XII.- CICLOS DE MAQUINAS TÉRMICAS

pfernandezdiez.es

XII.1.- INTRODUCCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LAS MAQUINAS TÉRMICAS

Se llaman máquinas térmicas a todos los sistemas que funcionando periódicamente sean susceptibles de transformar calor en trabajo; el calor puede proceder, en la mayoría de los casos, de una reacción química (combustión), siendo absorbido por el fluido o agente motor, encargado de poner en movimiento los mecanismos que ejercen las fuerzas sobre el medio exterior.

La *combustión* se puede realizar:

a) Fuera de la máquina térmica, (motores de combustión externa), de movimiento:

- *Alternativo, como las máquinas de vapor de émbolo*
- *Rotativo, como las turbinas de vapor*

b) Dentro del mismo cilindro de trabajo (motores de combustión interna), de movimiento:

- *Alternativo, como los motores de explosión*
- *Rotativo, como las turbinas de gas*

El *agente motor* puede ser:

a) El agua que vaporizada en una caldera se expansiona en un cilindro de trabajo o en una turbina, (y en casos excepcionales el mercurio)

b) Una mezcla de gases, resultantes de la combustión de productos derivados del petróleo, en forma explosiva o progresiva, en el interior de un cilindro de trabajo

La condición básica para el estudio de estas máquinas reside en el Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, las máquinas térmicas toman calor de un foco a temperatura T_1 *(Hogar)* y ceden una fracción del mismo a otro foco a menor temperatura T_2 *(Refrigerante)*, transformando el resto en trabajo. En la Fig XII.1, el agua (o cualquier otro fluido condensable) contenida en la caldera recibe del hogar una cierta cantidad de calor, y se transforma en vapor a una temperatura determinada que depende de la presión existente en la caldera.

Este vapor saturado seco eleva aún más su temperatura, si se le hace pasar por un recalentador conectado directamente a la caldera, a la presión de la caldera, obteniéndose un vapor recalentado de entalpía determinada por la presión y temperatura correspondiente.

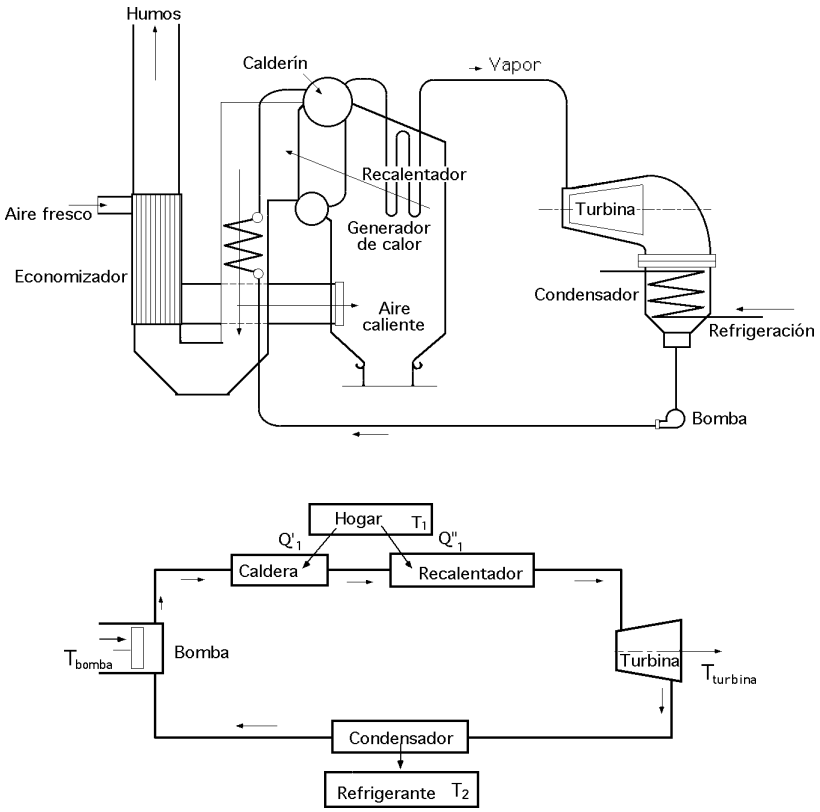


Fig XII.1.- Esquema general del funcionamiento de una central térmica

El vapor así obtenido se hace pasar a través de los álabes de una turbina, o se le dirige contra el émbolo de un cilindro de expansión, obteniéndose así un trabajo y originándose una caída de la presión y temperatura del vapor, o lo que es lo mismo, una caída de entalpía.

El estado final del vapor puede ser de vapor recalentado, o de vapor húmedo; en este último caso habrá condensado parcialmente, pasando a continuación a un condensador, en donde licúa el vapor restante, a la temperatura ambiental, cediendo el calor de condensación al refrigerante, que suele ser la propia atmósfera o el agua. El líquido condensado habrá cedido en esta operación Q_2 calorías al refrigerante; este líquido condensado, se introduce con ayuda de un sistema de bombeo, bien en un precalentador, o directamente en la caldera, cerrándose así el ciclo.

Ciclo de Carnot.- Para una máquina térmica que funciona con un fluido condensable, el ciclo de Carnot, Fig XII.2, no es el más indicado, por cuanto no sólo interesa obtener un rendimiento lo mayor posible, sino también un límite superior que podría alcanzarse con la misma suponiendo recorriera un ciclo ideal o perfecto.

A pesar de su mayor rendimiento térmico, el ciclo de Carnot tiene, en principio, dos limitaciones

respecto al ciclo Rankine normal.

- El calor que se aplica al fluido de trabajo se obtiene del enfriamiento de los gases calientes de una combustión a una temperatura inferior a la crítica, mientras que en el ciclo de Carnot los gases de la combustión no podrían enfriarse a temperaturas menores que la crítica, irreversibilidad térmica externa), produciéndose así un menor aprovechamiento de la energía de combustión.

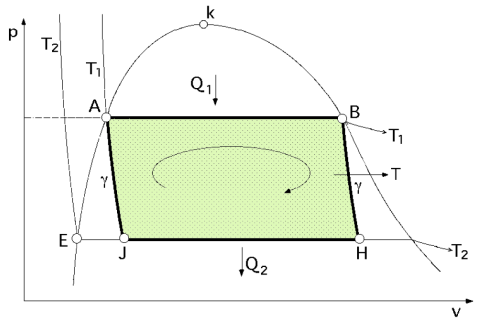


Fig XII.2.- Ciclo de Carnot en un diagrama (p-V)

- En la región, líquido-vapor, Fig XII.2, la máquina térmica que funcionase con dicho ciclo tendría que detener la condensación del vapor en un punto J, antes de que se consiga su licuación completa y, posteriormente, con ayuda de una bomba llevar adiabáticamente la mezcla de vapor húmedo hasta su licuación total, en el punto A, alcanzando la presión y temperatura de la caldera, y éste proceso de bombear mezclas de dos fases tiene problemas técnicamente imposibles de resolver.

Las operaciones realizadas por el ciclo de Carnot son las siguientes:

a) La transformación (AB) es un proceso de vaporización en la caldera, recibiendo el fluido el calor Q_1

b) La transformación (BH) se corresponde con la expansión adiabática en un cilindro o en la turbina

c) La transformación (HJ) es la operación de condensación, según la cual se cede un calor Q_2 *al medio exterior, que se interrumpe en el punto J a partir del cual el vapor, con un cierto grado de humedad, se comprime adiabáticamente según la transformación (JA), para volver a su estado inicial a la entrada de la caldera.*

Ciclo Rankine.- El ciclo Rankine difiere del de Carnot, Fig XII.2, en la transformación (JA), ya que la condensación del vapor es total; las demás transformaciones son idénticas en ambos ciclos. En el diagrama *(T, s)*, la posición de los puntos F y E es muy próxima, por lo que suele sustituirse, sin error apreciable, la poligonal (EFA) por la curva de líquido (EA), Fig XII.3; en el diagrama *(i, s)* la coincidencia es aún mayor. Como es lógico, el rendimiento del ciclo Rankine es menor que el correspondiente al ciclo de Carnot debido a la operación de calentamiento (FA).

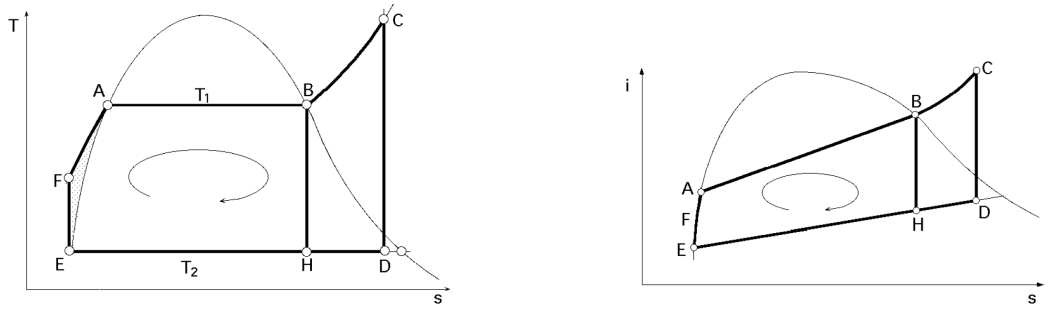


Fig XII.3.- Ciclo Rankine normal y con sobrecalentamiento, en diagramas (T,s) e (i,s)

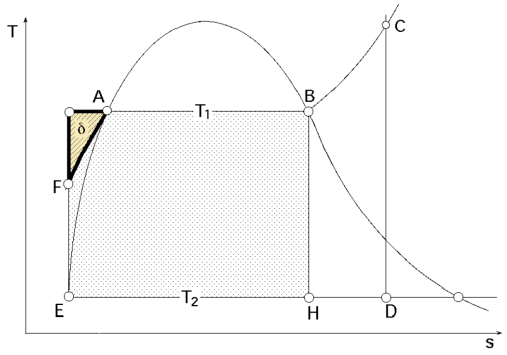
La mayor temperatura media a la que se absorbe el calor, o la menor temperatura a la que se cede, tienden a mejorar el rendimiento térmico de este ciclo por aumentar la superficie del ciclo. Los

cambios de presión en la caldera y en el condensador influyen en el rendimiento del ciclo; estas conclusiones obtenidas con referencia al ciclo Rankine ideal, son válidas cualitativamente para plantas de vapor reales; si se aumenta la presión de la caldera del ciclo Rankine ideal, manteniendo constante la del condensador, la temperatura media de absorción de calor aumenta.

