

Máster en Energías Renovables y Mercado Energético

GESTION EFICIENTE DE LA ENERGÍA: TECNOLOGIA DE COGENERACION

2015-2016

PROFESOR
Diego Fraile

Esta publicación está bajo licencia Creative Commons Reconocimiento, Nocomercial, Compartirigual, (by-nc-sa). Usted puede usar, copiar y difundir este documento o parte del mismo siempre y cuando se mencione su origen, no se use de forma comercial y no se modifique su licencia. Más información: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/3.0/>

Índice

1

1. INTRODUCCIÓN Y GENERALIDADES	4
1.1 Objetivos	5
1.2 Energía, trabajo y calor, potencia. Unidades de medida y su conversión	5
1.3. ¿Qué es cogeneración?	10
1.4. Justificación de la cogeneración.....	14
1.5. Tipos de ciclos.....	18
1.6. Combustibles para cogeneración.....	28
1.7. Rendimientos en una planta de cogeneración.....	29
1.8. Emisiones en plantas de cogeneración.....	32
1.9. Industrias idóneas para cogeneración.....	35

2

2. TURBINAS DE GAS.....	37
2.1. Principios básicos de turbinas.....	38
2.10. Sistemas auxiliares	56
2.11. Sistemas para aumentar la potencia y el rendimiento.	59
2.12. Combustibles	63
2.13. Explotación y mantenimiento	64
2.2. Turbina de gas. Descripción general.....	40
2.3. Tipos de turbinas de gas.....	41
2.4. Componentes principales.....	44
2.5. Ciclo de la turbina de gas.....	46
2.6. Prestaciones de una turbina de gas.....	48
2.7. Rendimiento de una turbina de gas.	50
2.8. Turbinas regenerativas.....	51
2.9. Factores que afectan a la potencia y rendimiento	53

3

3. TURBINAS DE VAPOR	67
3.1. Turbina de vapor. Descripción y principio	68
3.10. Condensación de vapor	84
3.11. Explotación y mantenimiento	85
3.3. Componentes principales.....	73
3.4. Modos de regulación: contrapresión, velocidad, potencia y presión de vapor vivo.....	79
3.4. Prestaciones de una turbina de vapor.....	74
3.7. Elementos de seguridad y parada.	81
3.8. Sistemas auxiliares	82
3.9. Secuencias típicas	83

4

4. MOTORES ALTERNATIVOS.....	87
4.1. Motores alternativos.....	88

4.2. Motor alternativo de gas y sus elementos auxiliares	93
--	----

5

5. CALDERAS DE RECUPERACIÓN	100
5.1. Definición y clasificación	101
5.2. Parámetros característicos de los generadores de vapor	104
5.3. Calderas pirotubulares	105
5.4. Partes principales de una caldera pirotubular	106
5.5. Calderas acuotubulares (Tubos de agua)	107
5.6. Generadores de vapor para instalaciones de cogeneración	109
5.7. Parámetros de diseño	115
5.8. Seguridades en caldera	121
5.9. Cálculo de la capacidad de producción de vapor de una caldera	126

6

6. EQUIPOS AUXILIARES EN LAS PLANTAS DE COGENERACION	132
6.1. Sistemas de aprovechamiento del calor de cogeneración	133

7

7. SELECCIÓN DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA PLANTA DE COGENERACION	154
7.1. Introducción	155
7.2. Situación y origen de los dos tipos de tecnologías	155
7.3. Combustibles utilizables y su influencia en la rentabilidad. Selección del combustible	161
7.4. Dimensionamiento de una planta de cogeneración	163

8

8. NUEVOS DESARROLLOS Y TENDENCIAS EN PLANTAS DE COGENERACIÓN	169
8.1. Introducción	170
8.2. Prestaciones de las turbinas de gas y nuevos desarrollos	172
8.3. Medidas para maximizar el beneficio	174
8.4. Tendencias y nuevos desarrollos	184
8.5. Conclusiones	185

9

9. BIBLIOGRAFÍA	187
-----------------------	-----

1. INTRODUCCIÓN Y GENERALIDADES

1.1. Objetivos

Esta publicación tiene como objetivo ofrecer una base general a postgraduados sobre los aspectos técnicos más relevantes ligados a la cogeneración, de manera que conozcan los fundamentos de esta tecnología y se familiaricen con las instalaciones y equipos que constituyen normalmente una planta de cogeneración. Se intentará ofrecer una visión lo más completa posible, debido a la amplitud del tema y la limitación de esta publicación, algunos asuntos no podrán ser tratados con total profundidad.

Es importante resaltar que esta tecnología, como casi todas, está en constante evolución. Con ello lo referente a rendimientos, equipos, tecnologías, etc. vale para hoy y en algunos casos se puede entrever el futuro, pero el futuro solo lo conoceremos con exactitud cuando llegue. Naturalmente hay algunas cosas básicas, relativas a leyes fundamentales de la física y otras ciencias básicas que no pueden cambiar. Al lector corresponde distinguir entre las cosas inmutables a retener y las actuales de las que ha de estar informado. Comenzaremos este curso con un breve análisis de los conceptos y unidades de energía más usuales, para dar paso inmediatamente a las generalidades de cogeneración y después a la descripción de los equipos e instalaciones más frecuentes en cogeneración.

1.2. Energía, trabajo y calor, potencia. Unidades de medida y su conversión

1.2.1. Energía

Se llama energía de un sistema a la capacidad de dicho sistema para realizar un trabajo. La energía se halla en muy diversas formas más o menos fáciles de observar. Puede estar ligada a la materia de los cuerpos, como la energía cinética o potencial, energía química, nuclear, térmica y electromagnética o puede ser independiente de los cuerpos como las radiaciones térmicas o electromagnéticas.

La verdadera naturaleza de la energía no se conoce, sino que se distingue por sus efectos. La energía se mide por la cantidad de trabajo que puede proporcionar, por tanto sus unidades de medida son las mismas que las del trabajo.

1.2.2. Trabajo, potencia y sus unidades de medida

Decimos que se realiza un trabajo físico cuando una fuerza actúa sobre un cuerpo y ejerce un desplazamiento del mismo. El valor del trabajo realizado por la fuerza se obtiene multiplicando el espacio recorrido por el cuerpo por la magnitud de la fuerza en la dirección del desplazamiento.

$$W = F * e$$

Por tanto, para realizar un trabajo es necesario no solo que exista una fuerza, sino también que se origine un desplazamiento en la dirección de la misma. Por ejemplo, si mantenemos un objeto colgado, no realizamos ningún trabajo físico, aunque nos suponga un gran esfuerzo.

La unidad de trabajo en el sistema internacional de unidades (SI) es el julio (J), que es el trabajo realizado al mover un objeto un metro de distancia, con una fuerza de 1 Newton (N).

Recibe el nombre de potencia al trabajo realizado por unidad de tiempo:

$$P = \frac{W}{t}$$

Su unidad de medida es el vatio, equivalente a un julio por segundo (1J/s). Como es una unidad pequeña, se utilizan los múltiplos: 1 kW equivale a 1000 W y 1 MW a un millón de vatios.

Otra unidad muy utilizada es el caballo de vapor (CV). Un caballo de vapor equivale a 736 W y es la potencia necesaria para subir un peso de 75 kg, un metro, en un segundo. Esta es aproximadamente la potencia de un caballo de constitución media.

1.2.3. El calor

En la naturaleza se observa con frecuencia que determinados cuerpos llamados vulgarmente cuerpos calientes ejercen cierta influencia sobre otros, llamados fríos, variando alguna de sus características, como forma, volumen, color o energía. Se observa que esta influencia puede originar un trabajo, es decir que tiene carácter energético.

Se llama calor a la influencia que se transmite de un cuerpo a otro al ponerse en contacto, por el hecho de poseer diferente temperatura.

El calor, como el trabajo son energías en tránsito, es decir, se manifiestan en las transformaciones, por lo que no tiene sentido decir que un cuerpo tiene mucho calor o poco trabajo, sino mucha energía.

Como el calor es una manifestación de la energía, también se mide en julios, aunque existe una unidad utilizada desde antiguo para medir la transferencia de calor, es la caloría. Una caloría es el calor que hay que ceder a 1 g de agua para subir su temperatura 15°C a 16 °C. Una caloría equivale a 4,1868 julios. La kilocaloría (kcal) tiene mil calorías. La termia (te) tiene 1000 kcal.

Resumen de fórmulas y equivalencia de unidades:

$$P = \frac{W}{t} \quad W = F * e \quad p = \frac{F}{S} \quad q = \frac{M}{t}$$

Tabla 1. Magnitudes y unidades físicas más habituales

Magnitud	Unidades	
	SI	Derivadas
M (masa)	kg	t (tonelada) = 1000 kg
t (tiempo)	s	
e(espacio, deplazamiento)	M	km = 1000 m
F (fuerza)	Newton (N)	kp = 9,81 N
W (trabajo)	Julio (J)	cal=4,1868 J 1 te = 1.000 kcal kWh = 3,6 MJ
P (potencia)	Watio (W)	CV = 736 W

p (presión)	Pa (N/m ²)	bar=100.000 Pa; atm=1,013 bar; atm = 760 mmHg = 10,34 m.c.a. = 1,03 kg/cm ²
T (temperatura)	°C	° F = °C * 1,8 + 32
Q (caudal)	kg/s	t/h 1kg/s = 3,6 t/h

1.2.4. Energía interna, entalpía y leyes de la termodinámica

La termodinámica es una ciencia experimental que estudia las transformaciones energéticas, en que intervienen el trabajo y/o el calor. Es la disciplina que rige todos los principios básicos de las plantas energéticas y en concreto de cogeneración.

La energía interna de un cuerpo es la suma de la energía contenida en cada una de las moléculas del mismo. En el caso de gases es interesante estudiar los efectos de la presión sobre los mismos y se define otra propiedad de los mismos que se llama entalpía. La entalpía se puede definir como la suma de la energía interna de un cuerpo y de la energía de presión del mismo. En los líquidos y sólidos, que son prácticamente incompresibles, es aproximadamente igual a la energía interna. La entalpía tiene mucha más importancia en las aplicaciones energéticas que la energía interna porque casi siempre intervienen gases (nos referimos a instalaciones en que interviene la combustión de un combustible).

A la primera ley de la termodinámica se la llama también ley de conservación de la energía y responde al convencimiento obtenido de la observación de las transformaciones que se realizan en la naturaleza, donde la energía ni se crea ni se destruye, es decir que la energía al final de una transformación es igual a la que había antes de la misma más la aportada desde el exterior y menos la cedida al exterior.

De esta ley se deduce que cuando cedemos calor o trabajo a un sistema, éste aumenta su energía en esa magnitud. Esto supone aumentar la energía interna, cuando no hay variación de energía mecánica o electromagnética en los sistemas cerrados, o, en caso de los sistemas abiertos, la entalpía. Por tanto, en un sistema aislado térmicamente, como una turbina, el trabajo obtenido procede de la disminución de la entalpía de los gases que pasan a su través. Por el contrario el trabajo aportado a un compresor se emplea en

aumentar la entalpía del fluido. En el caso de una bomba de agua, el trabajo aportado se utiliza en aumentar la energía potencial del agua, por ejemplo, para elevarlo.

También se ha observado que en una transformación se puede transformar todo el trabajo en calor, pero nunca todo el calor en trabajo. Esta es la segunda ley de la termodinámica, que también se puede formular diciendo que es imposible hacer pasar calor espontáneamente de un cuerpo frío a otro caliente, siendo necesario para ello aportar trabajo.

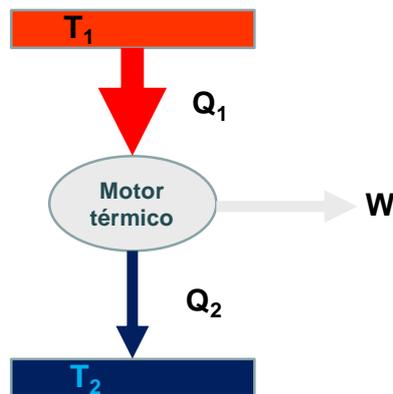


Figura 1.1. Flujos de energía en un motor térmico

La consecuencia del segundo principio es que no es posible crear un motor térmico que tenga rendimiento del 100 %. El rendimiento límite, al cual no puede llegarse, viene dado por la expresión

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

Siendo T_2 y T_1 , la temperatura absoluta del foco frío y caliente, respectivamente.

Principio de la generación eléctrica en alternadores

Cuando un conductor se mueve en el seno de un campo magnético constante, se genera entre sus extremos una diferencia de potencial, diferencia de potencial que puede originar una corriente eléctrica continua entre sus extremos, si los unimos.

De igual forma, si mantenemos un conductor eléctrico en el seno de un campo magnético variable, se induce una corriente en el mismo. Este es el principio de funcionamiento de

los alternadores. En ellos el campo magnético es generado por un rotor bobinado, que gira impulsado por una máquina motriz, por ejemplo, una turbina. Por los arrollamientos del rotor circula una corriente de excitación, que genera en el estator un campo magnético, cuyo flujo a través del arrollamiento inducido varía sinusoidalmente, generando en el mismo una tensión o diferencia de potencial también sinusoidal. Si unimos los extremos del arrollamiento a través de una carga, circula una corriente, que a su vez crea otro campo magnético de oposición en el rotor y que lo frena, creando el par resistente que contrarresta al par motor. Mediante este proceso convertimos la potencia mecánica (par * velocidad) del rotor en eléctrica en el estator.

1.3. ¿Qué es cogeneración?

La cogeneración es un término ya bastante conocido. Cogeneración significa producción simultánea de dos o más tipos de energía. Normalmente las energías generadas son electricidad y calor, aunque puede ser también energía mecánica y calor (y/o frío).

La producción simultánea supone que puede ser utilizada simultáneamente, lo que implica proximidad de la planta generadora a los consumos, en contraposición al sistema convencional de producción de electricidad en centrales independientes, donde también se desprende calor, pero no se aprovecha sino que se elimina al ambiente.

Recordemos que la termodinámica obliga a la evacuación de una cierta cantidad de calor en todo proceso térmico de producción de electricidad, ya que todo el calor absorbido no puede transformarse en trabajo, y el objetivo de la cogeneración es que no se pierda esta gran cantidad de energía.

Analizando lo que antecede podemos señalar las principales características diferenciales de la cogeneración, a saber:

- Se aprovechan varios tipos de energía, por lo que tiene un potencial de rendimiento mayor que una central convencional. A su vez este mayor rendimiento da origen a tres de sus mayores ventajas: menor dependencia de los combustibles, coste de producción menor y menor impacto ambiental.
- Se produce la energía donde se consume, por lo que hay menores pérdidas por transporte y aumenta la autonomía de las fábricas.

Cuando se escribe o se habla de cogeneración y sus aplicaciones, ya sea en una instalación concreta o en general, siempre se suele comenzar por el elemento primario; esto es, el motor, la turbina de gas o de vapor. Por el contrario cuando se estudia, cuando se gesta el proyecto, cuando se analizan las diferentes posibilidades, ha de hacerse al revés: debe comenzarse por las necesidades de calor del proceso, tanto en cantidades como en el tipo (nivel de temperatura, fluido caloportador, etc.) para a partir de ahí determinar el tipo de máquinas y su tamaño que pueden proporcionarnos esta energía térmica. Como resultado tendremos una o varias instalaciones que para esa energía térmica, producen diferentes cantidades de electricidad y con diferente rendimiento, y que, por tanto, tendrán diferente rentabilidad económica.

Es interesante destacar que el análisis de las necesidades de proceso no se debe restringir a la situación actual sino que hay que investigar si hay posibilidades de cambio en el aprovechamiento del calor que permitan la instalación de una planta de cogeneración más eficiente y por ende más rentable.

Queremos resaltar de nuevo que la base de la cogeneración es el aprovechamiento del calor.

Una central termoeléctrica tradicional transforma la energía química contenida en un combustible fósil en energía eléctrica. Normalmente se quema un combustible fósil (carbón, fuelóleo, gasóleo, gas natural) para producir una energía térmica, energía térmica que es convertida en energía mecánica, que mediante un alternador se transforma en energía eléctrica, de alta calidad. Tradicionalmente la energía térmica se transformaba en mecánica mediante un ciclo de vapor o mediante una turbina de gas ((plantas llamadas de punta o de picos, por su facilidad para suministrar energía con rapidez en los momentos de mayor demanda). En las plantas más eficientes de este tipo el rendimiento en la producción de electricidad no supera el 45%; el resto se tira a la atmósfera en forma de gases de escape, a través de chimeneas y en los sistemas de condensación y enfriamiento del ciclo termodinámico.

La proporción de energía química convertida en energía eléctrica es baja porque la mayoría del calor se pierde al ser el calor desechado de baja temperatura, o en otras palabras, tiene poca capacidad para desarrollar un trabajo útil en una central eléctrica (baja exergía).

A finales del siglo pasado se ha dado un paso muy importante en el aumento del rendimiento de las centrales eléctricas con la generalización del ciclo combinado con gas natural, que consiste en el aprovechamiento del calor en dos niveles, con dos ciclos uno de gas (con turbina de gas) y otro de vapor (con turbina de vapor). El resultado es que el rendimiento eléctrico conjunto puede sobrepasar el 60 %.

Pero la mayoría de los procesos industriales, comerciales o de servicios requieren calor a una temperatura relativamente baja, de forma que estos procesos sí que pueden aprovechar ese calor que de otra forma se desaprovecharía: de esta manera, estos procesos pueden simultanear la producción de electricidad y el aprovechamiento de ese calor residual. Este diferente concepto de aprovechamiento energético es el que realizan las plantas de cogeneración, llegando a un rendimiento global que pueden oscilar entre el 75% y el 90% de la energía química contenida en el combustible.

1.3.1. Necesidades de calor de una fábrica

Según el tipo de fluido caloportador, una fábrica puede precisar vapor, agua caliente, fluidos térmicos, gases o aire caliente, aire frío y agua u otro fluido frío.

Dentro de cada fluido hay que considerar los parámetros de utilización del mismo; por ejemplo en vapor su nivel o niveles de presión y temperatura de utilización. En agua caliente o fría, su temperatura; en aire, fluido frigoríficos u otros gases, la temperatura de utilización.

Se podrían clasificar así las necesidades de calor en:

Fluido caloportador	Presion	Temperatura
Vapor	AP (>20 bar)	Saturado
	MP (8...20 bar)	Sobrecalentado
	BP (1...7 bar)	
Agua caliente	AP	110...180 °C
	BP	60... 95 °C
Fluido termico		200...300 °C
Agua fria		5...15 °C

		<5 °C
Amoniaco		-10...-50 °C
Aire frio		10...15 °C
Gases/aire caliente		<100 °C 100...400 °C >400 C

1.3.2. Posibles modificaciones en el proceso

Cuando se instala una planta de cogeneración es muy interesante analizar la forma en que se utiliza el calor porque el rendimiento de la instalación va a depender en una gran medida de la forma de utilización del calor. Es fácil entender, como veremos en los siguientes ejemplos, que cuanto más bajo es el nivel de entalpía de la utilización del calor, más cantidad de electricidad y calor aprovecharemos.

Es evidente que cuando trabajamos con una turbina de vapor en contrapresión; a menor presión en el escape producimos mayor electricidad. También en una caldera de recuperación producimos a menor presión, mayor cantidad de vapor. En este tema del vapor hay que resaltar que es muy conveniente producir el vapor en el nivel o los niveles de consumo, lo que quiere decir que si hay varias presiones, debe producirse en esas presiones y no producir en la más alta y luego reducir.

Una posibilidad de bajar aún más el nivel de entalpía del vapor es convertirlo en consumo de agua caliente, lo que en el caso de algunas instalaciones con turbina de gas puede ser muy económico y en instalaciones de motores, además de económico suele ser obligatorio para cumplir con la normativa de ahorro energético. El mismo planteamiento que hemos hecho con el vapor se puede hacer con el agua caliente por lo que a temperatura se refiere, siendo evidente que cuanto menor es la temperatura requerida, más fácil es de utilizar el calor.

En el caso del frío hay una frontera a 4,5 °C sobre la cual pueden utilizarse máquinas de BrLi y agua que son más baratas y con mejor COP por trabajar con menor salto; sin embargo en temperaturas próximas a 0 °C y criogénicas hay que ir a instalaciones más sofisticadas y caras.

La temperatura de utilización de gases, por una parte afecta al origen del que se puede tomar el calor y, también, al tamaño y eficiencia de la planta. En el caso de motores es trascendental y puede llegar a condicionar el proyecto.

Resumiendo todo en una frase, **hay que optimizar el consumo de energía para después optimizar la producción**. Optimizar el consumo significa utilizar la energía en el mínimo nivel térmico posible, aunque esto signifique en algún caso un menor rendimiento o mayor consumo.

En este capítulo de modificaciones en el proceso es conveniente considerar las necesidades energéticas de todo tipo existentes en la fábrica para integrarlas todas en la planta de cogeneración, esto permite aumentar el tamaño y eficiencia de la planta y muchas veces da una mayor regularidad en el consumo energético y al final un mejor balance anual. Este es el caso de la fábrica de la tabla posterior, donde había consumo de frío, que provocaba una punta importante en la demanda de electricidad en el verano, mientras el consumo de vapor era menor en esta época. Combinando ambos consumos fue posible poner una instalación mayor de la prevista originalmente sin excedentes de calor, lo que supuso un aumento de la rentabilidad de la instalación muy considerable. En la tabla posterior se reproduce el efecto del cambio de la planta sobre la rentabilidad de la misma.

TURBINA DE GAS	TURBINA VAPOR	ABSORCION	INVERSION	AHORRO	TRI
MW	MW	MJ/s	M€	M€/A	%
8	0	0	X	Y	19
12	0	0	1,27*X	1,67*Y	27
12	0	2,3	1,32*X	1,87*Y	30
12	1,5	2,3	1,41*X	2,0*Y	31

1.4. Justificación de la cogeneración

Las características referidas en el apartado 3, que dan origen a sus ventajas más importantes, proceden de las leyes termodinámicas, representan por tanto ventajas inmutables que son una justificación de la permanencia de esta tecnología por encima de condiciones coyunturales, políticas o de moda.

Las centrales eléctricas tienen como único objetivo la producción de electricidad. La electricidad se produce en los alternadores, para lo cual reciben energía mecánica procedente de un motor térmico, en el caso de las centrales térmicas. Este motor térmico convierte la energía química de un combustible en energía mecánica.

Por ejemplo, el motor de un automóvil transforma la energía química del combustible en la energía mecánica que impulsa el coche mediante explosión controlada de la mezcla aire-combustible en los cilindros. Otro ejemplo es un reactor de avión, que convierte la energía del combustible en una corriente de gases a gran velocidad, que impulsa al avión en sentido contrario, es el efecto de reacción, similar al producido en la manguera de ducha cuando abrimos bruscamente la llave de paso.

Cualquier proceso de conversión de energía térmica en mecánica requiere, según el segundo principio de la termodinámica, la existencia de un foco frío al que evacuar una cierta cantidad de calor. En el caso del motor de coche es el ambiente exterior (en invierno, también el interior), en el avión también el ambiente exterior y en la central eléctrica, el río, el mar o el aire. En el caso de las plantas de cogeneración la mayor parte de este calor se aprovecha. Como ya se ha indicado, el máximo rendimiento alcanzable por un motor térmico viene dado por la expresión

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

Siendo T2 y T1, la temperatura absoluta del foco frío y caliente, respectivamente.

En las centrales convencionales, que utilizan vapor de alta presión para alimentar a una turbina de vapor, con temperaturas de vapor vivo de unos 550 °C y del foco frío de unos 25 °C, el máximo rendimiento alcanzable es del 63,8 %. En la práctica se llega a rendimientos del 42...44%, es decir, unas tres cuartas partes del máximo.

En las modernas centrales de ciclo combinado grandes, el foco caliente es la cámara de combustión, con temperaturas superiores a 1300 °C, lo que supone un rendimiento máximo del 80 %, siendo las tres cuartas partes el 60 %, valor que ya hemos sobrepasado.

Es fácil entender que en las plantas de cogeneración, donde se aprovecha también el calor, se consiga mayores rendimientos globales. Como consecuencia, el coste de

producción de electricidad es menor, y ésta es la justificación energética de la bondad de esta tecnología.

Como ejemplo, se muestra en la figura 1.1 el diagrama de flujo energético de una instalación de cogeneración en ciclo combinado y en la figura 1.2 el diagrama correspondiente a nivel nacional para el suministro de la misma energía (electricidad en una moderna central eléctrica de ciclo combinado y el calor mediante combustión de un combustible en una caldera de la fábrica)



Fig. 1.2 Diagrama de Sankey de una planta de cogeneración en ciclo combinado



Fig. 1.3. Diagrama de Sankey de generación de energía a nivel nacional

El resultado, como vemos, es que generar la misma energía útil por medios térmicos convencionales requiere un 26 % más de combustible. Esta cantidad en exceso de consumo sube al 70 % en el caso de que comparemos con la situación en que la electricidad se produzca en centrales térmicas antiguas de caldera/turbina de vapor.

Está pues bastante claro la ventaja de rendimiento de las plantas de cogeneración respecto a las centrales termoeléctricas, pero esta no es la única ventaja que justifica su implantación. Como consecuencia de la ventaja del rendimiento térmico, quema menos combustible por unidad de energía útil y por tanto las emisiones de CO₂ son sustancialmente más bajas lo que contribuye a disminuir el efecto invernadero y, tomando en consideración el precio del CO₂ en el mercado, contribuye a su economía. Otra ventaja muy relevante, es que la energía eléctrica se utiliza allí donde se genera, con una sustancial disminución de las pérdidas por transporte, que suponen en una red normal como la Española aproximadamente un 10 % de la energía total producida.

La cogeneración (y esto no es una ventaja menor), como energía distribuida, supone una menor necesidad de infraestructura de distribución, disminuye las puntas de demanda y mejora la calidad del suministro eléctrico, ya que baja las variaciones en los flujos de

carga de la red de transporte y por tanto estabiliza la misma, al producirse menores variaciones de tensión.

La cogeneración permite en muchos casos, cuando la planta está bien diseñada, mejorar la autonomía del consumidor final. En caso de dificultades de suministro debido a fallos en la red o inclemencias meteorológicas adversas, la planta puede aislarse de la red y mantener al consumidor alimentado hasta que se restablezcan las condiciones adecuadas de suministro externo. Esto es no sólo ventajoso para el consumidor, ya que no tiene que parar su funcionamiento, sino que la red puede ser restablecida con mayor facilidad, ya que hay menos consumidores conectados y se eliminan los sucesivos reenganches en momentos de dificultad de suministro.

Por último, este tipo de plantas aumentan el nivel de actividad y de empleo.

1.5. Tipos de ciclos.

Una planta de cogeneración es un sistema complejo, donde hay una entrada fundamental que es un combustible, y varias energías salientes. Para ello hay una serie de equipos principales y otros auxiliares.

En la ingeniería conceptual y básica se definen tanto los equipos principales como los parámetros fundamentales de la instalación. En esta etapa pues se definen el tipo de ciclo y los equipos principales y, como consecuencia de ello, el rendimiento y todas las características principales del mismo. Esto quiere decir que si nos equivocamos en esta fase es prácticamente imposible reparar el mal, mejorando el resto de la instalación.

Los equipos auxiliares sirven para asegurar las necesidades de los equipos principales. Por ejemplo, bombean el agua a la caldera, comprimen el gas para la turbina, refrigeran el aceite o los alternadores, etc.

Además existen una serie de instalaciones necesarias, como para cualquier proceso, de las que en este momento repararemos en dos: electricidad y control, por su importancia. La instalación eléctrica, porque en la mayoría de las instalaciones de cogeneración se produce electricidad y el control, porque ha permitido hacer instalaciones casi completamente automáticas y que pueden ser por tanto instaladas y explotadas en cualquier fábrica, sin la presencia permanente de personal de operación.

Existe otro término que interesa definir en este momento, es el “prime mover” o motor primario, que podríamos decir que es la máquina térmica básica que da origen al proceso.

Es en función de los equipos primarios o principales en función de lo que se definen los tipos de ciclos:

- turbina de gas en ciclo simple
- motor de gas en ciclo simple
- Caldera con turbina de vapor
- Ciclo combinado de turbina de gas
- Ciclo combinado de motores

1.5.1. Cogeneración con motor alternativo de gas o fuel

Utilizan gas, gasóleo o fuel-oil como combustible. En general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares) y/o aceite térmico y/o agua caliente y en el aprovechamiento del circuito de agua de refrigeración de alta temperatura del motor. Son también adecuadas la producción de frío por absorción, bien a través del vapor generado con los gases en máquinas de doble efecto, o utilizando directamente el calor del agua de refrigeración en máquinas de simple efecto.

Este tipo de instalaciones es conveniente para potencias bajas (hasta 15 MW). Son plantas de alto rendimiento eléctrico, ya que los motores son las máquinas térmicas de mayor rendimiento eléctrico. Por ello la generación eléctrica es muy importante en el peso del plan de negocio.

Un diagrama de proceso elemental de este tipo de instalación se presenta en la siguiente figura:

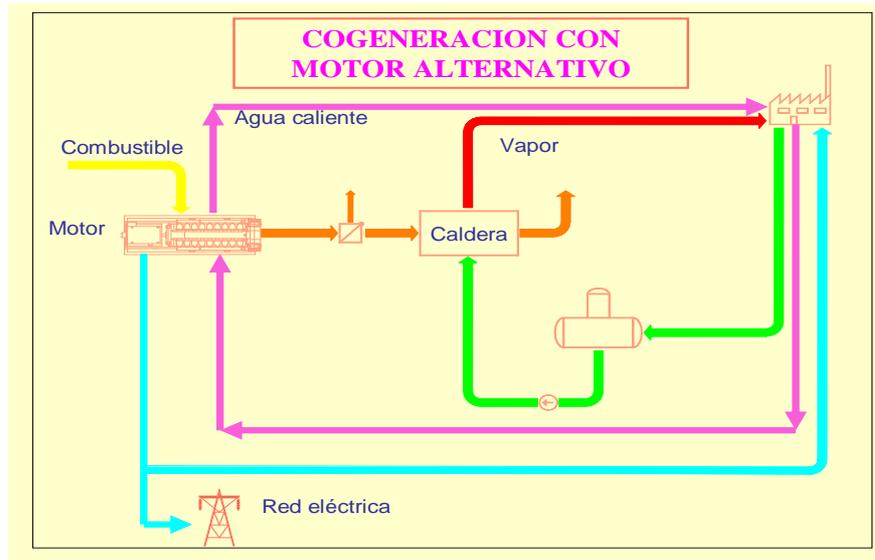


Fig. 1.4. Planta de cogeneración con motor alternativo

El balance de energía en una planta con motor alternativo se puede ver en la figura siguiente (se ha representado el caso de un motor de gas del orden de 3 o 4 MW):



Fig. 1.5. Diagrama de sankey de planta de cogeneración con motor de gas

1.5.2. Cogeneración con turbina de gas

En las plantas con turbina de gas se quema combustible en un turbogenerador. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformará con la ayuda del alternador en energía eléctrica. Su rendimiento eléctrico es normalmente inferior al de las plantas con motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil del calor, que se encuentra concentrado en su práctica totalidad en los gases de escape, que están a una temperatura de unos 500 °C, idónea para producir vapor en una caldea de recuperación.

Cuando se presenta en el denominado ciclo simple, el sistema consta de una turbina de gas y una caldera de recuperación, generándose vapor directamente a la presión de utilización en la planta de proceso asociada a la cogeneración. Su aplicación es adecuada cuando las necesidades de vapor son importantes (>10 t/h), situación que se encuentra fácilmente en numerosas industrias (química, papelera). Son plantas de gran fiabilidad y económicamente rentables a partir de un determinado tamaño. Suelen tener un importante número de horas de funcionamiento y una demanda de calor continua.

Si la demanda de vapor (o calor de una forma más general) es mayor que la que pueden proporcionar los gases de escape, puede producirse una cantidad adicional utilizando un quemador de post-combustión, introduciendo combustible directamente a un quemador especial, con el que cuenta la caldera. Esto puede hacerse porque los gases de escape son aún suficientemente ricos en oxígeno. Por el contrario, el escape de un motor alternativo tiene un contenido de oxígeno menor del que permite un arranque de la combustión seguro, por lo que es necesario enriquecerlo previamente en oxígeno, si se quiere hacer la post-combustión, y ante esta dificultad, se suele optar por mantener calderas auxiliares de reserva para el caso de necesidades suplementarias de calor.

Se recomienda equipar con postcombustión las calderas de recuperación de turbinas de gas, ya que su rendimiento es muy bueno y permite una enorme flexibilidad de producción, que facilita el control del suministro de vapor a la fábrica.

El diseño del sistema de recuperación de calor es fundamental en las plantas de cogeneración, pero en las plantas con turbina de gas es más importante aún, pues su economía está directamente ligada al mismo, ya que el peso del calor aprovechado es

mayor que en las plantas con motores alternativos. A continuación se presenta un diagrama de proceso simplificado.

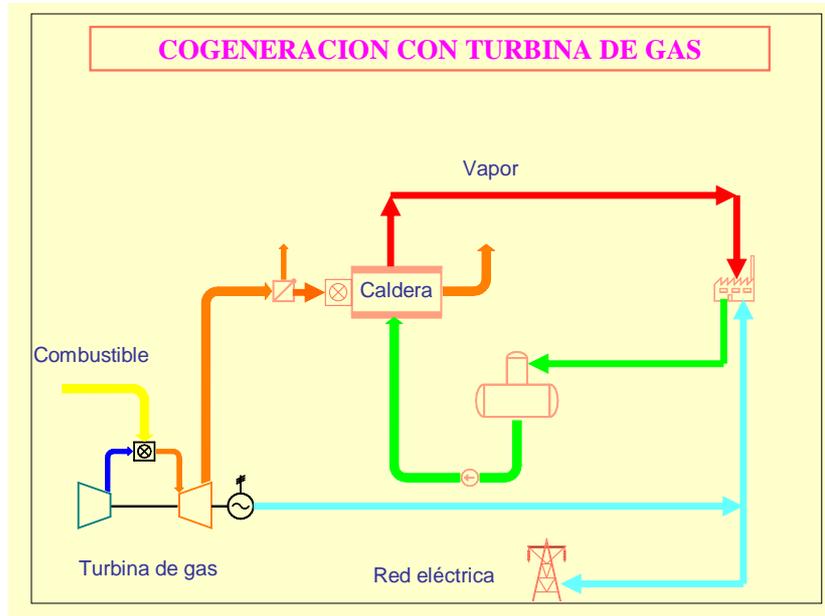


Fig. 1.6. Planta de cogeneración con turbina de gas

El diagrama de Sankey para este tipo de instalaciones podría ser el siguiente:



Fig. 1.7. Diagrama de sankey de planta de cogeneración con turbina de gas

Existe la posibilidad de aprovechar directamente el calor de los gases de escape sin hacerlos pasar por una caldera. El gas de escape puede ser utilizado en aplicaciones tales como secaderos, bien aplicando directamente el gas de escape sobre el material a secar o a través de un intercambiador gas-aire.

1.5.3. Cogeneración con turbina de vapor

En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. El uso de este ciclo fue, históricamente, el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan biomasa o residuos.

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales ésta está por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador.

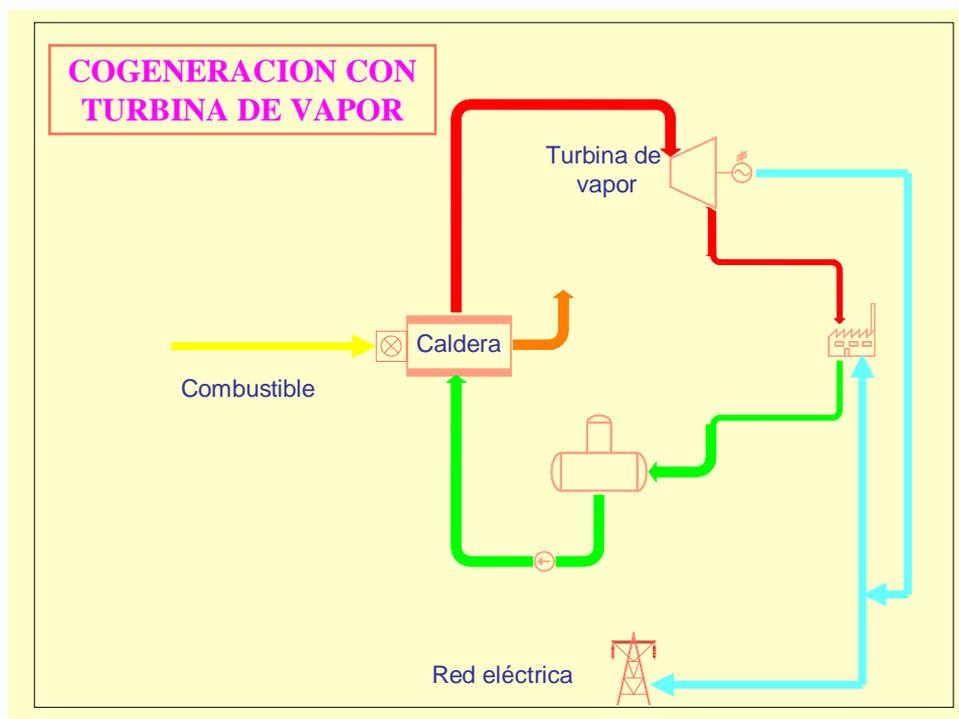


Fig. 1.8. Planta de cogeneración con turbina de vapor

1.5.4. Cogeneración en ciclo combinado con turbina de gas

La aplicación conjunta de un ciclo de gas (con turbina de gas) y otro de vapor (con una turbina de vapor) es lo que se denomina ciclo combinado, y su utilidad consiste en que al poner estos ciclos concatenados hay una mayor diferencia entre las temperaturas del foco caliente y el foco frío y por tanto, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, mayor rendimiento.

Los gases de escape de la turbina de gas son enviados a la caldera de recuperación, donde se produce vapor de alta presión. Este vapor se expande en una turbina de vapor produciendo una energía eléctrica adicional. El escape de la turbina de vapor será vapor de baja presión, que puede aprovecharse como tal o condensarse en un condensador presurizado, produciendo agua caliente o agua sobrecalentada, que será utilizado en la industria asociada.

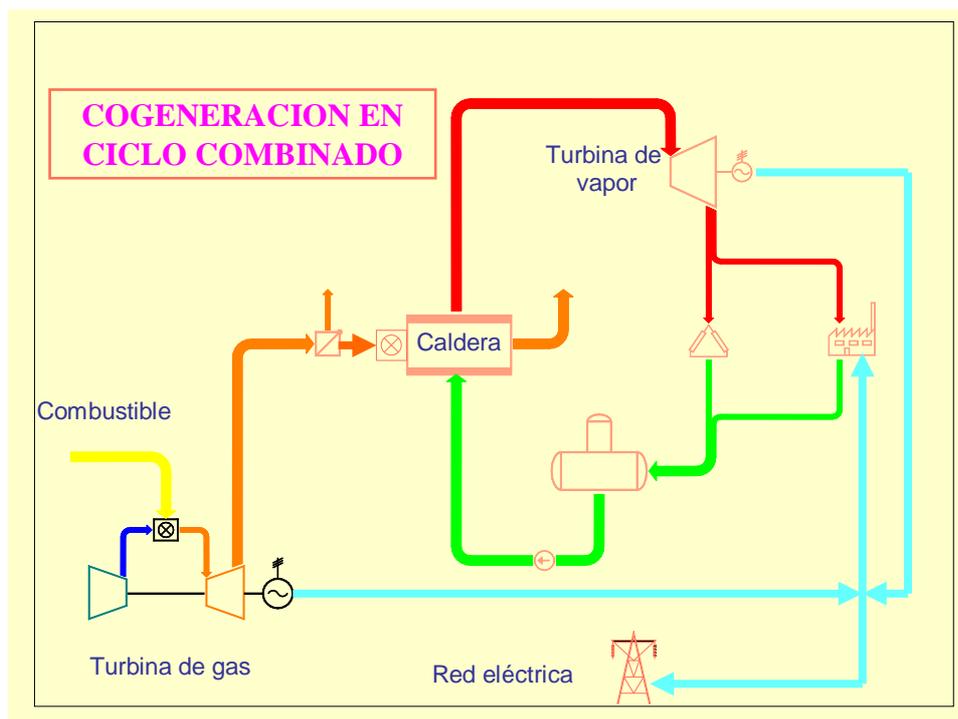


Fig. 1.9. Planta de cogeneración en ciclo combinado con turbina de gas

En un ciclo combinado con turbina de gas el proceso de vapor es esencial para lograr la eficiencia del mismo. La selección de la presión y la temperatura del vapor vivo se hacen en función de las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas y de las

condiciones de vapor necesarias para la fábrica. Por ello se requiere una ingeniería apropiada capaz de diseñar procesos adaptados al consumo de la planta industrial asociada a la cogeneración, que al mismo tiempo dispongan de gran flexibilidad que posibilite su trabajo eficiente en situaciones alejadas del punto de diseño.

Una variante del ciclo combinado expuesto, en el que la turbina de vapor trabaja a contrapresión (esto es, expande el vapor entre una presión elevada y una presión inferior, siempre superior a la atmosférica) es el ciclo combinado a condensación, en el que el aprovechamiento del calor proveniente del primer ciclo se realiza en la turbina de vapor, quedando ésta como elemento final del proceso. El vapor de salida se condensa en un condensador que trabaja a presión inferior a la atmosférica, para que el salto térmico sea el mayor posible. Este es el ciclo normal de las centrales eléctricas de ciclo combinado.



Fig. 1.10. Diagrama de Sankey de Planta de cogeneración en ciclo combinado con turbina de gas

1.5.5. Cogeneración en ciclo combinado con motor alternativo

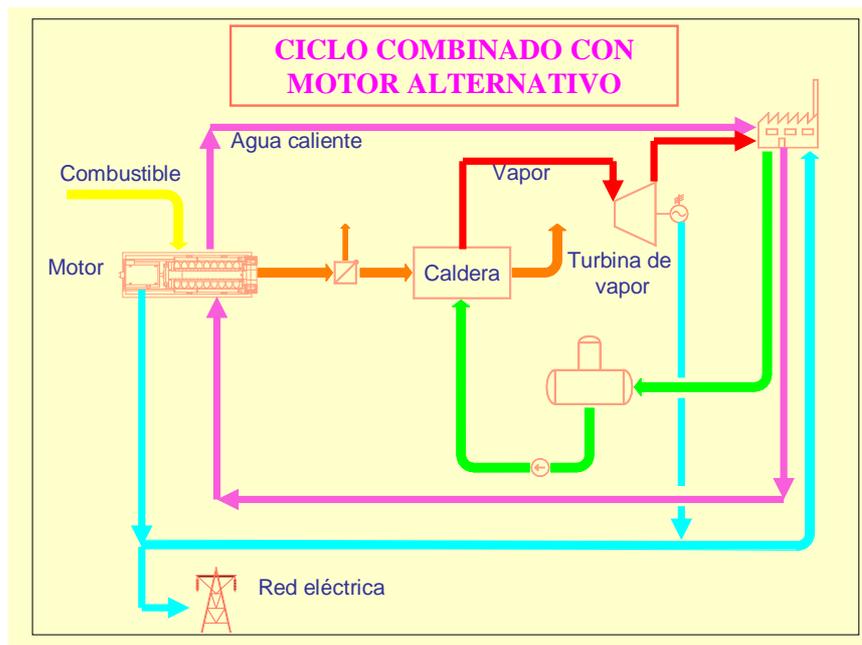


Fig. 1.11. Planta de cogeneración en ciclo combinado con motor alternativo

En este tipo de plantas, el calor contenido en los gases de escape del motor se recupera en una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en una turbina de vapor para producir más energía eléctrica o energía mecánica. El circuito de refrigeración de alta temperatura del motor se recupera en intercambiadores, y el calor recuperado se utiliza directamente en la industria asociada a la planta de cogeneración. El rendimiento eléctrico en esta planta es alto, mientras que el térmico disminuye considerablemente. Es interesante para plantas con demandas de calor bajas. El calor del escape de la turbina de vapor también puede aprovecharse, en cuyo caso mejora el rendimiento global.

