a shearing between adjacent layers of fluid and forming what is known as a boundary layer. Such an effect usually spreads through the whole of the flow field resulting in eddies and turbulence in the bulk of the flow which has quite a high velocity by virtue of the throughput of the machine.

Additional energy must therefore be fed into the air by, for instance, the compressor to maintain the exit flow at the required pressure. This additional energy increases the delivery temperature above the value given by equation (1) and is allowed for in design and analysis by defining a compressor efficiency η_c :

$$\eta_c = \frac{\text{Ideal reversible}^d \text{ work input [eqn. (2a)]}}{\text{Actual work input}} \quad \dots (7)$$

Similarly the turbine output for a given pressure ratio is reduced with corresponding increase in discharge temperature, the turbine efficiency η_t being defined as

$$\eta_t = \frac{\text{Actual work output}}{\text{Ideal reversible}^d \text{ work output [eqn. (4a)]}} \quad \dots (8)$$

For an adiabatic process^d the actual work input, or output, is given by the (rate of flow) \times (specific heat c_p) \times (actual temperature change ΔT), i.e., by eqns. (2) and (4).

The results of these effects on the $p-v$ diagram are shown, for comparison with the ideal cycle⁵, on Fig. 6. To distinguish from the previous expressions for an ideal cycle⁵ and to emphasise the need to use stagnation² values in a real cycle⁷, the suffix 0 will be added to the various parameters in the following amended expressions for Power

$$\dot{w}_0 = \eta_c \dot{m} c_p T_{03} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} - \frac{\dot{m} c_p T_{01} \{ (R_0)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \}}{\eta_c} \quad \dots (9)$$

The heat input \dot{Q}_{in} will be likewise reduced for a given maximum temperature T_{03} , due to the elevated compressor outlet temperature

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} c_p (T_{03} - T_{02})$$

$$\text{but } (T_{02} - T_{01}) \eta_c = T_{01} \{ (R_0)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \}$$

$$\text{i.e. } T_{02} = T_{01} \left\{ 1 + \frac{R_0^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_c} \right\}$$

$$\therefore \eta_0 = \frac{\eta_c \dot{m} c_p T_{03} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} - \dot{m} c_p T_{01} \{ (R_0)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \} / \eta_c}{\dot{m} c_p \left\{ T_{03} - T_{01} \left(1 + \frac{R_0^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_c} \right) \right\}}$$

Neglecting variation of specific heat with temperature:

$$\eta_0 = \frac{\eta_c \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} - \frac{T_{01}}{T_{03}} \{ (R_0)^{\gamma-1/\gamma} - 1 \}}{1 - \frac{T_{01}}{T_{03}} \left\{ 1 + \frac{R_0^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\eta_c} \right\}} \quad \dots (10)$$

N.B. These expressions also assume that the turbine mass flow is equal to the compressor mass flow. This is a reasonable approximation since the fuel flow into the combustion chamber is only of the order of 1-2% of the air mass flow and in addition there are small leakage flows out of the engine from seals.

The variation of the cycle efficiency with pressure ratio⁶ at certain levels of temperature ratio and component efficiencies is shown on Fig. 7. The deterioration in performance compared to the ideal cycle⁵ is quite significant but can be offset by using a high maximum to minimum temperature ratio and by selecting the optimum level of pressure ratio⁶.

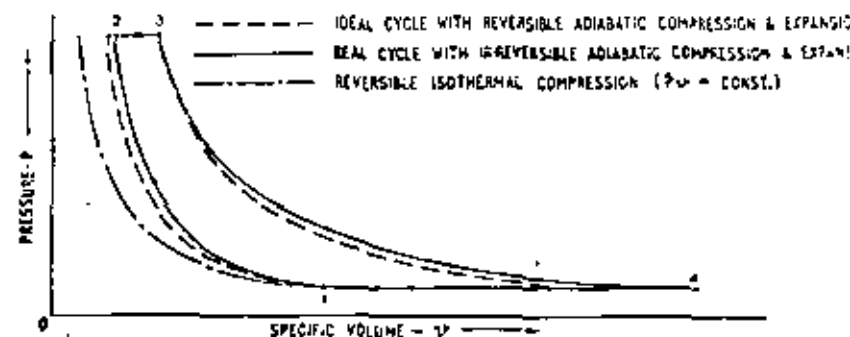


Fig. 6 P-V Diagram for a Real Gas Turbine Cycle.

a An adiabatic³ compression results in a higher final temperature than an isothermal compression.

b The useful work cycle in the real cycle is NOT equal to the area under the curve since processes 1 → 2, 3 → 4 are NOT reversible.

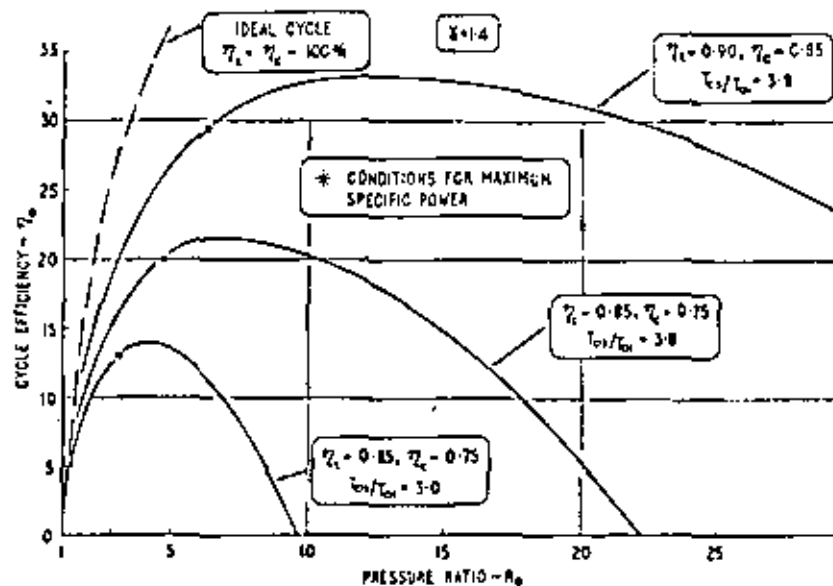


Fig. 7 Efficiency of Simple Practical Gas Turbine Cycles.

a Note the deterioration in cycle efficiency, compared to that of the ideal cycle⁵, as the component efficiencies, and maximum temperature, decrease.

b Note that the value of R_0 for optimum cycle efficiency is higher than the value of R_0 for maximum specific power (power/unit mass flow).