A su vez, si se mantiene una misma presión de caldera pero presiones diferentes en el condensador, por ejemplo presión atmosférica y otra presión menor que la atmosférica, la temperatura media del calor cedido disminuye, y el ciclo de menor presión en el condensador tiene un rendimiento térmico mayor, que cuando se cede a la presión atmosférica.

El rendimiento de la máquina térmica es $\eta_T = \frac{T}{Q_1}$, en la que T es el trabajo de circulación suministrado en la expansión adiabática (CD), menos el trabajo requerido para realizar la transformación (EF) a volumen constante, Fig XII.3.

La presión más baja posible en el condensador es la presión de saturación correspondiente a la temperatura ambiente. Para mantener la presión a la salida de la turbina lo más baja posible, (por debajo de la atmosférica), es necesario incluir el condensador para que el salto del vapor en la turbina sea mayor y se incremente el trabajo útil y el rendimiento térmico. El condensador permite que el fluido de trabajo recorra un ciclo cerrado, disposición que supone una circulación continua del mismo, pudiéndose utilizar agua tratada, menos corrosiva que el agua de la red general.



La inferioridad del ciclo Rankine frente al de Carnot entre las mismas temperaturas extremas, es tanto más grande cuanto mayor es el área δ de la Fig XII.4, y ésta es a su vez mayor cuando (EA) sea más inclinada, es decir, cuando se está más cerca del punto crítico, por lo que sería necesario utilizar el diagrama en la parte lo más alejada posible del punto crítico, para acercarse al rendimiento de Carnot.

El rendimiento del ciclo Rankine normal es:

$$\eta_{T_{Rankine}} = \frac{T_{Rankine}}{Q_{1\ Rankine}} = \frac{T_{Carnot} - \delta}{Q_{1\ Carnot} - \delta} < \left(\frac{T}{Q_1}\right)_{Carnot} \quad \Rightarrow \quad \eta_{T_{Rankine}} < \eta_{T_{Carnot}}$$

A su vez, para mejorar el rendimiento térmico se impone la necesidad de elevar la temperatura del foco caliente, por lo que es necesario conciliar en lo posible estas dos exigencias.

Irreversibilidades internas de un ciclo Rankine.- La principal irreversibilidad que experimenta el fluido de trabajo está asociada con su expansión en la turbina; el calor transferido al ambiente por la turbina es, normalmente, una pérdida térmica de importancia secundaria.

Una expansión real a través de la turbina va acompañada de un incremento de entropía y el trabajo desarrollado por unidad de masa en este proceso es menor que el correspondiente a una expansión isentrópica. Las irreversibilidades dentro de la turbina reducen significativamente el trabajo útil generado por la planta.

La eficiencia de la turbina tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de ella, relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico.

El trabajo requerido por la bomba para vencer los efectos de rozamiento, reduce el trabajo útil producido por la planta. En ausencia de transferencia de calor con el ambiente, la entropía crece a través de la bomba. El trabajo necesario para el proceso real es mayor que para el correspondiente proceso isentrópico.

La eficiencia de la bomba tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de la bomba relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico. Como el trabajo de la bomba es mucho menor que el de la turbina, (3%), las irreversibilidades en la bomba tienen un impacto en el trabajo útil del ciclo mucho menor que las irreversibilidades en la turbina.

Otras irreversibilidades son las pérdidas de calor a través de las superficies de los equipos de la planta térmica, que tienen un efecto negativo en el rendimiento, ya que tales pérdidas reducen la cantidad de trabajo obtenido a partir del calor absorbido.

Los efectos del rozamiento que provocan caídas de presión en el fluido de trabajo, son las fuentes de irreversibilidad que actúan en la caldera, el condensador y las tuberías que conectan diversos equipos. Sin embargo, para simplificar, se pueden ignorar.

Otro efecto negativo es debido a que la temperatura del fluido de trabajo que sale del condensador es más baja que la temperatura de condensación correspondiente a la presión del condensador. Esto es una desventaja ya que se requerirá una mayor cantidad de calor en la caldera para llevar el agua hasta la presión de vapor saturado.

Irreversibilidades externas.- Las fuentes más significativas de irreversibilidad en una central térmica con combustible fósil están asociadas a la combustión del combustible y la consiguiente transferencia de calor desde los productos de combustión calientes al fluido de trabajo del ciclo.

Otro efecto que ocurre en el entorno es la descarga de energía al agua de refrigeración, (más del 50% de la aplicada), que experimenta un aumento de temperatura de unos pocos grados por encima de la temperatura del medio ambiente

XII.3.- CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO Y RECALENTAMIENTO

En la mayoría de las máquinas de vapor se instalan sobrecalentadores y recalentadores, que

modifican el ciclo normal; a este ciclo se le denomina de Hirn o Rankine.

Un incremento en la presión de la caldera o un descenso en la presión del condensador pueden provocar una reducción del título del vapor a la salida de la turbina; si es muy bajo, el impacto de las gotas de líquido a cierta temperatura en los álabes de condensación de la turbina puede erosionarlos y corroerlos, originando un descenso en la eficiencia de la turbina y un aumento en las necesidades de mantenimiento; en consecuencia, es práctica común mantener a la salida de la turbina un título de vapor no inferior a 0,9.

Sus transformaciones, Fig XII.3, son las siguientes:

(AB) es el proceso de vaporización en la caldera a la presión de saturación
(BC) es el proceso de sobrecalentamiento a presión constante, que es la de la caldera
(CD) es la expansión adiabática en la turbina o en el cilindro de trabajo
(DE) es la condensación
(EF) es el aumento de presión de la fase líquida a volumen constante
(FA) es el precalentamiento hasta alcanzar la temperatura de saturación

El *sobrecalentamiento*, consiste en transferir al vapor saturado seco energía adicional antes de introducirlo por primera vez en la turbina. A la combinación de caldera y sobrecalentador se la conoce como generador de vapor. El ciclo con sobrecalentamiento tiene una temperatura media de absorción de calor mayor que el ciclo sin sobrecalentamiento, por lo que el rendimiento térmico es mayor. Además, el título del vapor que sale de la turbina es mayor que el correspondiente a la salida de la turbina sin sobrecalentamiento, con lo que el problema del bajo título del vapor expulsado de la turbina disminuye. Con suficiente sobrecalentamiento, el estado a la salida de la turbina puede caer incluso en la región de vapor sobrecalentado. La presión es la misma que en la vaporización.

Una segunda modificación que se emplea normalmente en plantas de potencia de vapor es el *recalentamiento*. En el ciclo ideal con recalentamiento, Fig XII.5, el vapor no se expande hasta la presión del condensador en una sola etapa; en la primera etapa de la turbina (proceso CD) se expande hasta una presión entre la del generador de vapor y la del condensador p_i. El vapor se recalienta entonces en el generador de vapor, proceso (DE). Después del recalentamiento, el vapor se expande en una segunda etapa de la turbina hasta la presión del condensador, proceso (EF). La principal ventaja del recalentamiento es el incremento del título del vapor expulsado de la turbina. Esto se puede ver en el diagrama *(T, s)* de la Fig XII.5 al comparar el estado F con el estado F' que es el estado del vapor expulsado de la turbina sin recalentamiento.

La temperatura del vapor a la entrada de la turbina está restringida por las limitaciones metalúrgicas impuestas por los materiales usados para fabricar el sobrecalentador, el recalentador y la turbina. Las altas presiones en el generador de vapor requieren tuberías que puedan soportar gran-

des esfuerzos a elevadas temperaturas. Aun cuando estos factores limitan las mejoras que se pueden obtener con el sobrecalentamiento y recalentamiento, los progresos en materiales y métodos de fabricación han permitido incrementos significativos en los últimos años en la temperatura máxima y en la presión del generador de vapor, con la correspondiente mejora en el rendimiento térmico.

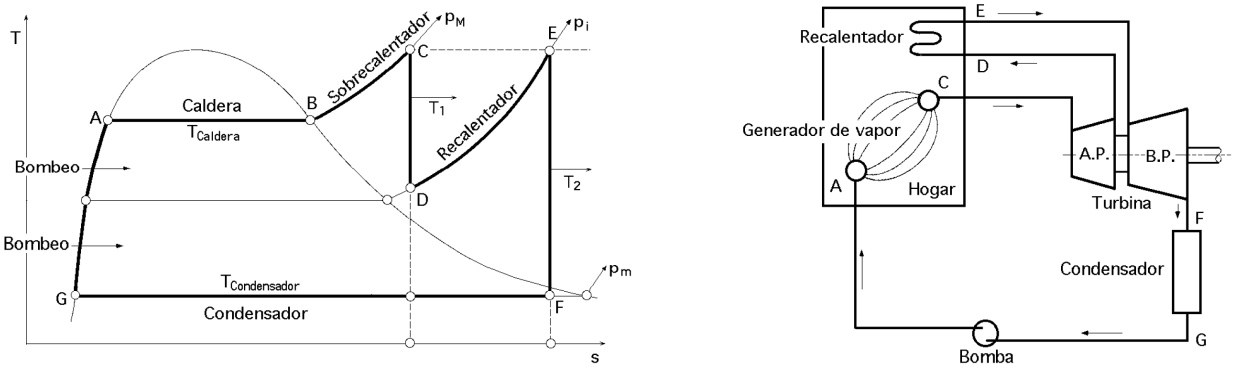


Fig XII.5.- Ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento

Estos progresos han permitido diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operan con presiones mayores que la presión crítica del agua y turbinas con temperaturas de entrada alrededor de 600°C y presiones de 250 atm (punto metalúrgico).

El sobrecalentamiento no proporciona un aumento apreciable del rendimiento térmico, pero sí mejora las condiciones de entrada del vapor en el condensador, evitando la condensación en los cilindros de expansión o en los álabes de la turbina y, en ciertas circunstancias, mejorando las condiciones de funcionamiento de las etapas de baja presión.