1.5.6. Trigeneración

La trigeneración suele referirse a la generación simultánea de tres tipos de energía: energía eléctrica, energía térmica en forma de calor (agua sobrecalentada o vapor) y energía térmica en forma de frío, transformando posteriormente parte de esa agua caliente, sobrecalentada o vapor en agua fría utilizando equipos de absorción (de amoníaco o de bromuro de litio), que tienen un ciclo térmico sencillo cuyos principios se conocen desde antes que los del ciclo de compresión de las máquinas frigoríficas convencionales. La figura posterior muestra el esquema de una de estas plantas.

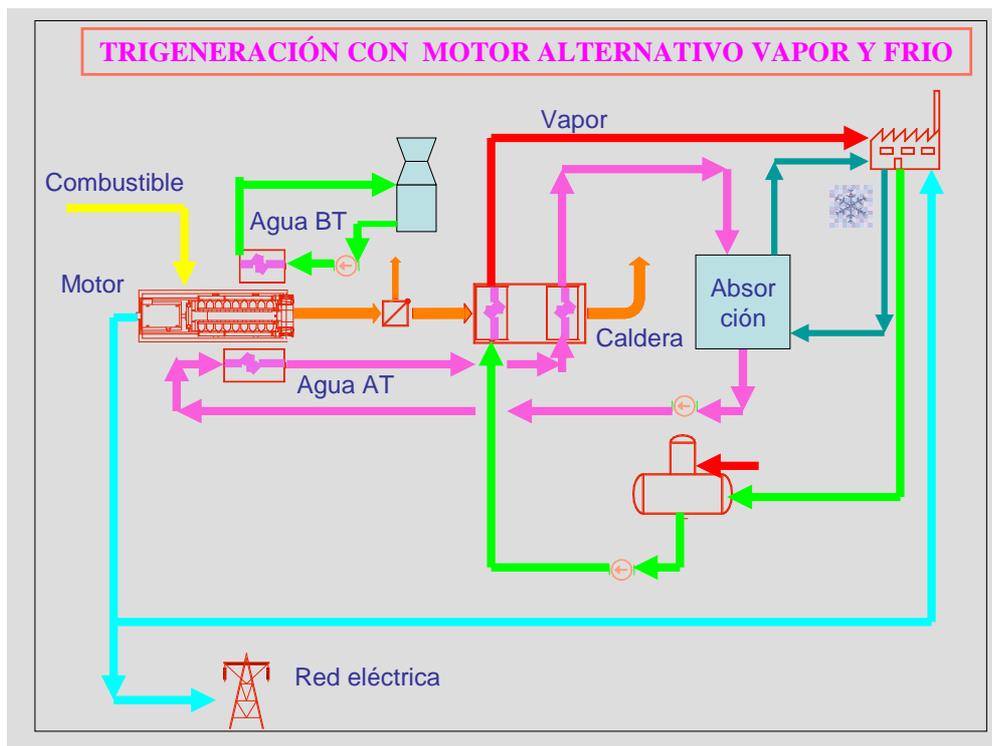


Fig. 1.12. Planta de trigeneración con motor alternativo

La figura anterior muestra una planta de trigeneración con motor alternativo, de igual manera se podría incorporar absorción a plantas con turbinas de gas bien en ciclo simple o combinado. Una buena oportunidad de aumentar el rendimiento global es poner un calentador de agua en cola de caldera de vapor. Esta agua caliente se utiliza para la producción de frío por absorción. Este frío se puede utilizar también en la refrigeración del aire de entrada a la turbina de gas. La trigeneración, permite a la cogeneración, que inicialmente, no era viable en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen solo frío. Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario (hoteles, hospitales, centros educativos, etc.) donde además de calor se requiere frío para climatización, y que debido a la estacionalidad de estos consumos (calor en invierno, frío en verano) complicaba el dimensionamiento de una planta de cogeneración. Al aprovecharse el calor también para la producción de frío, permite una mayor estabilidad en el aprovechamiento del calor, lo que aumenta su rendimiento anual y, por consiguiente, su rentabilidad.

En realidad en una planta de cogeneración se pueden producir otros productos útiles, a parte de la electricidad, calor y frío, como puede ser energía mecánica, aire comprimido o incluso CO₂.

1.6. Combustibles para cogeneración

En función del tipo de combustible hay plantas con gas, normalmente gas natural, con combustibles líquidos, normalmente fuelóleo o duales (gas natural y combustible líquido). Naturalmente el combustible disponible condiciona la tecnología a utilizar, el tipo de ciclo y el rendimiento del mismo. El GLP no suele utilizarse por su precio y por sus malas características (bajo número de metano) que provocan bajas potencias específicas y bajos rendimientos.

El gas natural es el más versátil de todos los combustibles para cogeneración, puede ser utilizado en turbinas de gas, calderas o motores alternativos de ciclo Otto.

Las turbinas de gas pueden utilizar hidrógeno, gas natural, GNL, gas de refinería u otros procesos, GLP, naftas y gasóleo. Los motores diesel pueden utilizar fuelóleo, gasóleo, biodiesel y con determinadas precauciones aceites combustibles vírgenes y reciclados. Los motores ciclo *otto* pueden utilizar gas natural, gases de poder calorífico medio (gas de refinería, biogás, gas de coque) o gases de muy bajo poder calorífico (gas de acería y gas de horno alto).

El efecto del combustible a utilizar sobre el rendimiento normalmente no es relevante. La mayor diferencia reside en el precio y el efecto sobre el medio ambiente.

Parece claro que en caso de existir gas natural en las proximidades, éste es el combustible mejor, sobre todo en el caso de turbinas de gas. El único combustible que compite, con ventaja, en precio con el gas natural es el fuelóleo para motores diesel, pero tiene la desventaja de limitar el rendimiento, originar mayor coste de mantenimiento y producir más emisiones.

En el caso que no haya disponibilidad de gas natural la solución prácticamente obligada es motores diesel con fuelóleo.

Cuando no haya disponibilidad de gas natural pero haya plan de tenerlo en el futuro se puede utilizar otro combustible de parecidas características como GLP o GNL hasta que se disponga de él.

A veces es conveniente por razones de control de precios y garantía de suministro poder utilizar varios combustibles. Esto es posible en las turbinas con un pequeño aumento de equipamiento de la misma y también en los motores (los motores de doble combustible pueden quemar gas natural o fuelóleo). Hay que hacer notar que en los motores alternativos todavía no está muy probado este sistema y además tiene el inconveniente de la gran diferencia entre ambos combustibles, lo que hace bastante complicado el diseño del sistema posterior al motor.

1.7. Rendimientos en una planta de cogeneración

Rendimiento eléctrico es el cociente entre la energía eléctrica generada por la planta y la energía aportada por el combustible. Para calcular el dato, es necesario convertir la cantidad de combustible en energía, para lo cual hay que multiplicar la masa o el volumen de combustible por el poder calorífico inferior (PCI) de éste.

$$\eta_e = \frac{E}{Q}$$

Siendo

η_e = Rendimiento eléctrico

E = Energía eléctrica generada en un periodo, medida en bornas de generador (kWh)

Q = Combustible consumido por la planta, en kWh PCI

Junto con este valor se utiliza el rendimiento global:

$$\eta_g = \frac{V + E}{Q}$$

Siendo

η_g = Rendimiento global

V = Calor útil producido (kWh de PCI)

En las plantas de cogeneración se define además el Rendimiento Eléctrico Equivalente según la siguiente fórmula:

$$\eta_{ee} = \frac{E}{Q - \frac{V}{0,9}}$$

Donde

$\frac{V}{0,9}$ = combustible para generar V (kWh) de calor

$Q - \frac{V}{0,9}$ = combustible atribuible a la generación de electricidad en una planta de cogeneración

Se asume que el rendimiento térmico de una caldera en la que se produjera el calor útil V es del 90%.

Este rendimiento tiene sentido físico, ya que en el denominador descontamos al consumo de combustible lo que se gastaría para producir el calor útil, quedando solo el combustible necesario para la producción de electricidad. Este rendimiento es un buen indicador del buen diseño, pero no es perfecto, puesto que una instalación de menos potencia, con mucha postcombustión tiene mayor rendimiento eléctrico equivalente que una diseñada justo para satisfacer el calor sin postcombustión. En realidad la instalación ideal es la mayor, puesto que produce más energía eléctrica, de mayor calidad.

Este índice es uno de los principales parámetros de una planta de cogeneración. En España, para tener acceso al cobro de primas por generación eléctrica es necesario demostrar que la planta tiene un η_{ee} mínimo, dependiendo del combustible y tecnología empleada.

También hay que destacar que, de acuerdo con la actual normativa vigente en España (RD 661/2007), el rendimiento eléctrico equivalente está relacionado con la prima eléctrica a percibir por el promotor, de forma que el aumento de ese rendimiento hace aumentar la prima a percibir y mejora la rentabilidad global del proyecto.

Se establece en este RD 661, un complemento de la prima por eficiencia que se calcula por la siguiente expresión:

$$C_e (c\text{€} / kWh) = 1,1 \times \left(\frac{1}{\eta_{ee \min}} - \frac{1}{\eta_{eei}} \right) C_{mp} (c\text{€} / kWhPCS)$$

Siendo:

C_e , el complemento por eficiencia

$\eta_{ee\ min}$, el rendimiento eléctrico equivalente mínimo exigido

η_{eei} , el rendimiento eléctrico equivalente anual real acreditado

y C_{mp} , el coste medio del gas natural

La importancia económica de este complemento es considerable y justifica hacer instalaciones más eficientes aunque esto suponga un aumento apreciable de la inversión. Las figuras posteriores muestran que se pueden obtener precios medios de venta de electricidad de un 15 a 20 % mayores para elevados rendimientos globales.

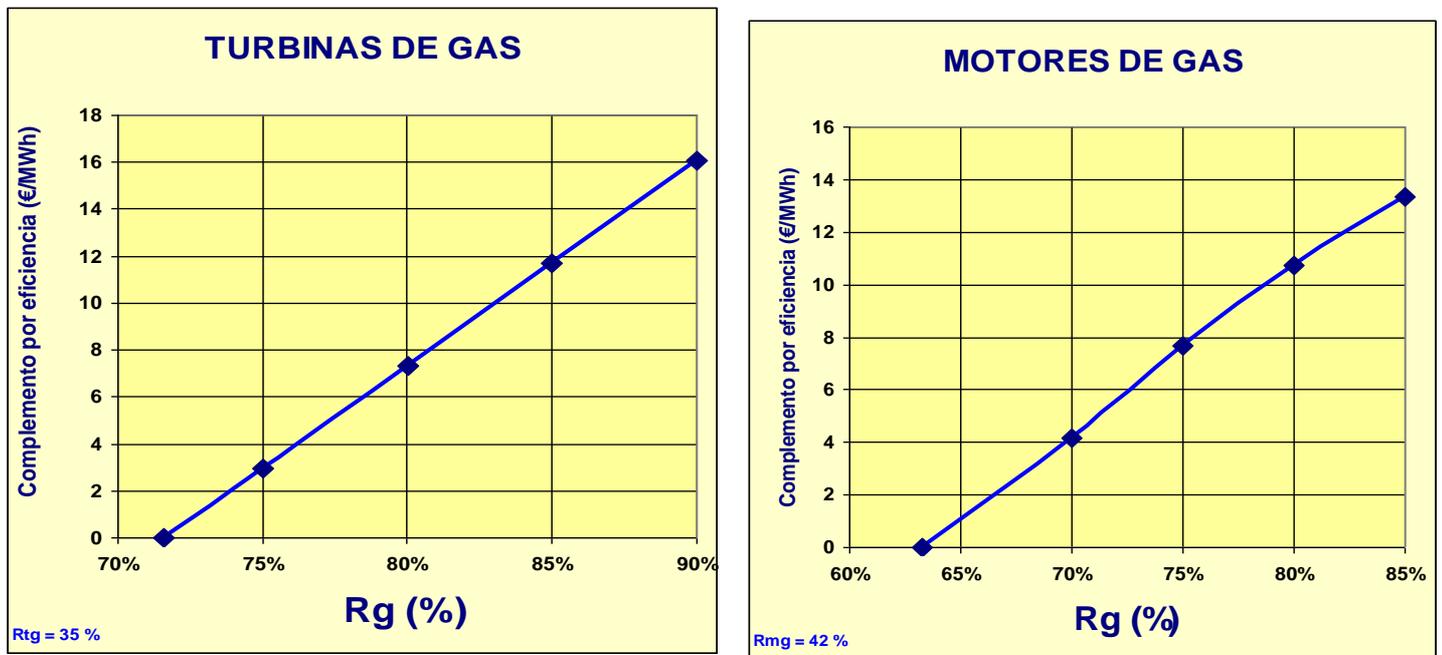


Fig. 1.13. Complementos de eficiencia en cogeneración

El ahorro de energía primaria (AEP) o PES (primary energy saving) se calcula por la expresión:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{H_\eta}{Ref H_\eta} + \frac{E_\eta}{Ref E_\eta}} \right] \cdot 100$$

H_η: Rendimiento térmico

E_η: Rendimiento eléctrico

Ref H_η y Ref E_η: Valores de referencia del rendimiento para la producción separada de calor y electricidad, respectivamente, según se indica en la guía de calor útil publicada por el IDAE y aprobada por la resolución 10691, de 14 de mayo de 2008, de la Secretaría General de Energía (coincidente con las directrices de la UE).

Para la determinación precisa de los valores a aplicar remitimos a la guía de calor útil señalada. Indicar como valores típico para la Ref H_η 90 % en caso de aprovechamiento de vapor y agua caliente y 82 % para el aprovechamiento de calor en secaderos. El valor de Ref E_η depende del combustible utilizado, el año de construcción de la planta, el nivel de tensión, la temperatura media del lugar y si la electricidad es para autoconsumo o para exportación, siendo su valor del orden del 50%. Cuando el PES es mayor del 10% se dice que se trata de una cogeneración de alta eficiencia.

1.8. Emisiones en plantas de cogeneración

El impacto medioambiental de cada tipo de máquina es por supuesto un factor técnico a considerar, pero la gran importancia que está adquiriendo nos obliga a tratarlo por separado y porque su tratamiento también es diferente. Así como el rendimiento es el que es, los efectos sobre el medio ambiente pueden y deben ser paliados.

Hay unas características generales en los efectos medioambientales que pueden producirse en instalaciones de cogeneración según el tipo de combustible utilizado y el tipo de elemento motor. Sin embargo, hay algunos diseños especiales que unidos a unas condiciones de funcionamiento apropiadas pueden bajar considerablemente las emisiones.

En términos generales puede decirse que las turbinas de gas producen menor contaminación para el mismo combustible en todos los contaminantes típicos, es decir, hidrocarburos, CO y NO_x, y que la concentración de NO_x puede ser bajada con facilidad con inyección de agua o vapor, por el contrario, en los motores diesel con concentraciones de NO_x unas cinco a diez veces más solo puede bajarse a índices aceptables con la instalación de convertidores catalíticos con inyección de amoníaco. En la tabla 1.2 se pueden ver las emisiones de una turbina de gas funcionando con gas natural y de un motor diesel con fuelóleo número 1 y con gas natural. El porcentaje de óxidos de azufre, por

supuesto, está condicionado a la composición del combustible y puede disminuirse sin más que utilizar combustibles de bajo índice de azufre. No se puede hacer lo mismo con los óxidos de nitrógeno. La proporción de monóxido de carbono e hidrocarburos está condicionada tanto por el combustible como por el tipo de máquina.

También se muestran los valores de emisiones de las centrales convencionales. Hemos indicado, por supuesto las emisiones netas, es decir después de considerar el aprovechamiento térmico.

TABLA 1.2 (emisiones en g/kWh)

Contaminante	Turbina de gas	Ciclo combinado	Motor de gas	Motor de fuelóleo	Central convencional de ciclo combinado	Central de carbón
NO _x , como NO ₂	0,2	0,2	1,2	7,2	0,22	3,4
SO ₂	-	-	-	3		15
CO ₂	245	210	284	530	350	1000
CO	0,1	0,1	1,7	1,8	0,1	1,0

Las concentraciones de óxidos de azufre, como se ha dicho, dependen del combustible utilizado. En el caso de combustibles prácticamente exentos de azufre como gas natural o GLP la emisión es despreciable y sólo en el caso de los motores diesel quemando fuelóleo, ésta tiene relevancia. Así, utilizando fuelóleo nº1, con una proporción de azufre del 2,7% en peso se alcanzan concentraciones en los gases de escape de 1,7 g de SO₂ por Nm³ aproximadamente mientras que si se utiliza fuelóleo de bajo índice de azufre (< 1%) esta cantidad puede bajar a 600 mg/Nm³.

Según la legislación española actual no es necesario tomar medidas correctoras para estas emisiones, pero teniendo en cuenta otras legislaciones medioambientales europeas más avanzadas y hacia las que la unión europea en su conjunto tenderá, porque así lo hace la demanda social, cada vez más influyente, será preciso tomar algunas acciones sobre todo

en los motores que queman fuelóleo. En la práctica no se instalan plantas con motores de fuelóleo.

En el caso de las turbinas de gas, el contaminante más importante es el NOx. Es conocido que la mayor parte de las turbinas admiten inyección de vapor o agua o ambos. Esto reduce la proporción de NOx a valores de 25...50 ppmv, lo que por el momento se considera perfectamente admisible, además de tener otros efectos sobre el funcionamiento de la planta, cual es la mayor flexibilidad y potencia, en los que no entraremos en este momento.

En el caso de los motores diesel nos encontramos de nuevo con el problema de óxidos de nitrógeno que pueden ser bajados por un procedimiento similar, ya sea inyectando agua con el combustible o con el aire. Pero en este caso, la disminución de concentración que se consigue es menor y además se parte de valores mucho más elevados, sobre todo si se trabaja con fuelóleo. Por esto, en el caso de motores quemando fuelóleo es recomendable instalar desde el principio convertidores catalíticos, que con inyección de amoníaco reducen los óxidos de nitrógeno a valores del orden de 50...100 ppm (reducción del 90%...95%).

En el caso de los óxidos de azufre hay dos corrientes actuales, la que tiende a hacer depuración del combustible en refinerías y la depuración en los consumidores. Hay que decir que parece más racional y económico a nivel nacional hacer depuración en el origen (refinería), por economía de escala y porque no produce apenas residuos.

Desde el punto de vista de la depuración en los consumidores, el proceso prácticamente universal es el lavado de gases con adición de hidróxido cálcico que además de su coste tiene el gran inconveniente de su producción de residuos (lodos con proporción aproximada de 50% de sulfato cálcico). Hay sistemas combinados que reducen simultáneamente los óxidos de nitrógeno y de azufre.

En el ámbito de depuración en origen están en el mercado los fuelóleos con bajo índice de azufre (BIA) con concentraciones inferiores al 1% de azufre en el combustible y que originan una contaminación por SOx razonablemente baja.

Para la eliminación de partículas pueden utilizarse filtros de mangas o electrofiltros, pero la pequeña concentración existente en los gases pensamos que no justifica su implantación en instalaciones normales de cogeneración con combustibles limpios.

Hay que hacer notar que el diseño de la máquina y sobre todo de la cámara de combustión puede tener gran influencia en las emisiones. De ahí la gran variación en las emisiones de óxidos de nitrógeno en los motores, tanto quemando gases combustibles como fuelóleos y que permite en algunos motores de gas bajar las emisiones a los niveles de turbinas de gas. El diseño de la cámara de combustión es el principio de los sistemas secos de disminución de emisiones para turbinas (DLE).

En los noventa se han introducido en el mercado los motores de mezcla pobre “lean burn engine”. En ellos se aumenta la relación de compresión para aumentar el rendimiento. Esto aumenta la detonabilidad de la mezcla y para evitarlo se trabaja con mezclas pobres (gran exceso de aire). Esta mezcla es tan pobre que no puede encenderse directamente con bujía, por lo que en una precámara se introduce una mezcla rica donde la bujía inicia la ignición, que posteriormente transmite a la mezcla pobre. Al trabajar con mezclas pobres, la temperatura de combustión es más baja y se producen menos NOx, aunque aumenten algo los CO. De esta manera se consigue aumentar el rendimiento y disminuir las emisiones.

1.9. Industrias idóneas para cogeneración

Puesto que la cogeneración es una forma muy eficiente de generación de energía, su mayor rentabilidad se da en los sectores intensivos en energía. Este es el caso del sector químico, papel, derivados de madera, cerámicas, textil y alimentario.

Otra ventaja importante de la implantación de cogeneración es que mejora la fiabilidad del suministro eléctrico.

La cogeneración es una posibilidad y una realidad no sólo para los sectores tradicionales como el papelero o el químico, sino para sectores tan diversos como el textil, cerámico, minero y el alimentario.

El requisito para la implantación de cogeneración es que exista un consumo de calor. El tipo de calor necesario conducirá a un tipo determinado de motor primario y de

instalación. El tamaño del consumo térmico determinará la dimensión de la instalación. Otro factor que influye decisivamente sobre el tipo de instalación son los combustibles disponibles. Los consumos térmicos en alta temperatura favorecen el uso de las turbinas de gas y los de agua caliente a los motores. En este sentido hay que hacer primero una revisión de los consumos finales, para determinar si realmente es preciso la temperatura utilizada, tanto si se trata de gases calientes como vapor, puesto que a menudo para unificar se utiliza siempre el nivel térmico o entálpico más alto.

En todo caso si existe consumo térmico, se puede instalar cogeneración y sólo el tipo de planta y su optimización es la que viene influida por el tipo y tamaño del consumo.

Como toda instalación eficiente es más cara que una instalación convencional, el tiempo de funcionamiento influirá también en su rentabilidad.

Es decir las industrias idóneas para instalar plantas de cogeneración son aquellas con gran consumo térmico y muchas horas de funcionamiento. Este es el caso de las fábricas de papel y químicas, pero no solamente ellas. El sector alimentario se muestra cada vez más interesado en la cogeneración, debido a que el aumento del tamaño de las fábricas y su automatización (que ha bajado el peso de la mano de obra en los costes de producción), ha provocado que el coste energético sea un elemento fundamental de competitividad. Son industrias más estables y difícilmente deslocalizables, que están creciendo a buen ritmo y mejorando su tecnología y automatización. Esto es consecuencia entre otras cosas de la demanda del mundo actual de productos más naturales, elaborados y listos para comer o beber.

Estas industrias tienen muchos consumos a temperaturas bajo 100 °C, como los procesos de pasterización. Esto y su tamaño, les hace fábricas muy indicadas para cogeneración con motores. Los consumos de frío existentes favorecen en muchos casos la instalación de plantas de trigeneración.

2. TURBINAS DE GAS

2.1. Principios básicos de turbinas

En los siguientes capítulos se estudiará la transformación de energía presente en un fluido, en trabajo mecánico, por medio de la expansión de dicho fluido (gas de combustión o vapor), en una turbina. No se tratarán aquí las turbinas hidráulicas cuya energía proviene de la transformación de la energía mecánica de un fluido incomprensible.

En una turbina, si se desprecian las pérdidas de calor al exterior, el trabajo obtenido procede de la diferencia de entalpía del fluido, que pasa a su través.

Trabajo mecánico = Entalpía entrada- Entalpía salida

La variación del volumen específico es el mecanismo que permite la transformación de energía térmica en mecánica y, por tanto, su posterior aparición en el eje de la máquina. El volumen específico es el cociente:

Volumen específico = Volumen de un fluido/masa de fluido

Por esta razón, los fluidos que circulan en las turbinas (de gas y vapor) que se utilizan para transformaciones de energía térmica en mecánica son gases, que son los fluidos que presentan una variación importante del volumen específico con la temperatura y presión.

Tal y como se ha explicado anteriormente, no es posible crear un motor térmico que tenga rendimiento 100%. El límite de rendimiento es:

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

Siendo T2 y T1 las temperaturas absolutas de los focos frío y caliente, respectivamente.

Las máquinas reales no llegan a dicho rendimiento máximo teórico, debido a irreversibilidades (alejamiento del comportamiento real del ideal). El nivel de alejamiento se traduce en un aumento de una propiedad denominada entropía del sistema. Es decir, un motor térmico ideal en el que se produjera el máximo rendimiento de transformación de calor a trabajo, supondría que en el sistema no ha aumentado su entropía.

Teniendo en cuenta lo anterior definiremos el rendimiento isentrópico como la relación rendimiento real/rendimiento ideal.

Debido a lo explicado anteriormente, el rendimiento isentrópico será:

Rendimiento isentrópico= (Entalpía entrada-entalpía de salida real)/(Entalpía entrada - Entalpía salida ideal)

El rendimiento isentrópico nos da el valor del rendimiento obtenido en la transformación de calor en trabajo, respecto al máximo posible.

Una disminución de dicho rendimiento se traduce en que el fluido sale de la turbina con más entalpía, es decir a más temperatura, y por lo tanto, habrá menos transformación de energía a trabajo.

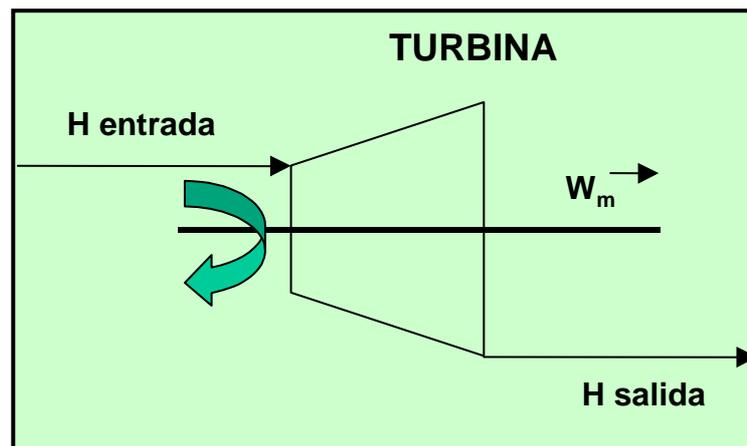


FIG. 2.1. FLUJOS ENERGÉTICOS EN UNA TURBINA

$W_m = (H_e - H_s)$ (Se considera que no hay pérdidas en el sistema)

$W_m =$ Trabajo mecánico transmitido al eje (kJ)

$H =$ entalpía del fluido (kJ)

El valor de la entalpía de un fluido depende de su composición, así como de sus condiciones de presión y temperatura. Existen fórmulas complejas para el cálculo de dichos valores, no obstante, se dispone también de tablas para los fluidos más utilizados (vapor, gases de combustión, etc), de donde se pueden obtener dichos valores. Actualmente la mayor parte de las empresas utilizan programas propios o comerciales para obtener la entalpía y otras propiedades termodinámicas de diferentes compuestos. Los

datos se proporcionan por unidad de masa de fluido, esto es la entalpía específica: h (kJ/kg de fluido). De este modo, la expresión de trabajo quedaría:

$$W_m = m (h_e - h_s)$$

m : masa de fluido (kg)

h : entalpía específica del fluido (kJ/kg)

Si queremos calcular la potencia (trabajo por unidad de tiempo):

$$P_m = W_m / t = q (h_e - h_s)$$

P_m : potencia mecánica (kJ/s= kW)

q : caudal másico (kg/s)

Análogamente, en el caso de un compresor, el proceso es el inverso, es decir, se produce una transformación de trabajo mecánico en energía aportada al fluido. En este caso, la entalpía de salida del fluido es igual a la suma de entalpía de entrada y trabajo mecánico transmitido al eje, menos pérdidas.

En el caso en que el eje de la turbina esté acoplado a un generador eléctrico, hablaremos también de trabajo y potencia eléctrica. La transformación de energía mecánica en energía eléctrica lleva consigo unas pérdidas, por lo que dicha conversión se realiza con un rendimiento.

$$W_e = W_m * \eta_{\text{electromecánico}} \quad P_e = P_m * \eta_{\text{electromecánico}}$$

Los subíndices “e” indican eléctrico y “m” mecánico.

2.2. Turbina de gas. Descripción general

Una turbina de gas es un motor térmico rotativo de combustión interna, donde a partir de la energía aportada por un combustible se produce energía mecánica y se genera una importante cantidad de calor en forma de gases calientes y con un alto porcentaje de oxígeno.

La máquina sigue un ciclo abierto, puesto que se renueva continuamente el fluido que pasa a su través.

El aire es aspirado de la atmósfera y comprimido para después pasar a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y se produce la ignición. Los gases

calientes, producto de la combustión fluyen a través de la turbina, donde se expansionan y mueven el eje, que acciona el compresor de la turbina, así como un alternador.

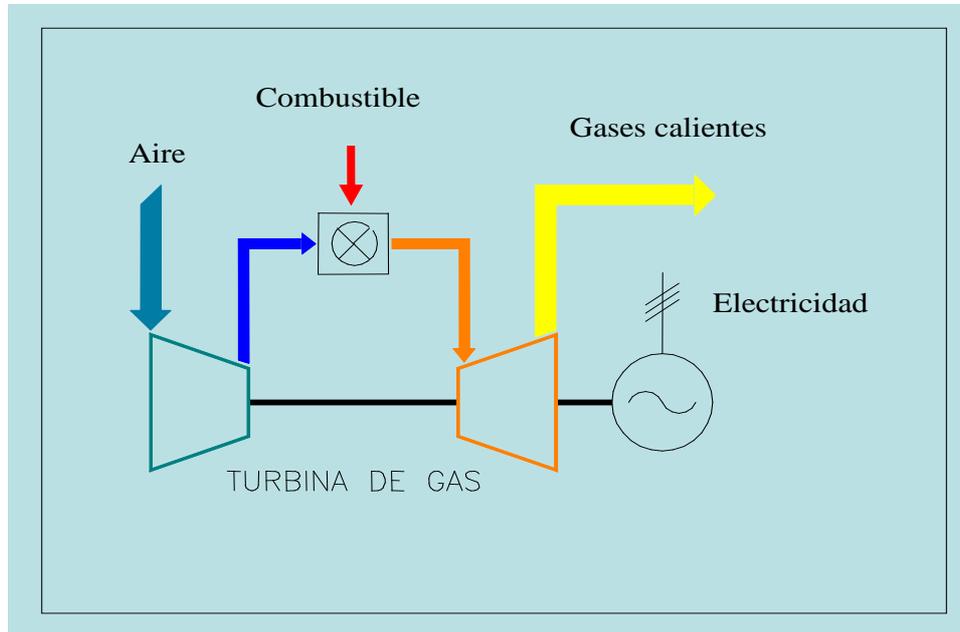


FIG. 2.2. ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS

Las pérdidas de energía se desprenden en forma de calor que hay que evacuar del sistema. Normalmente no son superiores al 3% de la energía aportada.

2.3. Tipos de turbinas de gas

2.3.1. Por su origen

Atendiendo a su origen, las turbinas se clasifican en dos grandes grupos: las aeroderivadas y las industriales.

Aeroderivadas

Las aeroderivadas, proceden de la industria aeronáutica, son más ligeras. Su mantenimiento se concibe como sustitución programada de los distintos elementos que la componen cada cierto tiempo.

Su techo de potencia es de unos 50 MW en la actualidad y requieren combustibles de mejor calidad. Recientemente se ha introducido una turbina con características de aeroderivada, pero para aplicaciones estacionarias, de 100 MW.

Presentan un rendimiento eléctrico mayor que las industriales.

Industriales (heavy duty)

Las turbinas concebidas como industriales llegan a potencias mucho más elevadas (unos 300 MW). Han sido concebidas para trabajo continuo, son más pesadas, permiten menos paradas y requieren menos mantenimiento. Sin embargo, su rendimiento eléctrico es menor.

2.3.2. Por su construcción

Desde un punto de vista constructivo, se distinguen dos tipos de turbinas,

Turbinas de un solo eje: existe un único eje que acciona tanto el compresor como el generador.

La potencia necesaria para el arranque suele ser importante (puede situarse alrededor del 3% de la potencia nominal)

Turbina de dos o más ejes: en este caso, la turbina propiamente dicha se divide en dos secciones:

- Turbina de alta presión, ligada al compresor
- Turbina de baja presión, ligada al generador o equipo mecánico. También denominada turbina de potencia.

En este caso, a todo el sistema de compresor, cámara de combustión y turbina de alta presión se le denomina generador de gas.

En algunos fabricantes, los dos ejes, en lugar de estar separados son concéntricos.

Al ser unidades de gran potencia y al actuar la turbina de potencia separada del generador de gas, la potencia necesaria para su arranque es proporcionalmente menor que en el caso de las turbinas mono eje (suele situarse en valores menores del 1% de su potencia nominal).

Su rendimiento es mucho menos sensible a las variaciones de carga y a su régimen de funcionamiento que en el caso de turbinas gas mono eje, al ser la velocidad de giro del generador de gas independiente de la turbina de potencia.

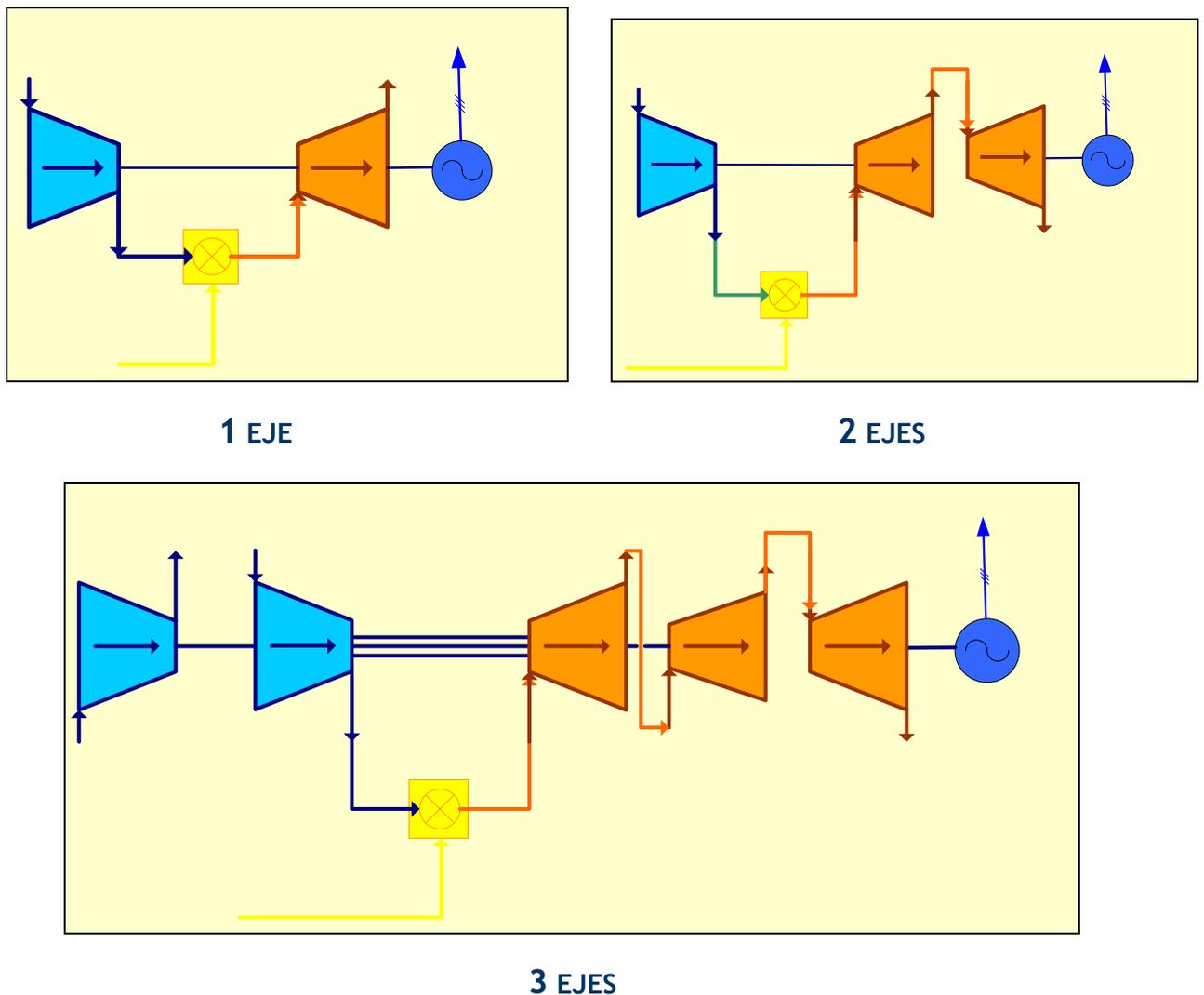


FIG. 2.3. TURBINAS DE GAS. NUMERO DE EJES

Las más modernas turbinas aeroderivadas tienen dos compresores accionados por dos turbinas a velocidades diferentes. En algunos casos la segunda turbina acciona no sólo el

compresor sino también el alternador o reductor, en otros casos hay un tercer cuerpo de turbina que acciona el alternador.

2.4. Componentes principales

A continuación se describe de forma general una turbina aeroderivada de dos ejes.

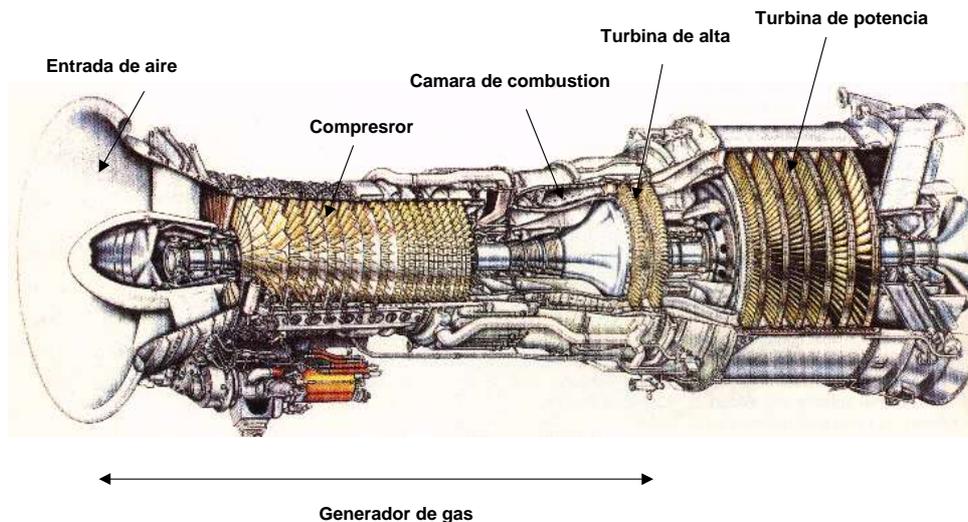


FIG. 2.4. TURBINA DE GAS AERODERIVADA LM 2500

2.4.1. Compresor de aire

Eleva la presión del aire de combustión (una vez filtrado), en una relación que varía según la turbina, antes que entre en la cámara de combustión. Esta compresión se realiza en varias etapas y consume aproximadamente las 2/3 partes del trabajo producido por la turbina.

El control de la entrada de aire para la combustión se realiza variando el ángulo de inclinación de las ruedas iniciales de álabes del compresor. A mayor ángulo, mayor cantidad de aire de entrada al compresor, y por tanto, a la turbina. Este método se usa para mejorar el comportamiento a carga parcial de la turbina de gas.

En algunas instalaciones grandes, del compresor de la turbina de gas se extrae aire comprimido para su uso como aire de control de la planta.

2.4.2. Cámara de combustión

En ella tiene lugar la combustión a presión, del gas combustible junto con el aire. Esta combustión a presión obliga a que el gas sea introducido a un nivel de presión adecuado: 16...50 bar.

Debido a las altas temperaturas que pueden alcanzarse en la combustión y para no reducir demasiado la vida útil de los elementos componentes de la cámara, se trabaja con un exceso de aire alto, 300-400%, con lo que se consigue por un lado reducir la temperatura de llama y por otro refrigerar las partes más calientes de la cámara. Parte del aire que procede del compresor, se dirige hacia las paredes de la cámara de combustión para mantener su temperatura en valores convenientemente bajos. Otra parte se hace circular por el interior de los álabes de la turbina, saliendo por orificios en los bordes que crean una película sobre la superficie de los álabes.

2.4.3. Turbina

En la turbina es donde tiene lugar la conversión de la energía contenida en los gases de combustión, en forma de presión y temperatura elevada (entalpía), a potencia mecánica (en forma de rotación de un eje). Como se ha indicado antes, una parte importante de esta potencia es absorbida directamente por el compresor.

Los gases, que entran a la turbina a una temperatura de 1300-1500°C y una presión de 10 a 30 barg, salen a unos 450...600°C y a una presión ligeramente superior a la atmosférica. La alta temperatura presente en la turbina, sobre todo en las primeras etapas, hace necesario un recubrimiento cerámico especial en la cámara o cámaras de combustión y la refrigeración mediante una corriente de aire comprimido proveniente del compresor.

Una parte del aire comprimido por el compresor, se envía a la primera rueda de álabes de turbina, donde se introduce por el interior y sale por orificios en los bordes formando una película sobre la superficie de los álabes. Esta primera rueda de álabes también suele tener recubrimiento cerámico.



FIG. 2.5. ALABES DE ALTA TEMPERATURA

2.4.4. Reductor

En turbinas menores de 50 MW, la velocidad de rotación del eje suele ser superior a la necesaria para el accionamiento de un alternador (3000 o 3600 rpm) ó un compresor y por ello se necesita un elemento reductor del número de revoluciones, que adapta la velocidad de la turbina a la necesaria en el elemento accionado.

2.4.5. Generador

Es el elemento consumidor de la fuerza motriz aportada por la turbina y es el que genera la energía eléctrica que se desea.

En las turbinas que se utilizan como accionamiento mecánico, en lugar de alternador, hay, por ejemplo, un compresor. Tal es el caso de los compresores de los gasoductos.

2.5. Ciclo de la turbina de gas

La turbina de gas sigue el ciclo denominado de Bryton. El ciclo Bryton es un ciclo de gas formado idealmente por dos isobaras y dos isoentrópicas.

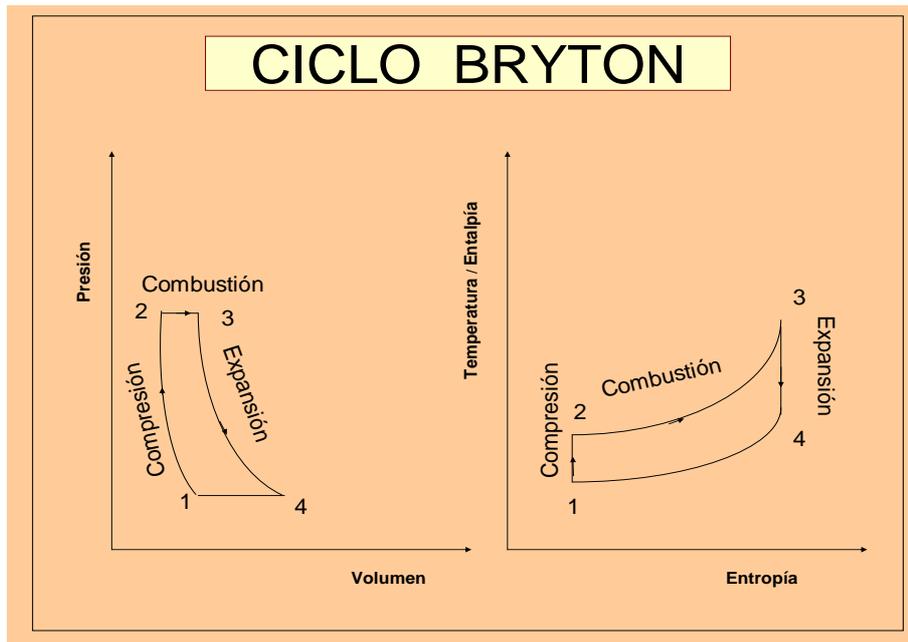


FIG. 2.6. CICLO BRYTON DE TURBINAS DE GAS

Se puede observar cómo en la primera etapa, de compresión de aire, éste disminuye su volumen y aumenta su entalpía, debido a que se está aportando un trabajo de compresión.