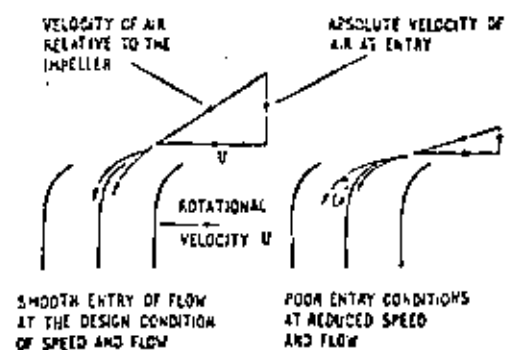
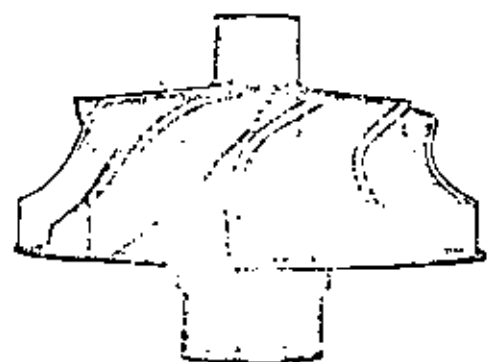


Fig. 8 Radial Flow Impeller from a Centrifugal Compressor.

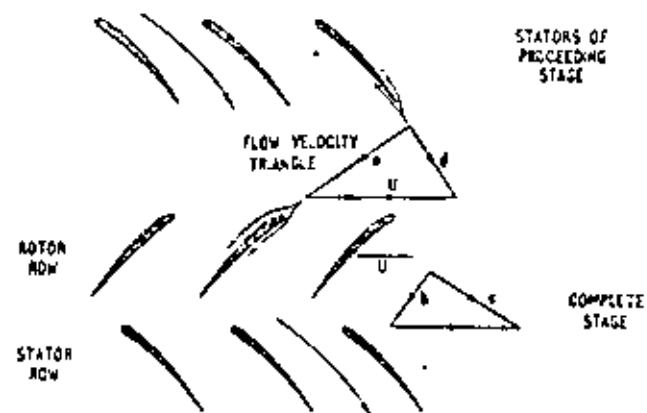
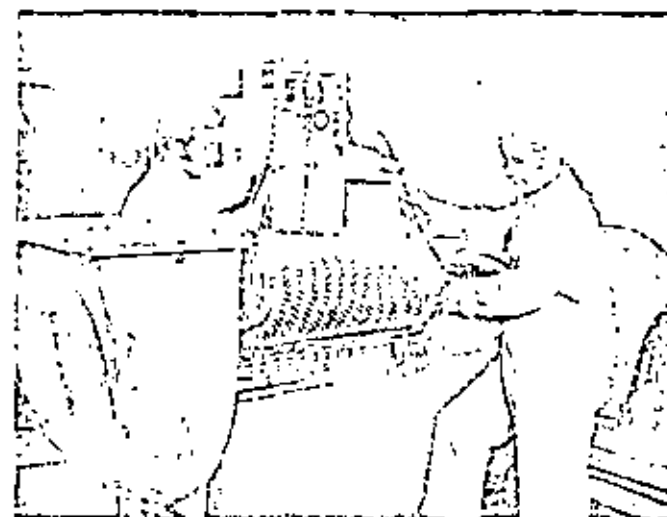


Fig. 9 Rotor and Stator Assembly of an Axial Flow Compressor (TA Gas Turbine—Ruston Gas Turbines Ltd.).

The high velocity a , relative to the rotor row at inlet is reduced by the turning action of the row to b , at outlet. This leaves a high absolute velocity c , relative to the stator which is reduced by the turning, i.e. diffusion, in the stator to d , approximately. Relative to the next rotor row this is again a relative velocity a , and so the process is repeated.

MINIMUM SELF SUSTAINING CONDITION

An essential feature of any power plant is that it should be capable of starting and of self sustained running at a fairly low speed. The condition for a practical gas turbine to be self sustaining is given by putting \dot{w}_0 in equation (9) equal to or greater than zero.

$$\text{i.e., } \eta_c T_{03} \left\{ 1 - \left(\frac{1}{R_0} \right)^{\gamma-1} \right\} \geq \frac{T_{01}}{\eta_c} \{ (R_0)^{\gamma-1} - 1 \}$$

$$\text{i.e., } \eta_c \eta_c \geq \frac{T_{01}}{T_{03}} (R_0)^{\gamma-1}$$

$$\text{or } \frac{T_{03}}{T_{01}} \geq \frac{(R_0)^{\gamma-1}}{\eta_c \eta_c} \quad \dots (11a)$$

$$\geq \left(1 + \frac{\Delta T_0}{T_{01}} \times \eta_c \right) / (\eta_c \eta_c) \text{ using eqns. (2) and (7)}$$

introducing the rotational speed N ,

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} \geq \left(1 + \frac{\Delta T_0}{N^2} \times \frac{N^2}{T_{01}} \times \eta_c \right) / (\eta_c \eta_c) \quad \dots (11b)$$

For a radial flow centrifugal compressor of given size, the value of $\frac{\Delta T_0}{N^2}$ is virtually constant and independent of speed.

Thus for given efficiency levels there is a minimum level of the maximum cycle temperature for a self sustaining condition which increases as the speed increases. However the component efficiencies tend to increase with speed up to the design point values at maximum speed.