En el sobrecalentamiento se pueden encontrar problemas de lubricación, sobre todo en cilindros, ya que el aceite utilizado se inflama alrededor de los 450°C, por lo que en estos casos la temperatura del vapor no puede ser excesiva.

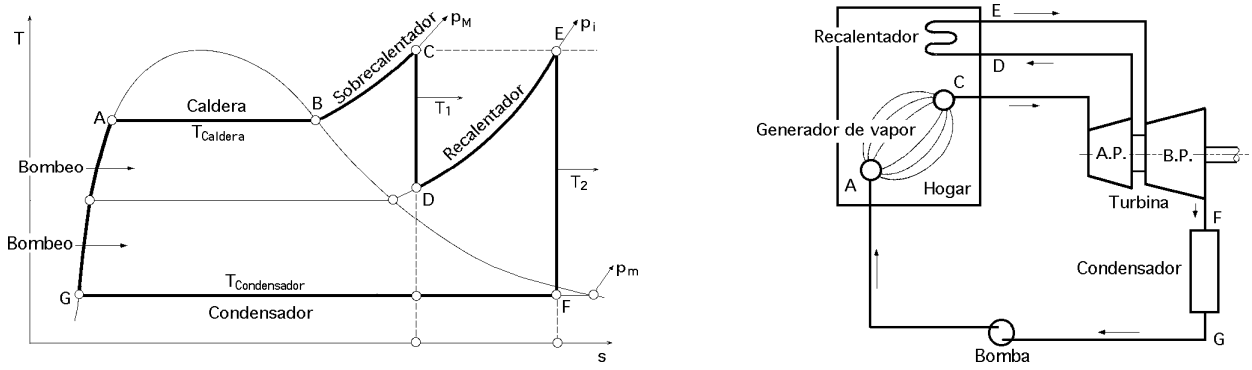


Fig XII.5.- Ciclo Rankine con sobrecalentamiento y recalentamiento

La mayoría de los problemas que presentan un exceso de temperatura se subsanan haciendo un recalentamiento, Fig XII.5, lo cual permite disminuir la presión del vapor sin aumentar su tempera-

tura; así, en una primera etapa, el vapor se calienta a la temperatura impuesta por el punto C por encima de la crítica T_C expansionándose a continuación y, antes de alcanzar una cierta humedad, se recalienta a la presión p_2 en la misma fuente térmica, hasta alcanzar las condiciones del punto E. A continuación se expansiona en la turbina hasta su entrada en el condensador; de este modo se consigue aumentar la temperatura media del ciclo, o lo que es lo mismo, la temperatura media a la que la máquina térmica absorbe calor.

En la caldera se realizan los procesos (GA) y (AB), de calentamiento de líquido y vapor saturado seco; el vapor entra en el sobrecalentador, donde recibe una cantidad de calor q_1' a la presión p_1; en C pasa, por ejemplo, a una turbina de alta presión en la que realiza una expansión adiabática (CD), produciendo un trabajo T_1. En el recalentamiento, a p_2 constante, según (DE), se lleva el vapor al estado E, y mediante una nueva expansión adiabática (EF), en una turbina de media o baja presión, se produce un nuevo trabajo T_2.

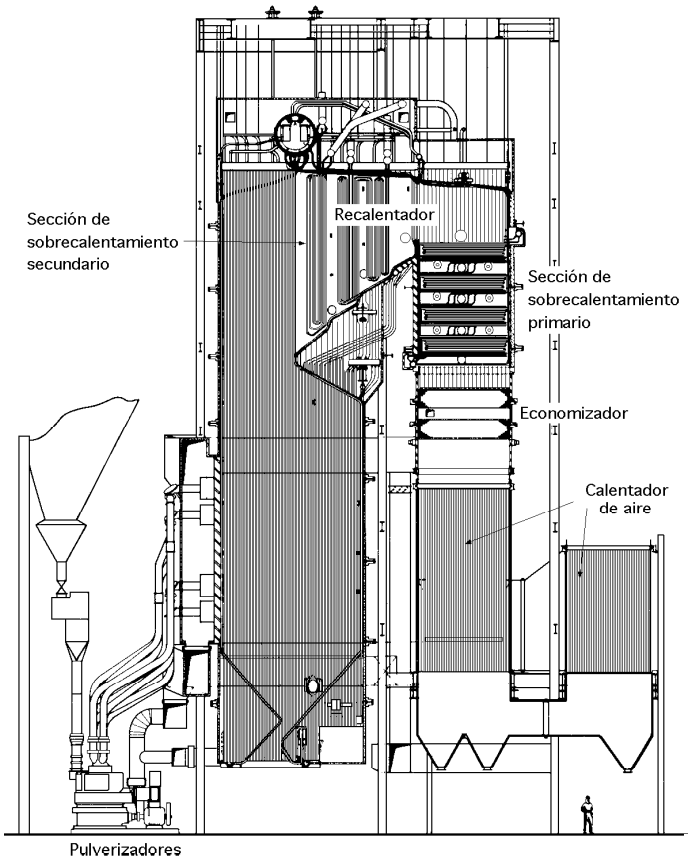


Fig XII.6.- Sección del hogar de una central térmica de potencia

La condensación se realiza en el condensador, según (FG), y a partir de G, mediante un sistema de bombeo, se envía el líquido a la caldera, cerrándose el ciclo; en A el líquido está a la presión p_A, pero prácticamente el hogar deberá comunicarle la energía necesaria para alcanzar la temperatura T_A de saturación, modificando su entalpía desde la del punto G, hasta la del punto A.

El trabajo útil es el generado en las dos expansiones en la turbina (CD) y (DE), menos el trabajo aplicado al equipo de bombeo para aumentar la presión del líquido desde G hasta A.

$$\textit{Trabajo útil } T_u = \left\{ \begin{array}{l} \textit{Transformación adiabática (CD)} \Rightarrow T_{CD} = i_C - i_D \\ \textit{Transformación (EF): } T_{EF} = (p_F - p_E)\, v_E \end{array} \right\} = (i_C - i_D) - (p_F - p_E)\, v_E$$

La cantidad de calor que corresponde al calentamiento del fluido, proporcionado por el foco térmico a T_1, es igual al calentamiento del líquido según (FA), más la producción de vapor según (AB) en la caldera, más el calor suministrado en el sobrecalentamiento (BC), Fig XII.3, es decir:

$$Q_1 = Q_{FA} + Q_{AB} + Q_{BC} = i_C - i_F \cong i_C - i_E$$

El rendimiento térmico del ciclo con sobrecalentamiento es: $\eta = \dfrac{i_C - i_D - v_{liq}\,(p_F - p_E)}{i_C - i_E}$

El rendimiento térmico del ciclo con recalentamiento es: $\eta = \dfrac{(i_C - i_D) + (i_E - i_F) - v_{liq}\,(p_A - p_G)}{(i_C - i_G) + (i_E - i_D)}$

En un *ciclo abierto o de contrapresión*, la mínima temperatura a la que se puede eliminar calor es de 212ºF (100ºC), que es la temperatura de saturación correspondiente a la presión atmosférica, 14,7 psi (1,01 bar).

En un *ciclo cerrado o de condensación*, la presión de condensación del fluido de trabajo es igual o inferior a la presión atmosférica, lo que supone la ventaja de disponer de una temperatura de fuente fría más baja, para eliminar calor al medio exterior, agua y atmósfera; la temperatura de condensación en el ciclo cerrado puede ser del orden de 100ºF (38ºC), o incluso menos. La Fig XII.7 muestra la diferencia entre dos ciclos Rankine, uno de contrapresión y otro de condensación.

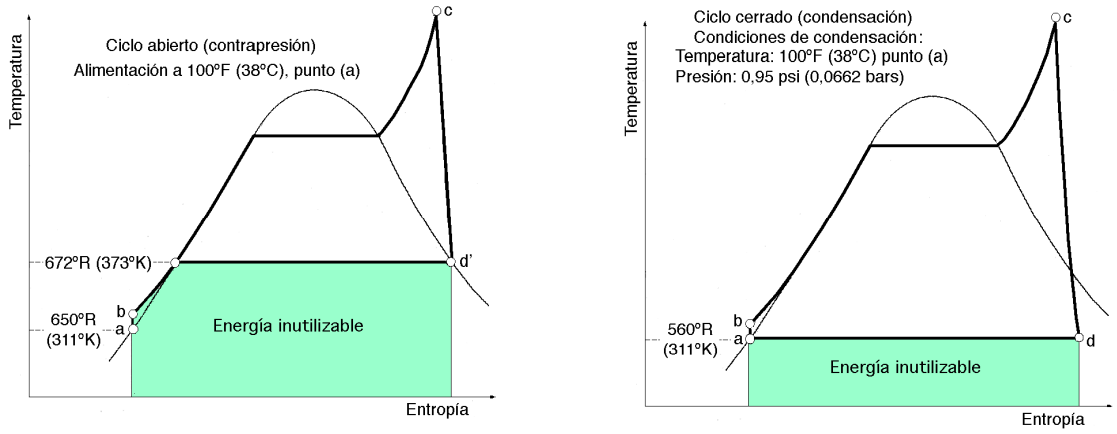


Fig XII.7.- Ciclos Rankine: a) de contrapresión ; b) de condensación

Los procesos son los siguientes:

- La compresión de líquido tiene lugar entre a y b; las cantidades de trabajo que intervienen en cada uno

de los ciclos, son idénticas

- La aplicación de calor se verifica entre los puntos b y c, siendo el valor del calor participante en cada ciclo, el mismo

- La expansión y la conversión de energía almacenada en trabajo tiene lugar entre los puntos c y d' para el ciclo abierto y entre c y d para el ciclo cerrado. Para un proceso irreversible , hay calentamiento interno del fluido y aumento de entalpía

- El calor residual se elimina entre los puntos d´ y a, o alternativamente entre d y a. Como esta última parte del ciclo se representa como un proceso reversible, las áreas sombreadas son proporcionales a los calores que se eliminan.

Se observa que el calor eliminado en el ciclo abierto es de mayor magnitud.