En la segunda etapa, combustión, el fluido aumenta de forma importante su entalpía y temperatura. El combustible aporta su energía al aire a presión constante.

En la tercera etapa, expansión, los gases calientes se expanden, aumentando su volumen y disminuyendo su entalpía, debido a que la energía se ha convertido en trabajo.

La sección siguiente correspondiente a una turbina de 12,5 MW permite ver como se realizan las etapas del ciclo.

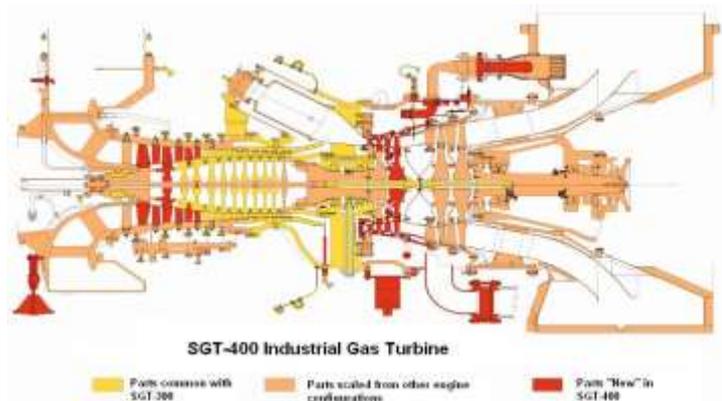


FIG. 2.7. SECCIÓN DE TURBINA DE GAS, SEÑALANDO MEJORAS

La figura anterior pretende mostrar también la forma en que evolucionan las turbinas de gas: mejorando los materiales de la cámara de combustión y de las primeras etapas de turbina, aumentando el caudal de aire con primeras etapas de compresor más grandes y aumentando la relación de compresión con más etapas de compresor y de turbina.

2.6. Prestaciones de una turbina de gas. Condiciones ISO.

Las prestaciones fundamentales de una turbina de gas son las siguientes:

- Potencia eléctrica (kW)
- Rendimiento eléctrico (%)
- Caudal de gases de escape (kg/s)
- Temperatura de gases de escape (°C)

Dichas prestaciones dependen de una serie de factores, que a su vez dependen del lugar del emplazamiento: presión, temperatura y humedad ambiente, así como otros que dependen de la instalación: pérdidas de carga en la entrada/salida de la turbina. Con el objeto de comparar turbinas de distintos fabricantes en las mismas condiciones, se han definido las denominadas condiciones ISO, que corresponden a:

- Temperatura ambiente: 15°C

- Presión: Atmosférica: 1.013 mbar (nivel del mar)
- Humedad relativa del aire: 60%
- Caídas de presión nulas en admisión y escape.

Además de estos factores, para una turbina dada, sus prestaciones también dependen de la temperatura de combustión y de la velocidad. La velocidad puede variar solo en las aplicaciones de accionamiento mecánico, como las destinadas a instalaciones compresoras, pero en las instalaciones de cogeneración, la frecuencia de la red impone un valor fijo, no es el caso de la temperatura de combustión que en principio puede variar entre unos márgenes porque es un compromiso entre prestaciones y tensiones sobre los materiales o lo que es lo mismo coste de mantenimiento. Por ello, debe fijarse también en que temperatura de combustión se dan estas prestaciones, para evitar sorpresas, porque un fabricante puede mejorar momentáneamente sus prestaciones aumentando la temperatura de combustión, durante una prueba y luego dejar el valor seguro a largo plazo. La figura posterior muestra el mapa de funcionamiento de una turbina, donde se ve el efecto de la temperatura ambiente sobre las prestaciones de la turbina. La turbina de la figura baja su potencia de más de 14 a menos de 10 MWe cuando la temperatura sube de 0 a 40 °C.

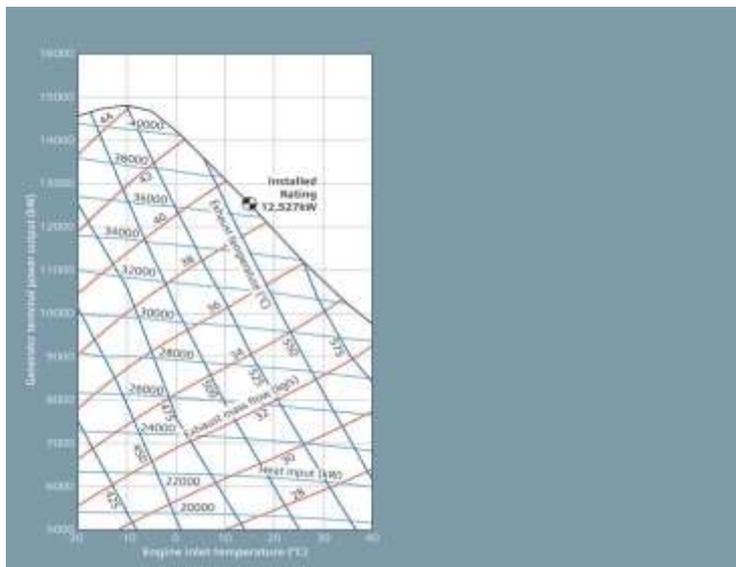


FIG. 2.8. MAPA DE PRESTACIONES DE UNA TURBINA DE GAS

2.7. Rendimiento de una turbina de gas.

Rendimiento mecánico: Se denomina rendimiento mecánico de una turbina de gas a la relación entre el trabajo producido y la energía aportada por el combustible.

$$\eta_m = \frac{W_m}{Q_{comb}}$$

(Q_{comb} = energía aportada por el combustible)

Como la energía útil que se pretende obtener normalmente es electricidad, se utiliza el rendimiento eléctrico. La transformación de trabajo mecánico en electricidad se lleva a cabo en el alternador. Debido a que en dicha transformación el rendimiento no llega al 100%, la electricidad generada es algo inferior al trabajo mecánico producido en la turbina. El rendimiento de dicha transformación está en torno al 97%.

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{comb}}$$

En el siguiente gráfico se puede ver el rendimiento eléctrico en condiciones ISO de las turbinas de gas existentes en el mercado.

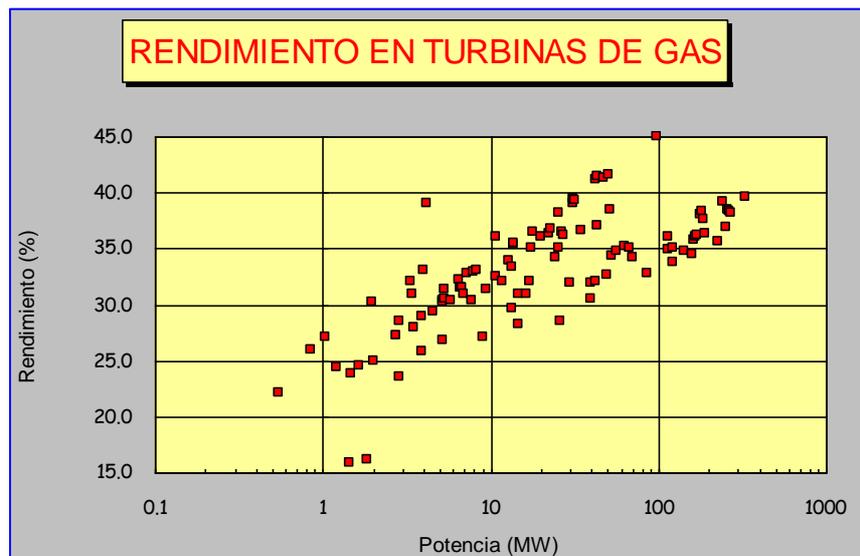


FIG. 2.9. TURBINAS DE GAS. RENDIMIENTOS.

2.8. Turbinas regenerativas

Las turbinas de gas que hemos visto y que aparecen reflejadas en la figura anterior son apropiadas fundamentalmente para las aplicaciones industriales, y salvo en casos de grandes instalaciones (aeropuertos, centros empresariales, centros de convenciones) son demasiado grandes para el sector terciario. Enfocado a este sector precisamente se han desarrollado las microturbinas, de unas decenas o pocos cientos de kW. Estas no aparecen en la gráfica 2.9, pero ya se intuye que su rendimiento debería ser pequeño. Su origen viene de las unidades de energía auxiliar en la aeronáutica, donde el rendimiento es poco relevante por su poco tiempo de funcionamiento. La introducción en ellas del ciclo regenerativo, que no consiste más que en precalentar el aire de combustión con los gases de escape, para ahorrar combustible, ha permitido en turbinas de unos 100 kW llegar al 33 % de rendimiento, sin bien con gases de escape a temperaturas del orden de 300 °C.

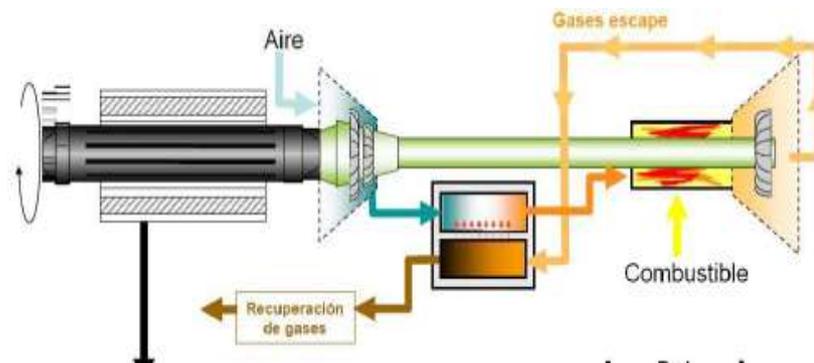


FIG. 2.10. ESQUEMA DE CICLO REGENERATIVO

El ciclo regenerativo se introdujo durante los años 80 en el sector industrial, como forma de extender la competitividad de las turbinas en instalaciones de menor consumo de calor. Esto permitió llegar en turbinas de gas del orden de 4 MW a un rendimiento eléctrico del 38 %, que solo lo tienen las grandes turbinas, claro que sacrificando el calor disponible de los gases de escape y su nivel térmico. Después de las primeras dificultades de materiales en el intercambiador, esta tecnología se puede decir que está madura. No obstante, a pesar de ser una técnica prometedora no ha tenido mucha difusión porque como veremos

los motores de gas también han evolucionado mucho y son prácticamente imbatibles en este nivel de potencia.

La figura posterior muestra una turbina de gas regenerativa.

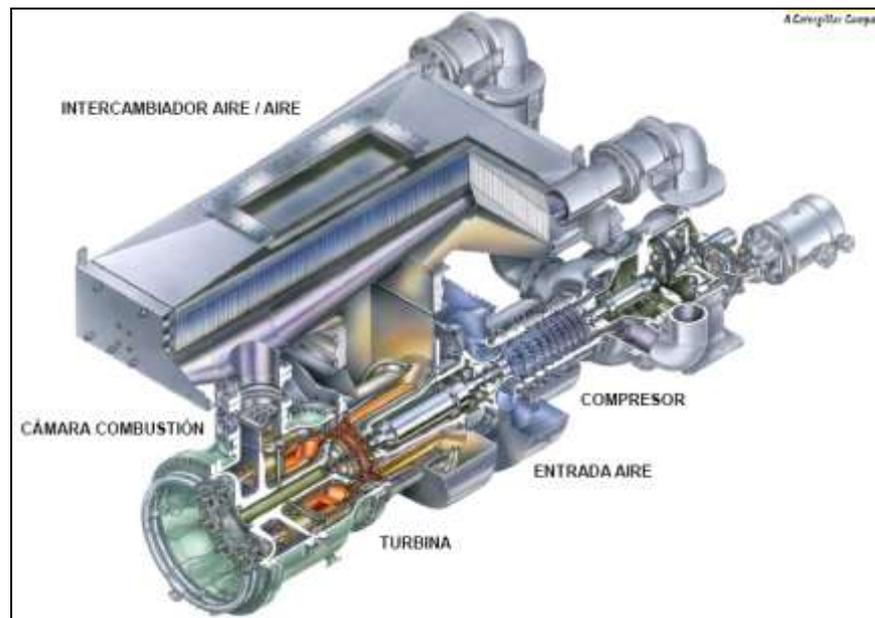


FIG. 2.11. TURBINA DE GAS DE CICLO REGENERATIVO DE 4,5 MW. CORTESÍA CATERPILLAR

En grandes turbinas, algún fabricante utiliza la combustión secuencial, esto es los gases de combustión procedentes de una primera cámara de combustión se expansionan en una primera turbina, sobre estos gases más fríos, pero todavía con un contenido elevado de oxígeno, se realiza una postcombustión en una segunda cámara. Esto permite mayor potencia y rendimiento de ciclo sin aumentar la temperatura de combustión máxima, lo que redunda en mejores condiciones para los materiales (menor mantenimiento) y menores emisiones.

Los desarrollos actuales en grandes turbinas incorporan recubrimientos cerámicos en cámaras de combustión y refrigeración de partes calientes con vapor (ciclo combinado) siempre en la línea de aumentar la temperatura de combustión y aumentar el rendimiento del ciclo.

2.9. Factores que afectan a la potencia y rendimiento

Temperatura del aire de aspiración

El trabajo útil producido por la turbina es directamente proporcional al caudal másico de gases que atraviesa la máquina. Siendo el compresor una máquina volumétrica, un descenso de la temperatura, da lugar a un caudal másico mayor debido al aumento de la densidad del aire, redundando en un incremento de la potencia entregada por la máquina. Como las pérdidas son aproximadamente constantes, al aumentar la potencia de la turbina aumenta también el rendimiento.

Típicamente la potencia baja del orden del 1 % por cada aumento de 2 °C en la temperatura ambiente.

Otra razón que incrementa la potencia y rendimiento es que el trabajo realizado por el compresor por unidad de masa de aire es menor cuando la temperatura de entrada es menor. Por ejemplo en un compresor de relación de compresión 20:1, el trabajo de compresión aumenta el 10 %, cuando la temperatura de entrada sube de 0 °C a 30 °C.

A título de ejemplo, se puede ver en la figura siguiente la variación de potencia y rendimiento de una turbina de 21 MW con la temperatura ambiente. Naturalmente esta gráfica es diferente para cada turbina de gas, pero siempre la potencia y el rendimiento aumentan al bajar la temperatura ambiente. La temperatura óptima depende de la turbina de que se trate, pero suele estar alrededor de 0°C.

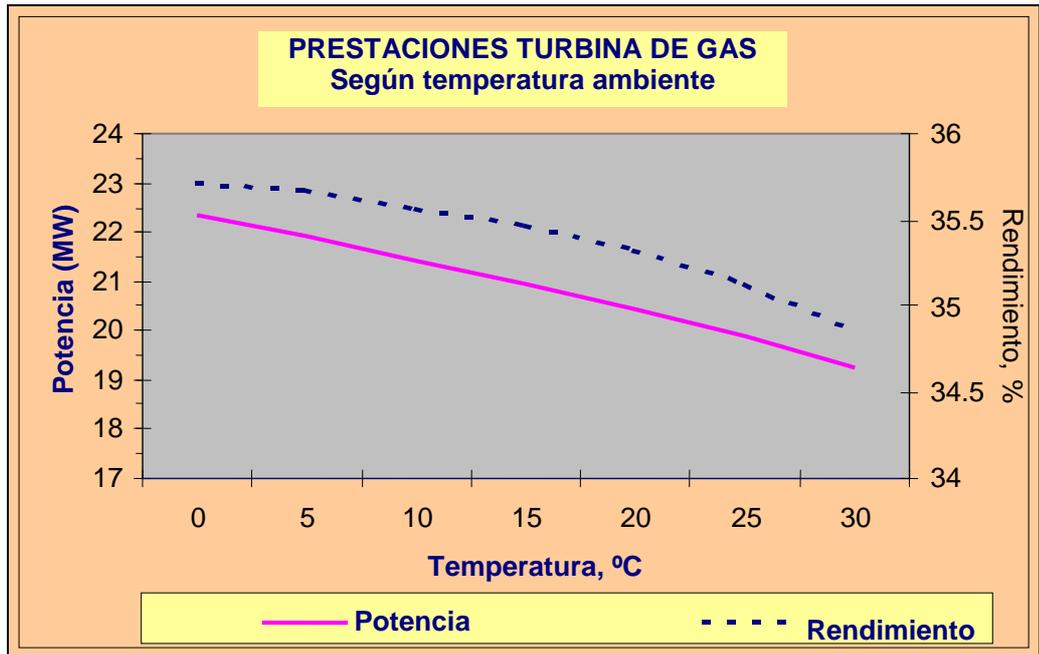


FIG. 2.12. PRESTACIONES DE UNA TURBINAS DE GAS

Altitud

Mayor altitud implica una menor presión atmosférica, Por lo que disminuye la densidad del aire. Por el mismo principio que en el caso anterior, debido a que el compresor es una máquina volumétrica, un aumento de la altura implica una disminución de la potencia. La altitud afecta menos al rendimiento.

Aproximadamente cada 100 m de altitud se pierde un 1% de potencia.

Pérdidas de carga en la admisión de aire y en el escape de los gases

Las pérdidas en la admisión están relacionadas con el propio diseño de los conductos, filtros, silenciosos, etc del fabricante de la turbina, la calidad del aire (necesidad o no de incrementar la filtración) y en algunos casos por los sistemas que se utilizan para rebajar la temperatura del aire que entra a la turbina.

Los gases se evacuan a través de un difusor, para conseguir una salida lo más aerodinámica posible. En un sistema normal de cogeneración, a continuación se coloca una junta de expansión, el silenciador, la chimenea de bypass (si procede) y el elemento de

recuperación. Todo este conjunto produce una contrapresión en la turbina y normalmente se diseñan de forma que no se sobrepasen los 250...400 mm ca.

Aproximadamente cada 100 mm ca de incremento de la pérdida de carga (admisión o escape), disminuye un 0,5% la potencia y 0,1 % el rendimiento de la turbina.

Régimen de carga

El rendimiento se ve afectado al disminuir la carga. El trabajar a cargas parciales se traduce en una disminución del rendimiento, del caudal de gases y de la temperatura de gases. Algunas veces la temperatura de gases de escape sube al bajar la carga.

En una turbina de dos ejes, con un rendimiento del 35% a plena carga, dicho valor puede bajar hasta el 30% si la carga disminuye hasta el 50%.

En el caso de las turbinas de un solo eje, el rendimiento se ve todavía más afectado al disminuir la carga.

Los desarrollos recientes, con varios ejes a velocidades diferentes y refrigeraciones intermedias, van dirigidos a aumentar el rendimiento en condiciones nominales y también a disminuir esa sensibilidad de la turbinas a las variaciones de carga.

Envejecimiento/ensuciamiento

Con la operación de la turbina se produce un ensuciamiento del compresor y turbina, así como desgaste de los propios álabes. Ello lleva consigo una disminución de la potencia y rendimiento. Después de unas 25.000 horas de operación, la potencia disminuye entre un 2-3% y el rendimiento disminuye en torno al 1,5%.

Relación de presiones. Temperatura de combustión

El rendimiento de una turbina aumenta al aumentar la relación entre la presión del aire después del compresor y la de entrada. También aumenta cuanto mayor sea la temperatura alcanzada en la cámara de combustión. Estos parámetros están fijados por el diseño de la turbina.

2.10. Sistemas auxiliares

2.10.1. Sistema de filtración de aire de combustión.

La calidad del aire de combustión es un factor muy importante para el buen funcionamiento de la turbina de gas. Los fabricantes de turbinas de gas especifican un contenido de partículas máximo en el aire de entrada. Para garantizar dicha calidad del aire, se instala un filtro de aire. La complejidad de este sistema depende de la calidad del aire en la zona de ubicación de la planta.

Es importante conocer no sólo la cantidad total de partículas, sino también su distribución granulométrica. Las partículas gruesas producen erosión de los álabes y las finas se depositan sobre ellos. En función de esta distribución granulométrica se selecciona el filtro adecuado.

Los filtros pueden ser de una o varias etapas y consisten en una serie de módulos que contienen cartuchos, fabricados de un material poroso, que suele ser celulosa o materiales sintéticos, donde quedan retenidas las partículas superiores a un tamaño determinado.

Existe la posibilidad de que los filtros sean autolimpiantes. Esto quiere decir que pueden limpiarse durante el funcionamiento de la turbina, sin necesidad de parada. En otros casos se instalan filtros convencionales, que solo pueden limpiarse durante las paradas de la turbina, desmontando las telas filtrantes. Normalmente se elige filtros autolimpiantes en climas secos y convencionales en climas húmedos, especialmente en el caso de ambientes contaminados de aceites.

En el momento en que los filtros se saturan de partículas, se forma una especie de “torta” y es necesario proceder a su limpieza. En el caso de filtros autolimpiantes, la limpieza se lleva a cabo en forma de “pulsos” con aire a presión, que fluye en la dirección opuesta al aire de combustión, la “torta” cae por gravedad y se recoge en la parte inferior, desde donde se evacua mediante un extractor.

Respecto al momento en que se ha de comenzar la limpieza, esta puede ser: a intervalo de tiempo definido, cuando se supera una determinada pérdida de carga o realizarse por activación manual del sistema.

Existen unos filtros de alta eficiencia o filtros absolutos, cuya eficiencia de filtración es superior al 99,5 %. Estos filtros se usan como una segunda etapa después de un filtro estático convencional o de un filtro autolimpiante, con esta configuración se consigue minimizar el ensuciamiento del compresor y como consecuencia aumentar el intervalo entre lavados del compresor, aumentar la disponibilidad total de la turbina y disminuir el deterioro de la turbina.

Una buena filtración tiene mayor importancia en caso de atmósfera o partículas corrosivas.

2.10.2. Sistema antihielo

En el camino de entrada de aire de combustión, debido a la obstrucción de los filtros hay una pequeña pérdida de carga y adicionalmente por la aceleración que se produce en la boca de entrada al compresor, se origina una disminución de presión que por efecto Joule-Thompson se traduce en una bajada de temperatura de 2 a 5 °C. En caso de que el aire ambiente esté a temperaturas muy próximas a 0 °C y saturado de humedad, puede formarse hielo en la entrada del compresor, lo que es catastrófico porque produciría una enorme erosión e incluso rotura de álabes del compresor.

Este sistema protege la turbina contra la formación de hielo en la entrada del compresor. Se recomienda su instalación en emplazamientos donde la temperatura del aire puede estar por debajo de 4°C coincidiendo con alto nivel de humedad. Los filtros autolimpiantes pueden trabajar en un mayor rango de condiciones sin necesidad del sistema antihielo, porque el hielo incipiente que se forma se elimina como el polvo, por lo que hace un efecto de secado del aire.

Hay varias formas de actuación del sistema antihielo: precalentando el aire mediante intercambiadores de agua caliente o vapor, o por un sistema consistente en que se recircula una parte del aire utilizado para refrigerar la turbina, se mezcla con el aire de aporte, calentando la mezcla y por tanto, eliminando el riesgo de hielo.

2.10.3. Silenciador

Con el objeto de reducir el nivel de ruido emitido hacia el exterior a través de la entrada de aire se instala un silenciador. Normalmente, el silenciador es de tipo bafles, fabricados con lana de vidrio recubierto de chapa perforada.

2.10.4. Cerramiento (contenedor acústico)

Las turbinas de gas se pueden instalar en el interior de un edificio, o bien a intemperie. Siempre es necesario que estén protegidas por una envolvente acústica, de modo que se reduzca el nivel de ruido.

Dicha envolvente es además una barrera de seguridad. En caso de fuego o escape de gas, se para la turbina, se aísla completamente la contención y se descarga en su interior CO₂.

2.10.5. Sistema de limpieza del compresor

Consiste en inyectar un producto de limpieza (normalmente, agua con detergente) en el compresor por medio de unas toberas. Hay sistemas para la limpieza en parada y en funcionamiento. Es más efectiva la limpieza en parada.

2.10.6. Sistema de arranque

El arranque de la turbina se puede llevar a cabo por distintos sistemas: Neumático, electrohidráulico o eléctrico (con un motor o con el propio generador de la turbina).

El arranque neumático se realiza con gas o aire comprimido, pero ya no se utiliza. Respecto al hidráulico, consiste en que una bomba envía el aceite a alta presión a una turbina hidráulica, con salida acoplada al reductor auxiliar.

También es posible arrancar con un motor dotado de regulación de velocidad por variador de frecuencia, o el propio generador de la turbina, en el caso en que éste pueda actuar como motor. En este último caso, durante el arranque, el alternador es alimentado con un regulador de velocidad.

2.10.7. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación consiste en un circuito de aceite impulsado por una bomba accionada por la propia turbina o mediante un motor eléctrico. El circuito lubrica y a su vez refrigera internos de la turbina: cojinetes, sistema de sellado, reductor, etc. A veces hay varios circuitos, uno con aceite sintético para la turbina y otro con aceite mineral para el resto. La fiabilidad de este sistema es vital, por ello siempre suele existir una bomba de reserva de corriente alterna y otra de continua, con batería de apoyo, para el caso de fallo

de la alimentación eléctrica normal. Lo más frecuente es utilizar una bomba mecánica (accionada por el eje de la turbina) y disponer de una bomba eléctrica de respaldo que es necesaria en los periodos de arranque y de paradas, cuando la velocidad es insuficiente para mantener la presión de aceite necesaria.

2.10.8. Refrigeración / Ventilación

La turbina de gas presenta una serie de pérdidas de calor que es necesario evacuar para no producir sobrecalentamiento de los equipos. Los fluidos de refrigeración son aire y/o agua.

Un punto a ventilar es el contenedor, para ello se puede tomar aire de aspiración del compresor, una vez filtrado, o bien directamente del exterior.

Por otro lado, el circuito de aceite de lubricación y el generador se refrigeran con agua. En el caso de turbinas pequeñas, se suelen refrigerar con aire. En los generadores muy grandes la refrigeración se hace con hidrógeno en circuito cerrado.

2.10.9. Antiincendios y detección de gas

El sistema cuenta con detectores de gases combustibles y fuego. Además incorpora un sistema de descarga de CO₂, que inunda el contenedor en el que se encuentra la turbina en caso de detectarse humo o llama en el interior.

2.11. Sistemas para aumentar la potencia y el rendimiento.

2.11.1. Enfriamiento del aire de aspiración

Las prestaciones de una turbina de gas, y en particular su potencia y su rendimiento dependen fuertemente de las condiciones ambientales del emplazamiento, sobre todo de la temperatura.

Dentro de los métodos de enfriamiento del aire de entrada a turbinas se utilizan casi exclusivamente dos: enfriador evaporativo y enfriador con intercambiador.

Enfriador evaporativo

El enfriador consiste en un tramo de conducto después del filtro, en cuyo interior hay un medio de evaporación compuesto generalmente por un elemento poroso como la celulosa, que favorece el contacto del agua con el aire. Sobre la parte superior de este relleno se pulveriza agua, que resbala hacia abajo evaporándose parcialmente al contacto con aire seco y caliente, en flujo cruzado. La evaporación se produce debido a que el aire caliente cede su energía al agua. El agua que no se ha evaporado cae a una balsa o depósito en la parte inferior, lugar del que es aspirada por una bomba que la envía de nuevo a los aspersores superiores. El nivel de agua se mantiene con un rellenado continuo para reponer el agua evaporada. Además hay una purga continua, cuyo objetivo es limitar la concentración de sales, que arrastradas pueden dañar o ensuciar el compresor de la turbina. Estas sales se precipitarían en el caso de no existir purga continua, pues a medida que se evapora agua iría aumentando la concentración de sales hasta llegar al límite de solubilidad.

El aire experimenta a su paso por el medio evaporante un enfriamiento adiabático. La temperatura límite de enfriamiento es la temperatura del bulbo húmedo, esto es la temperatura que alcanza el aire cuando su humedad llega al 100 %, puesto que a partir de este momento no puede haber más evaporación y por tanto más intercambio de calor. Sería necesario un tiempo de contacto agua-aire infinito para llegar a este límite. Se define como eficiencia de un enfriador evaporativo a la relación:

$$E = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_h}$$

Donde T_e es la temperatura de entrada de aire al enfriador, T_s es la temperatura de salida del mismo y T_h es la temperatura de bulbo húmedo. Normalmente los enfriadores se diseñan para eficacias del 80 al 90 %.

El agua de alimentación a estos enfriadores no debe ser dura, si no es agua de buena calidad debe ser descalcificada o mejor aún desmineralizada, de esta manera puede ser mantenida en calidad aceptable sin necesidad de grandes purgas.

Esta solución es la más adecuada en climas secos, donde se consigue un importante aumento de los beneficios de la planta con una pequeña inversión.

Una variante de este sistema es el nebulizador “fog system” en inglés, que consiste en pulverizar agua finamente en la corriente de aire de entrada, bajando su temperatura hasta las proximidades de la temperatura de bulbo húmedo. Este sistema necesita agua de buena calidad y naturalmente no requiere purga continua. Con este sistema se puede conseguir mejor eficiencia que con el enfriador evaporativo tradicional y tiene más facilidad de explotación.

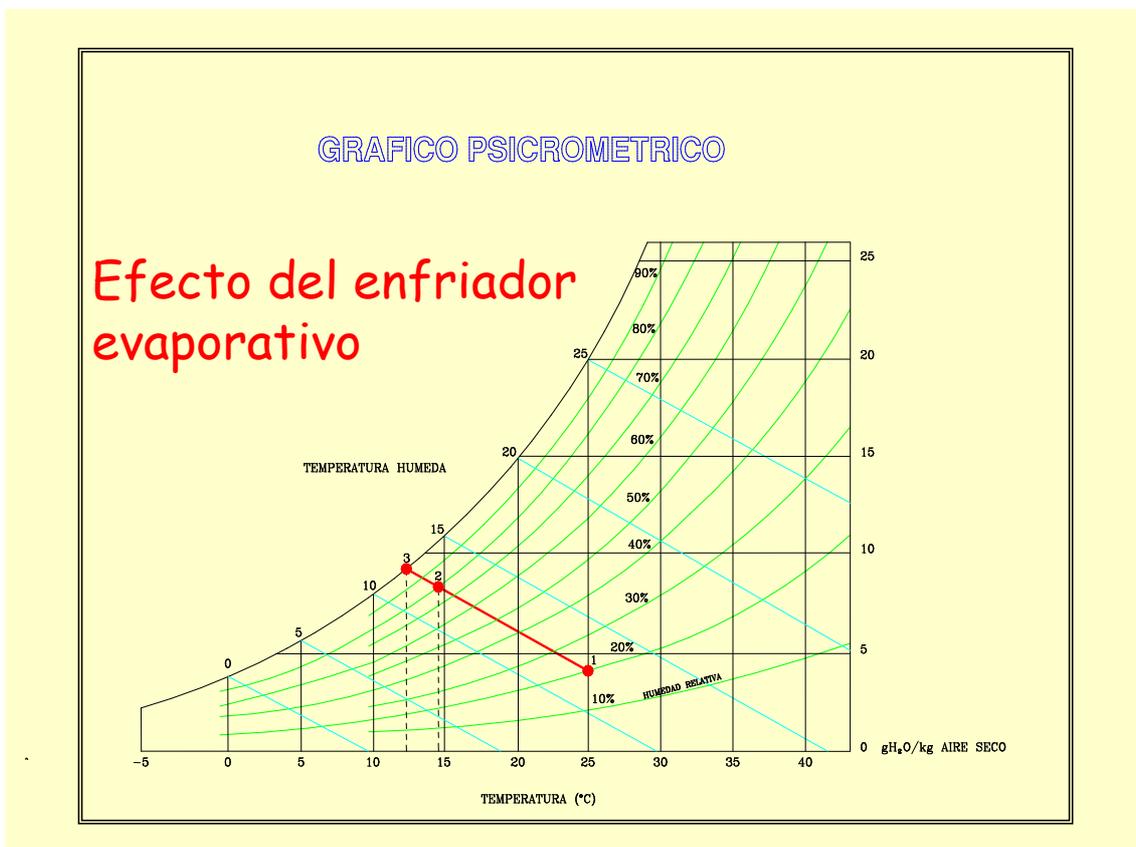


FIG. 2.13. EFECTO DEL ENFRIADOR EVAPORATIVO

Enfriamiento con intercambiador

En este caso se trata de interponer un intercambiador en el sistema de aire de entrada de turbina de gas, a través del que se hace circular un fluido frío, normalmente agua. Hay una temperatura mínima de trabajo, que suele estar en unos 5 °C, para evitar la formación de escarcha en la entrada del compresor de la turbina.

Con este sistema se pueden aumentar más las prestaciones de la turbina que con el enfriador evaporativo, pero requiere una mayor inversión, y además consume energía. Es especialmente atractivo en zonas húmedas. El fluido frío puede ser obtenido con unidades de absorción o con los refrigeradores por compresión tradicionales. En el caso de compresores se puede a su vez utilizar acumuladores de hielo, que permiten acumular frío por la noche, cuando la tarifa eléctrica es barata y utilizarlo por el día, cuando la temperatura ambiente es mayor y las prestaciones de la turbina de gas empeoran. En caso de disponer de calor residual sobrante es especialmente interesante la utilización de absorción.

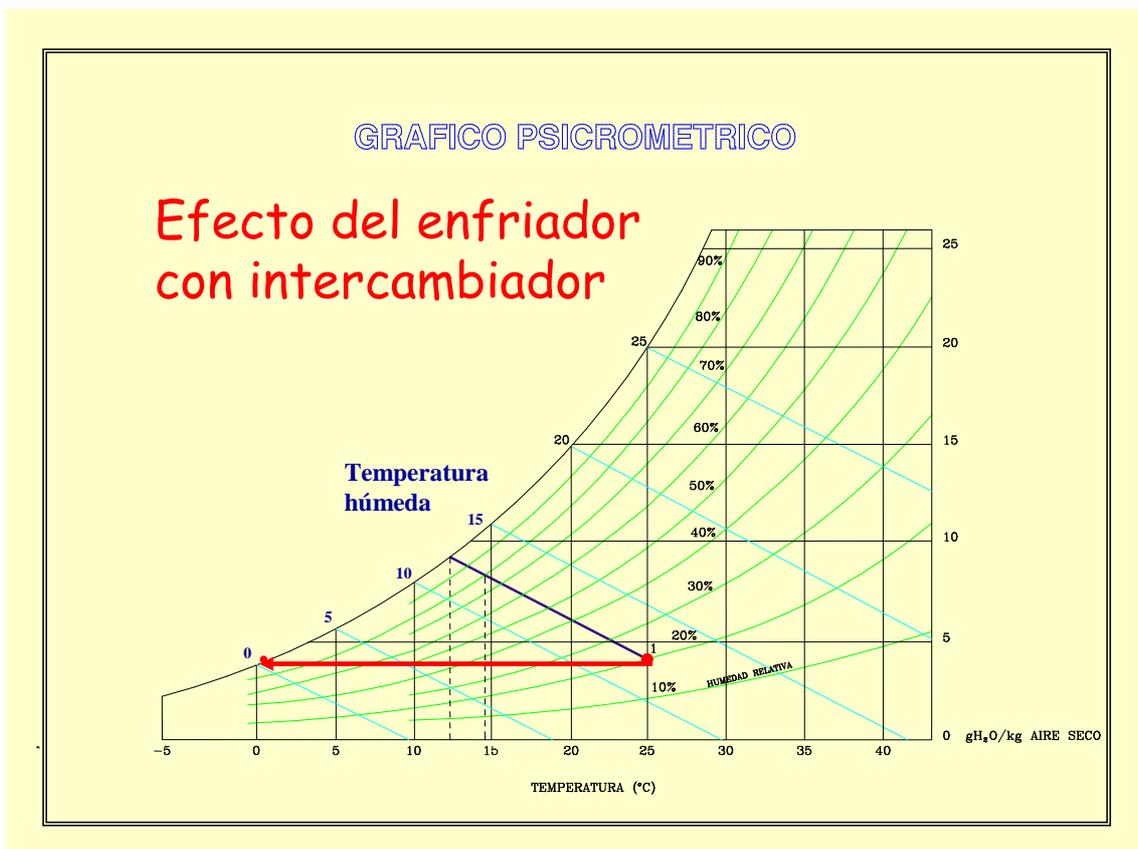


FIG. 2.14. ENFRIAMIENTO DE TURBINAS DE GAS MEDIANTE INTERCAMBIADOR

2.11.2. Inyección de vapor en turbinas de gas

Las turbinas de gas pueden admitir en la mayor parte de los casos inyección de agua o vapor. Esto tiene dos efectos principales, aumenta la potencia y disminuye las emisiones de NOx. Además de estos efectos beneficiosos, tiene otros efectos no deseados, a saber,

aumenta las emisiones de CO y aumenta los costes de mantenimiento. En cualquier caso es normalmente más interesante la inyección de vapor que de agua, si se dispone del mismo, con calidad y presión suficiente (se requiere una presión parecida a la del gas natural). El vapor puede inyectarse en la cámara de combustión (junto con el gas natural o separadamente del mismo), en la última parte del compresor o en la turbina de potencia.

Cuando el objetivo perseguido es sobre todo bajar el nivel de emisiones de NOx, el vapor se inyecta en la cámara de combustión. La tendencia en cualquier caso es no inyectar en la turbina de potencia, puesto que puede producir deterioro prematuro de ésta.

La inyección requiere una serie de precauciones relativas a la calidad del vapor, tanto en cuanto a asegurar una mínima presencia de sales (con requisitos parecidos a los de las turbinas de vapor), como en cuanto a asegurar un nivel mínimo de sobrecalentamiento, y ausencia total de gotas líquidas arrastradas. Es muy aconsejable mantener la inyección funcionando continuamente, aunque sea al mínimo, de lo contrario existe el riesgo de condensaciones, que no se drenan adecuadamente y que son arrastradas al arrancar la inyección y pueden deteriorar la turbina.

2.12. Combustibles

Las turbinas de gas pueden utilizar dos tipos de combustibles:

- Gaseosos: gas natural, propano, hidrógeno
- Líquidos: gasóleo, gasolinas y en algunos casos muy raros fuelóleos de bajo contenido en azufre.

Los requisitos exigidos al combustible, de forma general, son los siguientes:

- Estar exentos de partículas e impurezas para evitar cualquier tipo de erosiones en los álabes de la turbina.
- Mínimo contenido (mejor exentos) de azufre para conseguir un máximo nivel de recuperación del calor contenido en los gases de escape y evitar corrosión de alta temperatura en la turbina.

- Adecuada presión de suministro (características de cada máquina). Para el caso del gas natural, la presión puede variar entre 10 y más de 40 bar.

No obstante, habiendo seleccionado un tipo de combustible es importante que las características del mismo se ajusten a las especificaciones del fabricante de la turbina de gas elegido. Dichas condiciones requeridas se cumplen sin dificultad en el caso en que la alimentación sea por una red de gas natural. Se tiene que examinar con cuidado en el caso de utilización de gases residuales, tales como el fuel gas de refinería, el gas de hornos de coque, o de altos hornos, etc.

Actualmente se está desarrollando la utilización del hidrógeno como combustible en turbinas de gas. Este tiene características especiales, ya que por su gran longitud de llama, se requiere un quemador especial. En estos momentos de gran interés por el hidrógeno se están desarrollando turbinas especiales para combustión de hidrógeno, incluso con oxígeno, lo que origina una turbina mixta (de gas y de vapor).

Respecto a combustibles líquidos, a priori, las turbinas de gas son aptas para quemar combustibles líquidos, que van de los destilados ligeros a los destilados pesados. En todo caso los mejores combustibles para las turbinas de gas, como su propio nombre indica, son los gaseosos. Los combustibles líquidos aumentan las necesidades de mantenimiento y disminuyen la vida de la máquina.

2.13. Explotación y mantenimiento

2.13.1. Precauciones en la explotación de turbinas de gas

Los elementos a considerar para asegurar la mejor operación de una turbina de gas son:

- Conseguir la temperatura más baja posible en la entrada de aire, asegurando que nunca se llega a condiciones de formación de hielo en la entrada del compresor. Para ello, el control de funcionamiento del sistema antihielo (este sistema aumenta la temperatura del aire cuando hay riesgo de que se forme hielo a la entrada del compresor) se hace por temperatura y humedad, puesto que el punto de hielo depende de estas dos variables. El enfriador evaporativo debe ponerse en marcha cuanto antes, pero asegurando que no haya solapamiento entre su funcionamiento y

el del sistema antihielo. Normalmente, es económico que el enfriador evaporativo trabaje por encima de 10°C. En periodos prolongados sin funcionamiento del enfriador evaporativo, debe vaciarse la balsa del mismo, para evitar arrastres de agua.

- Debe controlarse la calidad del agua de aporte al enfriador evaporativo
- La temperatura del agua de refrigeración debe ser menor de la máxima prescrita
- Debe controlarse la pérdida de carga de los intercambiadores del circuito de refrigeración
- Las condiciones de presión, temperatura y limpieza de gas natural a turbina deben mantenerse bajo control. La presión deberá mantenerse estable
- Las zonas próximas a la entrada de aire de turbina deberán mantenerse con el mínimo de polvo posible
- Debe controlarse la pérdida de carga de los filtros de aire de entrada
- Deben vigilarse las vibraciones, como en toda máquina rotativa
- Debe vigilarse la variación de la potencia y rendimiento real respecto a los que debería haber, puesto que pueden ser el síntoma de un ensuciamiento excesivo de los cartuchos filtrantes o del compresor, o bien debido a un aumento de las pérdidas de carga en entrada o escape.

2.13.2. Mantenimiento

- La turbina requiere una serie de labores de mantenimiento
- La limpieza del compresor de aire. Se realiza con un detergente. Hay dos sistemas de limpieza:
 - En carga. Se hace sin parar la turbina, bajando la carga, y se suele hacer periódicamente (cada día, cada semana)

- En parada. Hay que parar la turbina. Se hace cuando baja la potencia una cierta magnitud (por ejemplo un 3 %).
- Sustitución de cartuchos del filtro de aire de entrada.
- Cambio de aceite de lubricación. Se hacen análisis periódicos para comprobar que mantiene características adecuadas. Normalmente no es necesario cambiar el aceite, sino que para mantener sus características es suficiente con rellenar lo que va perdiendo.
- Además, hay una serie de labores que normalmente realiza el propio fabricante de la turbina, y que requieren sustitución de algunas partes de la misma. La frecuencia depende del tipo de turbina.

Reparación de las partes calientes. Se realiza cada 20.000-25.000 horas de operación. Consiste en la revisión/sustitución de la cámara de combustión, inyectores y la primera rueda de álabes de la turbina de alta presión.

Overhaul: Normalmente se realiza cada 40.000-50.000 horas de operación. Incluye una revisión completa de la turbina, con reparación o sustitución de las partes afectadas.

Después de las labores de sustitución de partes calientes y Overhaul, la turbina recupera una parte importante de sus prestaciones. A veces se dice que después del overhaul la turbina está puesta a cero (como nueva), pero no es verdad. Muchas veces durante el overhaul se cambia la turbina por otra de alquiler, o bien nueva de mejores prestaciones, lo que además permite disminuir el tiempo de parada al mínimo. La ventaja de tiempo de parada y de las mejores prestaciones suele compensar sobradamente el coste de la nueva turbina.

3. TURBINAS DE VAPOR

3.1. Turbina de vapor. Descripción y principio de funcionamiento

La turbina de vapor es un motor térmico cíclico rotativo, de combustión externa, que movido por vapor produce energía mecánica.