Thus the minimum value of T_{03} tends to decrease in the low speed range, to flatten out and to increase again in the high speed region. Since there is a maximum tolerable level for T_{03} from material considerations some form of auxiliary starting is necessary to bring the unit up to a self sustaining speed, usually about $\frac{1}{4}$ – $\frac{1}{3}$ of design speed, to avoid overheating.

For an axial flow compressor the analysis is complicated by a

considerable variation of $\frac{\Delta T_0}{N^2}$ as speed increases.

Above the self sustaining speed the variation in output power and torque with speed depends quite critically on the performance characteristics of the components and on the engine type used; a theoretical analysis of this region is outside the scope of this book.

Section two

ENGINE TYPES AND ARRANGEMENTS OF ENGINE COMPONENTS

COMPRESSION PROCESS

This is achieved in practice by either a centrifugal compressor, Fig. 8 (usually consisting of one or two stages) or a multi stage axial flow compressor (Fig. 9) of typically 4–10 stages. These number of stages cover the range of pressure ratio⁶ 2.5 → 7.0 which is the range encountered in industrial units. In aero jet gas turbines much higher pressure ratios are used in the range 10–30 using multi stage axial flow compressors almost exclusively.

In both types of machine compression is achieved in a repeated diffusion process (Fig. 9). Firstly the fluid is accelerated in a moving blade row to a high absolute velocity associated usually with some moderate rise of static pressure. Further rise in static pressure is then achieved by a diffusion process in a stationary blade row.

The shape of the flow passages and blades in these compressors (and the turbines) are designed to operate most efficiently at or near the design rotational speed of the gas turbine. At a reduced speed or power output the flow conditions, which are compatible with the characteristics of all the components, are such that the local conditions deteriorate and the flow does not enter the flow passages smoothly (Figs. 8 and 9). A loss of efficiency occurs therefore which may be so severe that, in a compressor the flow may break down completely in the whole component causing what is known as surge¹⁰. To avoid this happening some compressors incorporate movable rows of vanes so that the optimum inlet flow conditions may be restored.

This phenomenon of surge¹⁰ also sets a limit to the rate at which the turbine may be accelerated smoothly from a low to a high rotational speed. This acceleration is achieved by temporarily burning more fuel in the combustion chamber than would otherwise be used under steady conditions at a given rotational speed. The fuel control system limits this overfueling to a predetermined level to avoid both the surge phenomenon and overheating in the turbine.

COMBUSTION PROCESS

This is achieved in the duct between the compressor and turbine by a system (Fig. 10), the principle of which operates in a very similar way to a primus or camping gas stove. The main principle employed in all systems is that the relatively cool air from the compressor (between 120°C and 320°C) is split into two co-axial streams. The inner or primary stream passes through a spoiler, usually in the form of a perforated plate or a set of swirl vanes, which creates a relatively stagnant vortex or whirlpool downstream of this spoiler. Into this area fuel, e.g., paraffin, is sprayed to produce a divergent cone of finely atomised fuel.

During the starting cycle a high energy ignition spark is provided to ignite the fuel air mixture so formed; once ignited the flame stays alight just as in a primus stove. The amount of primary air is selected so that this mixture is approximately correct for complete usage of all the oxygen in the primary air thus ensuring rapid stable combustion under all operating conditions.

The outer (or secondary) stream of air flows round the outside of this primary burning zone and then flows back into the tail end of this zone through holes in the casing separating the two streams. The secondary air thus performs two functions: firstly it dilutes the very high temperature in the primary zone down to a level acceptable by the turbine and secondly it cools the walls of the combustion chamber.

The shape of the combustion chamber can take many forms depending on the other components used. The simplest form is a single cylindrical chamber, as in Fig. 1, through which all the air flows. This is particularly suited to a plant incorporating radial flow compressors and turbines, an arrangement which is very convenient for net power outputs below about 2000 h.p. This arrangement for the combustion chamber is also used in the British Leyland 350 h.p. unit for heavy lorry transport (Fig. 11); in this unit however the compressed air is first preheated by the engine exhaust gases in a heat exchanger before the combustion process thus again making a single chamber system a convenient arrangement.

In aircraft jet engines a multi chamber system (Fig. 13) gives a more compact installation and in modern axial flow gas turbines the individual chambers are housed inside an annular duct which fits conveniently between the compressor outlet and the turbine inlet. The secondary cooling air flows between the annular duct and the individual chambers which each contain a fuel injection system and a primary burning zone.

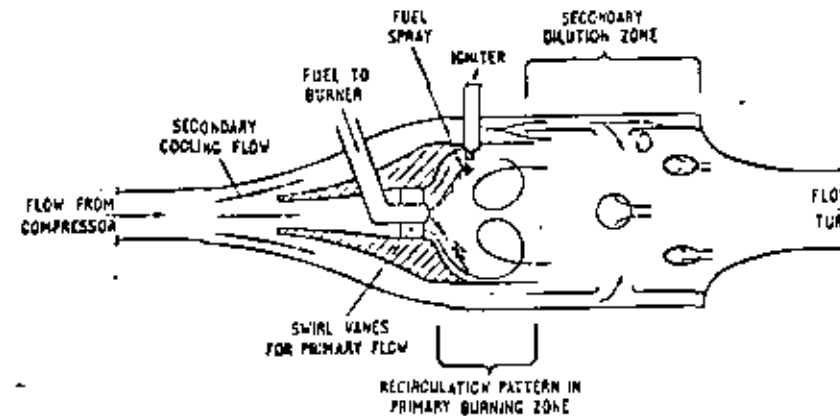


Fig. 10 Flow Patterns in a Single Circular Combustion Chamber.

TURBINE EXPANSION PROCESS

Like the compression process this may be carried out in either an axial flow turbine (Fig. 11 and 13) or an inward flow radial turbine (very similar to Fig. 8), the former being used exclusively in the aero engine field. In industrial plant two basic arrangements may be used. For base load plant and simple stand-by plant (e.g., fire fighting pumps), a single turbine may be used which not only drives the compressor but also drives the load (as in Fig. 1). For some applications this arrangement has the serious disadvantage of a sluggish response to power change demands, particularly on acceleration, and of placing an excessive load on the starter system unless a high speed clutch is used.