XII.4.- CICLOS DE REGENERACIÓN

El ciclo Rankine puede aproximarse al de Carnot, utilizando el método de *sangría de vapor* o *regeneración*, cuyo fundamento termodinámico se indica en la Fig XII.8 en la que se han supuesto un ciclo de Carnot (EBCD) y un ciclo Rankine normal (FBCD), entre las mismas temperaturas extremas.

Extracciones y sangrías de vapor.- Conviene diferenciar las salidas de vapor, desde cualquier punto de la turbina de vapor, en cuanto a utilización y retorno al ciclo:

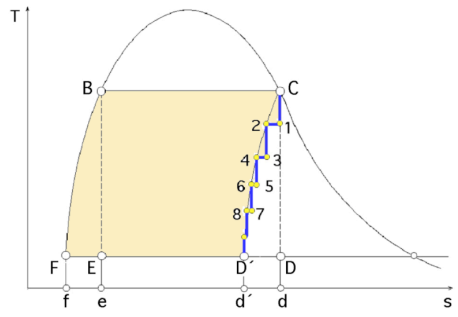


Fig XII.9
Ciclo Rankine normal con infinitas extracciones

- *Extracción:* es un flujo de vapor para regeneración (calentamiento de agua del ciclo térmico), que se integra en el ciclo termodinámico.

- *Sangría:* es un flujo de vapor para proceso que sale fuera del ciclo y, generalmente, no retorna al mismo.

Cuando el vapor que se expansiona adiabáticamente a partir de C llega al estado indicado por el punto 1 se extrae una parte del vapor, con lo cual la mezcla restante adquiere las características del punto 2, que se expansiona de nuevo, hasta el punto 3, donde se extrae una nueva fracción, y así sucesivamente; en este proceso se describe, aproximadamente, la línea continua (C2468...D'), prácticamente conjugada con la (BF); cuanto más numerosas sean las sangrías, más se acercará la línea de expansión a la línea continua (CD').

El vapor que se extrae se utiliza para calentar el agua de alimentación del generador de vapor en los economizadores o precalentadores, a la temperatura correspondiente a la extracción; en estas condiciones, el área del ciclo de Carnot y el área del nuevo ciclo, son casi iguales. Además, el calor cedido por el vapor en estas sangrías, área (Cdd'D'C) equivale, aproximadamente, al necesario para calentar el agua de F a B, área (BefFB), por lo que ambos rendimientos serían muy semejantes Para

estudiar el ciclo se puede suponer que el fluido de trabajo atraviesa isentrópicamente las etapas de la turbina y bombas, y que en el generador de vapor, en el condensador y en el precalentador del agua de alimentación, el fluido no experimenta pérdidas de presión

Para una extracción de vapor, la presión óptima de la misma es la correspondiente a la temperatura media entre la temperatura de la caldera y la del condensador.

Si el vapor se extrae en alguna situación límite, ya sea antes de la entrada en la turbina, o bien después de la misma, se encuentra que la eficiencia térmica no se modifica, y de ahí el que como la regeneración sí aumenta la eficiencia, la existencia de una presión óptima de extracción es fundamental; así se realizan las siguientes operaciones, Fig XII.9:

(N2) es el calentamiento del líquido
(2M) es el proceso de vaporización en la caldera
(M3) es el sobrecalentamiento
(34) es la expansión en la turbina, 1 kg en (3A) y (1 - a) kg en (A4)
(41) es la condensación (1 - a) kg
(AN) es el proceso de la extracción de vapor, a kg

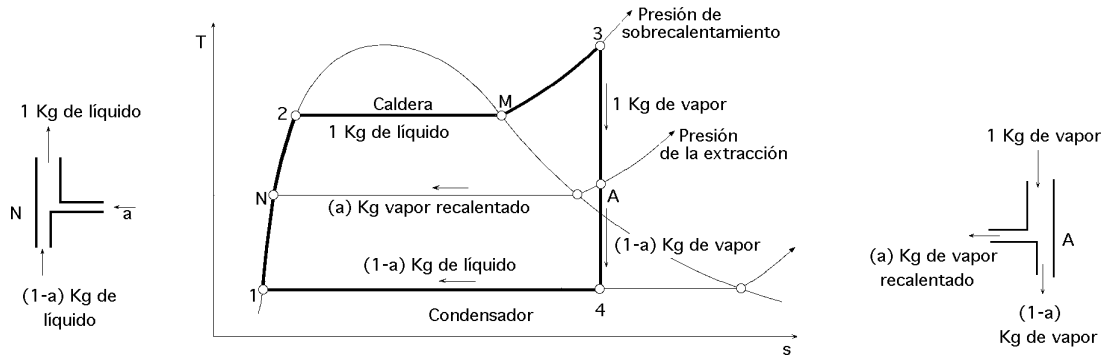


Fig XII.9.- Ciclo Rankine con sobrecalentamiento y una extracción de vapor

En 1, la bomba de líquido permite llevar al condensado a la presión del precalentador, que puede ser de mezcla o de superficie, en el que el vapor procedente de la extracción de la turbina, va a calentar el líquido bombeado en las condiciones de temperatura del punto N, para posteriormente, y mediante otro sistema de bombeo, llevar todo el líquido, mezclado o por partes, a la caldera y reanudar el ciclo.

La cantidad de energía que se debe suministrar a partir de la combustión de un combustible fósil, u otra fuente, para vaporizar y sobrecalentar el vapor, es menor puesto que el agua entra en el generador de vapor a la temperatura que le proporciona el precalentador y no a la de salida del condensador. Como una parte del flujo total se expande a través de la segunda etapa de la turbina, el trabajo útil será menor. En la práctica se eligen las condiciones de operación de tal manera que la reducción en el calor absorbido compense el descenso en el trabajo útil producido, resultando un

aumento del rendimiento térmico.

La regeneración mediante un precalentador de mezcla del agua de alimentación consiste en utilizar un intercambiador de calor de contacto directo en el que las corrientes entrantes de vapor y líquido, a diferentes temperaturas, se mezclan para proporcionar una corriente saliente a temperatura intermedia, que se lleva al generador de vapor, Fig XII.10.

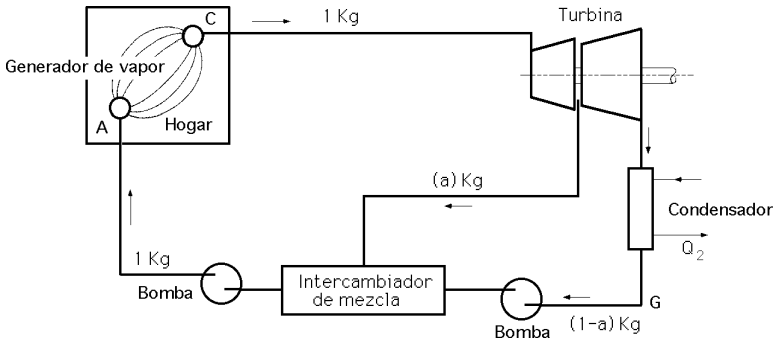


Fig XII.10.- Esquema de un ciclo Rankine con una extracción de vapor y precalentador de mezcla

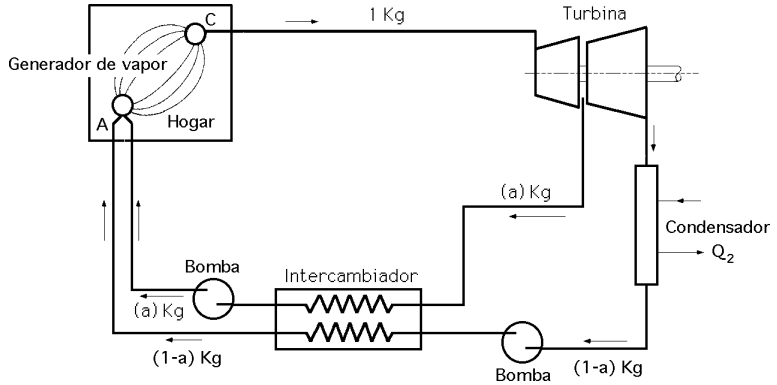


Fig XII.11.- Esquema de un ciclo Rankine con una extracción de vapor y precalentador de superficie

El calentamiento regenerativo del agua de alimentación también puede realizarse en un precalentador de superficie, Fig XII.11, que es un intercambiador de calor de carcasa y tubos, en los que el agua de alimentación aumenta su temperatura debido a que el vapor extraído condensa en el exterior de los tubos, por el interior de los cuales circula el agua de alimentación. Como en el precalentador de superficiales no hay mezcla de corrientes sus presiones pueden ser distintas.

La recuperación del condensado formado en este precalentador se realiza con una bomba, cuya misión es llevarlo hasta un punto del ciclo a alta presión; mediante una válvula especial que sólo permite el paso de líquido hacia una región de presión más baja se puede llevar también a un precalentador del agua de alimentación que opera a menor presión, o al condensador Fig XII.12.

Si el ciclo regenerativo de potencia tiene un precalentador de superficie del agua de alimentación, cuyo condensado se envía al condensador, Fig XII.12, el fluido de trabajo pasa isentrópicamen-

te por las etapas de la turbina y bombas, y no sufre pérdidas de presión en otros componentes del ciclo.

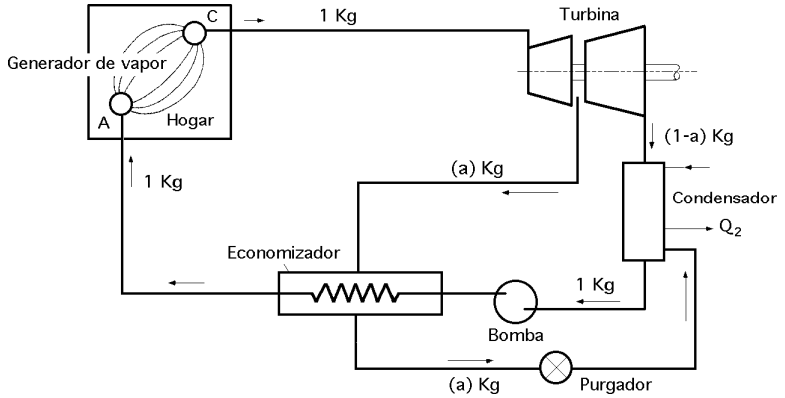


Fig XII.12.- Esquema de un ciclo Rankine con una extracción de vapor y precalentador de superficie

Todo el flujo de vapor se expande en la primera etapa de la turbina hasta la extracción, en donde una fracción *a* se envía al precalentador del agua de alimentación donde condensa. Esta fracción sale del precalentador como líquido saturado a la presión de extracción.