El vapor entra a alta presión y temperatura, se expande en la turbina, transformando una parte de su entalpía en energía mecánica. A la salida de la turbina, el vapor ha perdido presión y temperatura.

Al igual que en el caso de las turbinas de gas, el eje suele estar acoplado a un generador directamente o a través de un reductor, transformándose la energía mecánica en energía eléctrica.

3.1.1. Ciclo Rankine

El fluido agua/vapor en un sistema de generación de energía mecánica con turbina de vapor sigue el ciclo de Rankine. A continuación se representa un esquema del ciclo.

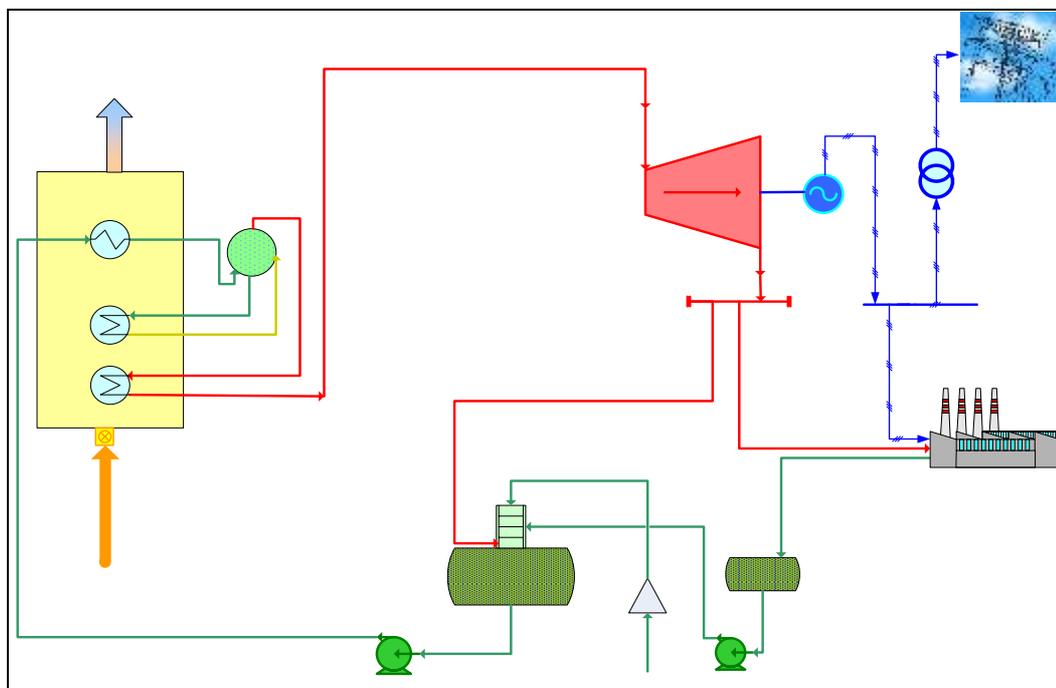


FIG. 3.1 DIAGRAMA DE PROCESO TÍPICO DE UN CICLO CON TURBINA DE VAPOR

A continuación se representa el ciclo Rankine ideal.

En la figura posterior, la curva corresponde al estado de equilibrio líquido-vapor.

La etapa de compresión representa a la bomba de agua de alimentación.

La etapa de aporte de calor corresponde a la caldera, en ella, se calienta el agua a presión constante hasta saturación, se produce la evaporación y posteriormente el sobrecalentamiento del vapor.

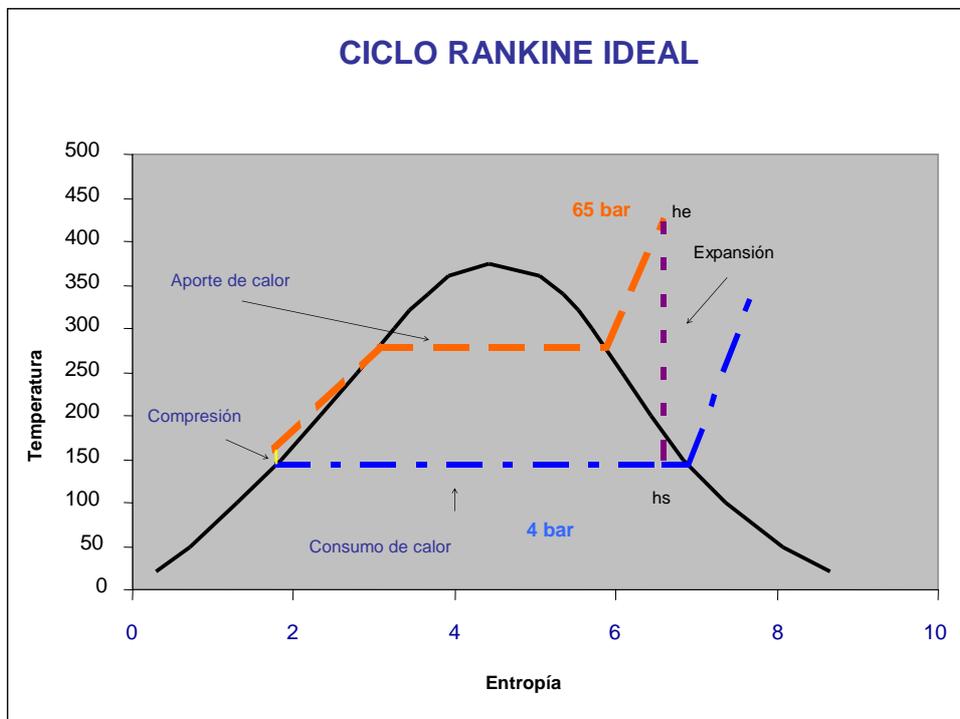


FIG. 3.2 DIAGRAMA DEL CICLO RANKINE

La tercera etapa corresponde a la turbina de vapor, donde se produce la expansión del vapor de alta presión y temperatura en la turbina de vapor. A la salida, obtenemos vapor a menor presión y temperatura.

Por último, la etapa de cesión de calor correspondería al proceso de fabricación (en el caso de plantas de cogeneración) o simplemente refrigeración (condensación) en el caso de centrales térmicas. En el caso de plantas de cogeneración, la presión de salida de la turbina ha de coincidir con la presión de consumo. En el caso de centrales térmicas, la

presión del escape es la más baja posible, obteniendo normalmente en el escape un vapor húmedo (la humedad no suele pasar del 10...15 %).

La diferencia más sobresaliente del ciclo Rankine real respecto al ideal, anteriormente representado, es que la recta vertical de expansión (entropía constante) se inclina, aumentando la entalpía final y disminuyendo la humedad del vapor, a la par que disminuye el salto entálpico y por lo tanto la energía mecánica útil.

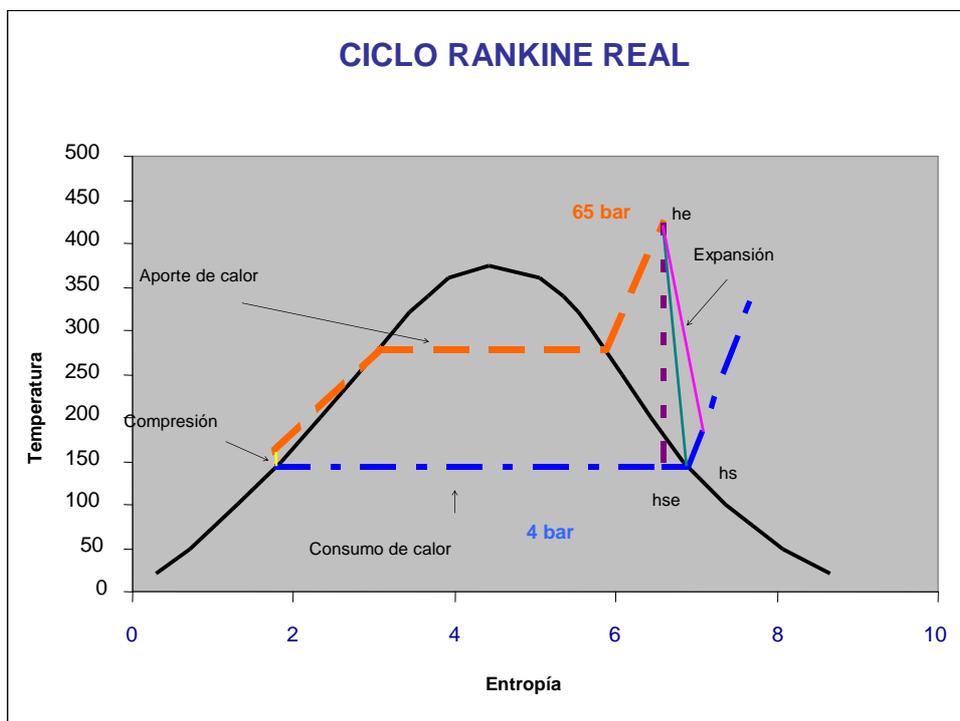


FIG. 3.3 DIAGRAMA REAL DE UN CICLO RANKINE CON TURBINA DE VAPOR

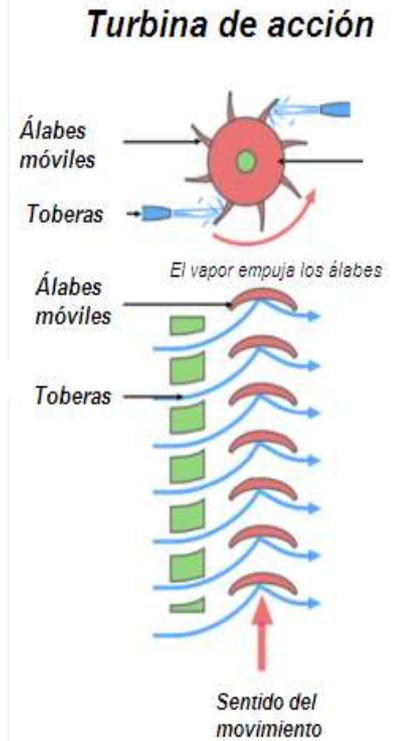
Tipos de turbinas de vapor

De acción y de reacción

Las turbinas de acción transforman la energía de presión del vapor en velocidad en las toberas y el impulso del vapor a velocidad es el que mueve el rotor.

En las turbinas de acción, el vapor pasa a través de las boquillas y alcanza las palas. Éstas absorben una parte de la energía cinética del vapor en expansión, lo que hace girar la rueda y con ella el eje al que está unida. La turbina está diseñada de forma que el vapor que entra por un extremo de la misma se expande a través de una serie de boquillas hasta que ha perdido la mayor parte de su energía interna.

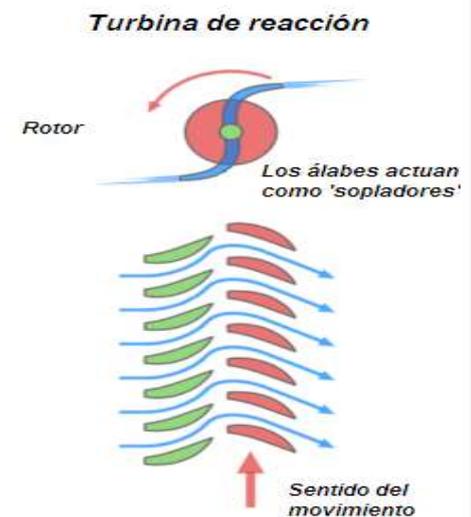
FIG. 3.4 FUNCIONAMIENTO ESQUEMÁTICO DE UNA TURBINA DE ACCIÓN



Las turbinas de acción habituales tienen varias etapas, en las que la presión va disminuyendo de forma escalonada en cada una de ellas. El objetivo de los escalonamientos en la turbina de vapor es disminuir la velocidad del rodete conservando una velocidad de los álabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del chorro de vapor, con lo que se consigue aumentar la eficiencia.

En las turbinas de reacción, hay diferente presión a ambos lados de las ruedas de los álabes y esto es lo que impulsa el rotor. Mientras discurre el vapor entre los álabes móviles, disminuye su presión puesto que el espacio entre álabes es variable.

FIG. 3.5 FUNCIONAMIENTO ESQUEMÁTICO DE UNA TURBINA DE REACCIÓN



En ellas se produce un efecto parecido al que sustenta a los aviones. En las dos caras del ala de un avión hay una diferencia de presión, debido a la forma de la misma, que induce una diferencia de velocidades y que dan como consecuencia la diferencia de presiones antedicha.

La mayor parte de las veces los modelos son mixtos constando, primero de una rueda de acción, seguido de otras de reacción. Por lo general, las turbinas pequeñas son de acción y las grandes de reacción o mixtas.

Generalmente, las turbinas de reacción tienen mayor rendimiento.

Monoetapa, multietapa

Las turbinas pequeñas, menos de 3 MW, pueden ser de una sola etapa, pero a partir de 5 MW suelen ser siempre multietapa.

Las turbinas monoetapa suelen ser de flujo radial, mientras que las multietapa suelen ser de flujo axial. Las turbinas monoetapa son más sencillas y baratas, aunque tienen menor rendimiento.

Contrapresión, condensación

Según las condiciones del vapor a la salida de la turbina, se pueden distinguir las turbinas de vapor de contrapresión y de condensación.

Contrapresión: el vapor de escape tiene una presión mayor de la atmosférica. Normalmente estas turbinas se instalan en fábricas, donde el escape se lleva al proceso de fabricación.

Condensación: El objetivo es producir la mayor cantidad de energía mecánica posible, y por ello el vapor de escape tiene una presión menor que la atmosférica, y se envía a un condensador refrigerado por agua en muchos casos, aunque también puede ser por aire. La temperatura del sumidero de calor condiciona la presión de condensación y en definitiva la potencia mecánica extraíble. La sección de condensación se distingue por el gran tamaño de los álabes de las últimas etapas.

Extracción. Inyección

Tanto en el caso de turbinas de vapor de condensación como de contrapresión, se pueden construir con tomas intermedias, cuando es necesario vapor en una presión superior al escape.

A veces se desea la posibilidad tanto de extraer como de inyectar vapor. Las tomas pueden ser controladas o no controladas. Las tomas controladas se suelen llamar extracciones y en ellas se saca todo el vapor y se vuelve a meter de nuevo en otra sección de la turbina, con una válvula intermedia, que asegura una presión constante al proceso, por el contrario, en las tomas no controladas, la presión depende del caudal de vapor que circula agua debajo de la turbina y de la presión en el escape.

Las turbinas pequeñas suelen tener un solo cuerpo, por el contrario, las grandes, de centrales térmicas, suelen tener varios cuerpos o carcassas a distintos niveles de presión, de esta forma se habla de la turbina de alta, intermedia y baja.

3.3. Componentes principales

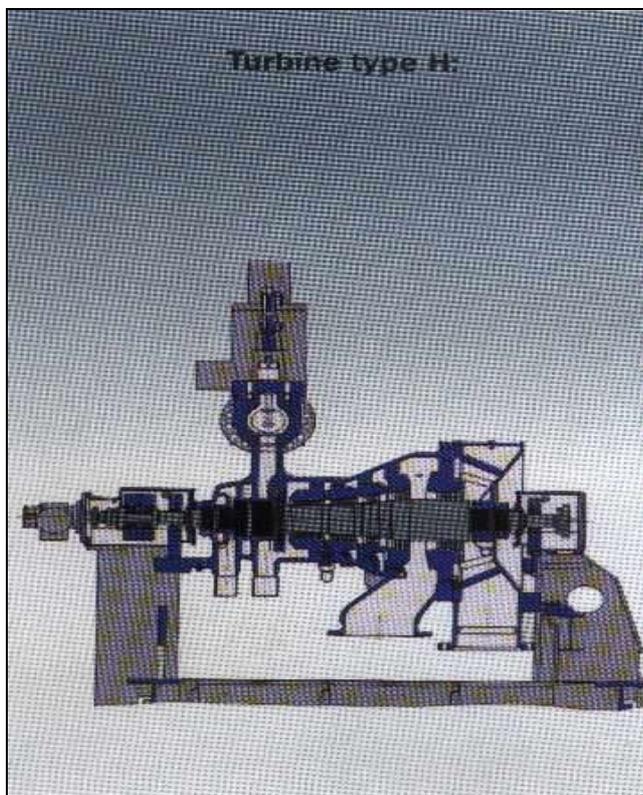


FIG. 3.6. SECCIÓN DE TURBINA DE VAPOR

Las partes de que consta una turbina son:

- Sistema de admisión. Consta de una válvula de cierre rápido, el grupo de válvulas de control y toberas de admisión.
- Cuerpo de turbina. Formado por el rotor, el estator, el eje y la carcasa.
- Escape de la turbina. Es el cuerpo posterior de la turbina por donde se conduce el vapor al condensador o a la tubería de contrapresión.
- Secciones de extracción o reinyección. Es la zona por donde se extrae el vapor a presión intermedia o se inyecta.
- Cierres laberínticos de vapor. Disminuye las fugas de vapor por los huecos, siendo conducido el vapor de fuga a un condensador de vahos o se extrae con eyectores.
- Reductor. Al igual que ocurría en el caso de turbinas de gas, en potencias menores de 50 MW, la velocidad de rotación del eje suele ser superior a la necesaria para el accionamiento de un alternador (3000 rpm en Europa) y suele necesitarse la participación de este elemento reductor del número de revoluciones.
- Generador. Es el elemento consumidor de la fuerza motriz aportada por la turbina y es el que genera la corriente eléctrica que se desea.

3.4. Prestaciones de una turbina de vapor

Las prestaciones de una turbina de vapor de contrapresión han de definirse en unas condiciones de caudal, presión y temperatura del vapor vivo, así como de presión de escape.

Los datos a facilitar son:

- Caudal de vapor vivo (kg/s)

- Temperatura vapor vivo (°C)
- Presión de vapor vivo (bara)
- Presión en escape (bara)

En estas condiciones se dan las prestaciones:

- Potencia eléctrica (kW)
- Temperatura de vapor en escape (°C)

En el caso en que haya extracciones, se debe dar como dato de partida también la presión y caudal de cada extracción.

En el caso de turbinas de condensación se suele definir la presión de condensación o la temperatura de agua de refrigeración, o las condiciones ambientales.

3.4.1. Potencia. Factores que afectan a la potencia

La potencia de una turbina de vapor se puede expresar de la siguiente forma:

$$Pe = q * (he - hs) * \eta_{em} = q * (he - his) * \eta_{em} * \eta_i \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

(Se considera que no hay pérdidas de calor en el sistema)

Siendo:

Pe: potencia eléctrica (kW)

q: caudal másico de vapor (kg/s)

h: entalpía específica del vapor de entrada (e) y salida (s) (kJ/kg)

η_{em} : Rendimiento electromecánico

η_i : Rendimiento isentrópico

El rendimiento isentrópico se define como la relación entre el salto entálpico real y el ideal.

$$\eta_i = \frac{h_e - h_s}{h_e - h_{is}}$$

El rendimiento isentrópico es propio de la máquina, es una indicación de lo cerca que está la máquina del ideal y por tanto de la calidad del diseño y construcción de la misma.

El rendimiento electromecánico depende de los rendimientos del reductor y alternador y son valores muy cercanos a 1, donde hay poco lugar actualmente a mejoras. Los valores actuales están entre 95 y 98 % en función del tamaño de las máquinas.

De la ecuación 4.1 se deduce que la potencia de una turbina de vapor depende esencialmente de las condiciones (presión, temperatura y caudal) del vapor de entrada (denominado “vapor vivo”), de la presión de escape y del rendimiento isentrópico de la turbina.

La ecuación 4.1 corresponde a una turbina simple de contrapresión. En el caso de existir extracciones, se puede aplicar la misma fórmula por tramos entre cada dos entradas o extracciones de vapor, en que el caudal se mantiene constante.

Condiciones del vapor vivo

Para una misma presión de salida de la turbina, la potencia aumenta al aumentar la presión y temperatura del vapor vivo. En este caso, aumenta la entalpía del vapor a disposición de producción de trabajo mecánico.

Las condiciones habituales de vapor vivo en plantas de cogeneración son entre 40-60 bar y 400-500 °C. En plantas de generación eléctrica pura, dichas condiciones suelen ser superiores, llegándose a niveles de 160-240 bar y 550 °C.

Se están desarrollando nuevos componentes de turbinas de vapor para trabajar en el caso de ciclos supercríticos, con temperaturas y presiones más elevadas, con objeto de

augmentar el rendimiento, pero es pronto para saber a qué niveles se llegará, porque depende de la evolución de las mejores tecnologías de generación limpia.

Presión de escape

Para las mismas condiciones del vapor vivo, la potencia de la turbina aumenta al disminuir la presión de salida del vapor (contrapresión). Una disminución en la presión de salida implica una menor temperatura y entalpía en el escape. Por esta razón, en las situaciones en que no se va a utilizar el vapor, se instalan turbinas de condensación.

Rendimiento isentrópico

La eficacia de una turbina se mide por el rendimiento isentrópico, que es la relación entre la diferencia de entalpía de vapor de entrada y salida en el caso real e ideal.

El rendimiento isentrópico de las turbinas oscila entre 60-65 % en turbinas pequeñas monoetapa, el 75...80% en turbinas medianas y más del 85% en turbinas grandes. Un rendimiento isentrópico mayor implica menor temperatura en el escape, y por tanto menor entalpía.

Caudal

Se puede decir que con unas mismas condiciones de entrada de vapor y contrapresión, la potencia de la turbina es aproximadamente proporcional al caudal de vapor que pasa a su través.

En las siguientes figuras se puede ver gráficamente la influencia de algunos factores citados anteriormente.

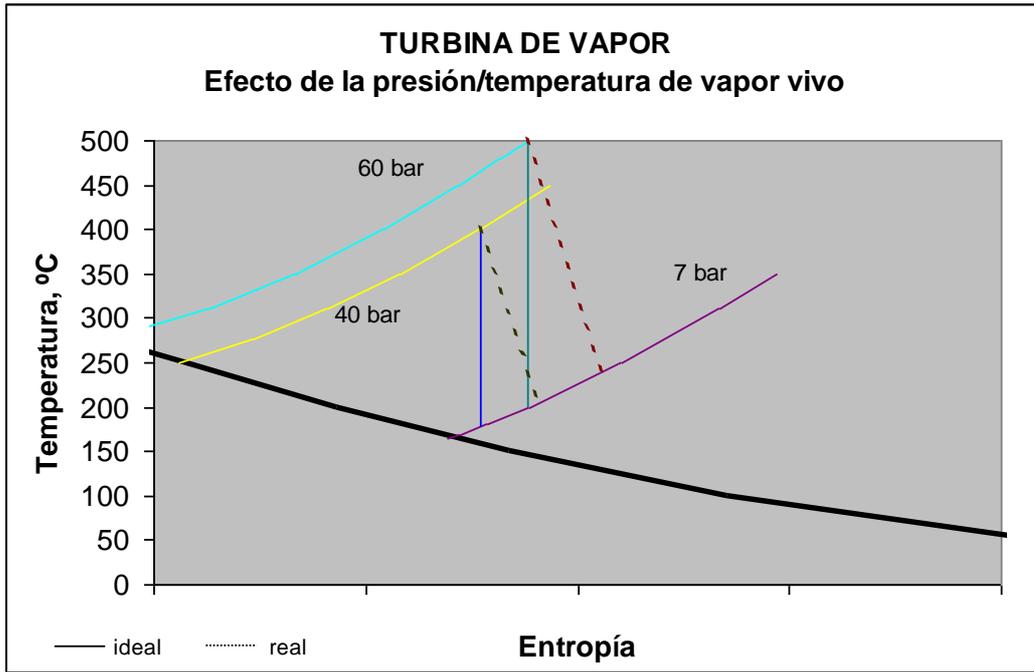


FIG. 3.7 EFECTO DE LAS CONDICIONES DEL VAPOR VIVO EN UNA TURBINA DE VAPOR

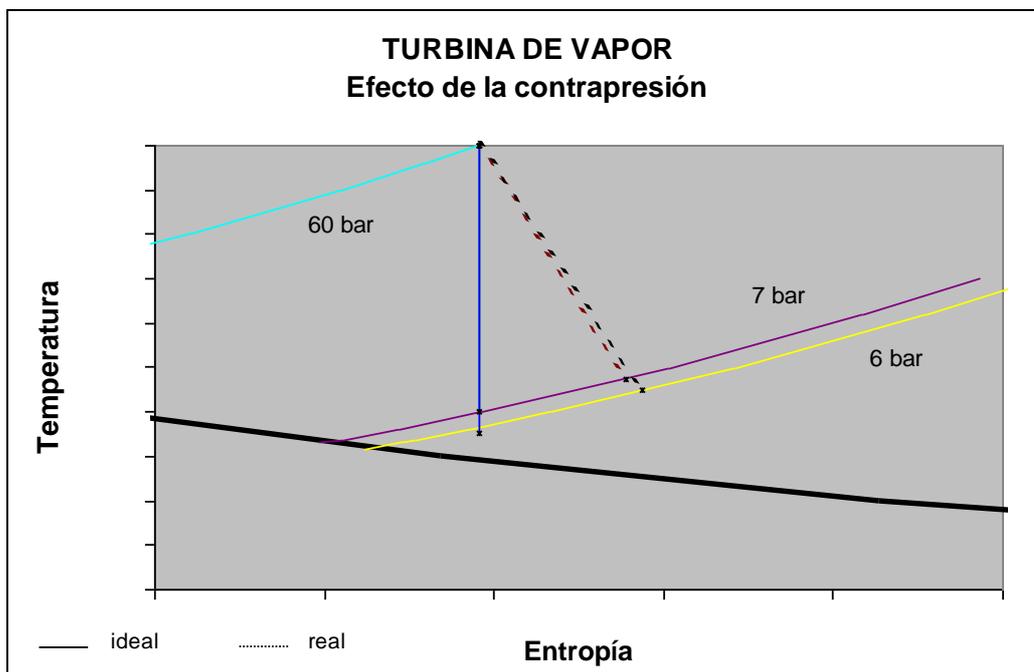


FIG. 3.8 EFECTO DE LA CONTRAPRESIÓN EN UNA TURBINA DE VAPOR

Hemos de decir que el factor que más afecta a la potencia de las turbinas de vapor es la contrapresión.

3.5. Modos de regulación: contrapresión, velocidad, potencia y presión de vapor vivo

Contrapresión

En el caso de una turbina de vapor de contrapresión en una planta de cogeneración, en las situaciones en que disminuye el consumo de vapor en el proceso, aumenta la presión de contrapresión de la turbina. En este caso, la regulación se realiza sobre la válvula de entrada de vapor a la turbina, ajustando el caudal para mantener la contrapresión. Como resultado, la potencia de la turbina de vapor disminuye.

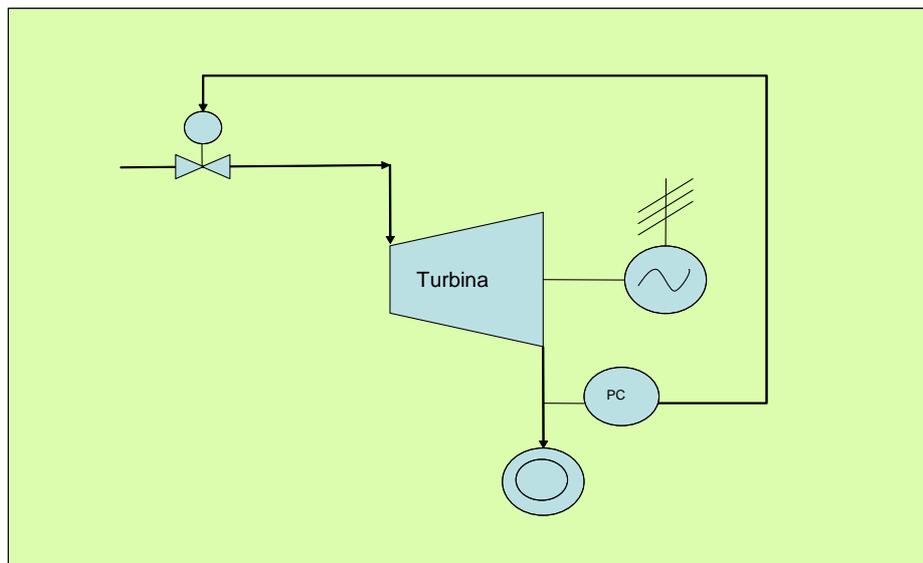


FIG. 3.8 CONTROL DE CONTRAPRESIÓN EN UNA TURBINA DE VAPOR

Velocidad

En situaciones en que la fábrica queda en isla, existe la posibilidad de mantener la turbina de vapor girando a la velocidad de sincronismo y a carga cero. Ello se lleva a cabo con la válvula de entrada, que permite el paso de vapor necesario para mantener la velocidad de sincronización. En otros casos, al quedar la turbina en isla, ésta se mantiene regulando la frecuencia, alimentando a los consumidores propios.

En este caso, el déficit de vapor a proceso se aporta a través de la válvula reductora de by-pass de la turbina.

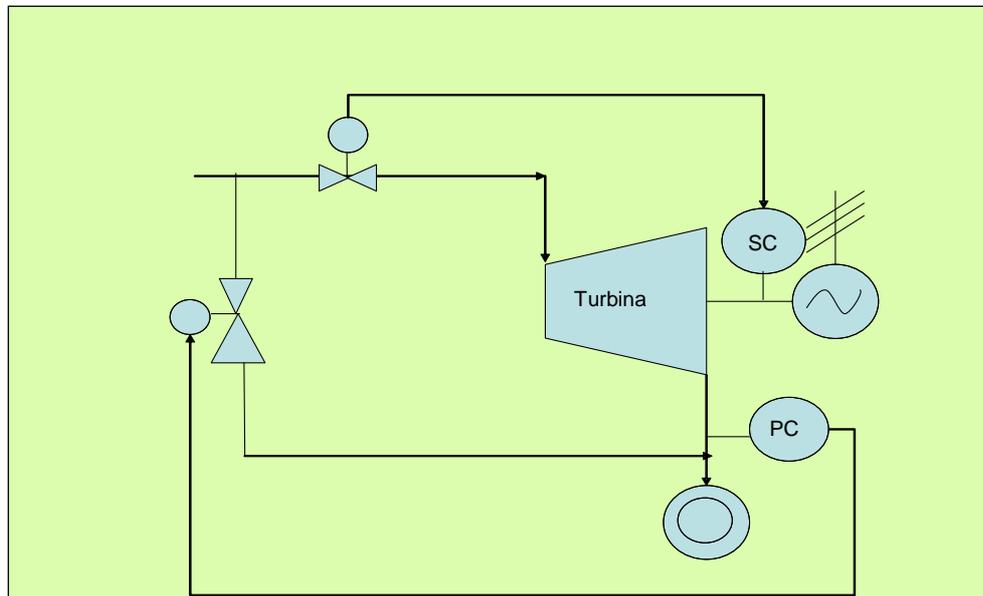


FIG. 3.9 CONTROL DE VELOCIDAD

Potencia

Principalmente se lleva a cabo en plantas eléctricas. La potencia se regula por la válvula de admisión. En este caso, se pierde el control sobre la presión del escape.

Presión de vapor vivo

En este caso la turbina de vapor mantiene la presión de vapor vivo. La caldera en este caso se mantiene a una carga fija dependiente de la potencia deseada. Es la regulación normal en plantas eléctricas puras, por ejemplo, plantas de biomasa.

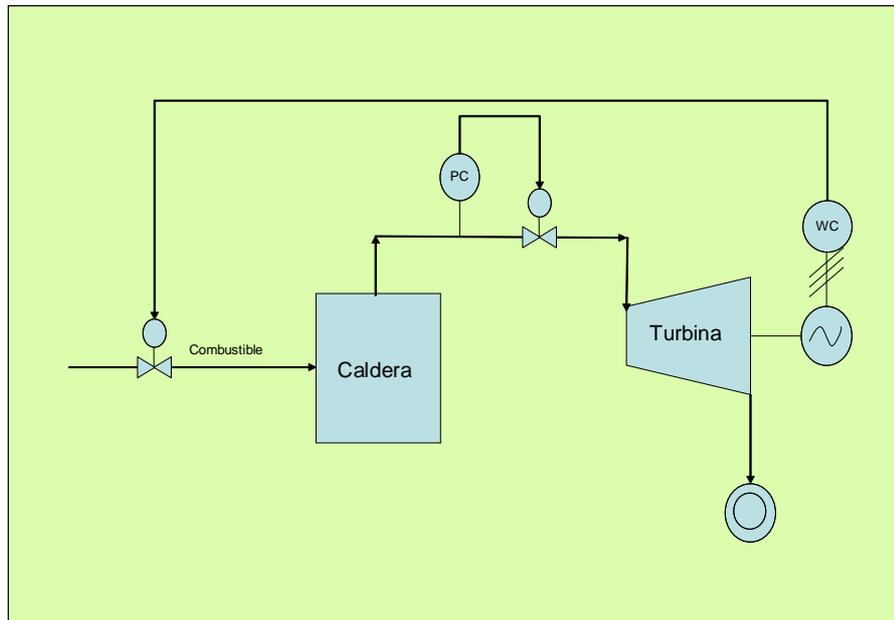


FIG. 3.10 CONTROL DE POTENCIA

3.6. Elementos de seguridad y parada.

Temperatura del vapor vivo

Es de gran importancia la temperatura de entrada del vapor a turbina, porque la formación de gotas podría provocar una avería grave. Hay un enclavamiento para evitar esto, que ante una temperatura próxima a saturación dispara la turbina (parada rápida de seguridad).

Por otro lado, si disminuye la temperatura de entrada del vapor podría darse que las condiciones en el escape fueran de vapor saturado, con cierto contenido de humedad, lo que puede producir daño a los alabes de la última etapa de la turbina, si éstos no son los adecuados para condensaciones. Este tipo de avería no es tan grave como la anterior, detectándose después de funcionar así durante un prolongado periodo de tiempo. En turbinas de condensación se suele trabajar en condiciones de humedad parcial en el escape de hasta un 15 %, para lo cual cuentan con un recubrimiento especial de los álabes de últimas etapas.

Contrapresión alta/baja

La turbina cuenta con una seguridad por baja presión. Si disminuye la presión de escape es posible llegar a puntos de formación de gotas en el vapor. Si los álabes de las últimas etapas de la turbina no están diseñados para ello, pueden resultar dañados. También una muy baja contrapresión puede provocar que los álabes de últimas filas estén sometidos a un momento flector por encima de su diseño.

Por otro lado, la parada por contrapresión elevada protege a la turbina de presiones superiores a las de diseño en el cuerpo de escape.

Velocidad

Todas las turbinas suelen ir equipadas de uno o varios mecanismos de protección contra el embalamiento, que cierra por completo la admisión del vapor si la velocidad excede en un 10% el valor nominal.

3.7. Sistemas auxiliares

3.7.1. Sistema de aceite

Existen dos circuitos de aceite: aceite de lubricación y aceite hidráulico.

Aceite de lubricación

El sistema de lubricación consiste en un circuito de aceite impulsado por una bomba. El circuito lubrica y a su vez refrigera internos de la turbina: cojinetes, alternador, etc.

Además de la bomba principal, el sistema cuenta con una bomba de emergencia (alimentada por corriente continua), así como un filtro de aceite y separador de vapores.

Sistema de aceite hidráulico

El control de la turbina de vapor se realiza por accionamiento hidráulico de un circuito de aceite en muchos casos.

3.7.2. Virador

Su objeto es evitar deformaciones permanentes en el eje de la turbina cuando se para y todavía se encuentra caliente. Este sistema mantiene girando el eje de la turbina a muy baja velocidad durante cierto tiempo, hasta que la temperatura es suficientemente baja. Su accionamiento puede ser eléctrico, hidráulico o manual.

3.7.3. Sistema de evacuación de vapor de cierres y drenajes

Generalmente, las fugas de vapor de los cierres, así como el de drenaje se llevan a un condensador de vapor, con el objeto de aprovechar el agua tratada. Normalmente, el condensador funciona con agua del circuito de refrigeración. Otras veces el vapor de cierres se expulsa a la atmósfera mediante eyectores de vapor. En cualquiera de los casos el vapor se extrae en un punto intermedio de los cierres para evitar la salida por el extremo de los ejes en la sala o contención de turbina.

3.7.4 . Sistema de refrigeración

Su función es refrigerar el circuito de aceite de lubricación, generador y condensador de vapor de vahos.

Generalmente la refrigeración es con agua, aunque en el caso de turbinas pequeñas, el generador puede ser refrigerado por aire.

3.8. Secuencias típicas

El arranque de la turbina de vapor requiere en primer lugar el calentamiento de las líneas de vapor conectadas a ella, así como de la propia turbina.

Puesta en marcha

- Calentar línea de vapor
- Abrir bypass válvula de escape
- Abrir válvula de escape
- Calentar la turbina de vapor

- Abrir válvula de entrada
- Subir a velocidad nominal
- Sincronizar

Parada

- Bajar potencia
- Abrir interruptor del generador
- Cerrar válvula de entrada
- Cerrar válvula de escape

3.9. Condensación de vapor

Existen dos posibilidades, condensación a presión y condensación a vacío.

La condensación a presión consiste en condensar vapor de contrapresión de una turbina de vapor. Esto se realiza así en el caso de disponer de excedentes ocasionales de vapor, como en el caso de fábricas donde hay variaciones bruscas de la demanda de vapor, como es el caso de fábricas de papel, cuando rompe la lámina de papel. En el caso de excedente permanente de vapor, es más rentable condensar a vacío, puesto que el rendimiento es mucho mayor, del orden del doble. En este caso hay que mantener un mínimo caudal a condensación (menor del 5% del máximo) para asegurar la refrigeración del cuerpo posterior de turbina.

Cuando se condensa a presión, es fácil condensar con aire (aerocondensadores) o con agua por la alta temperatura de la fuente de calor a evacuar. En el caso de aerocondensadores no hay consumo de agua. En el caso de condensación con agua, dicho consumo es algo superior al caudal de vapor a condensar, dependiendo del tipo, tamaño de torre y calidad del agua de aporte. El balance, teniendo en cuenta también la inversión, es tal que normalmente se opta por los aerocondensadores.

En el caso de condensación a vacío, por el contrario, si se condensa con aire, el nivel de vacío que se puede obtener es menor, lo que se traduce en una disminución importante de la potencia extraíble de la turbina. Por esta razón, se suele condensar por agua, salvo en el caso de gran escasez de la misma.

3.10. Explotación y mantenimiento

3.10.1. Precauciones

Los elementos a considerar para asegurar el mejor rendimiento de este equipo son:

- La contrapresión debe ser lo más baja posible y la presión de entrada de vapor lo mayor posible, dentro de los rangos admitidos por el proceso y por la turbina.
- En el caso de extracción no controlada, la presión de la extracción depende del caudal de vapor a contrapresión. En situaciones de bajo caudal en contrapresión la presión en turbina en la etapa de extracción puede disminuir por debajo de los requerimientos del proceso.
- La temperatura del agua de refrigeración debe ser menor de la prescrita. Debe controlarse la temperatura de alimentación de agua de refrigeración.
- Debe controlarse la temperatura de entrada del vapor, para evitar entrada de agua a turbina o formación de gotas en el escape.
- Debe asegurarse el correcto funcionamiento de las purgas de líneas de vapor, especialmente después de atemperadores, porque su incorrecto funcionamiento puede provocar erosiones en las tuberías y válvulas. Las purgas innecesarias o demasiado grandes, en el extremo contrario, pueden ser una forma de aumentar las pérdidas energéticas.
- Debe asegurarse la calidad del vapor para evitar formación de depósitos en los álabes, y la consiguiente disminución de potencia primero y averías después. La turbina puede lavarse para eliminar las sales depositadas. El compuesto más nocivo para la turbina es el SiO₂. Un elevado nivel de vibraciones en el rotor, puede ser un

buen indicador de la existencia de depósitos, mientras en otros casos indica erosión o corrosión en determinadas etapas de la turbina.

3.10.2. Mantenimiento

Aproximadamente una vez al año se revisan los circuitos auxiliares de la turbina: aceite, agua de refrigeración, sistema de purgas, etc.

Aproximadamente cada cinco años, dependiendo del tipo de turbina y fabricante, se abre la turbina y se inspecciona el estado de los internos.

No se suelen hacer contratos de mantenimiento con el suministrador, sino que se contratan piezas y mano de obra.

4. MOTORES ALTERNATIVOS

4.1. Motores alternativos

El motor alternativo, es un motor térmico cíclico de combustión interna, de movimiento alternativo, como su propio nombre indica, y convierte la energía química contenida en un combustible en energía mecánica de rotación de un eje. La reacción explosiva de la mezcla aire-combustible en el interior de un cilindro provoca el movimiento lineal del pistón, que un mecanismo biela-manivela convierte en rotación del cigüeñal. De esta manera también se asegura el movimiento alternativo del pistón, que permite renovar los gases producto de la combustión por mezcla fresca lista para explotar.

El motor alternativo es una máquina cíclica pero el fluido se renueva en cada ciclo, por lo tanto se trata de un ciclo abierto.

Los motores se pueden clasificar según diferentes parámetros: su ciclo termodinámico, el combustible empleado, la presencia o no de compresor, la velocidad de giro, etc.

Los ciclos termodinámicos que se emplean casi exclusivamente en motores son dos: el ciclo Otto y el ciclo Diesel. En ambos casos el ciclo puede tener dos o cuatro tiempos. Los motores de gas siguen un ciclo otto, y son de cuatro tiempos. Los motores diesel utilizan combustibles líquidos y suelen ser los de menor potencia (hasta unos 15 MW) de cuatro tiempos y los mayores de 10 a 50 MW de dos tiempos. Las fases son las mismas para ambos ciclos:

Las fases preparatorias son a) expulsión de los gases de escape del ciclo anterior, b) admisión del aire puro, c) compresión del aire e introducción del combustible, que debe mezclarse bien con el aire (carburación)

La transformación consta de dos periodos: la ignición del combustible y la expansión de los gases de la combustión.

Los periodos de compresión y expansión tienen lugar cada uno durante una carrera del pistón. Los periodos de evacuación de gases e introducción de aire tienen lugar: a) en los motores de cuatro tiempos, cada uno de ellos, en una carrera completa del pistón y, b) en los motores de dos tiempos parcialmente al final de la expansión y parcialmente al

principio de la compresión. Así en los motores de cuatro tiempos los ciclos se suceden cada cuatro carreras del pistón, es decir cada dos vueltas del eje motor o cigüeñal y en los de dos tiempos cada dos carreras del pistón, o lo que es lo mismo, cada vuelta de cigüeñal.

La diferencia principal entre los ciclos Otto y Diesel radica en el momento en que se produce la mezcla aire-combustible. En el ciclo Otto el gas aspirado por el cilindro se mezcla con el combustible antes de comprimirse, mientras que en el ciclo Diesel el combustible se inyecta a alta presión en la cámara de combustión al final de la compresión. Otra diferencia es la relación de compresión, que en el caso del ciclo Diesel suele ser bastante superior a la del ciclo Otto, por lo que obtiene mejores rendimientos. Esto está evolucionando porque se está llegando en motores ciclo Otto a relaciones de compresión similares a las del ciclo Diesel.

Por último, la diferencia más importante es el método que se emplea para producir la explosión de la mezcla. En un motor Otto es necesaria la adición de una energía exterior de activación para producir la ignición, normalmente suministrada por una bujía, mientras que en un motor Diesel, las condiciones de temperatura y presión alcanzadas en la cámara de combustión son suficientes para que la mezcla se inflame. Esta diferencia en el funcionamiento también supone unos requerimientos distintos para el combustible del ciclo Otto, que debe aguantar sin detonar hasta el momento exacto en que se precisa que lo haga.

En cuanto al combustible utilizado, existen muchos tipos: gas natural, biogases, gases derivados del petróleo (GLP), gases de refinería, gasolina, gasóleo, fuelóleo, etc.