In units for transport applications, e.g., the British Leyland unit (Fig. 11), two turbines are provided: the first is called the Gas Generator Turbine¹¹ and its sole function is to drive the compressor. The exhaust from this turbine is thus well above atmospheric pressure in the normal speed range and it is expanded finally down to atmospheric conditions in the second turbine, called a Free Power Turbine¹², which is connected to the load. There are many advantages from using two separate turbines:

- No clutch is needed.
- Starting the gas generator¹¹ section is easier.
- A very high torque is available at zero drive speed within seconds of starting up the gas generator section.
- The nozzles in front of the free power turbine¹² may be made variable in setting so as to provide braking torque, for instance in a heavy lorry installation. They may also be used to obtain the optimum efficiency for

given free power turbine speed and gas generator conditions.

In aero jet gas turbines (Fig. 13) the free power turbine¹² is omitted, the high pressure gases from the gas generator¹¹ turbines expanding in a nozzle to form a propulsive jet. Due to this compact and convenient arrangement aero jet gas turbines have been modified for industrial power production, by adding a separate free power turbine¹².

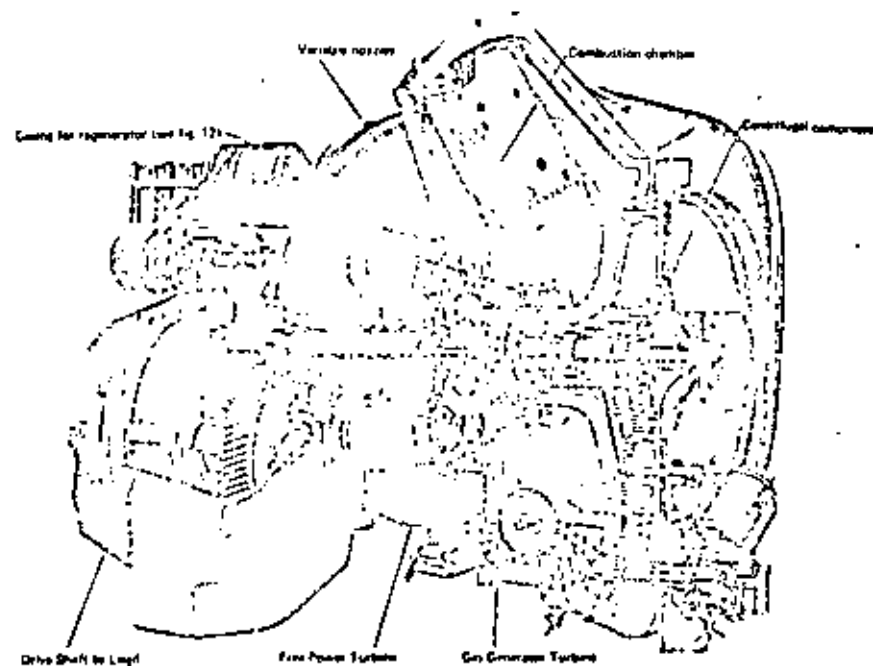


Fig. 11 Leyland Two Shaft Gas Turbine Unit—350 HP.

The air is compressed first in the centrifugal compressor; it then passes through the regenerator¹⁴, where it is heated by the exhaust gases, before flowing through the combustion chamber. After further heating in this chamber it expands through the gas generator turbine¹¹ which drives the centrifugal compressor. The exhaust then expands further in the free power turbine¹² before exhausting through the regenerator. The free power turbine is coupled to the load through a reduction gear, and incorporates variable nozzle guide vanes.

EXHAUST HEAT EXCHANGER

The exhaust from the free power turbine is of quite a high temperature (of the order of 350–550°C) in most industrial gas turbines and this energy may be put to a number of uses as opposed to discharging it direct to atmosphere. In particular for low pressure ratio gas turbines this temperature will be much higher than the delivery temperature from the compressor. Thus the exhaust gases may be used to preheat the compressor delivery air before it enters the combustion chamber thereby reducing the fuel input and improving the specific fuel consumption. The actual heat exchanger necessary for this is called a recuperator¹³ or a regenerator¹⁴.

Rovers developed a ceramic regenerative¹⁴ heat exchanger for the gas turbine BRM Le Mans car; in this a circular disc of a porous ceramic material rotates slowly and segments of the disc are alternatively heated by the exhaust gas and then cooled by the cold compressed air (Fig. 12). This type of heat exchanger is incorporated in the British Leyland 350 unit and enables it to be directly competitive with a Diesel in specific fuel consumption over a wide range of power output.

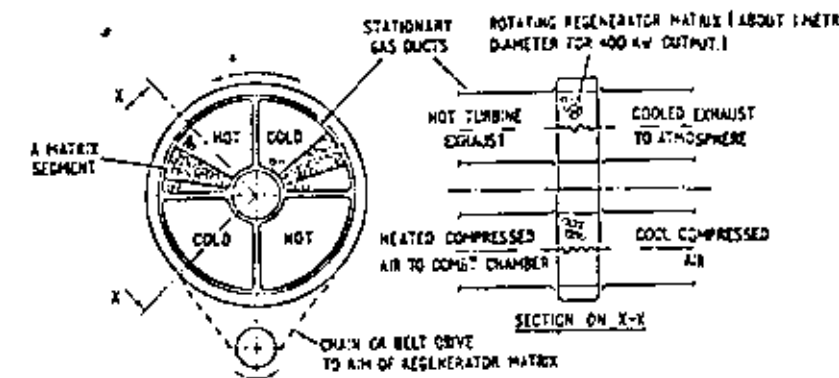


Fig. 12 Rotary Regenerator for Gas Turbine Power Plants.

a Each segment of the rotating regenerator matrix is alternatively exposed to the hot low pressure exhaust and the cool high pressure air thus transferring heat from the former to the latter.

b Considerable care is necessary in sealing to avoid leakage from the high pressure to the low pressure side.