El condensado se envía al condensador donde se une con la fracción *(1 - a)* del flujo total que atraviese la segunda etapa de la turbina.

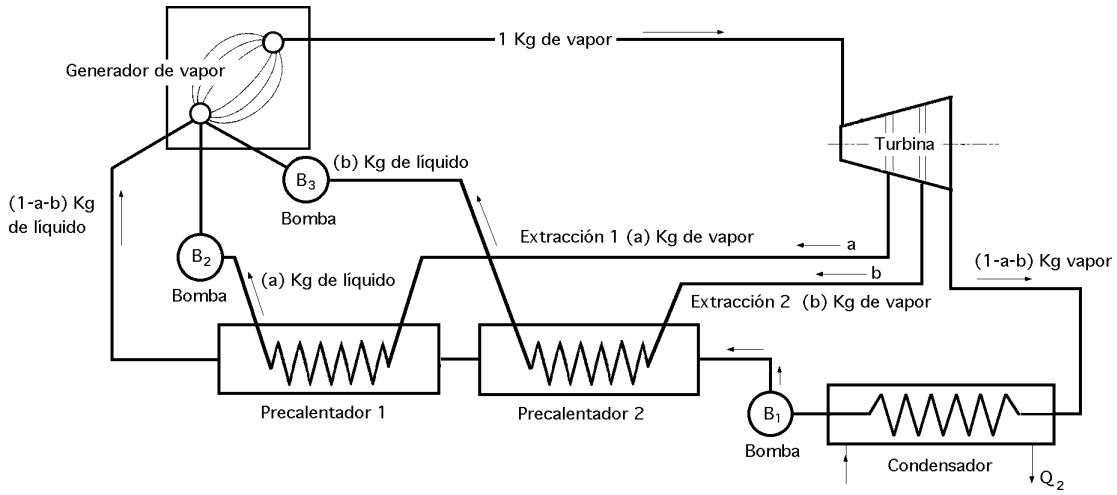


Fig XII.13.- Esquema de un ciclo de vapor con dos extracciones y precalentadores de flujos paralelos

La expansión a través de la válvula es irreversible. El flujo total sale del condensador como líquido saturado, se comprime hasta la presión del generador de vapor pasando a través del precalentador del agua de alimentación, de forma que la temperatura del agua de alimentación crece a su paso por el precalentador. En este precalentador de superficie hay una fuente de irreversibilidad debido a la diferencia de temperatura entre sus corrientes.

La cantidad de vapor *a,* a extraer en A por kg de vapor que sale del recalentador, se calcula en el

punto N mediante el siguiente balance de energía:

$i_H = a\, i_A + (1 - a)\, i_1$

El calor aplicado es: $Q_1 = i_3 - i_N$

El trabajo es: $T = (i_3 - i_A) + (1 - a)(i_A - i_4)$

El calor cedido a la refrigeración es: $Q_2 = (1 - a)(i_4 - i_1)$

El rendimiento térmico (sin considerar el trabajo de bombeo) es: $\eta_T = \dfrac{(i_3 - i_A) + (1 - a)(i_A - i_4)}{i_3 - i_H}$

y teniendo en cuenta el trabajo de bombeo, el trabajo útil es:

$T_u = 1\,(i_3 - i_A) + (1 - a)(i_A - i_4) - v_{liq}\,(p_N - p_1)(1 - a) - 1\,(p_2 - p_N)\,v_H$

y el rendimiento térmico del ciclo regenerativo:

$$\eta_T = \frac{1\,(i_3 - i_A) + (1 - a)(i_A - i_4) - v_{liq}\,(p_N - p_1)(1 - a) - 1\,(p_2 - p_N)\,v_H}{1\,(i_3 - i_N)}$$

que se puede aumentar incorporando varios precalentadores del agua de alimentación a presiones convenientemente elegidas.

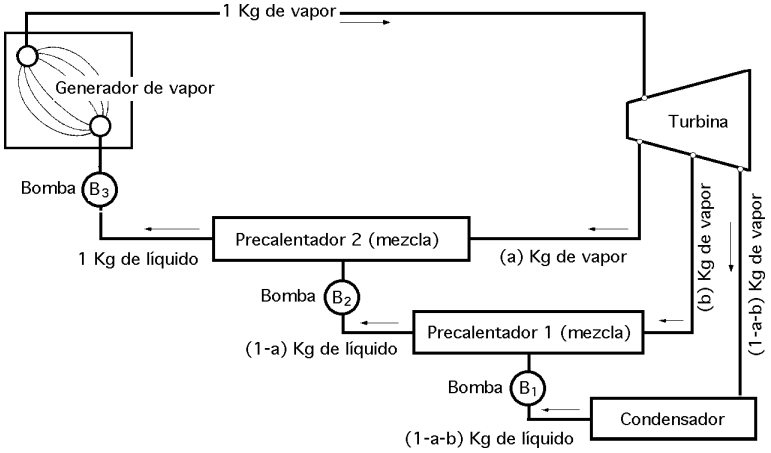


Fig XII.14.- Esquema de un ciclo de vapor con dos extracciones y precalentadores de mezcla

El número de calentadores utilizado se determina por consideraciones económicas, puesto que el incremento del rendimiento térmico que aporta cada calentador adicional debe justificar los aumentos de coste económico (calentador, tuberías, bombas, etc).

En el diseño de plantas de potencia se utilizan programas de ordenador para simular el comportamiento termodinámico y económico de diferentes diseños y con su ayuda se decide el número tipo de calentadores a usar y las presiones a las que deben operar.

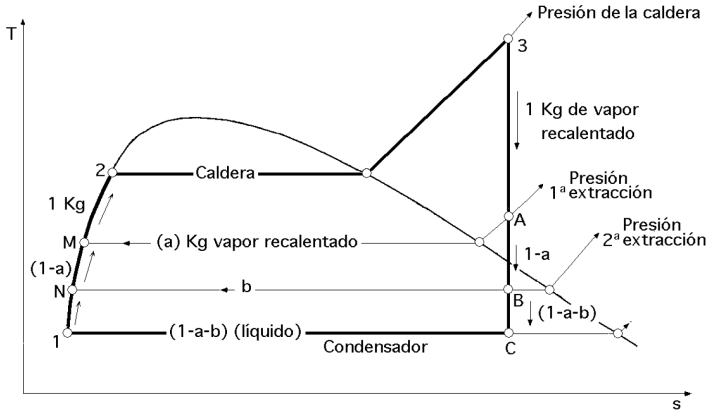


Fig XII.15.- Ciclo Rankine con dos extracciones de vapor

Si se hacen dos extracciones de vapor, Fig XII.15, las cantidades a y b de vapor extraido son:

$$\left.\begin{array}{l} \textit{Economizador en el punto M: } i_M = (1-a)\, i_N + a\, i_A \\ \textit{Economizador en el punto N: } (1-a)\, i_N = (1-a-b)\, i_1 + b\, i_B \end{array}\right\} \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} a = \dfrac{i_M - i_N}{i_A - i_N} \\ b = (1-a)\,\dfrac{i_N - i_1}{i_B - i_1} \end{array}\right.$$

El calor aplicado es: $Q_1 = i_3 - i_M$

El calor cedido a la refrigeración es: $Q_2 = (1 - a - b)\,(i_C - i_1)$

El trabajo útil es: $T_u = (i_3 - i_A) + (1-a)\,(i_A - i_B) +$

$$+ (1 - a - b)\,(i_B - i_C) - (1 - a - b)\,(p_N - p_1)\,v_1 - (1 - a)\,(p_M - p_N)\,v_N - 1\,(p_2 - p_M)\,v_M$$

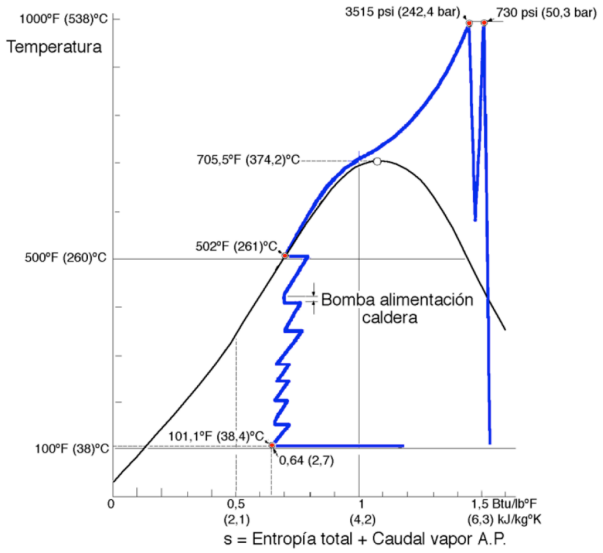


Fig XII.16.- Diagrama (T-s) para ciclo de vapor con recalentamiento simple y 7 calentadores regenerativos de agua del ciclo

El número máximo de economizadores puede llegar a ser de 6÷8, para grandes turbinas y, aunque aumentan la eficiencia térmica, también es cierto que se aumenta el coste de la instalación, lo cual obliga a limitar su número; así que, aunque en principio un gran número de economizadores

originaría un calentamiento progresivo del agua de alimentación de la caldera, la complejidad de tal instalación supondría que el número más usual de precalentadores se limitase a $3 \div 4$, Fig XII.16.

Temperatura óptima de la primera extracción de vapor.- Se calcula de forma que exista la misma diferencia de temperaturas entre la temperatura T_s de entrada del vapor en la caldera y la temperatura de precalentamiento y la temperatura de precalentamiento y la temperatura de condensación. Para esta primera extracción hay que tener en cuenta el número de calentamientos que existen en el ciclo, dos, uno para el generador de vapor y otro para el precalentamiento del agua de alimentación.