El gas natural se puede utilizar en tres tipos distintos de motores, si bien es el primero el que está más extendido:

- Motores de encendido por bujía. La mezcla es aspirada por el cilindro en el primer tiempo y explota después de que salte una chispa en la bujía, al final del segundo tiempo. Siguen un ciclo Otto.
- Motores de doble combustible (dual fuel). La ignición de la mezcla aire-gas se produce tras la inyección de una pequeña cantidad de gasóleo en la cámara de combustión al final del segundo tiempo. Siguen un ciclo Diesel.

- Motores de gas a alta presión. Al final del segundo tiempo se inyecta el gas en el interior de la cámara de combustión, inyectándose también una pequeña cantidad de gasóleo. Se trata de un ciclo Diesel. Este tipo de motores está en desuso.

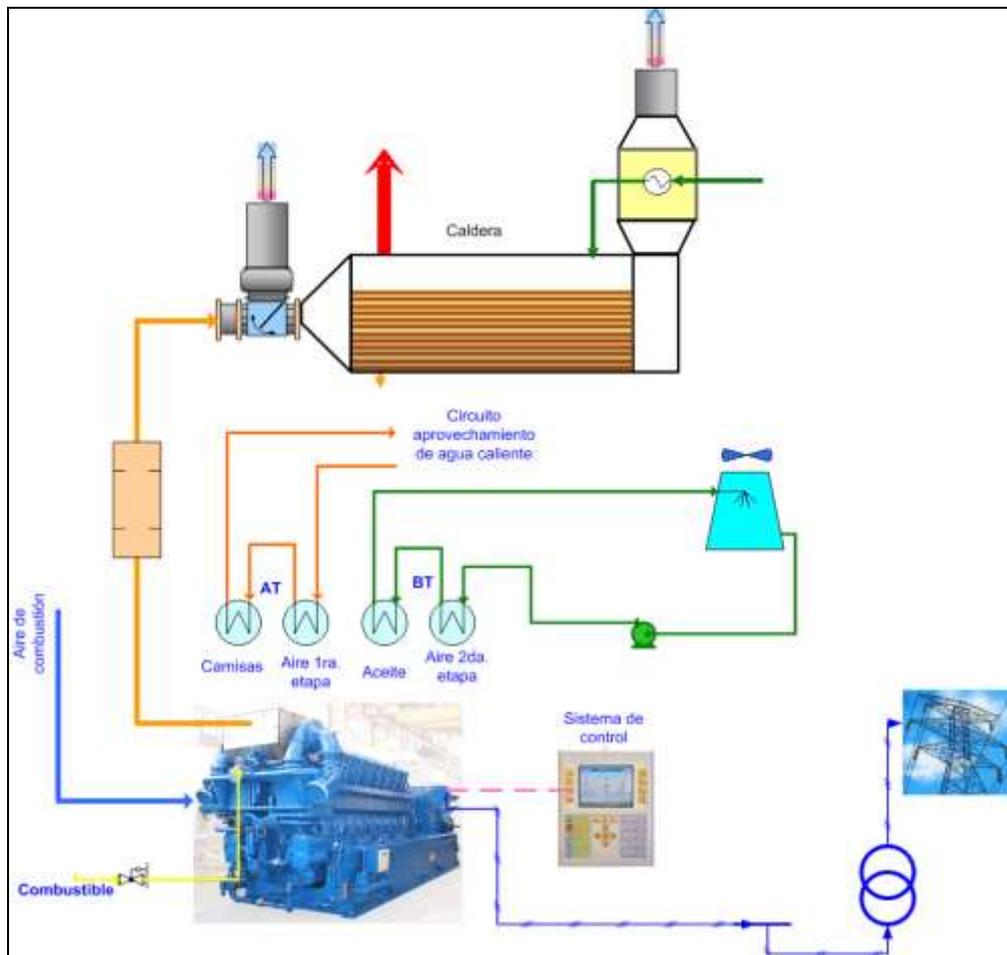


FIG. 4.1 PLANTA DE COGENERACIÓN EN CICLO SIMPLE CON MOTOR DE GAS

El gasóleo o fuelóleo se utiliza en motores que siguen el ciclo Diesel.

Para aumentar el rendimiento de un motor industrial es habitual recurrir a la compresión mecánica del aire o de la mezcla antes de su entrada al cilindro. De esta forma la energía producida en cada explosión es mayor, debido a la mayor cantidad de mezcla introducida en el cilindro, aunque también son mayores las sollicitaciones mecánicas. Es posible aumentar todavía más el rendimiento, refrigerando el aire o la mezcla antes de su entrada al cilindro, aumentando así su densidad y por ende la cantidad de combustible y comburente en el cilindro.

A medida que aumenta el tamaño del motor se disminuye el número de revoluciones. Así los motores pequeños son rápidos, y van a 1500 rpm (menores de 2...2 MW), los de velocidades intermedias con velocidades de 1000 a 750 rpm tienen potencias hasta unos 6...9 MW. Los motores de 500 rpm suelen llegar a 15...20 MW. Los motores de dos tiempos, de hasta 80 MW, van a velocidades incluso por debajo de 100 rpm.

Los mayores motores de gas ciclo Otto actuales son de unos 18 MW, alrededor de 4 MW hay varios fabricantes y bajo 2 MW muchos más.

La velocidad lineal media del pistón y la presión media efectiva, es un indicador aproximado de la potencia específica, de las solicitaciones a que está sometido el motor y, por tanto, de la vida útil del mismo. A mayor velocidad y presión media efectiva se obtiene mayor potencia, pero a costa de un mayor desgaste, que reduce la vida útil. Estos efectos se contrarrestan normalmente introduciendo mejores materiales.

Las velocidades medias suelen ser del orden de 10 m/s y las presiones medias efectivas en motores diesel suelen ser mayores de 20 bar y en motores de gas del orden de 15...20 bar, aunque como decíamos se están igualando.

En la tabla inferior se puede ver una clasificación por tipos de los motores más utilizados:

TABLA 4.1. TIPOS DE MOTORES DE GAS

Ciclo	Combustible	Velocidad (rpm)	Potencia (MW)	Rendimiento (%)	Tiempos
Otto	Gas	1500	<4	38-42	4
Otto	Gas	1000	3<P<8	42-43	4
Otto	Gas	750-500	5<P<18	44-46	4
Diesel	Gasóleo	1500	<1	38	4
Diesel	Gasóleo	1000	<3	42	4
Diesel	Fuelóleo	750	3<P<6	44	4
Diesel	Fuelóleo	500	6<P<15	46	4
Diesel	Fuelóleo	300	20	48	2
Diesel	Fuelóleo	100	50-90	50	2

El precio específico (por MW) aumenta con la potencia, contra lo que normalmente ocurre, porque al aumentar la potencia disminuye el número de revoluciones y aumenta más la masa específica (masa total de motor por unidad de potencia). Hay una dispersión notable en cuanto a costes, puesto que existen rangos de potencia en los que unos fabricantes son mucho más competitivos que otros. Además depende de las condiciones de mercado, que hacen que los precios puedan variar un 10....20% si un fabricante satura su fábrica o si hay un tirón en la demanda de máquinas.

En la tabla posterior se pueden comparar los parámetros más importantes de una serie de motores de diversos parámetros y revoluciones.

TABLA 4.2. MOTORES DE GAS. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS

Tipo motor	Ciclo	Vel. (rpm)	Tiempo (s)	Potencia (MW)	Redimiento (%)	Emisiones NOx (g/kWh)	Vel. (m/s)	Presión media efectiva (bar)	Masa específica (t/MW)
16V260/320	Otto	1000	4	4,3	43	1,8	9	20	11
20V350/400	Otto	750	4	8,5	45	1,8	9	18	15
18V480/600	Diesel	500	4	18	46	14	10	23,2	21
12L800/2300	Diesel	107	2	40	50	14	8	19	40

Los motores más utilizados en cogeneración son motores de gas ciclo Otto y mezcla pobre.



FIG. 4.2. MOTOR DE GAS DE MEZCLA POBRE DE 3 MW

4.2. Motor alternativo de gas y sus elementos auxiliares

Después de estudiar las generalidades de los motores alternativos, vamos a ver con más detalle los motores de gas.

4.2.1. Breve reseña histórica de los motores ciclo Otto

Los primeros experimentos sobre motores de combustión interna fueron realizados por Etienne Lenoir, que construyó su primer modelo práctico en 1860, y que en aquel momento abrió la puerta de la evolución y estableció una serie de principios técnicos que han permanecido inmutables hasta hace pocos años.

En 1862 fue enunciado el ciclo de volumen constante por Beau de Rochar con el título "ciclo de cuatro tiempos". Posteriormente el ingeniero alemán Nicholas Otto lo aplicó a un motor térmico denominándolo como ciclo Otto. Precisamente, la primera vez que el ciclo de cuatro tiempos se empleó con éxito fue en 1876, en un motor construido por Otto.

Carl Benz ha sido considerado como el padre del automóvil, ya que en 1885 fue el primer constructor de un motor de cuatro tiempos de encendido por bujías.

4.2.2. El ciclo Otto desde el punto de vista funcional

A pesar de que el motor de explosión de 4 tiempos es extraordinariamente conocido, damos a continuación un pequeño repaso a su esquema de funcionamiento.

El ciclo Otto se basa en el movimiento alternativo (de subida y bajada) del pistón en el interior del cilindro. El ciclo es abierto, pues la mezcla combustible gas-aire se renueva en cada tiempo o fase de admisión. El ciclo completo consta de 4 tiempos, dos de subida del pistón y dos de bajada, como se vio anteriormente.

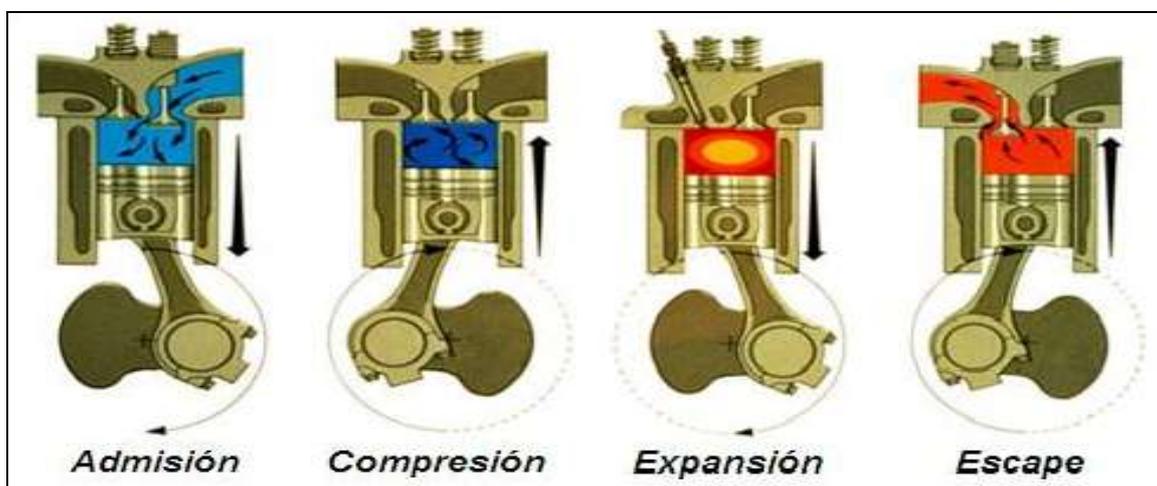


FIG. 4.3. FASES EN UN MOTOR ALTERNATIVO DE CUATRO TIEMPOS

- **Tiempo 1: Admisión.** El pistón se encuentra en el PMS (punto muerto superior). La válvula de admisión se abre y entra una mezcla de gas y aire en el cilindro. Esta mezcla puede estar a presión atmosférica y ser aspirada por la depresión creada en el movimiento de bajada, o como en los actuales motores industriales, puede haber sido comprimida en un turbocompresor y ser inyectada en el cilindro a presión. Cuando el pistón llega al PMI (punto muerto inferior) la válvula de admisión se cierra. El cigüeñal ha dado media vuelta.
- **Tiempo 2: Compresión.** El pistón, en su subida desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior comprime la mezcla. Las válvulas de admisión y escape están cerradas. Un poco antes de llegar a la parte más alta se produce el encendido de la bujía, y la mezcla deflagra. El cigüeñal ha dado ya una vuelta completa. Estas dos etapas o tiempos son consumidoras de energía, pues hasta ahora no se ha generado ningún trabajo.

- **Tiempo 3:** Expansión: Los gases producidos en la explosión se expansionan, lanzando el pistón hacia abajo y originando el movimiento del cigüeñal. Las válvulas de admisión y escape siguen cerradas. De los cuatro tiempos, este es el único en el que se desarrolla trabajo. Los otros tres son consumidores de energía mecánica. El cigüeñal ha dado una tercera media vuelta. El pistón llega finalmente al PMI.
- **Tiempo 4:** Al alcanzar el PMI, la válvula de escape se abre y libera los gases quemados producidos en la combustión. Al llegar al PMS esta válvula se cierra y se abre nuevamente la de admisión, comenzando un nuevo ciclo. El cigüeñal ha dado dos vueltas completas.

De los cuatro tiempos, sólo en uno se genera energía mecánica. La inercia y los otros cilindros, cuyos tiempos están decalados, aseguran que el movimiento sea continuo, aunque hay naturalmente esfuerzos variables.

4.2.3. El ciclo Otto desde el punto de vista termodinámico

Este ciclo representado en la figura siguiente, es el característico de los motores de gasolina o de gas y se llama también de explosión. En él tiene lugar la aportación de calor mediante la combustión del gas a volumen constante (segmento 2-3 del diagrama).

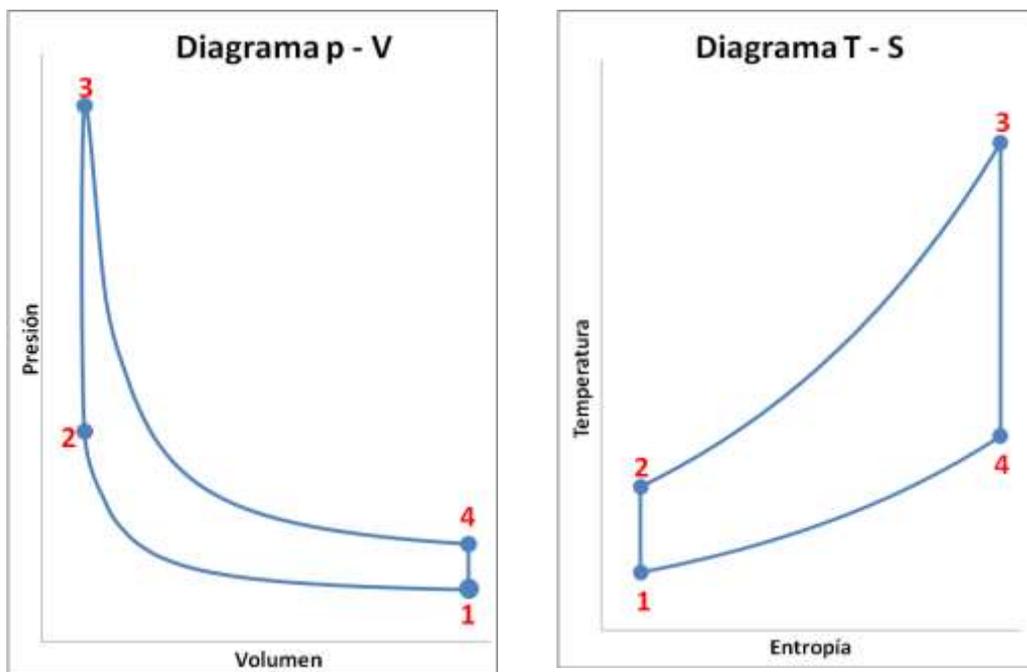


FIG. 4.4. CICLO OTTO IDEAL. DIAGRAMAS P-V Y T-S

El ciclo se compone de la compresión isentrópica 1 - 2, en la que se consume trabajo, la explosión isocora 2-3 en la que se verifica la aportación de calor Q_1 , la expansión isentrópica 3-4, durante la cual se produce el trabajo útil, y por último, la isocora de escape 4-1, durante la cual se produce la cesión de calor Q_2 . El rendimiento del ciclo, siguiendo un razonamiento parecido al del ciclo Bryton, será:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{(\gamma-1)}}$$

Siendo ϵ , la relación de compresión. Puede verse claramente como el rendimiento depende fundamentalmente de la relación de compresión. Esta relación no puede aumentarse a voluntad del diseñador pues aparece un problema: al aumentar la relación de compresión aumenta el riesgo de detonación.

El ciclo anterior es el ideal, pero si consideramos la influencia del combustible y añadimos los ciclos de llenado y vaciado, obtenemos los gráficos siguientes:

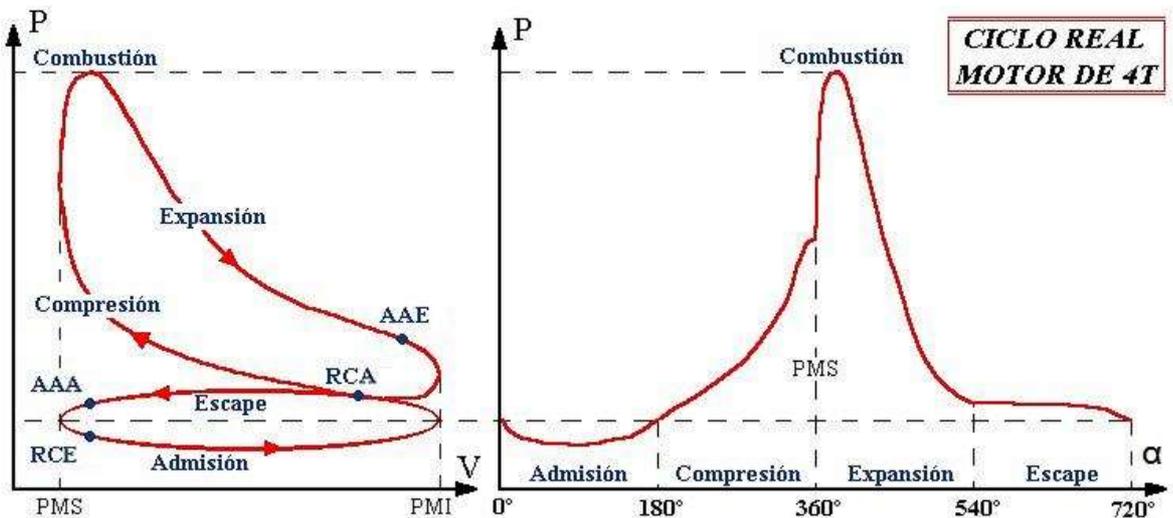


FIG. 4.5. CICLO OTTO REAL. DIAGRAMAS P-V Y T-S

Una mejora reciente implementada en los nuevos motores es el ciclo miller, que ha permitido romper la barrera del 45 % de rendimiento. En el ciclo miller se aumenta la relación de compresión del turbo, se disminuye la compresión geométrica por el

movimiento del pistón, pero se mantiene la expansión en el cilindro, que produce energía útil, para ello se juega con los decalajes de cierre y apertura de válvulas.

4.2.4. Recuperación de energía térmica en el motor alternativo

Existen cuatro fuentes de energía térmica que puede ser recuperada en el motor alternativo de gas:

- Gases de escape
- Agua de refrigeración de camisas, culatas, etc.
- Agua de refrigeración del aceite de lubricación
- Agua de refrigeración del aire comprimido por el turbocompresor

Los gases de escape contienen aproximadamente un tercio de la energía del combustible, que puede ser usado para producir vapor (normalmente por debajo de 25 barg), agua sobrecalentada y/o agua caliente. Algunas aplicaciones industriales usan directamente los gases de escape para procesos de secado, mientras en otras el fluido que se utiliza como vehículo para transportar el calor es aceite térmico (cuando se requieren altas temperaturas (200-250°C) para el proceso).

Para el mejor aprovechamiento térmico del agua del motor, las fuentes de calor del mismo (refrigeración de camisas y culatas, refrigeración del aceite y refrigeración del aire a la salida del turbocompresor) se separan en dos corrientes. Una es el circuito de alta temperatura, integrado por la refrigeración de camisas y culatas y la primera etapa de refrigeración del aire. Este agua típicamente sale del motor a 90 °C. La segunda corriente es el agua de baja temperatura, que integra la segunda etapa de refrigeración del aire de admisión y la refrigeración del aceite. La temperatura de salida de esta agua es del orden de 40 a 50°C. En otros casos se puede incorporar el calor de refrigeración del aceite lubricante al circuito de alta temperatura, si bien en este caso la temperatura de retorno de agua al motor debe ser menor.

El agua de refrigeración de camisas puede producir agua caliente para diversos usos. También puede producir aire caliente, si se hace pasar el agua de refrigeración a través de

un intercambiador aire-agua. En este caso, el agua se hace circular por el circuito con la ayuda de una bomba, se calienta a su paso por el bloque motor y el calor absorbido lo cede en el intercambiador, que no es más que un serpentín por donde circula el agua y un gran ventilador que fuerza al aire a pasar a través del serpentín, calentándose.

El agua de refrigeración del aceite y de refrigeración del aire de admisión después de atravesar el turbocompresor suelen estar unidos y raramente se aprovechan, por su baja temperatura (30-40°C). En ocasiones, este calor se utiliza como precalentamiento del agua del circuito anterior. Normalmente se desecha y se vierte a la atmósfera con la ayuda de una torre de refrigeración o de un aerorefrigerador.

Las disponibilidades de energía de un motor de gas son las siguientes (ver fig. 4.6):

- Electricidad, aproximadamente un 42 %
- Gases de escape a unos 400°C que suelen contener aproximadamente un 22% de energía recuperable y un 7% de energía no recuperable que se pierde por chimenea.
- Agua caliente a alta temperatura, del orden del 15% de energía recuperable
- Agua caliente de baja temperatura, del orden del 10% de la energía que no suele ser recuperable
- Pérdidas del alternador y las del propio motor por conducción convección

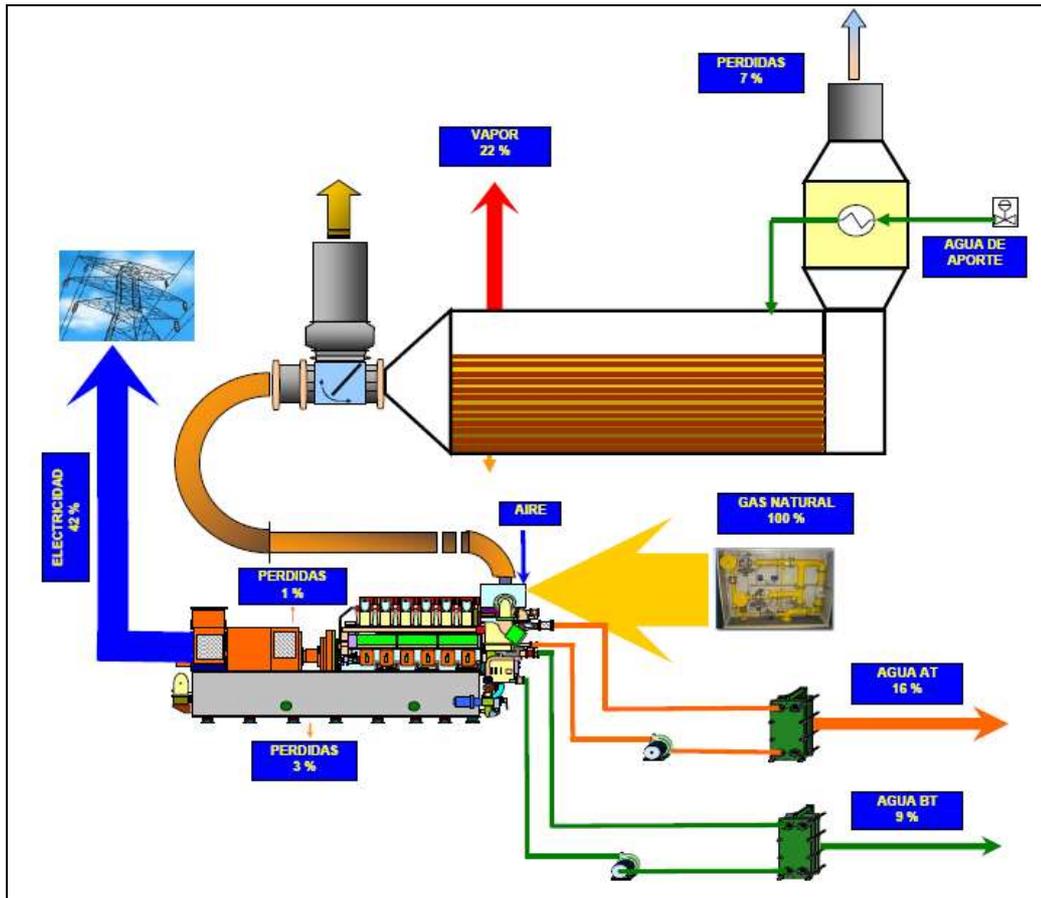


FIG. 4.6. BALANCE DE ENERGÍA EN UNA INSTALACIÓN DE MOTOR DE GAS CON CALDERA DE RECUPERACIÓN

5. CALDERAS DE RECUPERACIÓN

5.1. Definición y clasificación

Una caldera es un aparato a presión donde el calor procedente de un combustible o de otra fuente de energía se transforma en energía térmica utilizable a través de un fluido caloportador en fase líquida o gaseosa.

Las partes fundamentales de una caldera son:

- Cámara de combustión u hogar, donde se realiza la combustión
- Cuerpos de intercambio, donde se transfiere el calor de los gases calientes al fluido caloportador.
- Quemadores
- Envoltente o carcasa que aísla el cuerpo intercambiador del exterior.
- Conjunto de elementos auxiliares y de control de la caldera

Las calderas pueden ir dotadas de los siguientes componentes externos o no al cuerpo de la misma:

- Economizador: Intercambiador de calor que precalienta el agua de entrada a la caldera, tomando calor de los humos o gases de escape.
- Recuperadores o regeneradores de calor: Intercambiadores de calor, que precalientan el aire de entrada a la cámara de combustión a partir de los gases de escape.

Las calderas o generadores de vapor que producen vapor sobrecalentado, (utilizado en la mayoría de las turbinas de vapor) llevan incorporadas a la misma un sobrecalentador o cambiador de calor que genera el vapor sobrecalentado a partir del vapor saturado producido en el evaporador de la caldera.

Las calderas pueden clasificarse atendiendo a distintos conceptos:

- Por la fuente de energía utilizada:

- Calderas de combustión, en las que el calor proviene directamente de la combustión de un combustible
- Calderas de recuperación, en las que el calor procede de un fluido a alta temperatura (gases calientes). En algunos casos, especialmente con turbinas de gas, se intercala en la conducción de gases calientes; a la entrada de la caldera, un quemador, llamado de postcombustión, eleva la temperatura de los gases, permitiendo generar más calor, para seguir la demanda del consumidor.
- Calderas mixtas. Algunas calderas incorporan un quemador con aire fresco, en paralelo con los gases calientes, manteniendo dos fuentes de calor complementarias hacia el mismo fluido caloportador, con lo que son simultáneamente de recuperación y combustión.
- Por el fluido caloportador:
 - Calderas de agua caliente.
 - Calderas de agua sobrecalentada
 - Calderas de fluidos térmicos.
 - Calderas o generadores de aire caliente.
 - Calderas de vapor
- Dentro de los generadores de vapor se distinguen:
 - Calderas de vapor saturado
 - Calderas de vapor sobrecalentado
- Por el material constructivo:
 - Calderas de fundición
 - Calderas de acero
- Por el tipo de tiro:
 - Tiro natural (hogar en depresión).
 - Tiro forzado (cámara de combustión presurizada)

- Por el tipo de circulación:
 - Circulación natural
 - Circulación forzada
- Por su disposición:
 - Horizontales. La dirección del flujo de gases es horizontal y los haces tubulares se disponen transversalmente, es decir, son verticales
 - Verticales. La dirección del flujo de gases es vertical, mientras que los haces tubulares se disponen transversalmente, es decir, son horizontales o inclinados

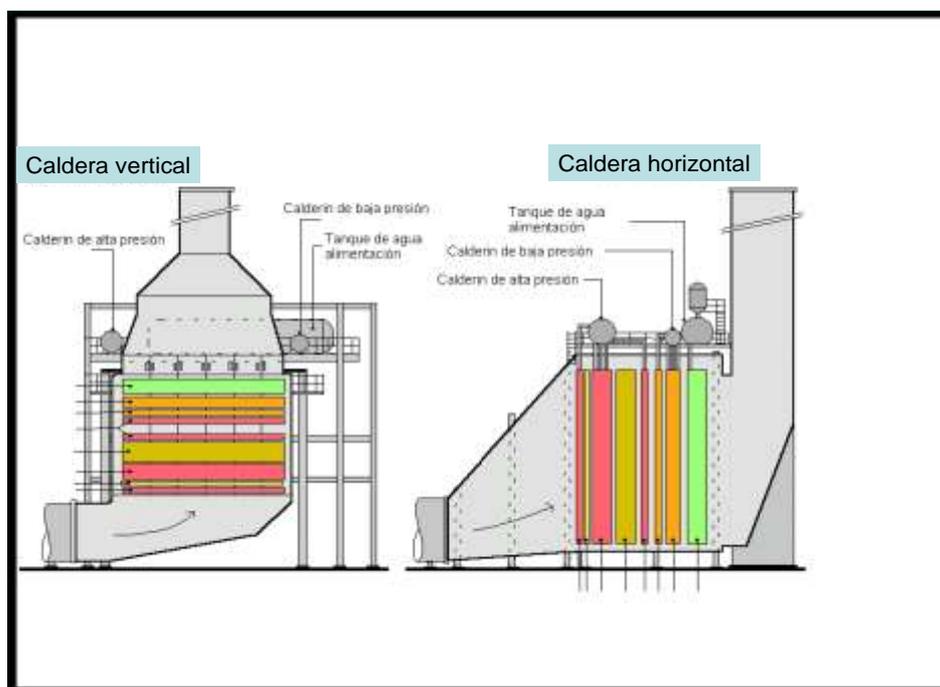


FIG. 5.1. DISPOSICIONES DE CALDERAS ACUOTUBULARES

- Por el tipo de funcionamiento:
 - Pirotubulares. El agua envuelve el hogar. Los gases calientes circulan por el interior de tubos, que están inmersos en el agua.
 - Acuotubulares. El agua/vapor circula por el interior de los tubos y los gases de combustión por fuera de los mismos. Se trata básicamente de un conducto por donde circulan los gases, y en cuyo interior se encuentran dispuestos los haces tubulares, en unos casos aleteados y en otros lisos.

5.2. Parámetros característicos de los generadores de vapor

Los parámetros más importantes que definen las características de un generador de vapor son los siguientes:

A) Presión efectiva:

En la práctica se suelen clasificar en:

- Baja presión $p < 20 \text{ kg/cm}^2$
- Media presión $20 \text{ kg/cm}^2 < p < 64 \text{ kg/cm}^2$
- Alta presión $p > 64 \text{ kg/cm}^2$

B) Capacidad

Se suele medir por el caudal de vapor (t/h) producido a una presión y temperatura determinadas, para una temperatura dada del agua de alimentación de la caldera. A veces se indica por la potencia térmica aprovechada o del combustible.

C) Superficie de calefacción

Es la superficie a través de la cual tienen lugar los procesos de transmisión de calor (gases calientes-agua/vapor). Puede dividirse en:

- Superficie de transmisión directa: en ella es dominante la transmisión de calor por radiación.
- Superficie de transmisión indirecta: en ella es dominante la transmisión de calor por convección.
- La superficie de calefacción está limitada en cuanto a sus dimensiones por los siguientes factores:
- Los gases de combustión no deben enfriarse por debajo de su punto de rocío ácido a fin de evitar condensaciones que faciliten la corrosión (en combustibles con contenido de azufre significativo, como carbón o fuel esta temperatura está en el entorno de 140 °C, mientras que en las calderas de gas natural esta temperatura es de 50...60 °C)

- Un enfriamiento excesivo de los gases calientes conlleva una pérdida de tiro en el caso de calderas de tiro natural, debiéndose de introducir un mecanismo de tiro forzado.
- Una vez que los gases calientes se enfrían por debajo de cierta temperatura un aumento de superficie de transmisión es poco rentable pues la cantidad de calor disponible se va haciendo cada vez más pequeña, a medida que la temperatura de salida de los gases se aproxima a la temperatura del fluido caloportador (la transferencia de calor está en relación directa con el salto térmico).

D) Producción específica de vapor

Es la relación entre la producción de vapor y la superficie de calefacción.

E) Índice de vaporización

Es la masa de vapor producida por unidad de masa de combustible utilizado para su producción (depende del rendimiento basado en el PCI del combustible utilizado). El índice de vaporización es el inverso del consumo específico de combustible, definido como la masa de combustible que utiliza la caldera para producir una unidad de masa de vapor, en las condiciones nominales de trabajo (presión y temperatura del vapor determinadas y una temperatura del agua de alimentación dada).

5.3. Calderas pirotubulares

Los gases de la combustión discurren por el interior de unos tubos sumergidos en la masa. Todo el conjunto, agua y tubos, se encuentra rodeado por una carcasa exterior. Los gases calientes, al circular por los tubos, ceden parte de su calor sensible, que se transmite a través del tubo, pasando al agua, la cual se calienta, al tiempo que la parte del agua más próxima a los tubos se vaporiza. La configuración de estas calderas impone limitaciones en su diseño y utilización.

La presión de trabajo de las calderas pirotubulares no excede normalmente de 25-30 bar, ya que presiones más altas obligarían a espesores de la carcasa demasiado grandes, y esto a tensiones mecánicas insoportables durante el calentamiento y enfriamiento.

La máxima producción de vapor suele ser del orden de 40 t /h de vapor.

A lo largo del tiempo se han construido diferentes modelos de calderas pirotubulares, variando la forma del hogar, la posición horizontal, vertical o inclinada de los tubos y el número de pasos de los gases por el interior de los tubos sumergidos.

Estas calderas compactas son más baratas en coste inicial que las acuotubulares para producciones de vapor de hasta 25 t/h, y bajas presiones. En condiciones óptimas y a la máxima carga, pueden alcanzar un rendimiento mayor del 90% , en el caso de calderas de combustión.

Este tipo de calderas presentan las siguientes ventajas:

- Alta inercia. Capacidad de soportar fluctuaciones de cargas bruscas y grandes, produciéndose sólo ligeras variaciones en la presión debido a la gran cantidad de agua almacenada.
- Bajo coste inicial
- Bajo coste de mantenimiento
- Simplicidad de instalación que sólo exige la cimentación y el interconexión de la caldera a las redes de agua, vapor y combustible, ya instaladas previamente, de la fábrica.

5.4. Partes principales de una caldera pirotubular

5.4.1. El hogar

En una caldera pirotubular el hogar es la parte más importante de todas las partes sometidas a presión de que consta una caldera, por lo que es de vital importancia que esté bien diseñada para que la combustión sea completa dentro del mismo y evitar que los gases entren en el primer paso de tubos en combustión, ya que se podría producir averías de importancia en el equipo. En las calderas pirotubulares con producciones superiores a 3 t/h y presiones superiores a 8 kg/cm² es recomendable utilizar hogares ondulados. Así mismo, en calderas con producciones superiores a 20 t/h y presiones superiores a 15 kg/cm² se deberán utilizar dos hogares ondulados.

5.4.2. Caja de fuego

Es el recinto donde los gases procedentes de la combustión en el hogar, realizan el giro de sentido antes de entrar en los haces tubulares. Esta caja de fuego en las calderas modernas está totalmente refrigerada.

Se denomina haz tubular al conjunto de tubos por donde circulan los gases procedentes de la combustión, a través de los cuales transmiten el calor al agua que los está envolviendo y los conducen hasta el exterior de la caldera por la chimenea.

Una caldera actual está dotada de dos haces de tubos, un primer haz que conduce los gases de combustión desde la caja de fuego hasta la parte delantera de caldera y un segundo haz que conduce los gases desde la caja inversora de gases delantera hasta la chimenea.

5.4.3. Envolvente

Se trata del cilindro exterior de caldera y sus dos placas (delantera y trasera), alojándose en su interior el hogar, los haces tubulares, así como las cámaras de agua y de vapor.

5.5. Calderas acuotubulares (Tubos de agua)

Constituye el tipo de calderas de vapor de uso más frecuente y más amplio espectro, y tiene como característica distintiva el que el agua ocupa el interior de los tubos de intercambio y los gases circulan por su parte exterior.

Cubren rangos de aplicación inalcanzables por las calderas pirotubulares. El pequeño diámetro de los elementos con presión interna en la caldera acuotubular permite la operación a condiciones prácticamente ilimitadas.

Por tanto, a la hora de elegir una caldera, nos vemos obligados a acudir a la caldera acuotubular si las condiciones del vapor caen fuera del rango de las pirotubulares.

En el caso en que pueda elegirse el tipo, debe tenerse en cuenta que las preferencias van normalmente hacia las pirotubulares (tubos de humo) ya que son más económicas, más fáciles de limpiar, más “sufridas” y permiten un tratamiento de agua más sencillo. Como

lado negativo no debe olvidarse que las calderas pirotubulares son intrínsecamente, más "peligrosas, por la energía que tienen almacenada.

Este tipo de calderas se caracterizan por ser construidas totalmente en talleres y enviadas en varias partes, en función del tamaño, al lugar de instalación. En principio pueden suministrarse para quemar combustibles sólidos, líquidos o gaseosos, variando las características del hogar y de los equipos de combustión.

Una característica de estas calderas es que necesitan poca obra civil, ya que el cierre de los gases suele estar formado por paredes membrana por las que circula el agua o la mezcla agua-vapor, o bien paredes metálicas con aislamiento interno, en el caso de temperaturas no demasiado grandes.

Se diferencian dos tipos: compactas y no compactas

a) Compactas: son calderas de hasta 30 t/ h de capacidad de vaporización o más. Están recubiertas de unas paredes membrana. El tiro forzado y los quemadores van incluidos en la caldera.

Las calderas compactas de hogar integral pequeñas, son interesantes, en general, para los siguientes casos:

- Cuando se requiere una rápida instalación
- Cuando se dispone de poco espacio
- Cuando puede ser necesario el traslado de la caldera a otra localización
- Las calderas compactas de hogar integral grandes

Son calderas de hasta 200 t/h de capacidad de vaporización, recubiertas de paredes membrana.

b) Calderas acuotubulares no compactas

Estas calderas son montadas en obra y comprenden una parte de tubos y calderines con sus conexiones y otra parte de mampostería en ladrillo refractario, o más modernamente, paredes metálicas recubiertas interiormente de aislante refractario.

5.6. Generadores de vapor para instalaciones de cogeneración

El generador tiene por misión generar vapor a partir de los gases de escape de una turbina de gas o de motores alternativos.

Generalmente se les conoce por las siglas HRSG en inglés (Heat Recovery Steam Generator).

Las principales características que distinguen una caldera de recuperación de una convencional son las siguientes:

- La caldera de recuperación se diseña teniendo en cuenta las características específicas del motor o de la turbina de gas a la que se va a acoplar.
- Al ser la temperatura de los gases relativamente baja (pese a la postcombustión, en el caso de turbinas) la transmisión de calor se efectúa principalmente por convección.
- La velocidad de paso de los gases viene limitada por la necesidad de mantener unas pérdidas de carga bajas. Esto hace que el coeficiente de transmisión de calor sea bajo, lo que obliga a disponer de una gran superficie de calentamiento.
- Al ser la diferencia entre la temperatura de los gases y el medio a calentar (agua o vapor) baja, y al ser bajo también el coeficiente de transmisión de calor, se diseña el evaporador y economizador con aletas.

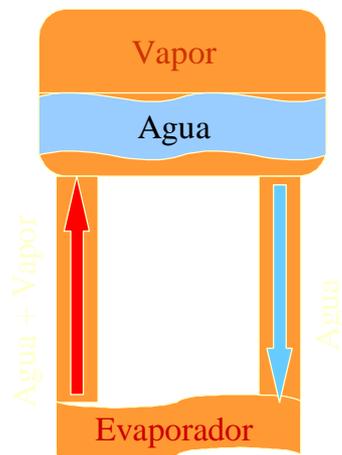
Principalmente existen dos diseños de calderas de vapor:

- Circulación natural
- Circulación forzada

5.6.1. Circulación natural

La circulación en esta caldera se produce por la diferencia de peso específico entre el vapor saturado y el agua. Todos los fenómenos que reducen esta circulación deben ser eliminados, lo que da una gran importancia al buen diseño de este tipo de calderas.

Concepto de circulación natural



Circulación natural por efecto termosifón.

La densidad del agua de entrada en el evaporador es mayor que la densidad de la salida del evaporador (agua + vapor)

Esto implica que:

- Los tubos de bajada no deben ser calentados y por tanto deben situarse fuera de la corriente gaseosa.
- Debe existir una correcta relación entre las secciones transversales de los tubos de bajada y de subida, así como una distribución uniforme de los mismos para evitar bloqueos de vapor.
- La altura de la caldera debe ser lo mayor posible para favorecer la circulación.
- Los diámetros de los tubos de bajada y subida deben seleccionarse cuidadosamente.
- La circulación insuficiente puede provocar: la existencia de tuberías con velocidad nula en su interior, el uso ineficiente de toda la superficie de calentamiento baja la eficiencia en la caldera, en situaciones extremas una circulación inversa (especialmente a bajas cargas), posibles problemas de refrigeración de ciertos elementos en los tubos con nula o reducida velocidad, lo que puede ocasionar la rotura de los tubos por exceso de fatiga térmica.

La principal ventaja de la circulación natural es la adaptación de ésta a la carga de la caldera, cuando la caldera ha sido correctamente dimensionada. Al no requerirse elementos mecánicos (bombas), son intrínsecamente seguras.

La circulación natural se aplica normalmente en aquellas instalaciones que requieren un alto grado de seguridad de funcionamiento y no se producen variaciones bruscas en la demanda de vapor. La figura posterior muestra un diseño para calderas verticales de un solo nivel de presión, con circulación natural. Es el tipo DELTA, de Delta Boilers.

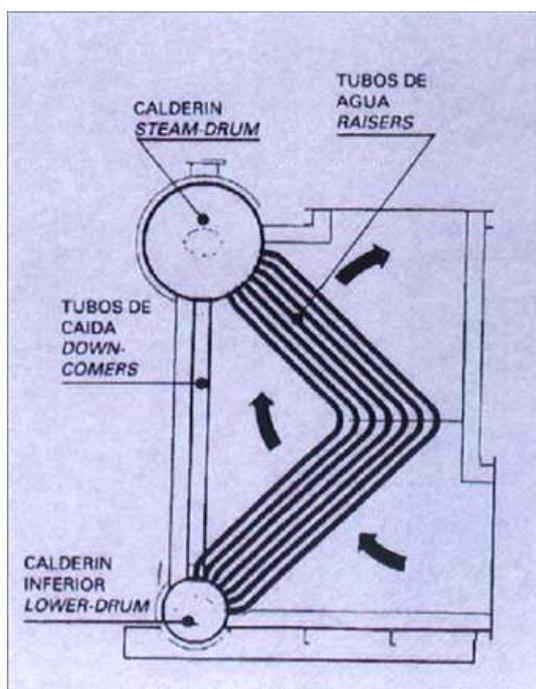


FIG. 5.2. SECCION DE CALDERA ACUOTUBULAR

5.6.2. Circulación Forzada

En ellos la circulación se establece por medio de una bomba de circulación, la cual hace circular el agua desde el calderín de separación de vapor a través del evaporador, con retorno en circuito cerrado al calderín. Este último recibe del evaporador una mezcla agua-vapor con un porcentaje de vapor de alrededor de un 20%.