Reference Source For further reading on practical plants consult the Gas Turbine Manual by C. R. Simmons (Ref. 6).

TEST TECHNIQUES

Compared to the problems of detailed instrumentation in reciprocating internal combustion engines, which arise from the unsteady nature of the flow, instrumentation in gas turbines presents relatively minor problems. For instance the p - n diagram can be obtained simply by measuring continuously the steady state pressure and temperatures at four planes in the unit, that is before and after each component.

This situation can be exploited by obtaining detailed information not only on the complete unit but also on the individual components. Such a procedure is often the first step in investigating why a particular unit may not be operating in accordance with its design specification and may be used either in the prototype stage or for assessing the cause of deterioration after an extended service life.

The layout of a gas turbine unit also enables the individual components to be tested separately, that is in isolation to the interference effects from adjacent components. Such tests are usually known as Rig Tests, e.g., a Compressor Rig Test, and they enable a more complete coverage of the characteristics of a component to be obtained than is possible by testing a complete unit. This facility is of considerable use in the early development stage, there being little point in testing a complete unit until it has been established that the components behave in a satisfactory way. See Ref. 3 for further reading on the technique and analysis of rig tests.

INSTRUMENTATION

1. ASSESSMENT OF OVERALL PERFORMANCE

Well established methods may be used for measuring the fuel flow into the engine and the power produced.

For fuel flow either a rotameter or an orifice meter, suitably calibrated, is frequently used. The power output may be absorbed in a dynamometer which can be either electrical, hydraulic or mechanical in operation; in the first two cases the driving torque can be obtained by measuring the torque reaction on the stationary casing of the dynamometer. The main disadvantage of this method is that, in conjunction with a speed measurement, it measures the net turbine output power less losses in the drive system. This may be avoided by measuring the torque using a strain

gauge or other type of torque meter in the turbine drive shaft.

Since rotational speeds are in the range 20,000–100,000 R.P.M., mechanical devices for speed measurement are unsatisfactory and various electrical methods are utilised, e.g., stroboscope, electromagnetic pick-off. Inlet stagnation pressure and temperature may be taken as those measured in the surrounding atmosphere, using a barometer and a normal thermometer.

2. ASSESSMENT OF COMPONENT PERFORMANCE

For both rotating and non-rotating components, it is necessary to measure the stagnation² pressure and temperature both at inlet to and at outlet from the component and to assess the rate of mass flow through the component. The methods for these may be appreciated by considering first the compressor in the test layout shown on Fig. 13.

3. STAGNATION² PRESSURE

For a land or sea based plant it is usual for the intake air to the compressor to be drawn through a filter box in order to remove erosive dust particles and large debris and in order to achieve some degree of compressor noise suppression. Due to the resistance to flow offered by the filter medium (e.g., glass wool packed in a perforated metal box) the stagnation pressure at the compressor inlet face will be lower than the pressure of the atmosphere. In order to separate the characteristics of the filter from that of the compressor it is necessary to re-establish the level stagnation pressure at the inlet to the compressor, for which two main methods are available:

(i) A rake of pitot tubes may be located in a radial plane in the compressor inlet plane, plane (1) on Fig. 13. Since the flow is brought to rest locally just in front of each tube the pressure measured in the pitot tube is in fact the stagnation pressure, that is the static pressure plus the dynamic, or velocity, head of the local flow. The disadvantage of this method is that a large number of individual tubes are necessary, the pressure in each being measured individually, in order to obtain a good geometrical average of the flow. This problem applies to all measuring planes in between components and an alternative method, which is widely used in gas turbine work, is as follows:

(ii) The static pressure p is measured by drilling a small hole at right angles through the wall of the engine ducting, for instance at plane (2) on Fig. 13. A smooth section of ducting of constant diameter is selected so that the streamlines of the flow are likely to be straight, without any whirls

curved motion, and where the cross sectional area of the flow A_f may be measured fairly accurately from the dimensions of the duct. To correct this static pressure to a stagnation pressure it is necessary to measure additionally the rate of mass flow \dot{m} and the stagnation temperature T_0 (see below) which are required in any case. The non dimensional¹⁵ group $\frac{\dot{m}\sqrt{T_0 R}}{A_{fp}}$ is then calculated and the ratio p_0/p can then be obtained using

the graph on Fig. 14. The theory underlying this correction chart depends on the theory of compressible flow and is outlined in Appendix 11.

Both static and stagnation² pressures may be measured on either fluid filled manometers (using either water, Carbon Tetrachloride s.g. = 1.7, Acetylene Tetrabromide s.g. = 3.97, or Mercury s.g. = 13.6) or for compactness on Bourdon type pressure gauges. The latter are more convenient for high pressure but need frequent calibration checks.

STAGNATION² TEMPERATURE

Any type of thermometric instrument, when immersed in a flowing gas, will tend to read the stagnation temperature, since the gas is brought locally to rest on some parts of the instrument. However some errors occur due to variation of flow conditions round the instrument and due to radiation to the cooler walls of the duct: to avoid these it is usual to place the instrument in a shielded pocket with a small supply aperture pointing forwards and an even smaller leak hole facing rearwards to provide a small flow over the instrument (see plane (4) on Fig. 13). Just as for the pitot tube a number of such instruments must be placed across a radial plane, possibly staggered circumferentially also, in order to obtain a good average. This is particularly important in all planes downstream of the compressor inlet as considerable variations in temperature or stratification do occur.

A variety of instruments may be used in these pockets:

- a Mercury in glass thermometers.
- b Platinum Resistance thermometers.
- c Thermocouples.

The first are used only for low temperature work as they have to be read directly: they can be both reliable and accurate. The latter two instruments are better suited to high temperature work as they can be remotely read on recorders; they are however subject to drift and have to be frequently checked and recalibrated. Due to its compact size and ease of calibration the thermocouple is the preferred instrument for general usage. See Fig. 15.

A good reference source on thermometry and pressure measurement is given in Ref. 4.