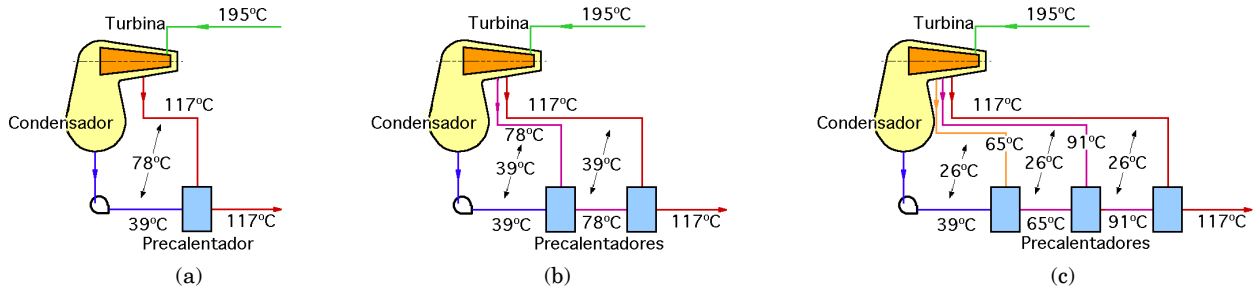


Fig XII.17.- Efecto del número de precalentamientos entre las temperaturas del generador de vapor y el condensador

Si por ejemplo, Fig XII.17a, se supone que la temperatura del vapor que entra en la caldera es de 195°C, y la temperatura de entrada en el condensador de 39°C, (0,070 bar), el salto de temperaturas en la turbina es:

$$Intervalo = \frac{195^o - 39^o}{2} = 78^oC \quad \Rightarrow \quad Temperatura\ de\ la\ extracción = T_{cond} + 78^o = 39^o + 78^o = 117^oC$$

que se corresponde con una presión, $p_{ext} = 1{,}806\ bar$

Temperaturas de extracción para dos sangrías de vapor.- Al incrementar el número de precalentamientos, se mantiene para la primera extracción la temperatura óptima calculada anteriormente, en nuestro ejemplo 117°C, Fig XII.17b.

La segunda extracción se hace teniendo en cuenta el intervalo de temperaturas:

$$\frac{117^o - 39^o}{2} = 39^oC \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} T_{Primer\ precal.} = 117^oC \quad \Rightarrow \quad 1{,}82\ bar \\ T_{Segundo\ precal.} = 117^oC - 39^oC = 78^oC \quad \Rightarrow \quad 0{,}4375\ bar \end{cases}$$

para una temperatura en el condensador de 39°C.

Temperaturas de extracción para tres sangrías de vapor.- Se sigue manteniendo para la primera extracción la temperatura óptima, calculada anteriormente; en nuestro ejemplo 117°C, Fig XII.17c, y a partir de élla, el resto. Las extracciones se hacen teniendo en cuenta el intervalo entre las mismas

$$\frac{117^o - 39^o}{3} = 26ºC \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} T_{Primer\ precal.} = 117ºC \quad \Rightarrow \quad 1{,}82\ bar \\ T_{Segundo\ precal.} = 117ºC - 26ºC = 91ºC \quad \Rightarrow \quad 0{,}7286\ bar \\ T_{Tercer\ precal.} = 91ºC - 26ºC = 65ºC \quad \Rightarrow \quad 0{,}25\ bar \end{cases}$$

para una temperatura en el condensador de 39°C. Y así sucesivamente para más extracciones.

La Fig XII.18 muestra la disposición de una central térmica con tres precalentadores de superficie y uno de mezcla, del agua de alimentación. Las plantas de potencia con precalentadores múltiples, tienen habitualmente uno de ellos de mezcla y opera a presión mayor que la atmosférica, de tal forma que el aire y otros gases disueltos en el fluido son evacuados del ciclo al exterior. Este proceso, conocido como desgasificación, es necesario para mantener la pureza del fluido de trabajo a fin de minimizar la corrosión.

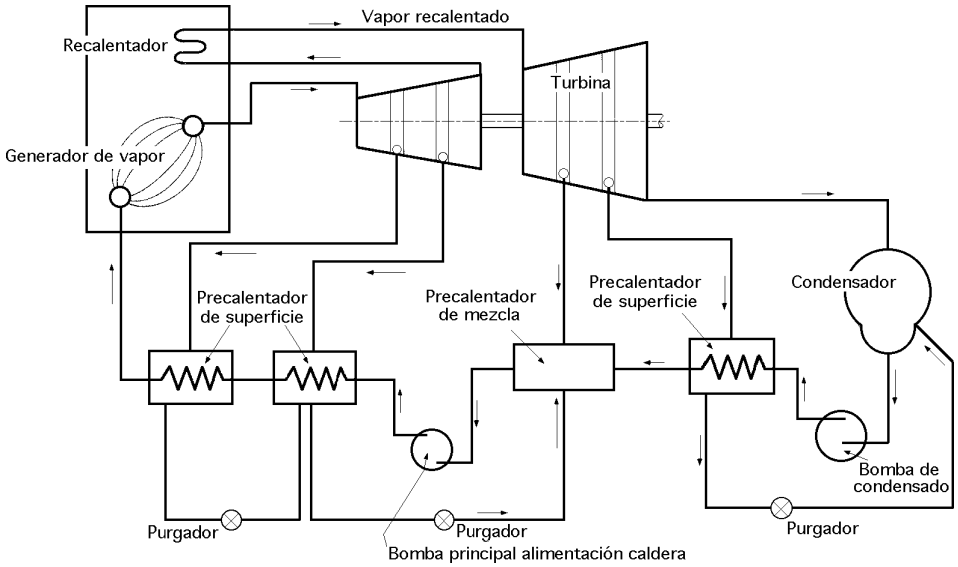


Fig XII.18.- Esquema de central térmica

Las plantas de potencia reales tienen frecuentemente la misma configuración básica que la mostrada en la Fig XIII.18. Para analizar ciclos de potencia regenerativos con múltiples precalentadores del agua de alimentación, hay que tener en cuenta las cantidades y estado de fluido que van a cada componente de la planta, la fracción del flujo total retirado en cada punto de extracción y la fracción del flujo total que circula en cada punto del ciclo. Las fracciones extraídas se determinan a partir de los balances de masa y energía aplicados a cada uno de los calentadores, empezando con el calentador de mayor presión y terminando por el de menor presión.

XII.5.- CICLOS BINARIOS

El agua es el fluido de trabajo más utilizado en los sistemas de potencia con vapor, debido a que es abundante, barata, no tóxica, químicamente estable y relativamente no corrosiva. Además, el agua tiene unas variaciones de entalpía específica grande cuando vaporiza a presiones ordinarias en

el generador de vapor, lo que permite reducir el flujo másico para una potencia útil dada del ciclo. Las propiedades del agua líquida y del vapor de agua permiten utilizar técnicas de recalentamiento y regeneración eficientes para mejorar el rendimiento térmico de la planta.

El agua es menos satisfactoria que algunos otros fluidos de trabajo respecto a otras características, ya que su temperatura crítica es solamente de 374,14°C, que es aproximadamente 225°C inferior a la temperatura máxima permitida en la entrada de la turbina. Por consiguiente, para alcanzar una temperatura media de absorción de calor alta y obtener un rendimiento térmico elevado, es necesario que el generador de vapor opere a presiones supercríticas, lo que requiere costosas tuberías y tubos de intercambio de calor capaces de soportar grandes presiones. Otra característica indeseable del agua es su presión de saturación a la temperatura normal del condensador que es muy inferior a la presión atmosférica, por lo que el aire puede entrar en los circuitos del sistema, necesitándose eyectores especiales que permitan su desgasificación para retirar el aire en el condensador. A pesar de estos inconvenientes como fluido de trabajo, no se ha encontrado ningún otro fluido simple más satisfactorio para las centrales térmicas de generación de energía eléctrica.

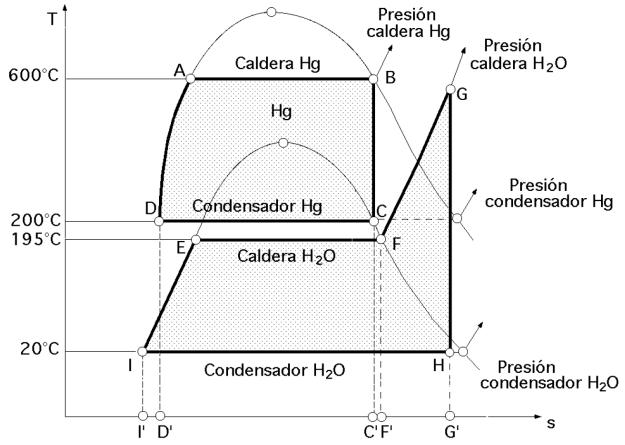


Fig XII.19.- Ciclo binario H_2O-Hg

Sin embargo, determinados ciclos de potencia de vapor destinados a usos especiales pueden emplear fluidos de trabajo que suponen una opción mejor que la utilización del agua. Estos ciclos pueden operar a presiones relativamente bajas utilizando un refrigerante como el amoníaco como fluido de trabajo. En ciclos de potencia para aplicaciones específicas se pueden utilizar, como fluido de trabajo, sustancias tales como el mercurio, que tiene mejores características térmicas a presiones relativamente altas como las que necesitan estos sistemas de potencia.

El mercurio tiene su T_C = 1100°C, pero no puede utilizarse solo por cuanto su vapor condensa incluso a baja presión para temperaturas relativamente elevadas, ya que, por ejemplo, para una presión de vapor de 0,04 atm abs, 220°C, esta presión es sensiblemente igual a la que reina en los condensadores de las máquinas de vapor de agua; por debajo de esta temperatura, las turbinas que llegasen a funcionar con vapor de mercurio resultarían demasiado grandes.

Es posible utilizar el calor liberado en la condensación del mercurio, para vaporizar agua a unas 30 atm, conformando un ciclo binario, y este vapor una vez recalentado se expansionaría adiabáticamente en una turbina hasta la temperatura del condensador del vapor de agua, que como sabemos puede ser la del medio ambiente.

En un ciclo de potencia binario se utilizan, pues, dos fluidos de trabajo, uno con buenas características a altas temperaturas y otro con buenas características a temperaturas más bajas, dentro del rango operativo.