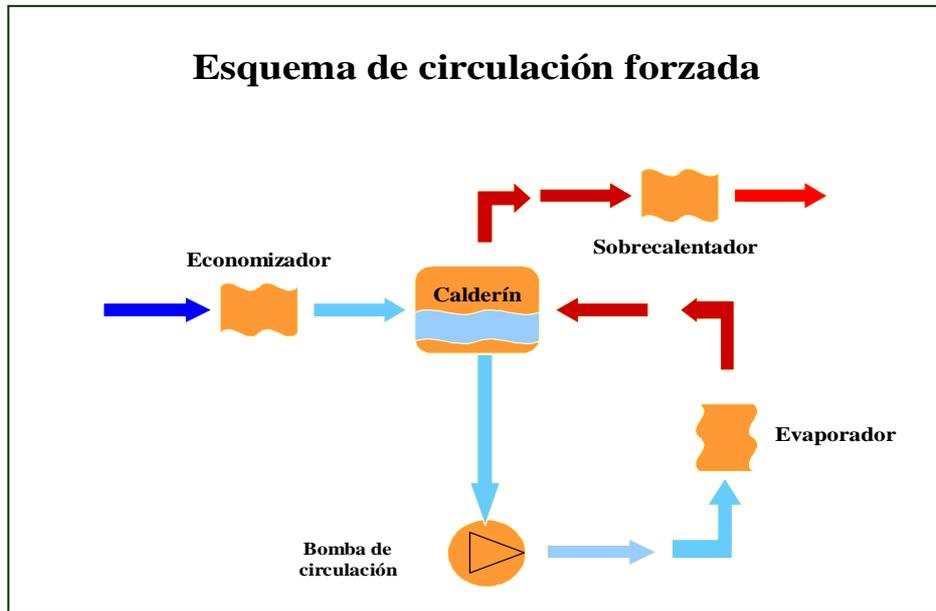


FIG. 5.3. ESQUEMA DE CIRCULACIÓN FORZADA

En las calderas de circulación forzada la utilización de bombas de recirculación permite una libre elección del paso de gas por lo que puede seleccionarse un diseño horizontal o vertical.

Debido a la circulación en el evaporador por las bombas de circulación, este tipo de calderas permite la aplicación de tubos de pequeño diámetro en el evaporador. Resultan calderas compactas con mínimo peso y dimensiones, permitiendo adaptarse rápidamente a las variaciones de carga.

5.6.3. Resumen de la diferencia entre calderas de circulación natural y calderas de circulación forzada.

TABLA 5.1. DIFERENCIAS ENTRE CIRCULACIÓN FORZADA Y NATURAL

Descripción	Circulación natural	Circulación forzada
Contenido en agua	elevado	Pequeño
Potencia acumulada	elevado	Pequeña
Facilidad de transporte	regular	Buena
Soportación de la caldera por sí misma	sí	No
Bombas de Circulación	No	Sí
Respuesta dinámica	baja	Elevada
Recirculación sobre el economizador	no es posible	Posible
Peso de la caldera	elevado	Reducido
Flexibilidad de respuesta	lenta	muy rápida
Espacio requerido	elevado	Pequeño
Diámetro recomendado en los tubos del evaporador.	grande	Pequeño

5.6.4. Condiciones de las Calderas de Recuperación

Un generador de vapor de recuperación puede proyectarse para obtener vapor a varios niveles de presión. El número de etapas del generador, sus niveles de presión respectivos, su forma de operación se elige en función del nivel térmico de los gases de escape, del grado de postcombustión y de las necesidades de vapor.

Al proyectar un generador de vapor de recuperación se deben de tener presente varios factores:

- La elevación de la contrapresión en el escape del motor térmico que provoca la pérdida de carga de los gases de escape al circular por el generador. Un aumento de dicha contrapresión produce una disminución de la potencia del motor térmico y consecuentemente una disminución de su rendimiento. La necesidad

de que esta pérdida de carga sea pequeña obliga a disminuir la velocidad de paso de los gases de escape por el interior del generador, lo que se traduce en un aumento de su tamaño y de su coste. Por todo lo cual será importante compatibilizar las pérdidas de carga con el tamaño y coste del generador.

- Deben tenerse presente también las posibles variaciones de potencia del motor térmico (debidas fundamentalmente a variaciones en su carga), que provocarán variaciones en las condiciones de salida de los gases de escape (caudal y temperatura) así como las variaciones en las condiciones ambientales (temperatura y presión de aspiración del aire comburente de turbina) que se traducirán en variaciones en las condiciones de los gases de escape y en consecuencia en la producción de vapor del generador.
- Por otra parte, dado que en los generadores de recuperación, la convección es el mecanismo principal de transmisión de calor, interesa dotar a los gases de escape de una velocidad relativamente importante en el interior del generador (compatible con las pérdidas de carga y tamaño del mismo). Debe tenerse en cuenta que sólo combustibles que no aportan en sus gases de escape partículas abrasivas (caso del gas natural cuyos gases de combustión están carentes de este tipo de partículas) son adecuados para este fin ya que otro tipo de combustibles será inadecuado ya que la presencia de agentes abrasivos puede deteriorar el generador. En caso de que no sea posible evitar los productos abrasivos, el diseño se hará con velocidades bajas que limiten la abrasión.
- Las calderas de combustibles sucios o como en el caso de motores, que hay aceite en los gases de escape pueden requerir la incorporación de sistema de limpieza, ya sea con agua, vapor o granalla.
- Debe buscarse un cierto equilibrio económico entre el coste que supone aumentar la capacidad de producción del generador y el ahorro de combustible que esto conlleva.

5.7. Parámetros de diseño

Los parámetros que influyen en el diseño de una caldera de recuperación son los siguientes:

- La producción, presión y temperatura de vapor y temperatura del agua de alimentación, que son función de la instalación industrial.
- **Pinch Point** (PP) o punto de pinzamiento, definido como la diferencia de temperaturas mínima entre el fluido caliente (gases de escape) y el fluido frío

(agua). Corresponde en este caso a la diferencia entre la temperatura de salida de los gases calientes del evaporador y la temperatura de saturación de vapor correspondiente a la presión de vaporización.

- **Approach Point** (AP) o temperatura de aproximación, definida como la diferencia entre la temperatura de saturación de vapor en las condiciones de vaporización y la temperatura del agua líquida a la entrada del evaporador (salida del economizador).
- La pérdida de carga en el lado de gases
- El coeficiente de transferencia de calor entre el flujo de gases por el exterior de los tubos y el vapor/agua medio en el interior de los tubos de caldera.

Sobre el **Pinch Point** es conveniente establecer las siguientes observaciones:

- Aunque en principio cuanto menor sea el **Pinch Point** mayor será la energía térmica recuperada de los gases de escape, hay que tener presente que una disminución del mismo requerirá aumentar la superficie de intercambio de calor (aumento del tamaño del generador) y en consecuencia un incremento en costes de inversión y mantenimiento y en las pérdidas de carga (aumento de contrapresión del motor térmico y disminución de su potencia y rendimiento).
- La elección del **Pinch Point** debe realizarse a fin de conseguir una buena recuperación de energía térmica con una superficie de intercambio aceptable. Debe tenerse presente también el hecho de que los gases de escape no lleguen al final del generador a temperaturas próximas a punto de rocío ácido lo que ocasionaría problemas de corrosión
- A título orientativo el **Pinch Point** se sitúa en valores comprendidos entre 5° C y 30°C. Los valores mínimos se dan naturalmente en las grandes calderas acuotubulares.

Sobre el Approach Point caben también otra serie de consideraciones. Este parámetro incide directamente en la inversión y en el rango de control de la caldera.

Es evidente que el óptimo diseño de la caldera sería aquél en el que $AP = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, sin formación de vapor en el economizador, puesto que conduce al máximo rendimiento en la caldera. Sin embargo, a cargas inferiores a las de diseño y debido al flujo casi constante de gases por la caldera, puede generarse vapor en el economizador o steaming. Las burbujas de vapor así formadas conducen al denominado “bloqueo por vapor”, que a medio plazo

ocasiona fallos mecánicos. La elección del AP está muy relacionada con el rango de control que se selecciona para la instalación.

En algunos casos, para prevenir la formación de vapor en el economizador, la válvula de control del agua de alimentación puede instalarse después del economizador. A cargas parciales esta válvula puede mantener la presión de salida del economizador a un valor suficientemente elevado para que no se forme vapor. En este caso el AP es negativo. Para evitar el efecto “flash” del agua que atraviesa la válvula de control (cavitación), la posición de ésta debe elegirse muy cuidadosamente. Este método presenta, no obstante el inconveniente de requerir la instalación de válvulas de seguridad en el economizador.

Otra posibilidad es utilizar una bomba de alimentación a caldera con control de velocidad, aunque presenta el inconveniente de su elevado coste.

En calderas con circulación forzada puede usarse otro sistema. Consiste en conectar la circulación del evaporador a la entrada del economizador mediante un by-pass. Esta línea incluye una válvula que ajusta el flujo de tal forma que cuando la pérdida de carga a través del economizador decrece, automáticamente introduce agua de la circulación en el economizador. Así se asegura una suficiente velocidad del agua y estabilidad de operación en el economizador. Lógicamente la capacidad y presión de la bomba de circulación deben estar cuidadosamente dimensionadas.

5.7.1. Posibilidades de reconversión de una caldera convencional en una caldera de recuperación

Si se pretende reconvertir una caldera de combustión convencional en un generador térmico de vapor de recuperación, hay que tener presente los siguientes aspectos:

- La sustitución de la energía térmica en forma de combustible aportada a los quemadores de una caldera convencional por una Cantidad de energía similar procedente de los gases de escape de un motor térmico, puede producir una disminución apreciable en la capacidad de producción de vapor de la caldera. Ello es debido a que la caldera se proyectó originalmente para trabajar con gases de combustión procedentes del hogar o cámara de combustión de la misma a temperaturas mucho mayores que los gases de escape de motores térmicos (aún en el caso de que estos eleven su temperatura mediante una post - combustión a la salida de la turbina). Dado que la forma dominante de transmisión de calor en la caldera convencional es en forma de radiación térmica, al disminuir la

temperatura de gases se produce una disminución significativa de la potencia térmica transmitida por radiación (la transmisión de calor por radiación es función de la temperatura elevada a la cuarta potencia) y en consecuencia una pérdida de rendimiento de la caldera reconvertida y una disminución en su capacidad productiva.

- Por otra parte, al no haber sido concebida inicialmente la caldera para la recuperación de calor de gases de escape, puede ocasionar una caída de presión o pérdida de carga que eleve notablemente la contrapresión de escape de la TG provocando una disminución de rendimiento de la máquina. Este es un aspecto a tener presente ya que un incremento de pérdida de carga del 1% provoca pérdidas de potencia en la turbina de un 0,8% a un 1%.
- Reconvertir una caldera no suele ser nunca la mejor solución, porque el coste de la caldera no representa una parte elevada del coste total. Además hay unos costes de conversión y la diferencia de inversión no suele compensar la diferencia de rendimiento en relación con una caldera diseñada para la planta, por lo que en muy raras ocasiones se opta por esta solución.

5.7.2. Caldera de Recuperación. Complementos

5.7.2.1. Sistema de desvío de gases

Consiste en una válvula o conjunto de válvulas que permiten desviar los gases de escape procedentes de la turbina o motor sea a la chimenea de by-pass, sea a la caldera.

Los dos tipos más frecuentes son:

- **Diverter:**

Es una válvula de una sola hoja que cierra alternativamente el paso de los gases a caldera o chimenea de by-pass. El órgano motor puede ser, en este caso, neumático, hidráulico o eléctrico.

Es un sistema intrínsecamente seguro. La desventaja que tiene es su mayor coste y que sólo determinados fabricantes pueden garantizar un diseño seguro.

- **Válvula de doble persiana o doble mariposa:**

El sistema está compuesto por dos compuertas, que pueden ser simples, dobles a ambos lados, o simple en lado caldera y doble en dirección chimenea de by-pass.

Ambas compuertas están enclavadas de tal manera que cuando uno de los lados está abierto, el otro está necesariamente cerrado. El enclavamiento debe ser mecánico. Normalmente el órgano motor es de tipo neumático.

En muchas ocasiones suele haber un sistema de sellado, consistente en una inyección de aire entre dos cierres, que impiden la fuga de gases hacia el exterior.

Este elemento se encuentra sometido a condiciones rigurosas y se debe analizar si en nuestra instalación es realmente necesario. En grandes plantas de ciclo combinado, se instala si se desea poder trabajar sólo con turbina de gas.

5.7.2.2 Quemador

Como se ha dicho para aumentar la capacidad de producción de vapor de la instalación se puede aumentar la temperatura de los gases de escape de la turbina mediante un quemador auxiliar, capaz de quemar el combustible, utilizando como comburente el oxígeno de los citados gases.

El quemador se suele instalar en el conducto que une la turbina, o el diverter, con la caldera propiamente dicha. Cada quemador se compone básicamente de:

- sistema de encendido
- quemador auxiliar o de apoyo
- quemador principal
- sistema de seguridad y control del quemador

Además de mando desde el panel central, dispone de un armario local situado en las proximidades del quemador.

Los tipos más utilizados son Parrilla y lanza

- **Parrilla:**

Se les da este nombre por su aspecto físico. Se compone normalmente de un número variable de tubos o rampas, según la potencia del quemador, dispuestos transversalmente a la dirección de los gases, y colocados horizontal o verticalmente y distribuidos sobre toda la sección de paso de los gases.

Sobre estos tubos están dispuestos unos difusores de gas o estabilizadores de llama conformados a modo de pequeños quemadores, fabricados en una

fundición especial resistente al calor, lo que garantiza la estabilidad del sistema y una marcha segura y larga vida del propio quemador.

Las características más importantes son: una distribución de llama uniforme, pérdida de carga baja a través del quemador y llama corta.

Normalmente el oxígeno contenido en los gases de escape es suficiente para el funcionamiento del quemador. En caso de que no fuera así se debe disponer de un ventilador de aire auxiliar, llamado de enriquecimiento, para aumentar el contenido de oxígeno hasta niveles suficientes. El límite de concentración de oxígeno para permitir ignición segura es de 11...12 %. En motores de gas suele ser necesario el enriquecimiento, mientras que no es así en las turbinas de gas.

- **Lanza:**

Este tipo de quemador está formado por varios elementos individuales, dependiendo de la potencia del quemador. Cada uno de éstos elementos es en sí mismo un quemador de forma concéntrica, que solo da una llama, más larga que en caso de parrilla, centrada horizontalmente en el paso de gases.

5.7.2.3 Ventilador de aire ambiente

El quemador de postcombustión incrementa la potencia generadora de la caldera de recuperación.

En caso de querer independizar el funcionamiento de la caldera y de la turbina, de forma que la caldera pueda producir vapor sin estar la turbina en funcionamiento e incluso conseguir la capacidad de generación total, se dispone un ventilador centrífugo que suministra el aire necesario para la combustión en sustitución de los gases de escape de turbina.

Este ventilador está unido a la instalación mediante un conducto que lleva el aire impulsado hasta la cámara de combustión.

A la salida del ventilador se encuentra una compuerta, generalmente de doble persiana para aislar el ventilador cuando está en marcha la turbina. Entre el doble juego de persianas, se insufla aire de sello, para garantizar la estanqueidad. Para completar el sistema es necesario una compuerta que aisle la turbina, aguas arriba del conducto de aire fresco.

5.8. Seguridad en caldera

5.8.1. Prescripciones de seguridad y alarmas

Las calderas deben ir equipadas con todos los elementos de seguridad que fija el capítulo 7 de la Instrucción Técnica Complementaria MIE-AP1 del Reglamento de Aparatos a Presión.

5.8.2. Válvulas de Seguridad

La caldera va equipada con dos válvulas de seguridad de sistema de resorte y están provistas de mecanismo de apertura manual y regulación precintable. La elevación de las mismas está ayudada por la presión del vapor evacuado. En calderas de vapor sobrecalentado hay dos válvulas de seguridad en el calderín y una más en el sobrecalentador.

5.8.3. Válvulas del circuito de agua de alimentación

La tubería de alimentación de agua desde la bomba debe disponer de válvulas de retención. Una de estas válvulas está situada cerca del generador y las otras están colocadas a la salida de cada una de las bombas. Entre el generador y la válvula de retención situada junto a él, está situada una válvula de interrupción para incomunicar el generador con la tubería de alimentación.

5.8.4. Válvulas de circuito de vapor

Las calderas disponen de una válvula de vapor principal que permiten interceptar el paso de salida de vapor del generador. Si la caldera va conectada a un colector de vapor, junto con otras calderas, de donde se suministra vapor a fábrica, cada salida de caldera ha de ser provista de una válvula de retención.

5.8.5. Indicadores de nivel

Los generadores disponen de dos indicadores de nivel del tipo de caja refractora, independientes entre sí, siendo a su vez sus comunicaciones con el cuerpo de la caldera independientes entre sí. Están colocados en sitio bien visible para el personal encargado

del mantenimiento del generador y de tal forma que permiten fácilmente su limpieza y su sustitución. Cada uno de los indicadores de nivel dispone de una válvula de purga y de las correspondientes válvulas que permiten su aislamiento del generador.

5.8.6. Sistema de alimentación de agua

El sistema de alimentación de agua instalado en el generador de vapor permite alimentar a éste de forma continua o de forma discontinua.

En el modo de trabajo en forma continua, una de las bombas de alimentación se encuentra siempre en funcionamiento y es una válvula de regulación de caudal de agua de alimentación controlada de uno a tres elementos, como son el transmisor de nivel de caldera, el caudalímetro de vapor y el caudalímetro de agua de alimentación a caldera, los que regulan el caudal de agua necesario en cada instante. También es posible regular el caudal de alimentación de agua con control de velocidad de las bombas a las que se acopla un regulador de frecuencia.

En el modo de trabajo en forma discontinua las bombas de alimentación se ponen en funcionamiento controlado por electrodo de nivel situado en el cuerpo de caldera por un interruptor de flotador. Este modo de funcionamiento está anticuado y tiene numerosas desventajas y no se recomienda.

Los grupos de bombas de alimentación disponen de válvula de interrupción en la aspiración, y válvula de interrupción y retención en la impulsión. En la tubería de alimentación dispuesta en el cuerpo del generador, se instala asimismo una válvula de retención que impida el retroceso del vapor al grupo motobomba cuando éste esté en reposo.

5.8.7. Seguridad contra descargas eléctricas

Con el fin de evitar tensiones eléctricas parásitas, trastornos por electricidad estática y otros fenómenos análogos, tanto los generadores como el equipo de combustión y el cuadro de maniobra disponen de conexiones a tierra para reducir su potencial a cero.

5.8.8. Mirillas

Los generadores disponen de las correspondientes mirillas para permitir una buena visión de la llama.

5.8.9. Seguridad contra fallo de corriente eléctrica

De tratarse de generadores automáticos deben disponer de un dispositivo adecuado para evitar que su sistema de aportación calorífica se ponga de nuevo en servicio, después de un corte de la alimentación eléctrica. Se trata de un relé auxiliar de rearme manual instalado en el armario de control.

5.8.10. Seguridad del aporte calorífico máximo

En ningún caso se permite superar el aporte calorífico máximo al generador indicado en las hojas de especificaciones.

5.8.11. Órganos de regulación, seguridad y control por tratarse de generadores automáticos

Las calderas van equipadas con los equipos de regulación, seguridad y control para funcionar con una vigilancia indirecta.

Para ello se monta en el circuito eléctrico de la caldera un dispositivo de paro automático que corta el sistema de calefacción si tras un funcionamiento de dos horas, no se ha maniobrado el pulsador colocado en la sala de calderas.

Durante estas visitas periódicas, debe revisarse el funcionamiento del equipo haciéndolo de una forma concreta y repetitiva en todas las inspecciones, para no dejar algún elemento sin comprobar.

La señal acústica, accionada por los dispositivos de seguridad que indica una desaparición de la llama, falta de nivel, una sobrepresión o una temperatura superior a la máxima de servicio, se repite en el lugar en el que el conductor de la caldera se encuentra habitualmente.

Se puede a su vez bloquear el sistema de calefacción mediante un sistema de paro de emergencia situado en el exterior de la sala de calderas.

5.8.12. Seguridad de presión máxima de vapor

Las calderas van equipadas con un controlador de presión para realizar las acciones de marcha y paro del equipo de combustión o sin regulación. Es por tanto la primera actuación para asegurar que el sistema no sobrepase la presión máxima de servicio.

Además, un segundo controlador de presión de seguridad realiza las siguientes actuaciones por presión muy alta.

- Detiene el equipo de combustión
- Acciona la alarma acústica

5.8.13. Seguridad y llama

Los quemadores están provistos de una célula fotorresistente que bloquea el paso de combustible, en el caso de que durante el periodo normal de funcionamiento, la llama desaparezca. Simultáneamente se pone en funcionamiento una alarma acústica.

5.8.14. Seguridad de encendido para quemadores con encendido automático

El control de los quemadores es del tipo modulante y su funcionamiento se encuentra regulado por el transmisor de presión de vapor.

La secuencia de encendido de los quemadores es controlada por un programador y las seguridades propias del quemador como son fotocélula, presostatos de aire de combustión y detectores de mínimo y máximo en el barrido están controladas por el mismo.

La línea de gas de alimentación de combustible al quemador está compuesta por línea principal de gas, donde incorporan un grupo doble de electroválvulas con su control de estanqueidad, que caso de fallo de energía eléctrica quedan automáticamente cerradas impidiendo la aportación de combustible.

Esta línea principal de gas, incorpora además un presostato de mínima de gas y un presostato de máxima.

5.8.15. Seguridades por bajo nivel de líquido

Los generadores con nivel de agua definido van provistos de dos dispositivos independientes (electrodos de seguridad) que provocan el paro del sistema de aportación calorífica y actúan también sobre una alarma acústica cuando el nivel de agua llega al mínimo.

Tanto en régimen de vigilancia directa como indirectamente deben tenerse en cuenta los siguientes extremos:

- En caso de falta del fluido del sistema de mando (eléctrico, aire comprimido o hidráulico) deben retornar a posición de seguridad los sistemas de aportación calorífica.
- La interrupción de la alimentación de gas al quemador deberá realizarse siempre por medio de dos válvulas automáticas situadas en serie. Cuando la alimentación de gas al quemador quede interrumpida el tramo de tubería comprendido entre estas dos válvulas deberá descargar al aire libre mediante una tercera válvula de mando automático situada en derivación entre las dos primeras. Cuando las dos primeras válvulas estén cerradas, la válvula en derivación estará abierta, y a la inversa si aquéllas están abiertas, la de derivación estará cerrada. El escape de esta válvula en derivación deberá evacuar al aire libre fuera de edificio, a una altura suficiente, y se establecerá de tal forma que el gas expulsado no pueda penetrar en otros edificios. Además estará provisto de cortafuegos.
- El circuito de llegada de los gases dispondrá de un dispositivo de mando automático del sistema de desviación de los gases al by-pass de la caldera que será accionado al recibir la señal correspondiente. Alternativamente se acepta la no instalación de válvulas de “by-pass” si se realiza un posterior enfriamiento del fluido caloportador, siempre que la temperatura que pueda alcanzar el material con la máxima aportación calorífica prevista sea inferior a la temperatura de diseño.
- El encendido de los quemadores debe efectuarse a caudal mínimo.

- En el caso de aportación calorífica por medio de combustibles líquidos y gaseosos, o sólidos pulverizados, cada quemador está provisto de un dispositivo de detección de llama. Si la llama desaparece durante el período normal de funcionamiento, dicho dispositivo provocará el de cierre de órganos de mando automáticos de alimentación de combustible al quemador.
- Además de la acción citada, se conecta la alarma acústica. En el momento de la señal de puesta en marcha debe producirse un barrido con el fin de evacuar la totalidad de los gases que hayan podido quedar en el circuito de humos. El barrido se produce con el dispositivo de reglaje de aire abierto en la posición de caudal suficiente.
- El tiempo de barrido vendrá dado por el fabricante, y está calculado para introducir en la caldera un volumen de aire, al menos dos veces el volumen del circuito de humos para el caso de utilización, de combustibles sólidos o líquidos y de cuatro veces dicho volumen para el caso de combustibles gaseosos.
- Después del barrido entra en función el sistema de encendido, y una fuente de calor de pequeña potencia calorífica provoca el encendido del combustible principal. Las válvulas automáticas del combustible principal no pueden abrirse hasta que el sistema de encendido produzca su fuente de calor. En la operación de encendido de cada quemador, el dispositivo de seguridad de la llama interrumpe la alimentación de combustible cuando la llama principal no se haya establecido en los tiempos máximos indicados.

5.9. Cálculo de la capacidad de producción de vapor de una caldera de recuperación tras un motor de gas.

5.9.1. Procedimiento de cálculo

En una caldera, el calor de los gases de escape en su enfriamiento ha de transformar el agua de alimentación en vapor. Normalmente el agua llega a la caldera a una temperatura menor a la de vaporización a la presión de trabajo y se desea obtener unas veces vapor saturado (con temperatura igual a la de vaporización) y otras, sobrecalentado

(temperatura por encima de la de vaporización). En una caldera, los gases se enfrían y su pérdida de calor sensible (entalpía) sirve para calentar el agua en el economizador, evaporarlo en el evaporador y sobrecalentar el vapor producido en el sobrecalentador, donde existe.

La entalpía de los gases de escape es variable con la composición de los mismos y depende de la temperatura.

Se debe calcular la función que relaciona la entalpía de gases de escape de motor con la temperatura, según su composición, que da el suministrador del motor.

Una composición típica de gases de escape de motor de gas de mezcla pobre es:

compuesto	% en volumen
CO2	5,7
SO2	0
N2	75,0
O2	11,0
H2O	8,3
Total	100

Con esta composición se ha calculado la función de entalpía de gases con la temperatura, resultando:

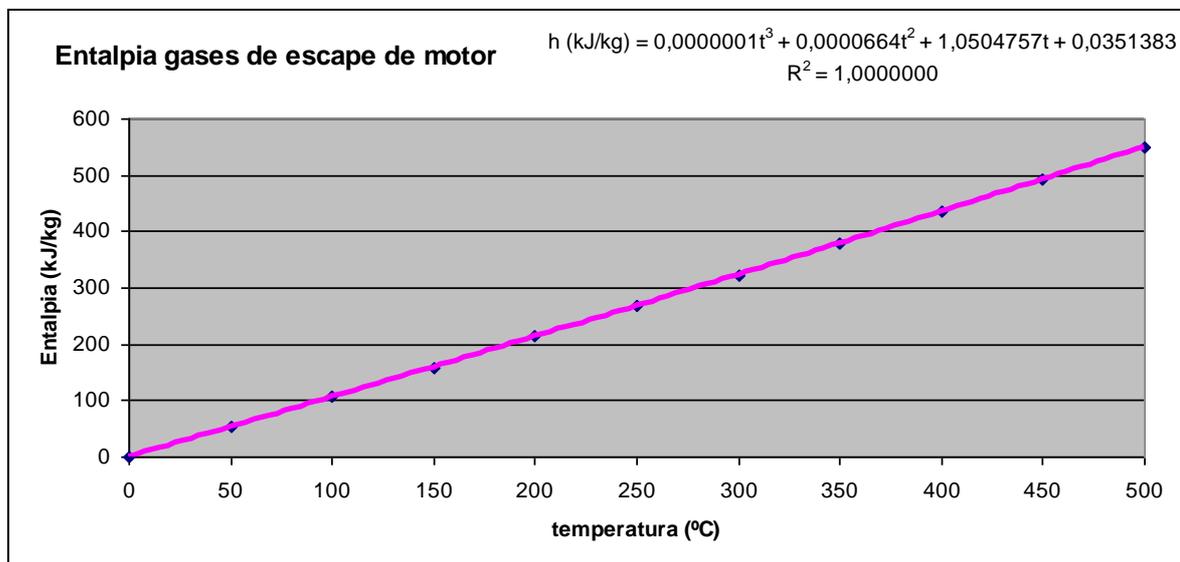


FIG. 5.4. ENTALPIA DE LOS GASES DE ESCAPE DE UN MOTOR COMO FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA

En la gráfica se representa la función, función que es más cómodo de utilizar en los procedimientos de cálculo.

La función resulta ser:

$$h = 0,0000001t^3 + 0,0000664t^2 + 1,0504757t + 0,0351383 \quad \text{[Expresión 5.1]}$$

Siendo h la entalpía en kJ/kg y t la temperatura en °C

Fijada la presión de trabajo en la caldera, se calcula la temperatura de equilibrio líquido-vapor que corresponde a esa presión. Esta temperatura puede obtenerse de la bibliografía, de programas de cálculo especializados o bien de una manera aproximada por la expresión:

$$t \text{ (}^\circ\text{C)} = 99,64 + 329,64 / (11,78 / \text{LN}(p+1) - 1) \quad \text{[Expresión 5.2]}$$

Siendo LN, el logaritmo neperiano. La presión se indica en barg (bar relativos, sobre la presión atmosférica).

Se calcula la diferencia de entalpía de los gases entre la temperatura a su entrada a la caldera y la temperatura de saturación + 5...30 °C (el pinch point elegido).

El caudal de vapor producido puede obtenerse por la fórmula:

$$Q_v \text{ (kg/s)} = (q_{ge} \text{ (kg/s)} * (h_{ge} - h_{gse})) / (h_v - h_{aee}) \quad \text{[Expresión 5.3]}$$

Donde:

Q_v = caudal de vapor

q_{ge} = caudal de gases de escape

$(h_{ge} - h_{gse})$ = diferencia de entalpía entre la temperatura de entrada de gases en caldera y la temperatura de saturación anterior (expresión 5.2) + 15...30 °C (el pinch point elegido).

Valor expresado en kJ/kg

h_v = entalpía del vapor en kJ/s, que puede obtenerse de la bibliografía o de programas especializados.

h_{aee} = entalpía del agua de entrada al evaporador

La entalpia del agua puede calcularse de una forma aproximada por la expresión:

$$h \text{ (kJ/kg)} = 0,000004t^3 - 0,000593t^2 + 4,202856t + 1,009371 \quad \text{[Expresión 5.4]}$$

Siendo en este caso t , la temperatura de agua a la entrada del evaporador, que vista la definición de approach point es $t_{ee} = t_s(\text{temperatura saturación a la presión del evaporador}) - 10^\circ\text{C}$ (approach point típico))

Las cosas pueden complicarse con varios niveles de presión y calentamiento de agua, etc.

Veamos un ejemplo sencillo de una caldera pirotubular tras un motor. Se trata de calcular la producción de vapor a 8 barg, saturado que podemos obtener de un motor cuyos gases de escape disponibles son 5,3 kg/s a 475 °C

De la expresión 5.2 obtenemos que la temperatura de saturación es 175,2 °C aproximadamente. La entalpia del vapor a 8 barg saturado es 2.773 kJ/kg. Si elegimos un pinch point de 15 y un approach point de 10 °C y aplicamos la expresión 5.4 resulta:

$$t_{ee} = 175,2 - 10 = 165,2 \text{ }^\circ\text{C}; \quad h_{aee} = 697,2 \text{ kJ/kg}$$

Ahora aplicamos la ecuación 5.1 para calcular la entalpia de los gases de escape a la entrada de la caldera, donde la temperatura es 475 °C y la entalpia a la salida del evaporador, donde la temperatura es como hemos visto, la temperatura de saturación más el pinch point $(175,2 + 15) = 190,2 \text{ }^\circ\text{C}$

$$h_{ge} = 524,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{gse} = 202,9 \text{ kJ/kg}$$

$$q_v \text{ (kg/s)} = (5,3 * 0,99 \text{ (kg/s)}) * (524,7 - 202,9) \text{ kJ/kg} / (2773 - 697,2) \text{ kJ/kg} * 0,98$$

Resulta un caudal de 0,797 kg/s

Obsérvese que se ha considerado unas pérdidas de gases de escape el 1 % que es bastante normal cuando hay compuertas de by-pass y unas pérdidas por conducción convección en la caldera del 2 %. También es normal considerar una cierta bajada de temperatura, entre 2 y

5 °C entre la temperatura de gases de escape del motor y la temperatura de gases a la entrada de la caldera.

Por el procedimiento anterior podemos calcular la producción de vapor de una caldera, pero para maximizar este valor hemos de utilizar adecuadamente los gases de escape, de manera que con la energía que aún queda a los gases al abandonar el evaporador hemos de precalentar el agua de aporte hasta la temperatura de entrada del agua al evaporador.

Para ello después del evaporador se encuentra el economizador, que precalienta el agua de aporte hasta la temperatura de entrada al evaporador, resultando una temperatura de salida de gases de caldera menor y que vamos a calcular a continuación.

Si la temperatura del agua de entrada a la caldera es 85 °C, este ha de calentarse desde los 85 °C hasta los 165,2 °C de entrada al evaporador. La cantidad de energía necesaria para ello es $0,797 \cdot (697,2 - 356,4) = 271,6$ kJ/s. Esto representa que los gases de escape deben enfriarse un 2 % más y por tanto se enviarían a la chimenea a 141 °C. La gráfica siguiente muestra las evoluciones de los fluidos dentro de la caldera.

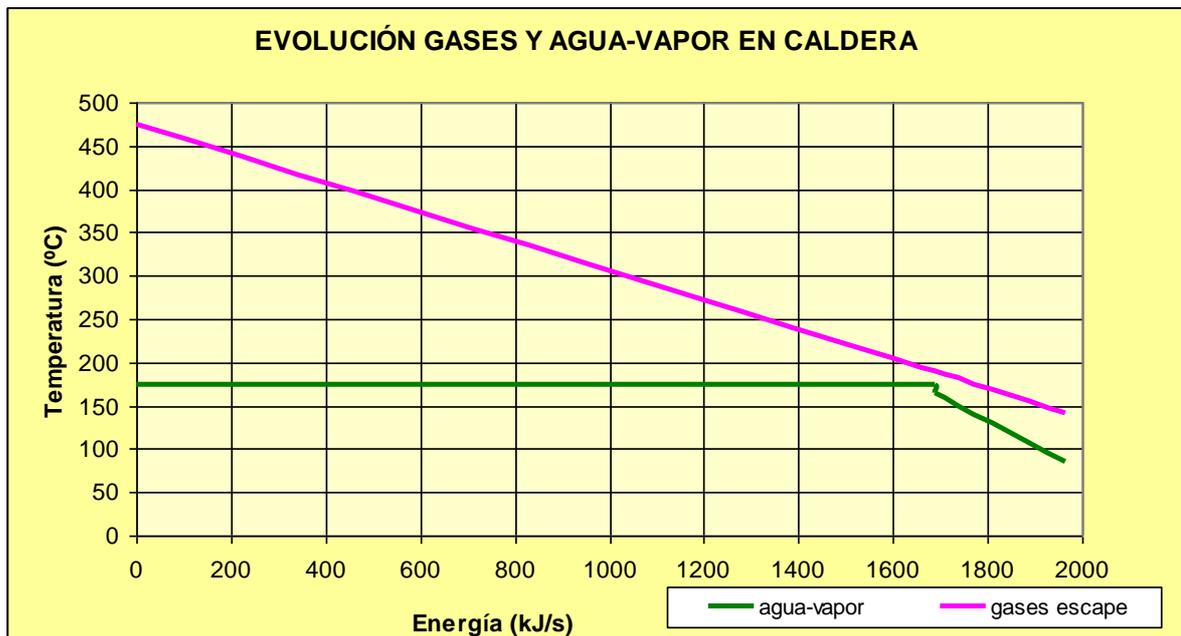


FIG. 5.5. EVOLUCIÓN DE LOS FLUIDOS EN CALDERA

La recta verde horizontal corresponde a la evolución en el evaporador y la recta inclinada siguiente la evolución en el economizador. La línea rosa corresponde a la evolución de los gases de escape a lo largo de la calera. La distancia menor entre la recta verde horizontal y la línea rosa es el pinch point y la altura del escalón en esa zona de la línea verde es el approach point.

6. EQUIPOS AUXILIARES EN LAS PLANTAS DE COGENERACION

6.1. Sistemas de aprovechamiento del calor de cogeneración

El sistema de aprovechamiento depende de las características de la fuente de calor y de la utilización que se va a hacer del mismo.

En algunos casos hay diferentes equipos o instalaciones posibles para las mismas características.

Por tipos de equipos tenemos:

- Calderas.
- Intercambiadores y aprovechamiento de gases directos.
- Máquinas de absorción.
- Otros.

No podemos describir de una manera pormenorizada estos equipos sobre los que existe abundante bibliografía especializada, sólo mencionaremos los aspectos más relevantes en lo que se refiere a la utilización de estos equipos, haciendo hincapié en los parámetros de diseño y utilización que más importancia tienen en las aplicaciones de cogeneración.

En todos los casos de utilización del calor de los gases de escape, hay que tener en cuenta la influencia que la contrapresión en el escape ejerce sobre la potencia y rendimiento, sobre todo en el caso de turbinas de gas, donde se suele dimensionar la instalación recuperadora para caídas de presión entre 15 y 40 mbar. Los motores, por el contrario, son menos sensibles y suelen ser especificados para una contrapresión máxima de 40 mbar, a partir de la cual comienza a bajar la potencia y, naturalmente, el rendimiento.

Cuando hablamos de recuperación de calor en una planta de cogeneración, no hay que olvidar que aguas arriba hay una máquina muy cara y que, especialmente en el caso de turbinas, es muy delicada. En este sentido hay que darle una importancia primordial a los aspectos de fiabilidad y seguridad de la instalación recuperadora.

Un primer asunto importante es asegurar que bajo ninguna circunstancia se cierra el escape de la máquina. Los gases han de ir al sistema de recuperación o a la atmósfera, para ello las compuertas deben tener un adecuado diseño y fiabilidad intrínseca.

Otro aspecto de importancia es asegurar que bajo ninguna circunstancia se produce autoignición ni explosiones en los conductos o instalación recuperadora. Para que esto se produzca ha de haber coexistencia de gases combustibles, oxígeno y altas temperaturas. Veamos en que condiciones se puede producir este fenómeno.

En una instalación con turbina de gas y postcombustión, después de un cierto tiempo parada la instalación, puede haber una cierta cantidad de gases combustibles en la caldera debido a pequeñas fugas en el quemador. La temperatura de autoignición del gas natural que se distribuye en España supera los 550°C y en la normativa internacional se considera que 400°C es una temperatura segura, de manera que durante un cierto tiempo los gases de escape no deberían superar este valor. Este es el tiempo de barrido, que según la normativa española debe ser tal que pasen por la caldera 4 veces el volumen de la misma.

En realidad el proceso de arranque en una instalación con turbina de gas tiene varias etapas:

1. Aceleración con motor de arranque hasta la velocidad de *crank*.
2. Barrido de turbina y sus conductos (3...5 minutos), con aire frío del compresor de la turbina
3. Ignición con bujías
4. Aceleración hasta velocidad nominal
5. Barrido de caldera como indicado anteriormente
6. Sincronización
7. Aumento de carga hasta 100%

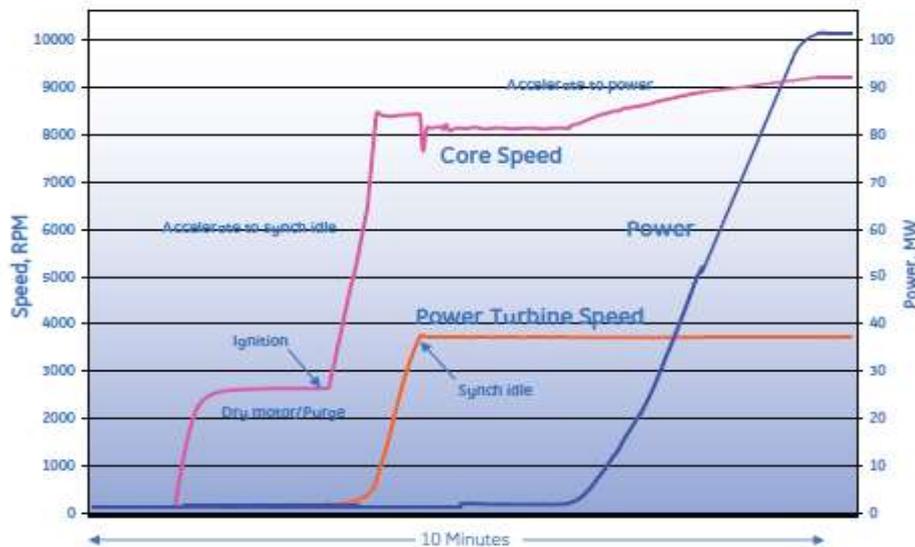


FIG. 6.1. CURVA DE ARRANQUE DE UNA TURBINA AERODERIVADA

Durante el tiempo de arranque las temperaturas son diferentes de las temperaturas a plena carga, con períodos transitorios y picos de temperatura en algunos momentos.

Otra posibilidad de autoignición se puede dar en motores, especialmente de fuelóleo. Los inquemados y restos de aceite se quedan en los conductos y otras partes de la caldera y algunas chispas producidas en los arranques pueden iniciar la inflamación de estos productos. Para evitarlo hay que hacer limpiezas periódicas y automáticas en algunos casos, y poner a la salida del escape del motor lo antes posible un silenciador apagachispas, que además de disminuir el nivel de ruido, evite la llegada de chispas hacia las partes peligrosas. En los motores de gas también puede haber autoignición de la mezcla, como en las turbinas, aunque como las temperaturas de escape suelen ser menores, también es menor el peligro.

En cualquier caso hay que prestar mucha atención a este peligro, puesto que ha habido y hay numerosos casos en que sucede, sobre todo en puestas en marcha por primera vez.

Por último hay que dedicar especial atención a las temperaturas de diseño de materiales. No solo hay que fijarse en la temperatura normal de gases sino en las temperaturas extremas, que pueden darse en condiciones de carga parcial, en transitorios de arranque,

etc., pues según el tipo de máquina, las condiciones más desfavorables se dan en situaciones diferentes.

Un fallo de funcionamiento o avería en el sistema recuperador puede provocar una parada de larga duración de la instalación completa, o incluso una avería grave en la máquina principal, cuya repercusión económica normalmente es mucho mayor que haber exigido mayor calidad o prestaciones en los equipos de recuperación.

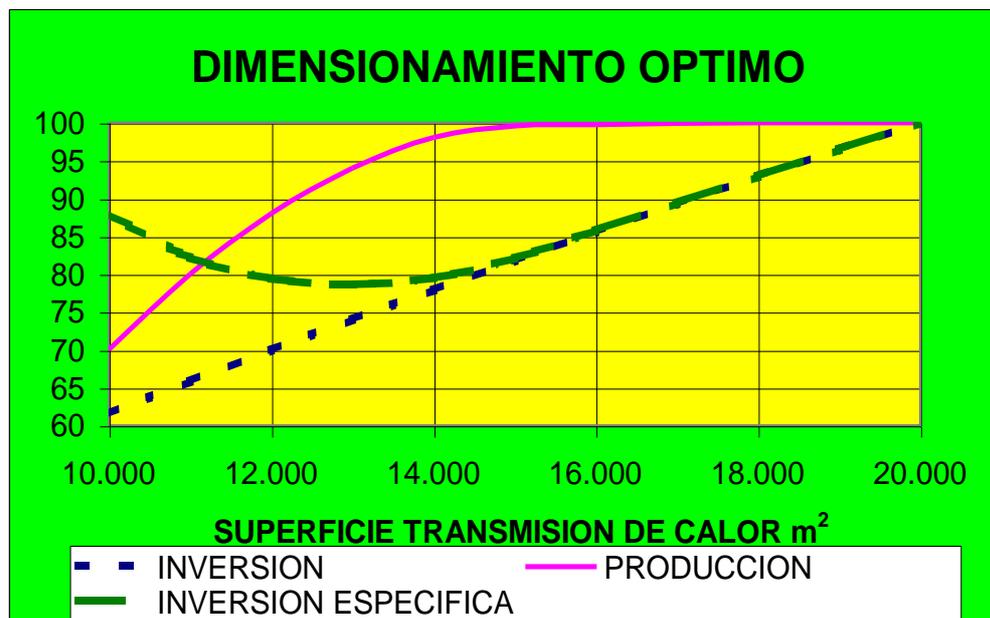


FIG. 6.2. DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO

En el dimensionamiento de los equipos de recuperación hay que llegar a una solución de compromiso (como suele ocurrir siempre) entre el rendimiento y la inversión. Esto es así porque el coste del equipo es aproximadamente proporcional al peso del equipo y éste aproximadamente proporcional a la superficie de intercambio. Sin embargo, la capacidad del equipo es creciente con la superficie de intercambio pero el crecimiento es cada vez menor, llegando el momento en que esta capacidad no puede aumentar más. Hay pues un mínimo de inversión específica (véase fig. 6.2) y también un óptimo de dimensionamiento. Este óptimo puede calcularse para cada proyecto, y depende del tipo de equipo, condiciones de proceso, precios de la energía y otras variables económicas. El óptimo de hoy no es igual que el de mañana.