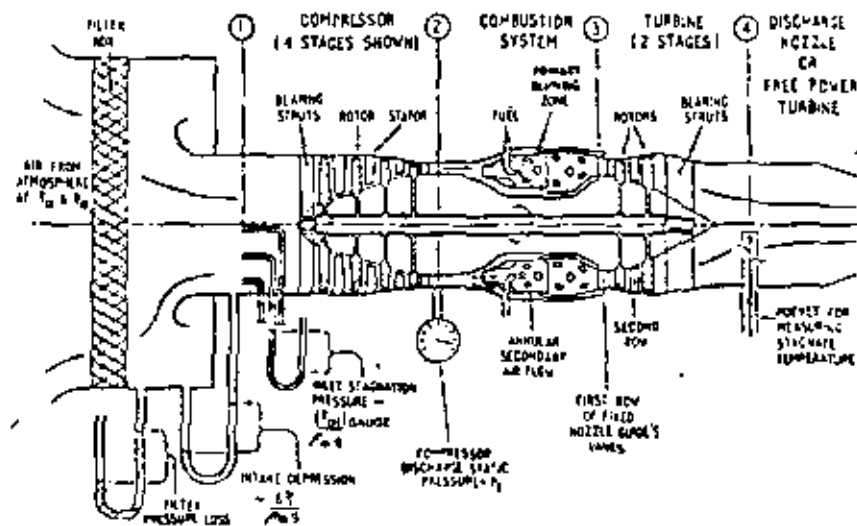


Fig. 13 Single Shaft Axial Flow Gas Turbine.

MASS FLOW

In testing a complete gas turbine it is usual to determine the compressor inlet flow \dot{m} and to allow for the fuel flow rate \dot{m}_f into the combustion chamber, in calculating the turbine inlet flow. To offset this small correction (approx. 1-2%) small leakage flows to atmosphere do occur through rotating seals. Thus the flow measured at compressor inlet is a very realistic assessment for the flow rate through all the components.

In a similar way to water flow measurement the drop in static pressure (Δp) across a contraction in flow area (e.g. a venturi) may be used for air-flow measurement. Provided the velocity level is low (less than 50 m) the change in density of the air passing through may be neglected and the following incompressible solution may be obtained using Bernoulli's

$$\text{equation } \left\{ \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{constant} \right\};$$

$$\dot{m} = \rho av = \kappa \rho A_g \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \kappa A_g \sqrt{2\rho\Delta p} \dots$$

where κ is a non-dimensional¹⁵ constant which may be established by calibration of the particular venturi or contraction, and A_g is the minimum area of the contraction.

Now the density may be replaced by the static temperature T and static pressure p at the throat by: $\rho = \frac{p}{RT}$

For slow speed flow, for which equation (12) applies, the static temperature may be replaced by the measured stagnation temperature with negligible error.

$$\text{i.e. } \rho = \frac{p}{RT_0}; \dot{m} = \frac{\kappa A_f p}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad \dots (13)$$

In compressor testing the air filter may be mounted in a large room from which the compressor is drawing its air through a flared intake as on Fig. 13. The depression of the static pressure Δp_1 in this intake may be used as an alternative method of measurement. For a well designed flare intake the value of κ in the above equation lies between 0.99 and 0.998 for low speed flow.

The British Standards Institution publication (Ref. 5) on flow measurement is a good source of information on this subject.

For high speed flow in the throat of either a venturi or a flared intake the assumption of a constant density during the acceleration and the use therefore of equation (13) leads to significant errors. The compressible flow theory given in Appendix II, and presented graphically on Fig. 14, does however enable measurements on a flare intake to be used providing A_f in equation (5), Appendix II, is put equal to κA_f . Note the similarity between this equation and equation (13) just given, both of which suggest

a combination of terms $\frac{\dot{m} \sqrt{T_0 R}}{\Delta p}$ which forms a non-dimensional¹³ group,

that is a group in which the units and dimensions of numerator and denominator are identical.

USE OF NON-DIMENSIONAL GROUPS

In addition to condensing pressure and flow measurement techniques into a single graph, the use of non-dimensional groups is a very powerful tool in the testing and analysis of gas turbines.

Two obvious variables which are likely to affect the performance of a complete gas turbine unit are the atmospheric pressure and temperature p_a and T_a . Under ideal intake conditions these will also be the values of stagnation pressure and temperature p_{01} and T_{01} at the compressor inlet face. With a suitable environmental test chamber it would be possible to observe experimentally the effect of varying p_a and T_a over the range likely to be met in service. For a land based gas turbine the range in pressure is approximately from 1.08 bar (high pressure weather at sea level) down to 0.6 bar corresponding to the highest roads in the world (around 4,000 metres above sea level); the corresponding range in temperature is from 40°C (in the desert) down to -30°C.

However by using these non-dimensional groups it is possible to allow for most of these effects by testing the complete unit at normal sea level atmospheric pressure and temperature. Again the compressor provides an example of this technique for intuitively its performance would be expected to depend on the following variables taking the power input \dot{w}_c as the main dependent variable:

Independent Variables -

Rotational Speed	N	} and/or density ρ_{01}
Inlet stagnation pressure	p_{01}	
Inlet stagnation temperature	T_{01}	
Outlet stagnation pressure	p_{02}	
Compressor tip diameter	d	} representative of the compressor geometry
Compressor length	l	
Absolute viscosity of air at inlet	μ_a	

Dependent Variables -

Power Input	\dot{w}_c
Mass flow rate	\dot{m}_1
Outlet stagnation temperature	T_{02}

By grouping these variables it is possible to form (see for instance Chapter 5.5 Ref. 2) non-dimensional groups¹³ such as:

$$1. \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01} R}}{d^2 p_{01}} \text{ or } \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01} R}}{A_f p_{01}} \text{ or } \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01} R}}{A_f \rho_1} \text{ as in equation (13)}$$

$$2. \frac{2\pi N d}{\sqrt{RT_{01}}} \text{ i.e., units of } \frac{\text{Velocity}}{\sqrt{\text{Energy}}}$$

$$3. \frac{p_{02}}{p_{01}} = \text{Stagnation}^2 \text{ Pressure Ratio } R_0 \text{ as suggested by eqn. in Section I}$$

$$4. \frac{T_{02}}{T_{01}} = \text{Stagnation}^2 \text{ Temperature Ratio}$$

$$5. \frac{\dot{m}_1}{\rho_{01} d^2 \sqrt{T_{01} R}} \text{ or } \frac{\dot{w}_c}{\dot{m}_1 c_p T_{01}} \text{ as suggested by eqn. (6) in Section I}$$

$$6. \frac{\rho_{01} N d^2 2\pi}{\mu_a} \text{ which is some measure of the Reynolds number of flow.}$$

The effect of Reynolds number on performance is detectable with careful instrumentation but is small enough to be disregarded for the purpose of this treatise.