En la Fig XII.20 se muestra un diagrama esquemático de un ciclo binario que utiliza mercurio y agua. En esta disposición se combinan dos ciclos Rankine, uno el seguido por el mercurio, normal, y el otro seguido por el agua con sobrecalentamiento, de modo que el calor cedido por el ciclo de alta temperatura H_g se utiliza como energía calorífica para vaporizar el ciclo a baja temperatura. Esta transferencia de energía se realiza en un intercambiador de calor, que funciona como condensador del vapor de mercurio y de caldera para la vaporización del agua, sin tomarla del hogar.

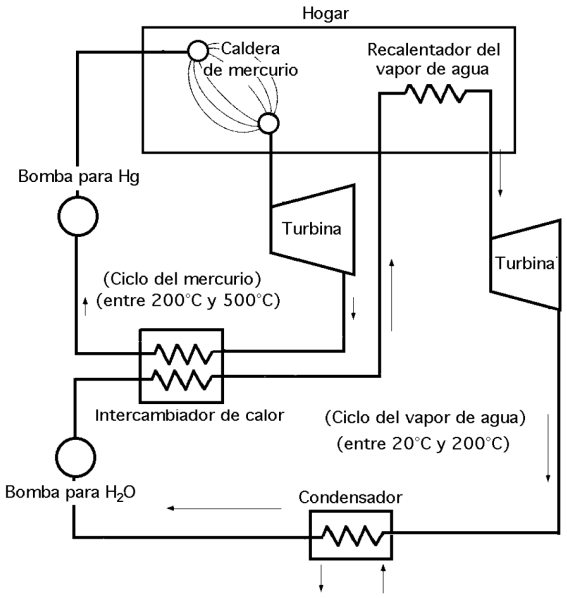


Fig XII.20.- Esquema de un ciclo binario H_2O-Hg

El ciclo de potencia binario opera con una temperatura media de suministro de calor más alta que el ciclo convencional que utiliza sólo vapor de agua y permite obtener rendimientos mayores sin necesidad de recurrir a elevadas presiones. Sin embargo, el ahorro conseguido en el coste de combustible, se compensa por el aumento de los costes de construcción y operación de esta configuración de ciclo más complejo; otra desventaja es que el H_g es tóxico y caro.

Como el incremento de entalpía específica del agua a su paso por el intercambiador de calor es varias veces mayor que la disminución de entalpía específica del mercurio, por cada kg de vapor de agua es necesario hacer circular G kg de mercurio, cuyo valor se calcula teniendo en cuenta que el calor cedido por el mercurio es $Q_{2(Hg)} = G\,(i_C - i_D)$, Fig XII.19, igual al que necesita 1 kg de agua para precalentarse y vaporizarse, en el supuesto de que en el intercambiador (*condensador H_g-vaporizador H_2O)* no existan pérdidas térmicas, es decir:

$$Q_{1_{Agua}} = i_F - i_I \quad ; \quad G\,(i_C - i_D) = i_F - i_I \quad \Rightarrow \quad G = \frac{i_F - i_I}{i_C - i_D} = \frac{\text{área (I'IEFF')}}{\text{área (D'DCC')}}$$

y como el área (I'IEFF') es mayor que el área (D'DCC'), se requerirán varios kg de mercurio por cada kg de agua a vaporizar.

El rendimiento térmico de este ciclo se determina teniendo en cuenta que en el ciclo de alta temperatura evolucionan G kg de mercurio y en el ciclo de baja temperatura evoluciona 1 kg de agua.

Trabajo para el ciclo del mercurio $T_{Hg} = G\,(i_B - i_C) - G\,v_{Hg(D)}\,(p_{AB} - P_{DC}) = G\,(i_B - i_C) - G\,v_D\,(p_{AB} - p_{DC})$

Trabajo para el ciclo del agua $T_{H_2O} = i_G - i_H - v_{agua}\,(p_E - p_I) = i_G - i_H - v_I\,(p_E - p_I)$

Calor suministrado por el hogar

$$\begin{cases} \text{Ciclo del agua, sobrecalentamiento } Q_{1_{H_2O}} = 1\,(i_G - i_F) \\ \text{Ciclo del mercurio (caldera) } Q_{1_{Hg}} = G\,(i_B - i_D) \end{cases}$$

Rendimiento térmico $\eta_T = \dfrac{G\,(i_B - i_C) - G\,v_D\,(p_A - p_D) + (i_G - i_H) - v_I\,(p_E - p_I)}{G\,(i_B - i_D) + 1\,(i_G - i_F)}$

pudiéndose despreciar las pérdidas correspondientes a las variaciones de presión que experimentan los fluidos en su movimiento por los diversos conductos, suponiendo que el error cometido es del orden de un 2% a un 3% del trabajo total.

XII.6.- EXPANSIÓN EN CILINDROS DE TRABAJO

En un cilindro de trabajo, el diagrama teórico del indicador que se obtendría al realizarse las diversas transformaciones, es de la forma indicada en la Fig XII.21.

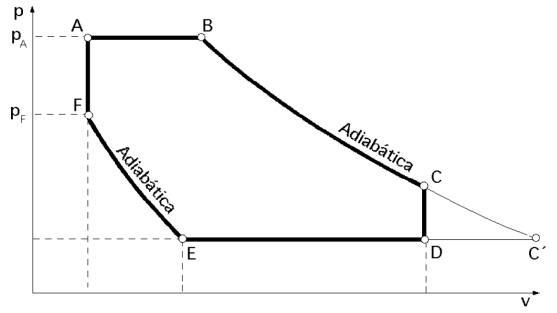


Fig XII.21.- Diagrama teórico de la expansión del vapor en un cilindro de trabajo

- El émbolo parte del punto muerto inferior A dejando un espacio nocivo V_0 ; a partir de dicho punto se abre la lumbrera de admisión y entra vapor a la presión de admisión p_A que se puede suponer constante mientras la lumbrera permanezca abierta.

- En B se inicia la expansión politrópica (BC) limitada en el punto C por la carrera del émbolo, a una presión superior a la del condensador. Al abrirse la lumbrera de escape en C, la presión cae idealmente según (CD) a volumen constante, con lo que finaliza el primer tiempo del ciclo.

- En el segundo tiempo del ciclo, con la lumbrera de escape abierta, se produce la operación de expulsión o barrido (DE) que finaliza antes de completar el recorrido del émbolo E. El vapor que queda en el cilindro se comprime según (EF) adiabáticamente, y al llegar al punto muerto inferior F, se reinicia el ciclo nuevamente en A con la apertura de la lumbrera de admisión, de forma que entra en F vapor, que primero tiene que aumentar su presión hasta p_A a volumen constante y posteriormente desde A se reinicia el ciclo a presión constante.

En el ciclo ideal así descrito aparecen dos cuestiones fundamentales que reducen el trabajo mecánico a obtener, y son la:

- Ausencia de la expansión (CC') hasta alcanzar la presión del condensador
- Realización de la compresión (EF) que finaliza a una presión inferior a la de admisión

El limitar la expansión en el punto C obedece a la necesidad de limitar el aumento del volumen

específico del vapor, el cual, a presiones próximas e inferiores a la atmosférica, implicaría aumentar mucho las dimensiones del cilindro; por ello se pierde un trabajo, área (CC'D), que no se aprovecha en el ciclo, y cuyo valor viene a ser del orden de un 20% del trabajo total.

El cierre de la lumbrera de escape en E viene impuesto por la necesidad de asegurar una superficie conveniente al ciclo, lo cual no se lograría al adelantar este cierre, y trae como consecuencia que al final de la compresión en F la presión en dicho punto sea inferior a la de admisión; al abrir entonces en A la lumbrera de admisión, el vapor que entra a la presión p_A se expande sin realizar trabajo mecánico hasta la menor presión p_F y este proceso, esencialmente irreversible, continuará hasta que la presión en el cilindro alcance el valor de p_A.

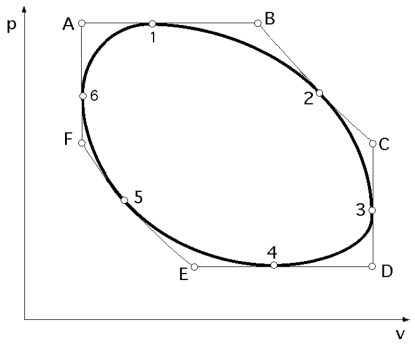


Fig XII.22- Diagrama real del indicador

El diagrama real del indicador es el mostrado en la Fig XII.22. La transformación (1-2) implica una caída de presión motivada por la laminación que se produce al cerrar la lumbrera de admisión al llegar a B. La expansión (2-3), es una politrópica de índice variable, debido a las diferencias de temperatura existentes entre el cilindro de trabajo, que se puede suponer constante, y la del vapor que es variable. Al principio de la expansión 2, la temperatura del vapor es superior a la temperatura de las paredes del cilindro, y por ello las cede calor, enfriándose si está recalentado y llegando a condensar parcialmente si está saturado seco; en cambio, al finalizar la expansión politrópica, la temperatura del vapor es menor que la de las paredes del cilindro, por lo que el fluido recibe parte del calor que antes entregó, aumentando su temperatura si está recalentado, o su título si se halla en estado de vapor húmedo; este proceso se traduce en una pérdida de trabajo debido a la irreversibilidad de la transmisión de calor.

La caída de presión al abrir la lumbrera de escape se realiza según la transformación (3-4), cuya forma depende de la rapidez del tiempo de apertura de la lumbrera, de la velocidad angular de la máquina y de la diferencia de presiones que existe entre el cilindro y la cámara de salida. La transformación (4-5), según la cual el vapor es expulsado, se realiza a presión constante, algo superior a la presión del condensador indicada en el diagrama ideal.