En calderas se ha definido un parámetro como índice de este dimensionamiento, es el "pinch". Se define "pinch" como la diferencia de temperatura entre los gases que abandonan el evaporador y la temperatura en el mismo (Véase figura 6.3). El pinch óptimo disminuye al aumentar el tamaño de la caldera y suele estar alrededor de 5...10 °C.

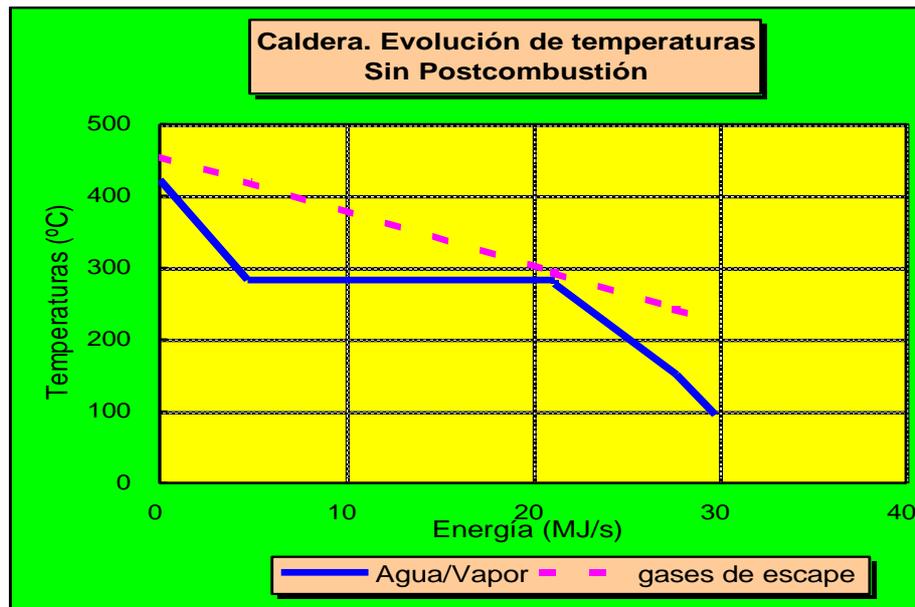


FIG. 6.3. EVOLUCIÓN DE TEMPERATURAS EN CALDERA DE UN NIVEL DE PRESIÓN

6.1.1. Calderas

Se han descrito entre los equipos principales

Es importante considerar en los sistemas de recuperación de calor la protección del medio ambiente. Aunque el origen de las emisiones en general, exceptuando la aportación de los sistemas de postcombustión cuando existen, es el sistema primario (turbina o motor), a veces la reglamentación obliga a determinados niveles máximos de emisiones que sólo pueden ser alcanzados añadiendo algún dispositivo adecuado. Los sistemas más utilizados son catalizadores de CO y de NOx . Así se ha hecho en Europa; pero en España el retraso en la reglamentación ha hecho innecesario este tipo de tratamientos en general. Al tiempo, los suministradores, para aumentar su competitividad, han desarrollado equipos motores, tanto en motores alternativos, como turbinas con bajo nivel de emisiones.

6.1.2. Intercambiadores y aprovechamiento de gases directos

Hay plantas que no utilizan el vapor como fluido caloportador, como en fábricas cerámicas y otras con procesos de secado. Muchas veces es posible utilizar los gases directos, y esta es la utilización más eficiente puesto que utiliza la energía residual de forma prácticamente completa. Otras veces, por la delicadeza del producto, cuestiones de seguridad, sanitarias (sector alimentario) o por tratarse de recuperación de calor de agua caliente de motores, es necesaria la interposición de un cambiador de calor que puede calentar aire o agua.

En el caso de utilización de gases directos de turbina, existe la posibilidad de poner un sistema de postcombustión, e incluso aire fresco, que permite satisfacer las necesidades del proceso en cualquier condición.

En el caso de utilización de intercambiadores es conveniente una buena optimización económica con un adecuado equilibrio entre un dimensionamiento que de la mejor relación de tamaño y por lo tanto de inversión con los mínimos costes de explotación.

Para la decisión de utilización directa o no de los gases de escape hay que tener en cuenta que los gases de turbina con gas natural son bastante limpios, salvo por lo que se refiere al NO_x, que tienen alrededor de 200 ppmv (en el caso de reducción de NO_x con inyecciones de agua o vapor, o cuando el quemador es especial, esta cantidad puede bajar a 25 ppmv o incluso a por debajo de 10 ppmv).

Por el contrario, los gases procedentes de motores de fuelóleo tienen mucho NO_x (600...2.000 ppmv), 1...2 g/Nm³ de SO₂ y unos 100...200 ppmv de CO. En motores Otto de gas natural el contenido de NO_x es de unos 100 ppmv y el de CO es de unos 400...500 ppmv. Además como se ha comentado, los gases de motores llevan otros hidrocarburos en cantidad considerable, procedentes del aceite de lubricación consumido por el motor, lo que impone una serie de restricciones a la utilización directa de los gases de escape.

La figura siguiente muestra un ejemplo de aprovechamiento de gases directos de motor.

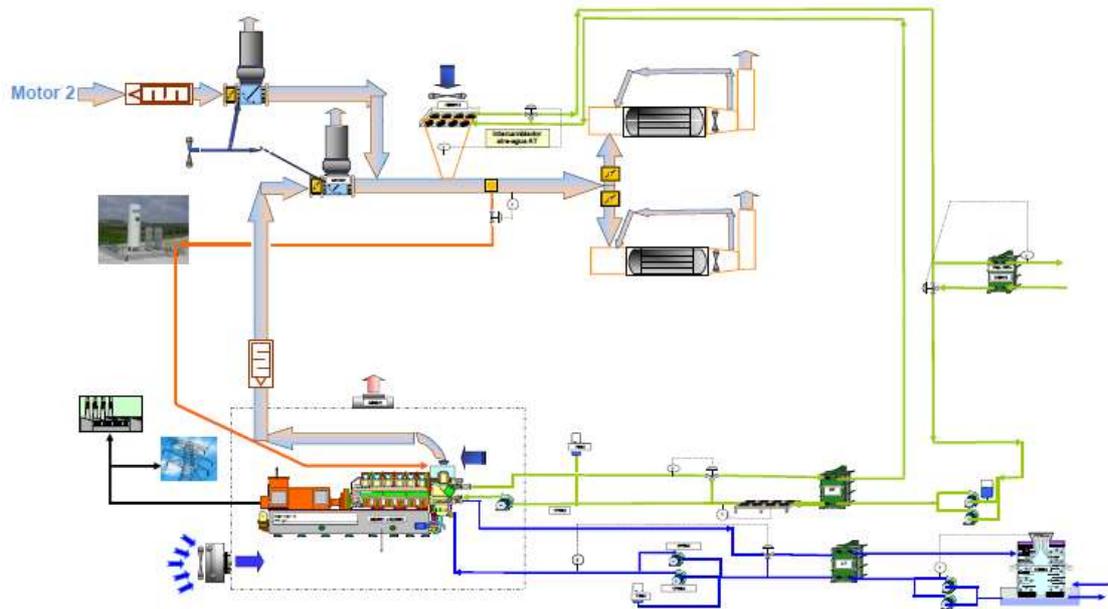


FIG. 6.4. INSTALACIÓN DE APROVECHAMIENTO DIRECTO DE GASES DE ESCAPE DE MOTOR

Este es uno de los contados casos en que se ha instalado postcombustión con motores, pero ha sido necesario inyectar aire para aumentar el oxígeno disponible y estabilizar la presión.

Cuando no es posible la utilización directa de los gases de escape y hay que poner, por tanto, un intercambiador para calentar aire es muy conveniente estudiar la posibilidad de combinación de varias fuentes de calor. Esto es especialmente interesante en instalaciones con motores, con varias fuentes de calor de diferente nivel térmico.

6.1.3. Absorción y adsorción

El método tradicional para satisfacer las necesidades de refrigeración es el realizado por compresión, pero la disponibilidad de energía de bajo nivel de temperatura, recuperable de procesos industriales hace atractiva la utilización de sistemas de absorción que aprovechan energías de muy bajo coste. Ejemplos de este tipo de energía son entre otros:

- calor residual portado por líquidos calientes como agua.
- aire caliente.

- gases de combustión.
- vapor de agua a baja presión.

Este tipo de máquinas tiene una fiabilidad excelente, que implica una reducción considerable de los costes de mantenimiento.

El rango de aplicación de las máquinas de absorción y adsorción es de temperaturas de evaporación entre $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Hay que destacar que existen dos grupos de máquinas de absorción: aquellas en que la temperatura mínima es $4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, cuyo par es $\text{H}_2\text{O}+\text{BrLi}$ y otras con limitación menor de temperatura mínima, que utilizan $\text{H}_2\text{O}+\text{NH}_3$. Las máquinas de adsorción funcionan con agua como refrigerante y silicagel como adsorbente, y tienen por tanto aproximadamente los mismos límites de funcionamiento de las de absorción de bromuro de litio.

Hay gran variedad de suministradores de máquinas de absorción que utilizan bromuro de litio. Se trata de equipos de precio razonable, pudiéndose encontrar equipos de serie en el mercado, con potencias de refrigeración comprendidas entre 350 y 6.000 kJ/s. Estas máquinas son adecuadas para su uso en instalaciones de climatización.

Los equipos que utilizan amoníaco, son en cambio muy caros (coste de inversión varias veces superior, para una misma potencia frigorífica), y su construcción se realiza a medida para cada caso concreto, aunque comienzan a hacerse diseños estándar, en algunos tamaños.

El rendimiento en estas máquinas se denomina COP (coefficient of performance), y es la relación entre el frío producido y el calor aportado a la misma por el foco caliente. Esta cantidad puede ser mayor que la unidad sin contradecir las leyes de la termodinámica.

El COP de las máquinas de bromuro de litio está en torno al 65-70% en el caso de máquinas de simple efecto y del 110-120% en las de doble efecto.

El COP de las máquinas de adsorción es parecido al de las de bromuro de litio de simple efecto. El COP de las máquinas de absorción de amoníaco está comprendido entre 30 y 60 %.

6.1.3.1. Descripción de una máquina de absorción de BrLi .

La máquina de absorción sigue un ciclo frigorífico cuyo principio de funcionamiento se basa en que la presión de vapor de una solución depende de su concentración. En una máquina de absorción existen dos sustancias, el refrigerante es la sustancia que realiza el ciclo frigorífico completo y el absorbente es el que modifica la presión de vapor del refrigerante, haciendo que se produzca la evaporación y condensación en las condiciones deseadas. En realidad es un ciclo similar al de una máquina de compresión, en el que se sustituye el compresor mecánico por uno químico, consistente en procesos de absorción y desabsorción comunicados con una bomba de solución.

En la figura siguiente se observa al evaporador que es el foco frío y en él, se produce la adición isotérmica de calor al refrigerante. Este evaporador constituye la cámara o recinto frigorífico.

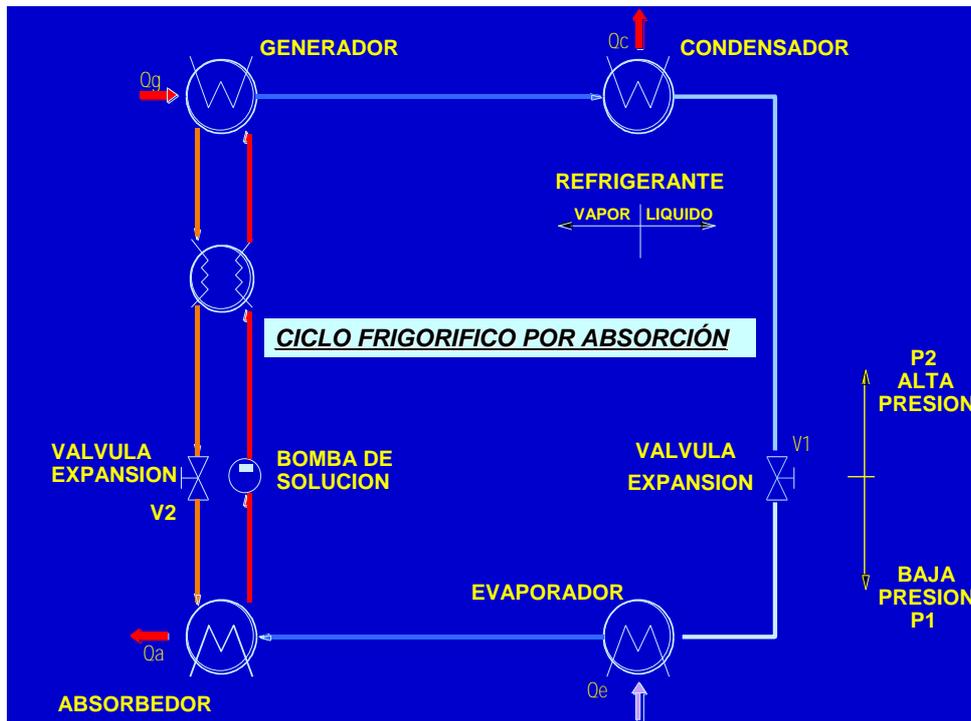


FIG. 6.5. ESQUEMA SIMPLIFICADO DE FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE ABSORCIÓN

El fluido refrigerante (agua), se expande en la válvula V1 y se evapora en el evaporador instalado en el recinto frigorífico; la válvula de expansión separa las zonas de alta presión P2 y de baja presión P1 de la instalación.

El vapor de agua procedente del evaporador pasa al absorbedor donde es absorbido por el absorbente (bromuro de litio), mezclándose y transformándose en solución rica. El proceso de solución en el absorbedor se realiza con refrigeración exterior, pues de lo contrario la temperatura aumentaría en el proceso de solución y la solubilidad disminuiría, interesando precisamente lo contrario.

La solución rica es bombeada a través de un intercambiador de calor, donde se calienta, reduciendo el calor aportado al fluido desde el exterior en el mismo, a expensas de un enfriamiento de la solución pobre, que se dirige en dirección contraria; del generador al absorbedor. Del intercambiador de calor la solución rica pasa al generador.

En el generador, gracias al calor suministrado en forma de vapor, agua caliente, o gases calientes se realiza el proceso contrario al que se produce en el absorbedor, el refrigerante se evapora y se desprende en la parte superior de donde pasa al condensador, mientras que la mezcla pobre fluye al absorbedor, donde se repite el proceso de mezcla.

En el condensador, el vapor de agua producido en el generador es condensado por el agua de refrigeración.

La válvula de regulación V2, sirve para mantener separadas la presión del circuito P1 en el absorbedor y la presión alta en el generador.

6.1.3.2. Descripción de una instalación de refrigeración por absorción

El esquema simplificado de la instalación se representa en la figura siguiente. El elemento central es la máquina de absorción conectada con una torre de refrigeración que elimina el calor extraído.

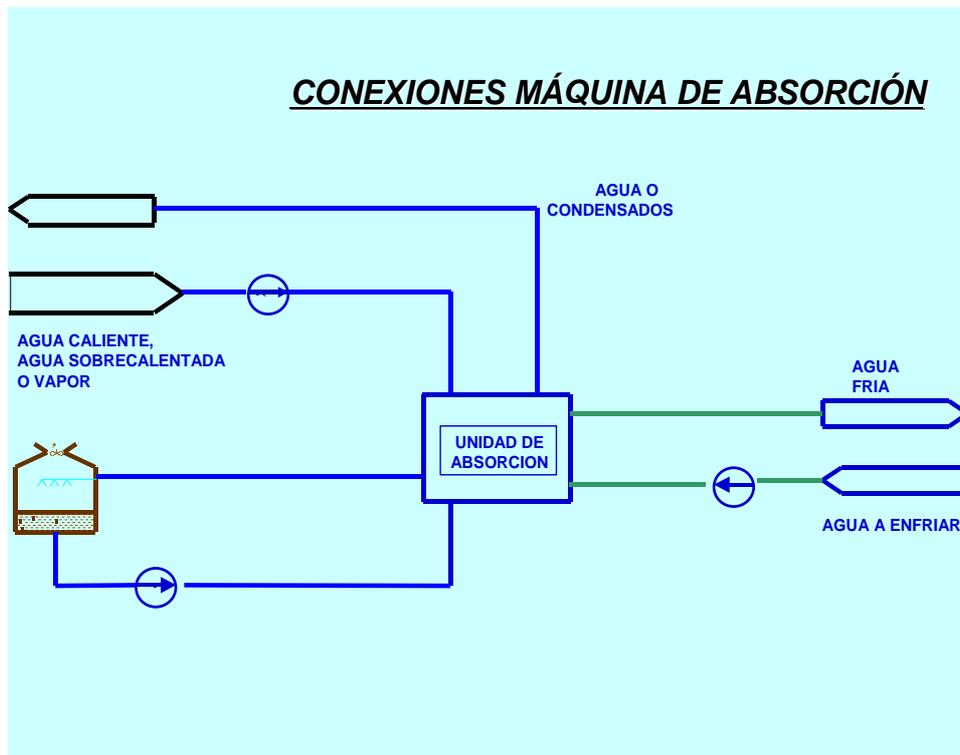


FIG. 6.6. INTERCONEXIONES DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN CON EL EXTERIOR

El agua que se pretende enfriar es bombeada hacia la máquina de absorción de donde sale a la temperatura deseada. La bomba instalada a tal efecto debe regular el caudal de agua que se envía a refrigerar y de esta forma tener controladas las necesidades de diferentes caudales de agua a enfriar. Otro método que se puede emplear es realizar un by-pass y proceder a la mezcla una vez realizado el enfriamiento, siendo esta mezcla la necesaria para que la temperatura media final sea la requerida por el proceso.

La fuente de energía en el caso analizado, es vapor de baja presión (entre 1 y 5 bares). Su entrada a la máquina de absorción está regulada por una válvula de control que actúa en función de la diferencia entre la temperatura real del agua enfriada y la consigna establecida. La mezcla binaria vapor/agua a su salida ha cedido al proceso gran parte de su energía y pasa por un purgador que impide el paso de vapor, saliendo de él sólo condensado que pasa a un depósito intermedio, siendo bombeado posteriormente hacia un depósito general de condensado.

Otra parte fundamental de la instalación es la torre de refrigeración. En ella se disipa al ambiente el calor extraído del proceso. Hay que destacar que en el proceso de absorción se evacúa aproximadamente el doble de calor que con equipos de compresión, por tanto se incrementan las necesidades de agua de refrigeración y las pérdidas de la misma por evaporación. Esta característica aumenta el tamaño y coste de la instalación.

Otra variable a tener en cuenta es la temperatura del agua de refrigeración. El C.O.P. de la máquina de absorción aumenta cuando disminuye la temperatura de refrigeración, por lo que los rendimientos son más favorables en los meses fríos del año. Existe una temperatura mínima de refrigeración que depende del fabricante y que limita este máximo rendimiento posible.

La fuente energética utilizada influye en gran medida en el rendimiento económico de la instalación.

La capacidad de refrigeración disminuye (para una máquina de igual tamaño) en el caso de utilizar agua caliente. Si se desea mantener la capacidad de refrigeración se deberá utilizar una máquina de absorción de mayor potencia nominal o aumentar la temperatura del agua caliente.

A continuación se detallan las ventajas generales del uso de agua o vapor.

Ventajas del uso de agua:

- No precisa depósito de condensados.
- La instalación es más simple.
- No hay que elevar la máquina.
- Se puede recuperar calor de menor calidad (entalpía).
- no hay peligro de corrosión en el sistema de condensados.

Ventajas del uso de vapor de agua:

- No necesita un circuito especial de agua sobrecalentada (vapor suele haber en la fábrica con redes por toda ella).

- Menor coste en caldera.
- Menor coste de bombeo.
- Mayor capacidad de frío de la máquina
- Posibilidad de aumentar el COP a casi el doble mediante utilización de máquinas de doble efecto.

6.1.3.3 Comparación entre absorción y compresión

A partir de este momento todo lo que sigue respecto a absorción, se referirá al comportamiento de la máquina que utiliza el par refrigerante/absorbente de H₂O+BrLi, que es la más usada en la actualidad.

El ciclo del refrigerante es idéntico en las unidades de compresión y absorción. La diferencia radica en que en absorción el compresor mecánico es reemplazado por un compresor térmico, con un segundo fluido circulando en una cadena de intercambiadores de calor. Ambas máquinas siguen idealmente el ciclo de Rankine.

Seguidamente se van a enumerar algunas ventajas de la absorción frente a la compresión:

- No tiene elementos mecánicos en movimiento, exceptuando la bomba de solución concentrada.
- No se producen daños en el caso que por accidente, haya salida de líquido refrigerante.
- El rendimiento no baja mucho con la carga, se puede bajar continuamente la carga hasta aproximadamente un 20 %, con una disminución casi proporcional del consumo de energía.
- Hay una amplia variedad de fuentes de energía a aprovechar.
- La energía eléctrica requerida es de alrededor 10 % de la que se requeriría en una máquina de compresión similar.
- Facilidad de automatización.

- Bajo coste de mantenimiento.
- Se puede realizar la instalación a intemperie, con lo cual se ahorran costes de edificación (conviene incorporar un tejadillo para evitar lluvia directa e inmisión de polvo.
- No es necesaria una cimentación costosa.
- Produce un muy bajo nivel de ruido.
- No utiliza refrigerantes fluorocarbonados, de probado efecto nocivo sobre el nivel de ozono en la atmósfera.

En cuanto al rendimiento de las máquinas, el C.O.P. en compresión es mucho mayor que en absorción, sin embargo las máquinas de absorción utilizan energía residual, de baja calidad y bajo coste mientras los sistemas de compresión utilizan energía eléctrica, la de mayor calidad y coste.

Al hablar de calidad lo hacemos desde el punto de vista termodinámico, es decir con mayor potencialidad para producir trabajo.

El C.O.P. nominal en compresión en grandes máquinas, con turbo compresores, está situado entre 4 y 5,5, mientras que en absorción el C.O.P. está comprendido entre 0,6 y 0,7 (máquinas BrLi, de una sola etapa). El COP de máquinas de absorción de doble efecto supera 1.

El comportamiento de las máquinas de compresión a carga parcial es peor que el de una máquina de absorción. El mínimo de funcionamiento corresponde al 10 %, donde el rendimiento disminuye considerablemente. El óptimo de funcionamiento no corresponde al 100 % sino al 50 ó 60 %.

El aprovechamiento de calor residual para la producción de frío supuso un desarrollo de los sistemas de cogeneración, de forma que la posibilidad de obtener frío con la recuperación de calores residuales hizo rentables plantas de cogeneración, que en principio, con el aprovechamiento de energía eléctrica y calor útil, no lo eran. Así, se conseguía que determinadas plantas cuyo aprovechamiento térmico era estacional (sólo eran rentables

cuando la temperatura ambiental era baja porque el calor útil se empleaba para calentar edificios, por ejemplo) tuvieron un periodo anual de aprovechamiento mayor.

El frío generado a partir de agua caliente, agua sobrecalentada o vapor se emplea generalmente para el acondicionamiento de aire o para determinados procesos.

Para producir frío aprovechable a partir de agua caliente o vapor se emplean máquinas de absorción. Existen dos tipos de máquinas: las que emplean una solución concentrada de bromuro de litio en agua como sustancia absorbente y los que emplean una solución de amoníaco en agua. En las primeras el refrigerante es el agua y en las segundas lo es el amoníaco.

Máquinas de absorción de bromuro de litio

El ciclo térmico que emplean puede verse de forma simplificada en el siguiente gráfico:

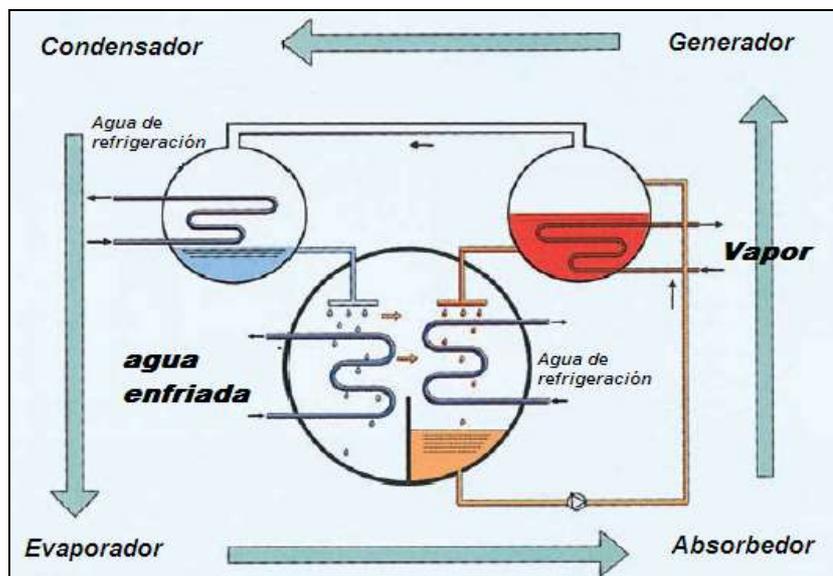


FIG. 6.7 ESQUEMA SIMPLIFICADO DE FUNCIONAMIENTO UNIDAD DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO

Se basan en el comportamiento de la solución de bromuro de litio con agua. El bromuro de litio es una sustancia muy higroscópica, que cuando absorbe agua genera calor, y cuando la pierde es necesario aportar energía. Pueden apreciarse cuatro procesos:

1. Generador. En esta parte del equipo se evapora el fluido refrigerante, que no es otra cosa que agua. De la mezcla de bromuro de litio y agua, cuando es calentada con el fluido caliente que proviene de la planta de cogeneración, se evapora agua. El generador tiene pues una entrada de fluido caliente (vapor, agua sobrecalentada, agua caliente o gases calientes) y una salida de ese mismo fluido a menor entalpia.

2. Condensador. En esta parte del equipo el vapor generado en la fase anterior se condensa, ayudado para ello de una corriente de fluido refrigerante que circula a través de los tubos de un intercambiador de haces tubulares. Este líquido refrigerante suele ser agua proveniente de una torre de refrigeración.

3. Enfriador o evaporador. En esta parte se produce el 'frío útil'. El agua condensada en la etapa anterior entra en contacto con los tubos del haz tubular del enfriador, por cuyo interior circula el agua que queremos enfriar. Al entrar en contacto con los tubos, el calor necesario para volverse a evaporar lo toma del agua que circula por los tubos. La presión del equipo para permitir esa evaporación a temperaturas próximas a 0°C es muy baja, próxima al vacío absoluto, tan solo unos milímetros de columna de agua, por lo que el agua se evapora a unos 3 °C y el calor necesario para la evaporación lo toma, como hemos dicho, del agua circulante que entra a una temperatura entre 6°C y 15°C a la máquina de absorción y sale ente 5 o 7°C.

4. Absorbedor. La última etapa, que cierra el ciclo recoge ese vapor generado en la fase anterior y lo absorbe en la disolución de bromuro de litio. La concentración de bromuro disminuye, se diluye, y este proceso produce calor que es necesario evacuar. Para ello, la máquina tiene una segunda entrada de agua de refrigeración, y su correspondiente salida. Normalmente la salida del condensador y la entrada del absorbedor se conectan en serie, de manera que el sistema solo tiene una entrada de agua de refrigeración (la entrada al condensador) y una sola salida (la salida del absorbedor).

El COP de las máquinas de bromuro de litio está en torno al 65% en las de simple efecto y del 110% en las de doble efecto.



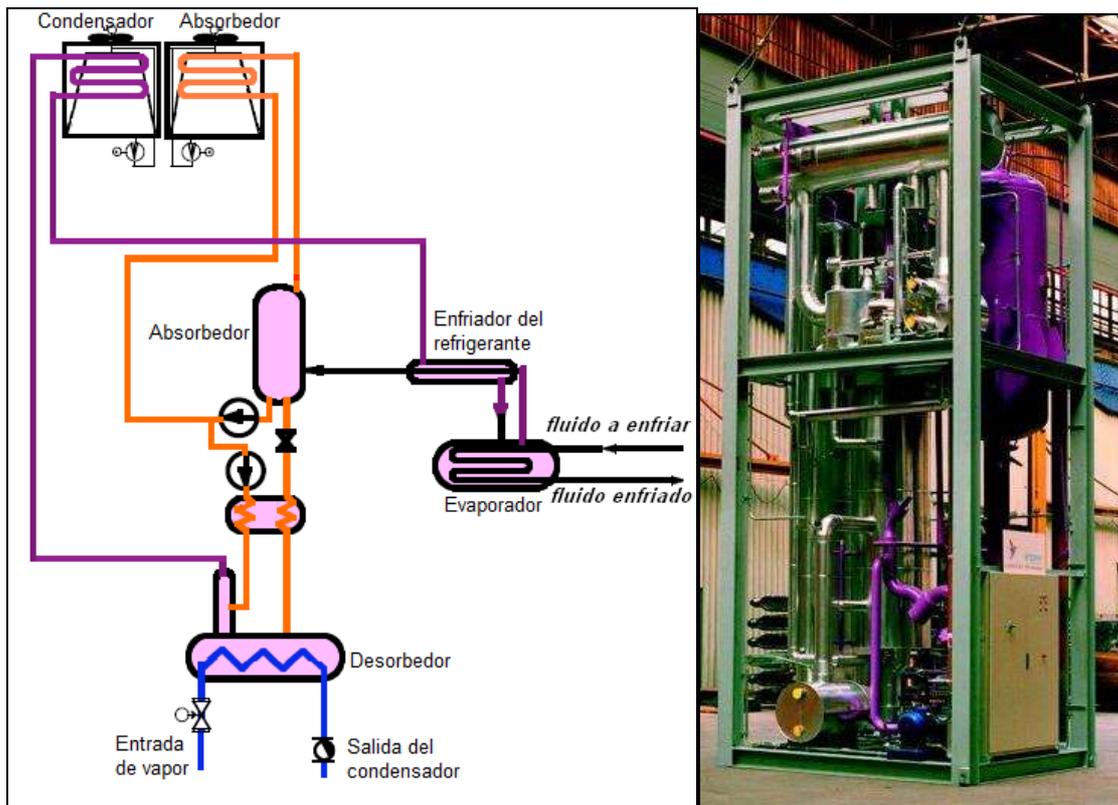
FIG. 6.8 MAQUINA DE ABSORCIÓN DE BROMURO DE LITIO. CORTESÍA DE YORK

Máquinas de absorción de amoníaco

El ciclo térmico es muy parecido al de las máquinas de absorción de bromuro de litio. En este proceso la principal diferencia es que en la mezcla agua-amoniaco, es el segundo el que actúa como fluido refrigerante, y no el agua, como en el caso anterior. El amoniaco se libera de la solución cuando se adiciona calor.

El amoniaco se evapora a temperaturas inferiores al agua para la misma presión, lo que permite conseguir en esta máquina temperaturas más bajas.

El rendimiento térmico o COP de las máquinas de amoniaco está normalmente comprendido entre el 45% y el 55 %, aunque dependiendo de las temperaturas de foco caliente y frío el COP puede descender al 30 %. Naturalmente menor que las de bromuro de litio porque trabajan a menor temperatura de foco frío. Estas máquinas requieren calor a mayor temperatura que las de BrLi de simple efecto.



FIGURAS 6.9. ESQUEMA DE FLUJO DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN DE AMONIACO Y VISTA DEL MÓDULO PRINCIPAL. CORTESÍA COLIBRI

Máquinas de adsorción

Este equipo funciona de manera similar a una máquina de absorción, pero utiliza una mezcla de agua-silicagel:

Ciclo frigorífico: La máquina de adsorción trabaja con agua como refrigerante y silica-gel como adsorbente. Este equipo está constituido por cuatro elementos: un evaporador, dos cámaras adsorbentes y un condensador. En el evaporador, el agua a baja presión se evapora, enfriando agua típicamente de entre 12 y 7°C hasta 3...6°C . La evaporación de agua producida, se adsorbe en una de las cámaras de adsorción mediante el deshidratante (silica gel), el cual se va saturando. Mientras, en la otra cámara de adsorción, que podríamos llamar mejor de desadsorción, el agua caliente pasa a través del intercambiador de calor, regenerando el deshidratante que con anterioridad había adsorbido el vapor de agua. El agua evaporada al regenerar el deshidratante es condensada mediante el agua de refrigeración en el condensador para ser devuelta de nuevo al evaporador. El agua de refrigeración del equipo pasa por el intercambiador de la cámara de adsorción,

absorbiendo la potencia cedida por la adsorción del vapor de agua y después pasa a través del condensador. Mediante una torre de refrigeración se enfría hasta la temperatura necesaria para poder ser introducida de nuevo en el equipo.

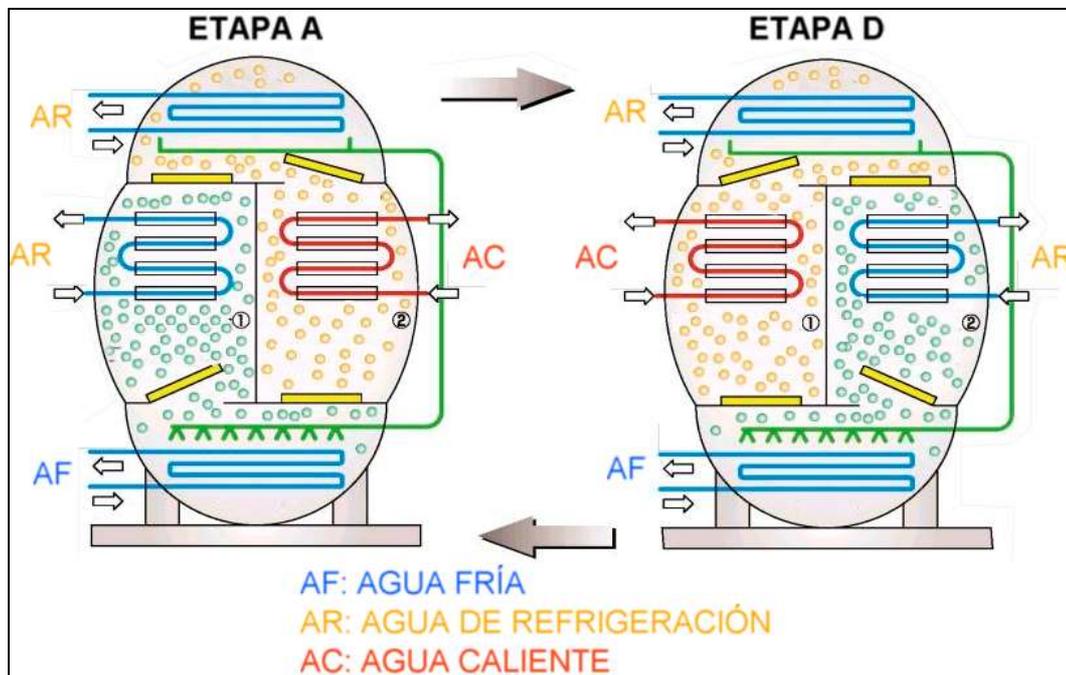


FIGURA 6.10. REPRESENTACIÓN DE LOS CICLOS ALTERNATIVOS EN UNA MÁQUINA DE ADSORCIÓN.
CORTESÍA NISHIYODO

Como se observa en la figura anterior, en realidad la máquina funciona con ciclos alternativos: en una etapa en uno de los dos adsorbedores se realiza la adsorción y en el otro se regenera el refrigerante (agua) y cuando se agota la capacidad de adsorción del silica gel en la primera cámara, se invierte el ciclo, pasando a realizarse ahí la desadsorción. La ventaja de este tipo de máquinas sobre las de absorción es que su potencia y rendimiento baja mucho menos con la temperatura del fluido calefactor, razón por la cual están especialmente indicadas para la refrigeración solar a partir de agua caliente procedente de paneles térmicos planos o concentradores. Como contrapartida son máquinas más pesadas y más caras para la misma capacidad. Desde el punto de vista de mantenimiento, su fiabilidad, como en el caso de las máquinas de absorción es muy elevada, presentando la ventaja adicional de no utilizar otro fluido que el agua, y por tanto no hay otro consumible, como el Bromuro de Litio.

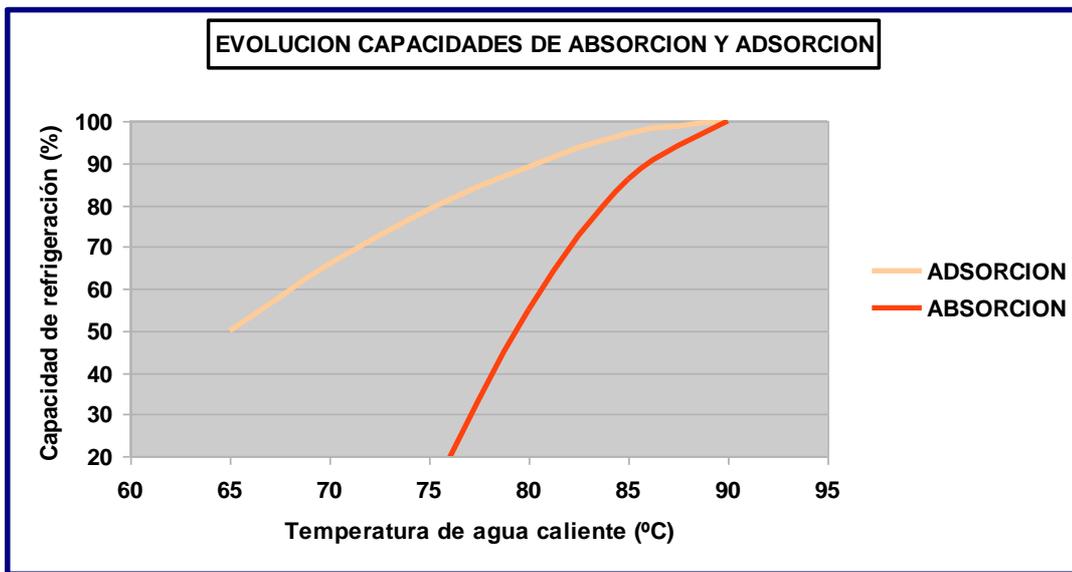


FIGURA 6.11. COMPARACIÓN DE VARIACIÓN DE LAS PRESTACIONES ENTRE MÁQUINAS DE ADSORCIÓN Y ABSORCIÓN.



FIGURA 6.12. VISTA DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN EN UN POLIDEPORTIVO DE LA COMUNIDAD DE MADRID

6.1.4. Conclusiones a la recuperación de calor en cogeneración

La recuperación de calor es una parte esencial en un proyecto de cogeneración.

Existe una gran variedad de posibilidades de aprovechamiento del calor, tanto en lo que refiere a procesos que necesitan calor, como en equipos para cada uno de estos procesos.

Tanto en los primeros estudios como en el desarrollo de un proyecto de cogeneración es de vital importancia la atención al sistema de recuperación de calor.

En el proceso de recuperación del calor hay multitud de posibilidades de optimización, muchas de ellas ya probadas satisfactoriamente en España.

La determinación del proceso más adecuado para cada aplicación y, una vez definido éste, la especificación y selección de los equipos más apropiados ha de ser realizado por compañías y personal con conocimientos y experiencia suficiente, de manera que se asegure el mejor proyecto posible.

7. SELECCIÓN DEL TIPO Y TAMAÑO DE LA PLANTA DE COGENERACION

7.1. Introducción

Hasta ahora se ha visto lo que es una planta de cogeneración y también las características de los equipos más importantes de que consta. Ahora pretendemos responder a la siguiente pregunta ¿Cómo se diseña?. ¿Cómo se determina cual es la opción más adecuada? ¿Cómo se dimensiona la planta?.

El proceso comienza con la elección del tipo de elemento motor (motor alternativo o turbina de gas). Esta elección en una instalación de cogeneración puede parecer sencilla y a veces lo es. No obstante hay algunos casos en que conviene analizar concienzudamente que es lo más adecuado.

Normalmente no es posible basarse en las reglas sencillas, como suponer que los motores son para potencias pequeñas y las turbinas para grandes potencias. Esto es verdad generalmente pero no puede aceptarse como regla universal. Hay que analizar todos los factores que afectan a la decisión y ponderarlos para decidir la mejor alternativa. Se exponen a continuación las consideraciones que se deben tener en cuenta en el proceso de toma de decisión.

7.2. Situación y origen de los dos tipos de tecnologías

Los equipos que estamos analizando son, ambos, máquinas térmicas de combustión interna, pero aquí acaban todas sus analogías.

El motor alternativo es la tecnología más antigua. En cogeneración se utilizan los dos tipos conocidos, motores con ciclo Otto y con ciclo Diesel. Los motores que se utilizan en cogeneración industrial provienen prácticamente siempre del desarrollo de motores marinos. Debido a este origen el motor ha ido en la línea de aprovechar combustibles cada vez más baratos (pesados), puesto que el consumo de combustible en los barcos es un coste muy importante por su larga utilización. Los motores son pesados y lentos buscando mayor fiabilidad y vida útil más larga y además el peso en un barco no tiene mucha importancia relativa. En ellos hay gran experiencia y actualmente se está prácticamente al

límite de los rendimientos alcanzables. En el caso de los motores de gas todavía está evolucionando, mejorando los sistemas de combustión y se encuentran ya muy cerca de los rendimientos de los motores diesel.

Las turbinas de gas son una tecnología más reciente, que proviene de la industria militar y aeronáutica. Aparecen continuamente nuevos modelos y se continúan mejorando los rendimientos de los anteriores. En los usos aeronáuticos el peso tiene mucha importancia por lo que las turbinas son siempre ligeras. La concepción de la máquina imposibilita la utilización de combustibles pesados. Los desarrollos en turbinas de gas están muy ligados al desarrollo de nuevos materiales que son los que limitan la temperatura más elevada del ciclo y por tanto su rendimiento. La tecnología de las turbinas de gas está concentrada cada vez más en determinadas empresas, que se cuentan con los dedos de una mano.

7.2.1. Elementos a tener en cuenta en la decisión

Hay cuatro tipos de factores que influyen en la decisión:

- 1º Factores técnicos
- 2º Factores económicos
- 3º Precios de la energía
- 4º Limitaciones medioambientales

Todos los factores anteriores inciden en el coste de la planta y en el beneficio que proporciona y por tanto condicionan los resultados económicos del proyecto que al final nos permitirá decidir la mejor alternativa.

En este capítulo trataremos los dos primeros factores.

De los precios de la energía no hay mucho que tratar. Baste decir que naturalmente tiene una importancia decisiva en la viabilidad de este tipo de plantas la política energética y, además, se ven influidos por la situación internacional, de una manera especial por las áreas de producción y que coinciden en su mayoría con zonas poco estables políticamente. La tendencia a la subida en los precios de los combustibles fósiles por su escasez y por la

gran demanda de países grandes en vías de desarrollo, como China, India, México o Rusia, está favoreciendo las tecnologías de mayor rendimiento.