It is unfortunately common practice when dealing with a given machine operating with a given working fluid to drop $2\pi, d, R$ from the above groups forming what can only be described as semi non-dimensional (or semi-dimensionless¹³) groups which do in fact possess dimensions.

For instance in SI units

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{01}}}{p_{01}} \text{ will possess units of } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\text{m}^2}{\text{Newtons}} \sqrt{\text{degK}}$$

$$\text{i.e., metre sec } \sqrt{\text{degK}} \left(\text{since } 1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \times 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \text{ will possess units of } \frac{\text{radians}}{2\pi \text{ s } \sqrt{\text{degK}}} \text{ or } \frac{\text{revolutions}}{\text{min } \sqrt{\text{degK}}}$$

$$\frac{\dot{w}_r}{p_{01}\sqrt{T_{01}}} \text{ will possess units of } \frac{\text{Newton m}}{\text{s} \frac{\text{Newtons}}{\text{m}^2} \times \sqrt{\text{degK}}}$$

$$\text{i.e., } \frac{\text{metres}^3}{\text{sec } \sqrt{\text{degK}}} \sim \frac{\text{m}^3}{\text{s } \sqrt{\text{degK}}}$$

SIMULATION OF VARIABLE T_{01}

This may be achieved by altering the actual rotational speed at a fixed inlet pressure so that at the required value of $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$ and pressure ratio

p_{02}/p_{01} the Power group can be measured; the actual power will then vary linearly with the square root of the inlet temperature.

SIMULATION OF VARIABLE p_{01}

Corresponding to the above, at a fixed $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$ and p_{02}/p_{01} the power input required will be directly proportional to the inlet pressure.

CORRECTED CONDITIONS¹⁶

A convenient way of reducing data, both from the compressor and the engine, obtained at various levels of intake temperature and pressure T_{01} and p_{01} (or T_{01} and p_{01}) is to correct the data to the values that would be obtained at standard intake conditions. These conditions are normally taken as 288°K and 1.013 bar and the non-dimensional groups just obtained produce the following relationships:

$$\text{Corrected mass flow} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{01}^{\circ}\text{K}}{288^{\circ}\text{K}}} \cdot \left(\frac{1.013 \text{ bar}}{p_{01} \text{ (bars)}} \right)$$

$$\text{Corrected rotational speed} = N \times \sqrt{\frac{288^{\circ}\text{K}}{T_{01}^{\circ}\text{K}}}$$

$$\text{Corrected power} = \dot{w} \cdot \frac{1.013 \text{ bar}}{p_{01} \text{ (bars)}} \times \sqrt{\frac{288^{\circ}\text{K}}{T_{01}^{\circ}\text{K}}}$$

TURBINE CHARACTERISTICS

The groups already defined for compressors apply equally well to turb by replacing suffix 01 by 03 and suffix 02 by 04.

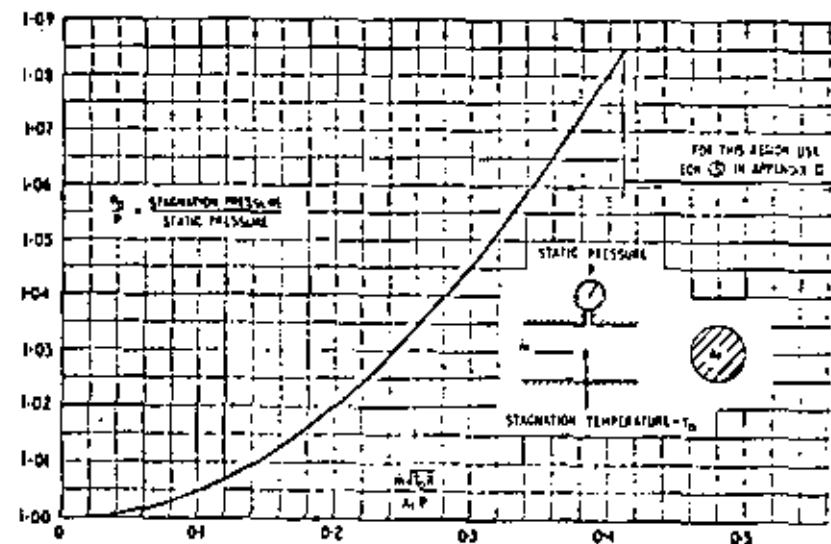


Fig. 14 Calculation of Stagnation Pressure of Flow in a Pipe. Valid for between 1.3 and 1.5 (for $P_0/P < 1.1$).

For values of p_0/p less than 1.02 the shape of this curve approximates to shape for incompressible flow given by eqn. (13) in the main text.

An expression for this kinetic energy is derived in Appendix III, the final result being:

$$KE = m_4 T_{04} R \times \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_4}{p_{04}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right\} \quad \dots (14)$$

where p_4 is the atmospheric pressure and plane 4 refers to the discharge plane of the gas generator and

$$R = 289 \frac{Nm}{kg \cdot degK} \text{ for air.}$$

An approximate variation of $\frac{\gamma}{\gamma - 1}$ with T_{04} for use in equation (14) is given in Fig. 15.