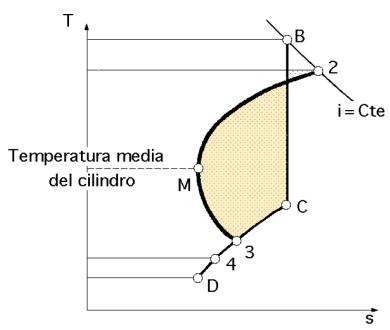


Fig XII.23.- Pérdidas térmica en un cilindro

El proceso real de compresión del vapor que queda en el cilindro al cerrar la lumbrera de escape, viene dado por la transformación (5-6). La entrada del vapor al abrir la lumbrera de admisión viene dada por la transformación (6-1), alcanzándose en 1 la presión p_A. Estas modificaciones, en el diagrama *(T, s)*, se observan en la Fig XII.23, en la que se ha supuesto un ciclo Rankine sin recalentamiento. Las transformaciones (BC) y (CD) son las mismas que en la Fig XII.22; el punto C se deter-

mina por la limitación de la presión inferior de la expansión y (CD) es un proceso a volumen constante.

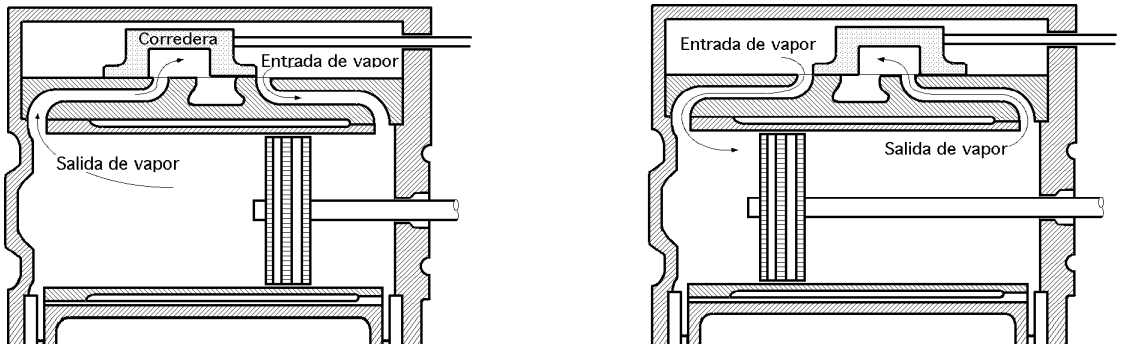


Fig XII.24.- Mecanismo de funcionamiento de la corredera en un cilindro de doble efecto

Para el ciclo real, la posición del punto 2 se obtiene trazando por B una línea de entalpía constante, hasta encontrar la línea de menor presión p_2 real de admisión.

La transformación (2M) representa la cesión de calor a las paredes del cilindro con enfriamiento y condensación parcial del mismo. La transformación (M3) representa el proceso inverso de reevaporación en la parte final del cilindro. El ciclo se completa con la transformación (3-4) hasta alcanzar una presión algo superior a la del condensador.

De las pérdidas mencionadas, la más importante es la que se produce en la expansión (2M3) con condensación y reevaporación del fluido. Su valor viene representado por el área sombreada y puede disminuirse empleando vapor recalentado, o mediante la utilización de un ciclo Compound.

Tabla XII.1.- Valores aproximados del rendimiento mecánico para carga normal

N_9 / v_{media}	*Máquinas monocilíndricas de escape libre*		*Máquinas de condensación*			
			Monocilíndricas		*Bicilíndricas*	
	η_{mec}	N_h / v_{media}	η_{mec}	N_h / v_{media}	η_{mec}	N_h / v_{media}
3	*0,71*	*4,2*	---	---	---	---
6	*0,73*	*8,2*	*0,69*	*8,7*	---	---
10	*0,75*	*13,3*	*0,71*	*14,1*	*0,68*	*14,6*
14	*0,77*	*18,2*	*0,73*	*19,1*	*0,7*	*20*
20	*0,79*	*25,5*	*0,75*	*26,6*	*0,72*	*27,7*
30	*0,8*	*37,5*	*0,77*	*39,1*	*0,74*	*40,4*
40	*0,81*	*49,1*	*0,78*	*51,1*	*0,76*	*53*
50	*0,82*	*60,9*	*0,79*	*63,2*	*0,77*	*65,2*
60	*0,83*	*72,5*	*0,8*	*75,2*	*0,78*	*77,3*
80	*0,84*	*95,5*	*0,81*	*98,9*	*0,79*	*101,6*
100	*0,85*	*118*	*0,82*	*122*	*0,8*	*126*
200	*0,86*	*233*	*0,84*	*239*	*0,81*	*246*
400	*0,87*	*459*	*0,85*	*469*	*0,82*	*486*
600	*0,88*	*683*	*0,86*	*696*	*0,83*	*721*
1000	*0,89*	*1125*	*0,87*	*1149*	*0,84*	*1191*
2000	*0,9*	*2220*	*0,88*	*2268*	*0,85*	*2342*

Ciclos Compound.- Son conocidos también como ciclos de expansión por etapas y en ellos el vapor se expansiona en dos o más cilindros de trabajo. Sus principales ventajas, frente a un ciclo

simple, radican en que se reducen las pérdidas de energía motivadas por el proceso de condensación y reevaporación en el cilindro, y se utilizan cuando la presión excede de 8 atm; además, así se logran dimensiones más pequeñas, evitándose los sobredimensionamientos que implicarían la utilización de un único cilindro.

El diagrama ideal de este ciclo se representa en la Fig XII.25, en la que se ha supuesto una expansión de dos etapas. La admisión del vapor se produce en el cilindro de alta presión, según la transformación (AB), expansionándose politrópicamente según (BC) y produciéndose la expulsión y escape de una parte del mismo, según (CD), que pasa al segundo cilindro de trabajo.

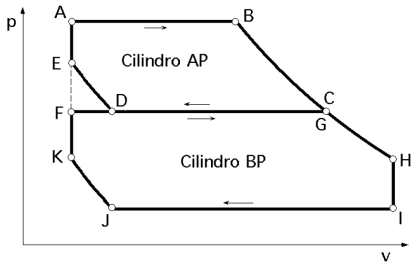


Fig XII.25.- Ciclo Compound de dos etapas de expansión

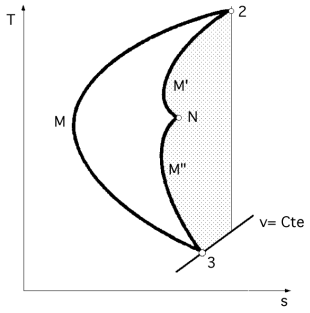


Fig XII.26.- Mejoras en la expansión Compound de dos etapas

En el punto D se cierra la lumbrera de escape del cilindro de alta presión y el vapor residual que queda en el mismo recorre la línea (DEA) siendo muy importante el fijar la posición de este punto, ya que hay que conseguir que al segundo cilindro pase la mayor cantidad posible de vapor, compatible con una posición adecuada del punto E que permita la entrada de nuevo vapor.

El vapor que penetra en el cilindro de baja presión procedente del cilindro de alta, realiza la admisión (FG), la expansión politrópica (GH) restringida al punto H para limitar las dimensiones del cilindro, la apertura de la válvula de escape según (HI) a volumen constante, el barrido y expulsión del vapor según (IJ), cerrándose en J la lumbrera de escape, y por lo tanto, comprimiendo una parte del vapor que queda en dicho cilindro según (JKF), que se volverá a mezclar a partir de K con el que proviene del cilindro de alta presión.

En el diagrama entrópico, la transformación (2M3) se refiere al proceso de condensación y reevaporación en una máquina monocilíndrica, tal como se indica en la Fig XII.26; para una máquina Compound de dos etapas, esta transformación tomaría la forma (2M'NM3) siendo el área sombreada entre ambas curvas proporcional a la energía no perdida al adoptar el ciclo Compound.

XII 7.- COGENERACIÓN

La cogeneración es la producción simultánea de varias formas útiles de energía (térmica, mecánica, eléctrica, etc.), a partir de un combustible único. En la práctica se concreta en la generación de electricidad, a la vez que se realizan otras operaciones industriales, como calefacción, calentamiento

de procesos, gasificación de un combustible, etc. Los sistemas de cogeneración se dividen en dos disposiciones básicas, ciclos de: $\begin{cases} cabeza\ (ciclos\ superiores) \\ cola\ (ciclos\ inferiores) \end{cases}$

En la Fig XII.27 se representa un *ciclo de cabeza*; el combustible se usa para generar energía eléctrica con una caldera de vapor o con un combustor (cámara de combustión) clásico de un ciclo de turbina de gas; el calor residual del ciclo productor de energía se utiliza en un proceso industrial determinado.

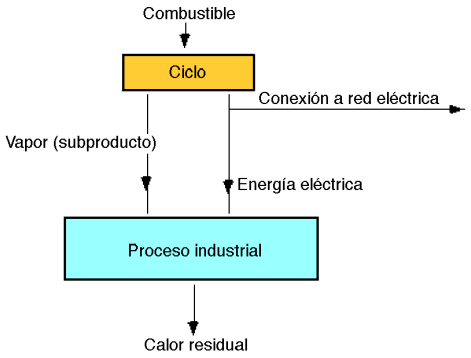


Fig XII.27.- Ciclo de cabeza (o superior)

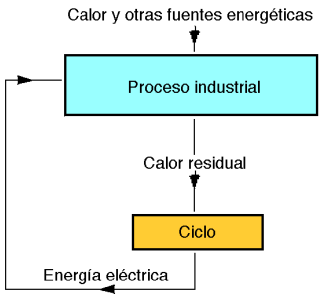


Fig XII.28.- Ciclo de cola (o inferior)

Los ciclos $\begin{cases} superior \\ inferior \end{cases}$ se refieren siempre al ciclo energético de vapor.

La disposición más corriente en el ciclo de cabeza consta de una caldera o generador de vapor, a una presión mayor que la que se precisa en la aplicación de que se trate. El vapor de AP se expansiona en una turbina de vapor, turbina de gas o motor de combustión interna, hasta la presión requerida por la aplicación considerada.

El *ciclo de cola*, Fig XII.28, está asociado a una caldera de recuperación de calor residual; el combustible no se suministra directamente al ciclo generador de energía eléctrica, sino que el vapor se genera con una fuente de calor residual y el vapor producido se expande luego en una turbina, para generar electricidad; el vapor se utiliza en el ciclo de cola configurando un ciclo Rankine, por la posibilidad de condensar a baja temperatura.