By varying the nozzle throat area at a fixed gas generator speed it will be possible to establish the maximum available gas power from the gas generator corresponding to the maximum allowable temperature at inlet to its turbine. Some designs of free power turbine in fact incorporate a set of variable setting inlet swirl vanes (Fig. 11 e.g.) in order to obtain the maximum gas power from the gas generator and to convert it to shaft power as efficiently as possible over a range of free power turbine speeds.

In general the effect of reducing the area of this discharge nozzle is to increase both the maximum temperature and pressure in the gas generator at a given gas generator speed. In addition to the material limitations there are compressor operating limitations which will limit these otherwise desirable trends.

Firstly severe vibration of the compressor impeller or blades may occur due to the heavy duty imposed by the higher discharge pressure. This can only be established by vibration amplitude meters on the fixed casing and by strain gauges on the blades and vanes.

Secondly if local flow conditions in the compressor passages become very severe (as in Figs. 8 and 9) complete breakdown of the flow will occur leading to a phenomenon called "Surge"¹⁰. If this condition lasts too long serious overheating of and damage to the blades and vanes will occur.

It is essential to determine the regions of operation in which these phenomena occur and to define them in terms of non-dimensional¹³

groups for the compressor, i.e., $\frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$, and p_{02}/p_{01} .

TESTING OF A JET ENGINE

When used for aircraft jet propulsion a gas turbine produces only gas power and it consists therefore only of a gas generator with a discharge nozzle. It is thus identical in layout to the second arrangement discussed for which similar test techniques may be used. The detailed analysis of results for thrust predictions is however outside the scope of this book. The interested reader is referred to Chapter 9.3 of the book by Cohen and Rogers (Ref. 2), a book which also deals with engine and component performance in considerably more detail.

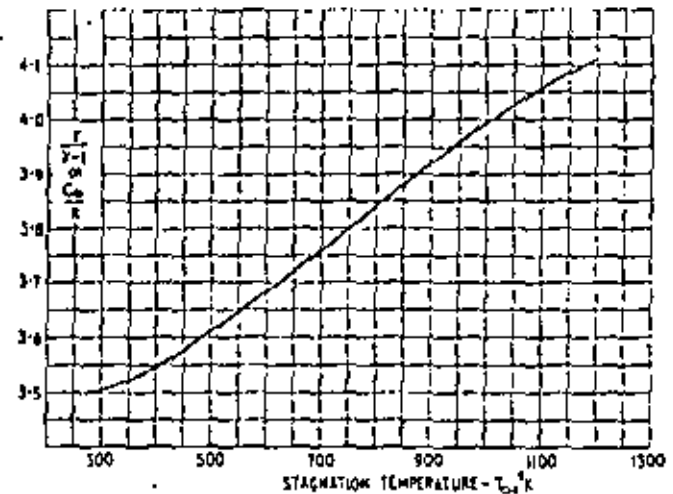


Fig. 15 Variation of Specific Heat at Constant Pressure with Temp for Air and Combustion Products in an Expansion Nozzle.

a This data does depend on the fuel/air mixture of the exhaust and pressure ratio across the expansion nozzle.

b This data may be used as an approximation to the mean specific during the compression, combustion and turbine expansion processes

ENGINE SAFETY

A gas turbine achieves many of its desirable operating characteristics by using high rotational speeds, high temperature and light highly stressed components. Conditions in the engine also respond very quickly to changes in load and in the throttle valve controlling the fuel input. It is very easy therefore to exceed unintentionally safe operating conditions; most modern units therefore contain safety devices to avoid exposing the engine to undesirable conditions. On the test equipment to be described in the following section, the following representative devices are fitted:

- i Fuel Supply valve shut automatically if:
 - a Oil pressure fails;
 - b Maximum temperature exceeds a predetermined limit.
- ii Gas generator¹¹ speed is limited to a safe value by maximum fuel flow available.

The casings are also designed such that, even if an impeller bursts, the parts are contained within the engine and do not therefore destroy any surrounding equipment.

SUMMARY

Many of the techniques explained in this section will be illustrated in more detail in the following section which presents a specific test programme; this programme centres round a laboratory gas turbine which enables the characteristics of the three basic types of engine to be investigated.

Section four

TEST PROGRAMME AND PERFORMANCE CHARACTERISTICS

The following test programme is illustrated by specific data which has been obtained on the Cussons laboratory scale gas turbine P9000 and P900 (Fig. 16). This unit has been designed specifically to represent the layout and behaviour of a commercial plant and incorporates not only the salient features of such a plant but a considerable amount of instrumentation which enables most of the aspects of gas turbine technology already discussed to be demonstrated.

For simplicity and robustness all the rotating components are radial flow machines utilising existing commercial parts normally used for supercharging diesel engines. It comprises a gas generator¹¹ section with a radial flow compressor (tip diameter = 77.2 mm) and a radial in-flow turbine (tip diameter = 72.4 mm) mounted at each end of a short shaft running up to a maximum of 90,000 R.P.M. The flow from the compressor passes to a single chamber combustion chamber in which propane is used as the fuel, normal high energy ignition being provided for starting up. Exhaust passes from the gas generator turbine to a free power turbine¹ again of radial inward flow construction with a tip diameter of 100 mm which drives a direct current alternator through a reduction gear: the maximum allowable free power turbine speed is 35,000 R.P.M. at which condition about 2.5 kW of electrical output power can be obtained.

In a simpler combination of components the free power turbine is omitted and the gas generator exhaust is discharged to atmosphere through a variable area nozzle.

STARTING UP CHARACTERISTICS

Starting up is achieved by an auxiliary fan, the exhaust from which by-passes the air intake silencer and speeds the gas generator assembly to about 5,000 R.P.M. when cold. At this condition the propane gas supply is fed to the combustion chamber where it is instantly lit by the high energy ignition system. With the auxiliary fan still assisting, the gas generator shaft is slowly accelerated to about 30,000–40,000 R.P.M. by opening the fuel control valve further. During this acceleration period would be quite easy to overfuel the unit and to exceed the maximum