De las limitaciones medioambientales se ha tratado en el primer capítulo de una manera general.

7.2.1.1 Diferencias técnicas entre motores y turbinas.

Las diferencias entre estos tipos de máquinas son enormes, pero aquí solo nos fijaremos en las que inciden en su utilización como motor primario en una instalación de cogeneración, y que podemos clasificar de la siguiente forma:

- Características físicas de la máquina
- Rendimientos actuales
- Combustibles utilizables
- Necesidades de mantenimiento

La constitución física de la máquina es el fruto de la historia de su evolución que ya hemos mencionado anteriormente y que influyen en el coste de la propia máquina y en el de los equipos auxiliares necesarios para la planta. También condicionan la ubicación, marcan las necesidades de espacio y las precauciones en el diseño para protección contra accidentes.

En la figura 7.1 puede verse un diagrama de Sanky típico para una planta de cogeneración con turbina de gas, la figura 7.2 en ciclo combinado, de rendimiento medio y la figura 7.3 corresponde a una planta con motores de varios MW de potencia.



FIG. 7.1. DIAGRAMA DE FLUJO ENERGÉTICO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN CON TURBINA DE GAS

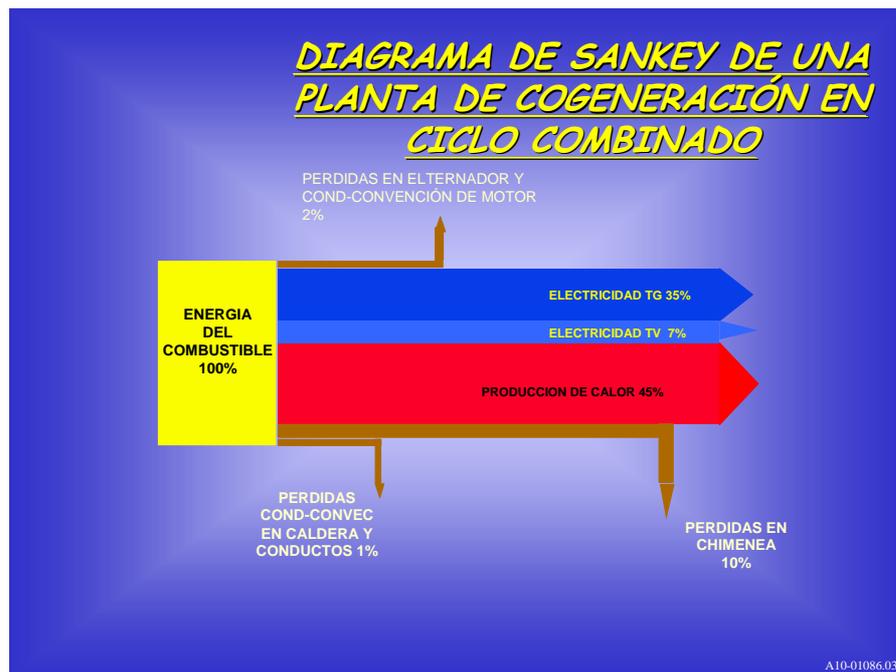


FIG. 7.2. DIAGRAMA DE FLUJO ENERGÉTICO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN EN CICLO COMBINADO



FIG. 7.3. DIAGRAMA DE FLUJO ENERGÉTICO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN CON MOTOR DE GAS

El rendimiento mecánico de los motores puede ser muy elevado, acercándose al 50% en motores grandes de dos tiempos, pero por el contrario el calor aprovechable tiene diversas fuentes y gran parte de él es a baja temperatura.

Los rendimientos eléctricos de las turbinas de gas son siempre menores que los de los motores de la misma potencia, pero recientemente se están acercando mucho. Por el contrario, tienen la ventaja de disponer de una sola fuente de recuperación de calor y además de alta temperatura, lo que permite la posibilidad de combinación con turbinas de vapor aumentando el rendimiento eléctrico total.

La energía eléctrica es igual en todos los casos, pero la térmica no. En las figuras anteriores se puede comparar la distribución de energía térmica y su nivel térmico en instalaciones con turbina de gas y con motores. Esta diferente distribución de energía supone un aprovechamiento más fácil en una instalación de turbina de gas. Así, en una fábrica que solo se consuma vapor de 4 bar saturado, el rendimiento global con plantas de turbinas de gas suele ser mayor del 80% y con motores sería del 60%. No obstante, en algunos casos se puede llegar a un buen rendimiento global cuando el proceso que aprovecha el calor puede consumir el calor de baja temperatura (60°C...90°C) procedente de los motores.

Una diferencia importante es que las instalaciones con turbina de gas funcionan casi siempre a plena carga para que sean rentables, puesto que el rendimiento baja fuertemente con la carga, por el contrario el rendimiento de los motores varía poco en un rango amplio de carga. Es muy frecuente poner varios motores por necesidades de mantenimiento y fiabilidad, además de dar mayor flexibilidad a la planta.

Las plantas con motores pueden crecer con mayor facilidad.

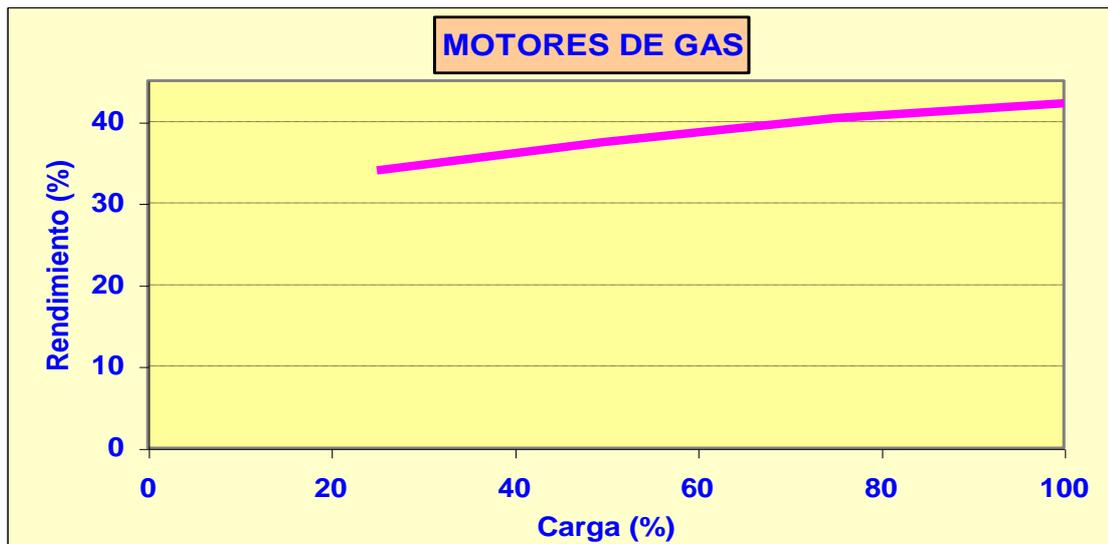


FIG. 7.4. VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DE GAS CON LA CARGA

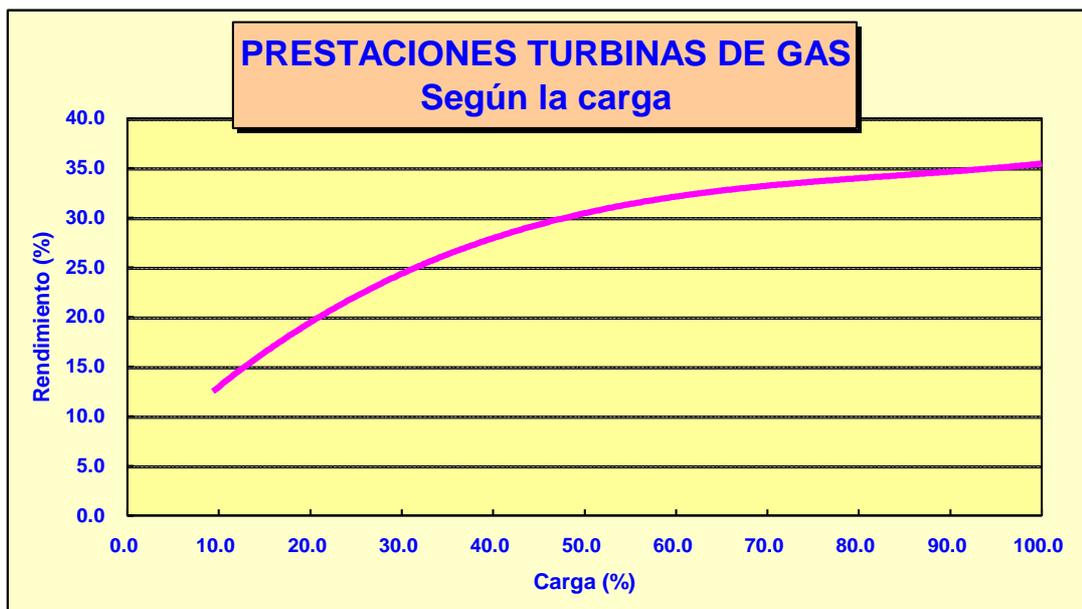


FIG. 7.5. VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS CON LA CARGA

El tipo de combustible utilizable marca una diferencia sustancial para cada máquina. Las turbinas de gas se han desarrollado para combustibles ligeros, son ideales para gas natural y pueden utilizar combustibles más pesados, pero casi siempre destilados, gasóleo normalmente. Los motores, por el contrario, pueden quemar cualquier tipo de combustible líquido o gas, aunque como se ha dicho con máquinas diferentes.

El concepto de cada máquina es muy diferente. Los motores por ser alternativos tienen mayores necesidades de mantenimiento, pero por ser máquinas más conocidas, su mantenimiento puede ser realizado por personal menos especializado. Los motores tienen un coste de mantenimiento importante. Las turbinas de gas tienen menores costes de mantenimiento.

Dentro de los costes de mantenimiento tiene mucha importancia, en el caso de motores, el consumo de aceite que viene a ser del orden de 0,3 a 0,6 g/kWh.

La disponibilidad de las plantas con motores alternativos no suele superar el 93 %, mientras que las plantas con turbinas suelen garantizar más del 95 %.

7.3. Combustibles utilizables y su influencia en la rentabilidad. Selección del combustible

Las turbinas de gas pueden utilizar hidrógeno, gas natural, GNL, gas de refinería, gases siderúrgicos, gas de horno alto, gas de horno de coque, GLP, naftas y gasóleo. Los motores además pueden utilizar fuelóleo.

El efecto del combustible a utilizar sobre el rendimiento no es importante. La mayor diferencia reside en el precio y el efecto sobre el medio ambiente.

Está claro que en caso de existir gas natural en las proximidades éste es el combustible mejor, sobre todo en el caso de turbinas de gas. El único combustible que puede competir con ventaja, en precio con el gas natural es el fuelóleo residual para motores diesel de dos tiempos, pero tienen la desventaja de originar mayor coste de mantenimiento y producir mayor contaminación.

En el caso de que no haya disponibilidad de gas natural la solución prácticamente obligada es motores diesel con fuelóleo, ya que los productos destilados (gasóleo, nafta) tienen un coste prohibitivo.

Cuando no haya disponibilidad de gas natural, pero haya plan de tenerlo en el futuro, se puede utilizar otro combustible, de parecidas características, como GLP o GNL, hasta que se disponga de él.

A veces es conveniente por razones de control de precios y garantía de suministro poder utilizar varios combustibles. Esto es posible en las turbinas con un pequeño aumento de equipamiento de la misma y también en los motores (los motores de doble combustible pueden quemar gas natural o fuelóleo). Hay que hacer notar que en los motores alternativos todavía no está muy probado este sistema y además tiene el inconveniente de la gran diferencia entre ambos combustibles, lo que hace bastante complicado el diseño del sistema de recuperación de calor.

Una diferencia importante en el tipo de combustible es desde el punto de vista legal, puesto que con fuelóleo no era necesario cumplir con un rendimiento eléctrico equivalente mínimo. Esto unido al bajo precio del fuelóleo hizo caer en la tentación de hacer instalaciones sin aprovechamiento del calor. Esto evidentemente no es cogeneración pero además con ello resultan plantas muy sensibles a las coyunturas de precios energéticos, sobre todo del petróleo que tiene un fuerte componente político. La mayor parte de estas plantas están en estos momentos en procesos de desmantelamiento o venta.

En este sentido nos parece que un técnico debe tener muy claro que un buen rendimiento global es la única garantía de rentabilidad bajo cualesquiera condiciones.

Todos los factores técnicos se transforman al fin y al cabo en económicos. Además de ellos hay que considerar la inversión. No hay grandes diferencias en la inversión de una planta con motores y turbinas para plantas intermedias (10 MW); no obstante la inversión en plantas pequeñas, (algunos MW) es bastante mayor con turbinas de gas que con motores. En plantas con turbinas el coste por MW aumenta a bastante velocidad por debajo de 5 MW, mientras que en motores se mantiene bastante constante el coste por MW, incluso para 2 o 3 MW.

7.4. Dimensionamiento de una planta de cogeneración

Hasta aquí se han detallado los criterios que permiten elegir la máquina térmica principal de la planta de cogeneración, es decir cómo responder a la pregunta ¿Cuál es la elección correcta: motor alternativo o turbina de gas?. Pero naturalmente la siguiente pregunta a la que hay que responder es como elegir el tamaño.

El tamaño de una planta de cogeneración lo define la demanda de calor del proceso, tal como lo indica la definición que hemos dado de cogeneración. Es decir, la planta de cogeneración debe utilizar todo el calor disponible en el proceso, ya que el calor no puede transportarse a distancia, siendo la energía eléctrica que produce la planta un resultado, podríamos decir un subproducto, del que se utiliza en el sitio lo necesario y el sobrante, si lo hay, se exporta a la red eléctrica nacional.

Para establecer el criterio matemático en la selección del tamaño o potencia de una planta de cogeneración (dimensionamiento) es necesario definir lo que se llama potencial de cogeneración.

El potencial técnico de cogeneración puede definirse como la potencia eléctrica de la planta más grande, en la cual todo el calor suministrado por la planta de cogeneración es utilizado en el proceso.

Aparentemente al menos es sencillo el criterio de dimensionamiento: aprovechar todo el potencial de cogeneración para conseguir el máximo rendimiento global y dentro de éste, que la mayor parte posible sea electricidad.

Pero ¿por qué aprovechar todo el potencial de cogeneración es lo mejor?. Hay dos razones fundamentales:

- Cuanto mayor es el tamaño de la máquina (turbina de gas o motor) más eficiente es, como se comprueba sin más que observar la gráfica siguiente de rendimientos de las turbina de gas y de los ciclos combinados en el mercado. Es decir las maquinas grandes tienen el mayor rendimiento eléctrico, que es la energía más útil y por tanto valiosa.

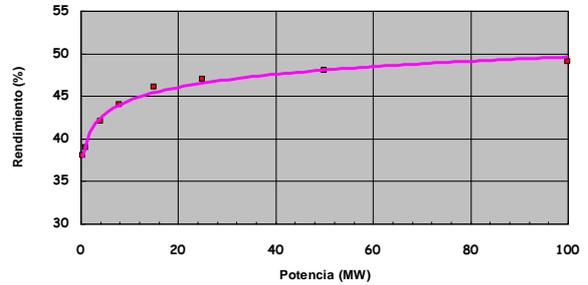
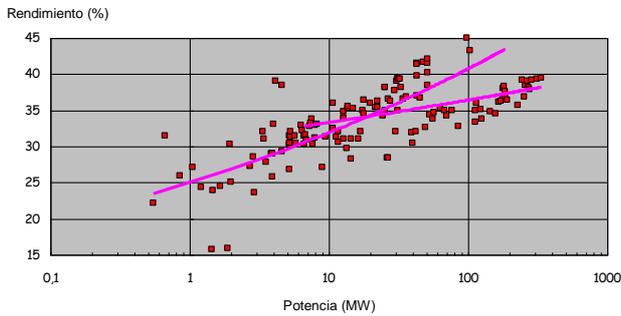


Fig. 7.6 y 7.7 Rendimiento de turbinas de gas (Izda.) y motores

- Hay una economía de escala, como se ve en las figuras siguientes.

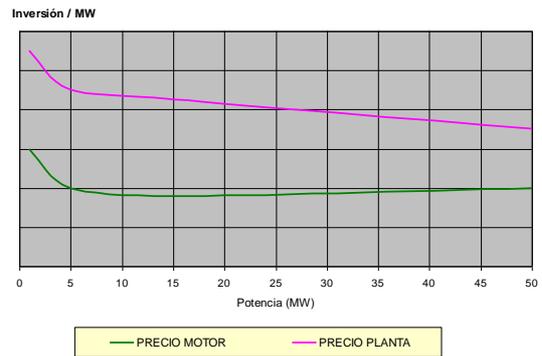
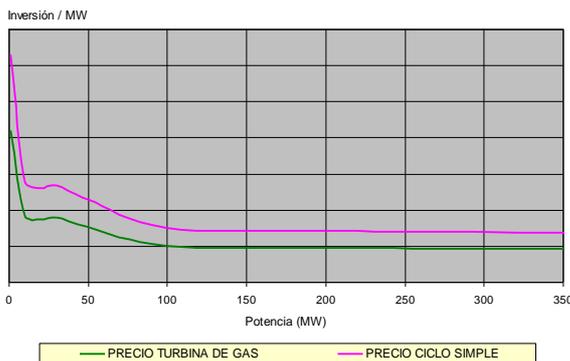


Fig. 7.8 y 7.9 Economía de escala en plantas con turbinas de gas y motores

En definitiva, las plantas que aprovechan todo el potencial de cogeneración son ideales porque tienen el mejor rendimiento eléctrico, la menor inversión específica, y, por aprovechar todo el calor, tienen el máximo rendimiento global.

A primera vista esto parece muy fácil: calculamos cuanta energía precisa nuestra fábrica y buscamos una planta de cogeneración que tenga esa cantidad o menos de energía térmica disponible. Pero hay dos dificultades:

- Las fábricas u otro tipo de usuarios de plantas de cogeneración no suelen tener una demanda térmica constante

- La cantidad de energía térmica útil de una planta de cogeneración determinada depende del nivel entalpico requerido, puesto que siempre hay calores desprendidos a niveles térmicos bajos, muy difíciles de aprovechar.

Por estas dificultades, el potencial de cogeneración desde un punto de vista técnico no es un valor exacto. Para determinarlo se calcula el consumo de calor típico normal como suma de todas las energías de calor necesarias para todos los usos, incluidos los de frío. Existe un valor típico en procesos poco variables, como fábricas que a lo sumo hay un valor típico en los días laborables y otro en los fines de semana o uno por el día y otro por la noche. El problema es mayor cuando se trata de consumos completamente variables como el de climatización. En este caso sería el análisis económico el que determinaría el dimensionamiento de mayor rentabilidad. Dentro del calor utilizable de una planta de cogeneración no se considera normalmente el calor residual de los gases de escape bajo 100-150 °C, ni el calor de agua o aire de refrigeración de baja temperatura (< 40-50 °C).

Hay no obstante un valor que es el potencial de cogeneración legal, que sí puede ser determinado. Este es el tamaño de planta más grande cuyo rendimiento eléctrico equivalente (REE) anual es igual al mínimo permitido legalmente.

Actualmente, con los programas informáticos y hojas de cálculo es relativamente sencillo determinar para varios tipos y tamaños de planta de cogeneración, el REE y también, claro, la rentabilidad y con ello decidir. Pero cuidado, que ya no es seguro que la planta más adecuada sea del tamaño del potencial de cogeneración, puesto que esa planta desaprovecha parte del calor y puede ser que este menor rendimiento global no esté compensado ni por mayor rendimiento eléctrico ni por la economía de escala. De hecho en la mayoría de los casos la planta más adecuada y rentable es menor.

Por ejemplo, de una manera simplificada, en caso de una planta con turbina de gas con $\eta_e = 35\%$, podemos obtener la potencia eléctrica, E, (potencial de cogeneración) en función de la demanda típica de calor V por la expresión:

$$REE=0,59= E/((E/0,35) - (V/0,9)),$$

Resultando $E=0,96 V$

Recordemos que la reglamentación de plantas de cogeneración exige que el REE debe ser mayor o igual a 59 % en instalaciones con turbina de gas y 55 % en instalaciones con motor de gas.

Para turbinas de menor rendimiento (30%) $E=0,68 V$

Supongamos que tenemos una demanda media de 10 t/h de vapor de baja presión, lo que equivale aproximadamente a 6,5 MW térmicos. El potencial de cogeneración en caso de planta con turbina de gas estaría comprendido entre 4 y 6 MW aproximadamente.

Si hacemos el mismo cálculo para una planta con motores de gas, con rendimiento del 42 %, resulta $E= 1,97 \times V$, para el caso anterior de 10 t/h de demanda de vapor resulta un potencial de cogeneración de 12,8 MW (de dos a tres veces más que con turbina de gas).

Para decidir entre una planta y otra, como hemos visto, hay que evaluar variaciones de demanda, condiciones del vapor, combustibles disponibles, horas de funcionamiento, la economía y por supuesto reglamentación. Si la demanda es solo vapor, la turbina de gas tiene muchas ventajas.

En resumen para determinar la planta de cogeneración adecuada, deberíamos seguir los siguientes pasos:

Inventariar todos los consumos de calor y frío de la instalación y analizar su perfil. Se debe construir la curva de frecuencias acumuladas en los consumos de calor. Esta curva indica el tiempo en que la demanda es mayor que un determinado valor sin más que trazar la horizontal a partir del valor de demanda deseado y con ello saber para un tamaño de planta cuanto tiempo hay excedente y cuanto déficit de calor y como hemos de dimensionar el sistema de generación de calor.

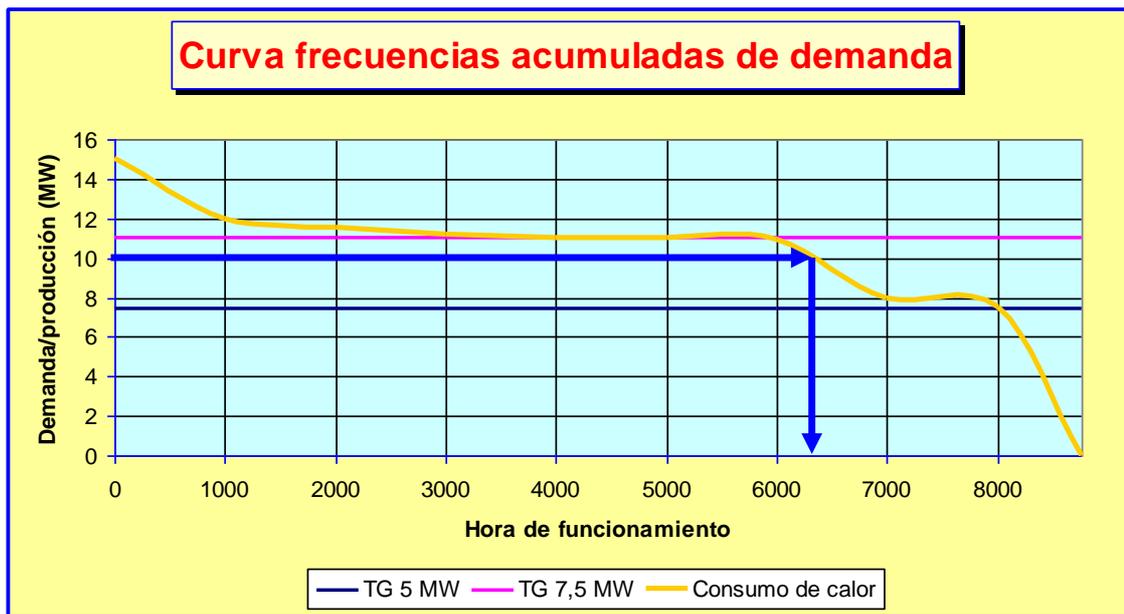


FIG. 7.10 COMPARACIÓN CAPACIDAD DE PLANTA CON DEMANDA DE CALOR

Determinar el potencial técnico de cogeneración, en función del valor típico de demanda de calor. En la figura anterior las rectas horizontales rosa y azul, serían dos valores a analizar.

Determinar el tipo de motor primario: turbina de gas o motor alternativo, en función de los combustibles disponibles, el tamaño de la planta, tipo de demanda (vapor, agua caliente, frío, etc), y variación en la demanda.

Hacer el cálculo energético y económico de varias alternativas en el entorno del potencial de cogeneración. Con turbinas y motores salvo que del punto 3 se deduzca la idoneidad clara de uno de los dos tipos de motores primarios.

Seleccionar la alternativa que siendo técnicamente factible cumpla con el rendimiento eléctrico equivalente exigido en un periodo anual y de los mejores indicadores económicos.

Nótese que en algunos casos se determina primero el tipo de motor primario y luego, el tamaño de la planta y en otros, se determina todo al mismo tiempo, con criterios económicos.

El resultado de un estudio de viabilidad es una alternativa seleccionada. Esta planta seleccionada consiste en un tipo de ciclo definido (ciclo combinado con turbina de gas y vapor, por ejemplo), de un tamaño definido (45 MW, por ejemplo), con una inversión aproximada (30 M€, por ejemplo) y una rentabilidad aproximada (7 años de retorno simple y 15 % de TRI, por ejemplo). Existirá normalmente una implantación general, un balance de energía, un diagrama general de proceso y un diagrama unifilar eléctrico general.

8. NUEVOS DESARROLLOS Y TENDENCIAS EN PLANTAS DE COGENERACIÓN

8.1. Introducción

La cogeneración es una forma de aprovechamiento energético conocido y utilizado desde antiguo. La tecnología ha evolucionado mucho. Al principio la cogeneración, así como la mayor parte de la generación en plantas termoeléctricas convencionales, estaba basada en turbinas de vapor. Con ellas, a pesar del elevado nivel de perfección alcanzado en el diseño después de tantos años de desarrollo, hay una limitación en el rendimiento eléctrico máximo por las temperaturas superiores del ciclo. El rendimiento máximo termodinámico, considerando una temperatura superior del ciclo de 550 °C, resulta del 60 %, y en la práctica se llega aproximadamente al 44 %, es decir las tres cuartas partes del máximo.

En la segunda mitad del siglo XX se desarrollaron las turbinas de gas, que con temperaturas superiores a 1000 °C ofrecen una posibilidad de aumentar el rendimiento obtenible. En los últimos veinte años ha habido un extraordinario desarrollo de las turbinas de gas, donde con los modernos materiales y los sistemas de refrigeración especiales en los álabes más calientes, se llega a temperaturas de más de 1300 °C, lo que eleva el rendimiento teórico alcanzable a más del 80 %, siendo las tres cuartas partes el 60 %, valor al que hemos llegado ya en ciclo combinado. Pero no hemos llegado al límite tecnológico, porque están en desarrollo turbinas con temperaturas de combustión de hasta 2000°K.

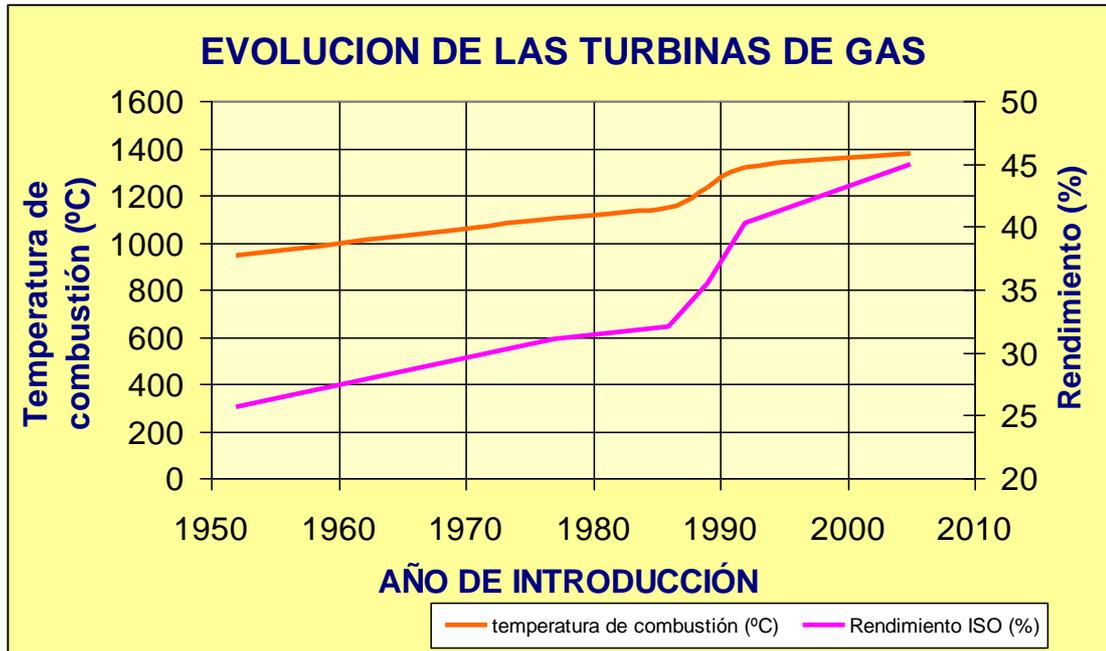


FIG. 8.1. EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE COMBUSTIÓN Y EL RENDIMIENTO DE LAS TURBINAS DE GAS.

Los últimos desarrollos van en la línea de combustión limpia (cero emisiones), utilizando Hidrógeno, obtenido por otros medios. El resultado es que el ciclo es una simbiosis de turbina de gas y vapor, puesto que la combustión de hidrógeno con oxígeno da vapor de agua. La combustión se realizará a muy alta temperatura (1700 °C). Hay varias etapas, con combustiones secuenciales y utiliza vapor frío para refrigeración en las turbinas. Conduce a rendimientos previstos mayores del 70 %. Esta es la siguiente etapa en los ciclos combinados.

Las turbinas de gas son máquinas muy apropiadas para cogeneración por disponer de calor en una sola fuente, a alto nivel térmico, pero para tener rendimientos aceptables hay que ir a tamaños mínimos del orden de 4 MW (esto supone una producción de vapor del orden de 10 t/h).

Afortunadamente durante los años noventa se han introducido en el mercado los motores de gas de alto rendimiento, que ya en unidades del orden del MW tienen buenos rendimientos 35...40 %, al mismo tiempo que bajo nivel de emisiones.

En realidad la evolución en este campo ha sido gobernada por dos tendencias diferentes: el aumento de rendimiento y la disminución de las emisiones (sobre todo de NOx, que es el

contaminante más abundante). Estas dos fuerzas han seleccionado dos tecnologías principales para el presente y futuro, las turbinas de gas y, en pequeños tamaños, los motores de gas. La presión medioambiental está dirigiendo ahora la investigación al uso del hidrógeno, que se produciría por gasificación de carbón y separación posterior del CO₂, para evitar las perniciosas consecuencias del aumento del mismo en la atmósfera.

8.2. Prestaciones de las turbinas de gas y nuevos desarrollos

Las turbinas de gas para generación de electricidad tienen potencias desde unos cientos de kilovatios hasta más de trescientos megavatios, aunque hay modelos para aplicaciones especiales de unos kilovatios e incluso de unos vatios.

En la gráfica siguiente se pueden ver los rendimientos de las turbinas de gas en condiciones ISO. Aquí se pueden ver que las turbinas de gas de mayor rendimiento llegan hasta un 42 % en algunas unidades de unos 40 MW, con una turbina de 100 MW de rendimiento mayor aún. En turbinas mayores el rendimiento eléctrico baja un poco, pero tienen gases de escape más calientes, que permiten trabajar a mayor presión de vapor en el ciclo combinado y conseguir mayor potencia en la turbina de vapor y en definitiva obtener mayor rendimiento global del ciclo combinado.

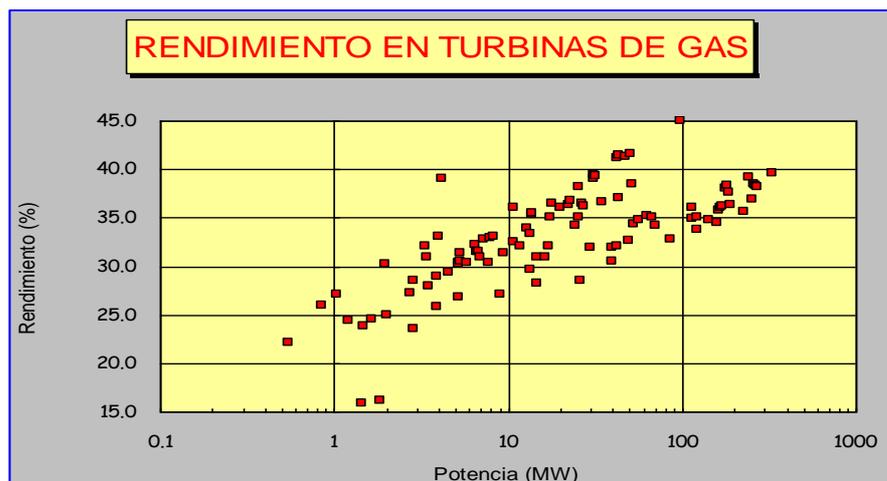


FIG. 8.2. VARIACIÓN DEL RENDIMIENTO CON TAMAÑO DE TURBINAS DE GAS

Por lo que se refiere a las emisiones, con quemador estándar el nivel de emisiones es de 150...300 ppmv de NOx y 10...50 ppmv de CO. Mediante inyección de vapor o agua se puede bajar a 25...50 ppmv de NOx, aunque aumentan las emisiones de CO.

Con quemadores especiales de bajo NOx se puede bajar a 10...25 ppmv sin subir las emisiones de CO, aunque aún con un coste elevado.

Los nuevos desarrollos en las turbinas de gas han ido ligados por un lado a la mejora medioambiental, con desarrollo en prácticamente todas las turbinas de quemadores de bajo NOx, y por otro para aumentar los rendimientos.

Como decíamos en la introducción, el rendimiento va ligado a la temperatura superior del ciclo termodinámico, y esto en las turbinas está ligado al desarrollo de materiales más resistentes a las altas temperaturas (más refractarios) y a la mejora en los sistemas de refrigeración de partes calientes. Además se han desarrollado sistemas de combustión en varias etapas (secuencial) y se están desarrollando turbinas con materiales cerámicos. Otra línea de desarrollo son los sistemas de refrigeración intermedia en la etapa de compresión. Un caso particular de esto último es la turbina LM 6000 Sprint, que tiene inyección de agua nebulizada en una zona intermedia del compresor, lo que aumenta su potencia máxima en unos 4 MW. Otro fabricante tiene refrigeración con vapor de las partes calientes, lo que permite tener mayor temperatura de entrada en la primera fila de álabes, con la misma temperatura en la cámara de combustión.

Todos los fabricantes rediseñan sus turbinas más competitivas de manera continua, normalmente cada versión aumenta algo la temperatura de combustión y a veces el caudal de gases y otras aumenta la relación de presiones. Para ello, se introducen nuevas aleaciones más refractarias en la primera fila de álabes, se recubren éstos con materiales cerámicos y se mejora su refrigeración. Con este método se aumenta la potencia y el rendimiento. Por esta razón es conveniente seleccionar alternadores sobredimensionados, que puedan absorber del orden de un 10 % más de potencia.

Recientemente se han introducido las primeras turbinas de gas, con refrigeración intermedia en el compresor. De esta manera se ha podido llegar al 45 % de rendimiento eléctrico, en turbinas de 100 MW.

La legislación medioambiental es todavía diversa dentro de la unión europea, contrastando países como España, en que no es necesario medidas de corrección ambiental en turbinas de gas con otros en que es obligado ir a quemadores de bajo NOx. Esto no es muy lógico y además establece diferencias de competitividad en las empresas dentro de un mercado único, por lo que cabe esperar una armonización legislativa, que conduzca en la práctica a utilizar en cada momento la tecnología más avanzada, esto es la más limpia, y más aún en el caso de que esto no esté reñido con el mejor rendimiento, como es el caso de los quemadores de bajo NOx para turbinas de gas.

8.3. Medidas para maximizar el beneficio en plantas con turbinas de gas

Es sobradamente conocido que para tener autorización de instalar una planta de cogeneración en España, se deben cumplir una serie de requisitos, el más importante, y en el que ahora nos fijaremos es cumplir con un rendimiento mínimo. Como las plantas de cogeneración producen diferentes tipos de energía útil, la eléctrica y la térmica, se ha definido el rendimiento eléctrico equivalente de una planta de cogeneración por la expresión

$$\eta_{ee} = E / (Q - V / 0,9)$$

Siendo E: Energía eléctrica producida en la planta

Q: Combustible consumido en la planta

V: Calor de cogeneración aprovechado por la fábrica

Es fácil entender por qué se le ha dado a esta expresión el nombre de rendimiento eléctrico equivalente, teniendo en cuenta que se ha considerado 90 % como rendimiento razonable de una instalación de producción de calor.

La exigencia actual en España es que este rendimiento sea mayor del 59 % en plantas con turbina de gas y 55 % en motores de gas. En plantas pequeñas esta exigencia obliga a conseguir un muy buen aprovechamiento del calor, pero a medida que aumenta el tamaño de la planta es más fácil cumplir este criterio aun con aprovechamiento parcial del calor.

Por otra parte el precio de la electricidad puede ser muy diferente a lo largo del día, lo que sugiere una estrategia de maximización de la producción de electricidad en horas punta, aún a costa de un menor aprovechamiento de calor, siempre que podamos mantener un rendimiento eléctrico equivalente en base anual por encima del exigido, del 59 o 55 %.

La mejor manera de aumentar la producción de electricidad es utilizar la planta para producir todos los tipos de energía demandada por la fábrica, ya sea calor en sus diversas formas o frío. Esto aumenta el potencial de cogeneración y por tanto el tamaño de la planta. Como sabemos, las turbinas y motores más grandes tienen mayores rendimientos y además se puede combinar el ciclo, aumentando aún más la producción de electricidad. Por supuesto, un adecuado diseño conduce al máximo de disponibilidad y al fin y al cabo, la energía eléctrica producida depende tanto de la potencia, como del tiempo de funcionamiento.

Dentro de las posibilidades de maximizar la producción de electricidad en instalaciones con turbinas de gas o ciclos combinados, destacaremos dos: inyección de vapor y condensación. Esta última puede ser a presión o a vacío.

A estas posibilidades, operando con el ciclo de vapor, se puede unir otra que consiste en refrigerar el aire de entrada de la turbina mediante enfriadores evaporativos o mediante intercambiador. A continuación vamos a ocuparnos de estas tres formas de aumentar la producción de electricidad.

Antes de estas formas de aumento de producción de electricidad, debemos hablar acerca de una forma de aumentar el rendimiento global. Se trata de disponer de un segundo nivel de presión en la caldera.

8.3.1. Doble nivel de presión en caldera

Como es sabido, el punto de trabajo ideal para una planta de cogeneración es sin postcombustión. Esto quiere decir que la temperatura de entrada es de unos 500 °C, en el caso de una turbina de gas. Si se desea producir vapor en alta presión para una turbina de vapor, después del economizador de la caldera en alta presión, la temperatura de los gases es elevada. Esto quiere decir que queda gran cantidad de calor en los gases, que podemos extraer, de forma gratuita, con un segundo nivel de presión más baja.

Pongamos el ejemplo de una planta con turbina de gas de unos 40 MW, con caldera de recuperación de 64 barg. Si existe solo nivel de alta presión se producen 10.5 kg/s de vapor a 423 °C, y la temperatura de chimenea resulta de 226 °C. En un nivel de baja presión a 4 barg se podría obtener adicionalmente 4,3 kg/s de vapor saturado, saliendo los gases por chimenea a 143 °C, lo que supone un ahorro de energía de unos 10 MJ/s, equivalentes a 69 Mte/a PCI, si suponemos 8000 horas anuales de funcionamiento, o lo que es lo mismo un ahorro en poscombustión de 76 Mte PCS. En las figuras posteriores se pueden ver los gráficos de evolución de temperaturas en caldera en ambos casos. En primer lugar está la caldera con un solo nivel de presión.

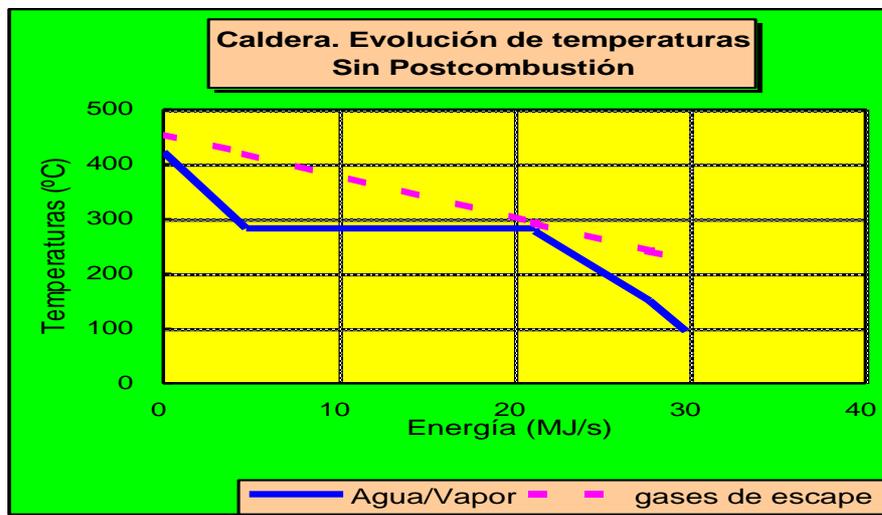


FIG. 8.3. EVOLUCIÓN DE TEMPERATURAS DE AGUA-VAPOR Y GASES DE ESCAPE, EN UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON UN NIVEL DE PRESIÓN

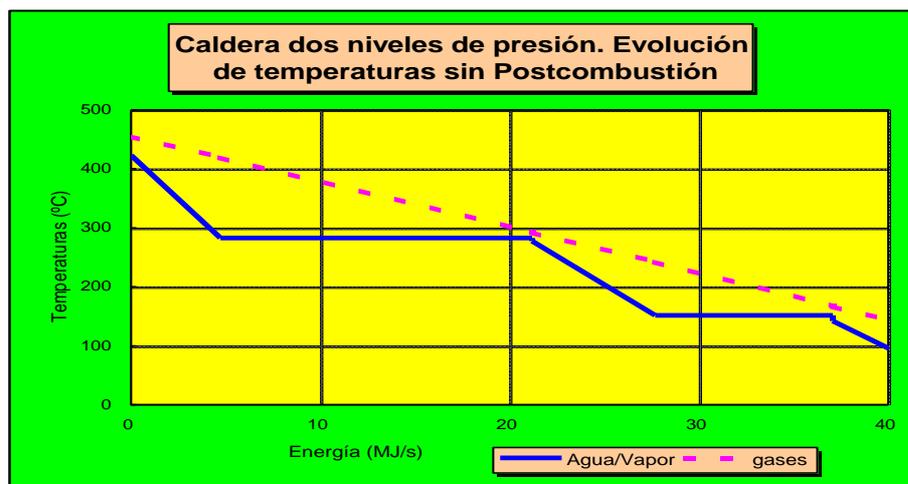


FIG. 8.4. EVOLUCIÓN DE TEMPERATURAS DE AGUA-VAPOR Y GASES DE ESCAPE, EN UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON DOS NIVELES DE PRESIÓN

La demanda de vapor en las fábricas suele ser variable y puede ser que en algunos momentos haya bastante postcombustión. Además, como veremos posteriormente, puede ser interesante poner postcombustión y trabajar a condensación en horas punta. En este caso resulta que la cantidad de calor disponible en el segundo nivel de presión es muy pequeña. Esto se puede ver de forma más gráfica en la figura siguiente, donde la segunda meseta correspondiente al calor absorbido en el nivel de baja presión es muy pequeña en comparación con la de la figura 8.3.

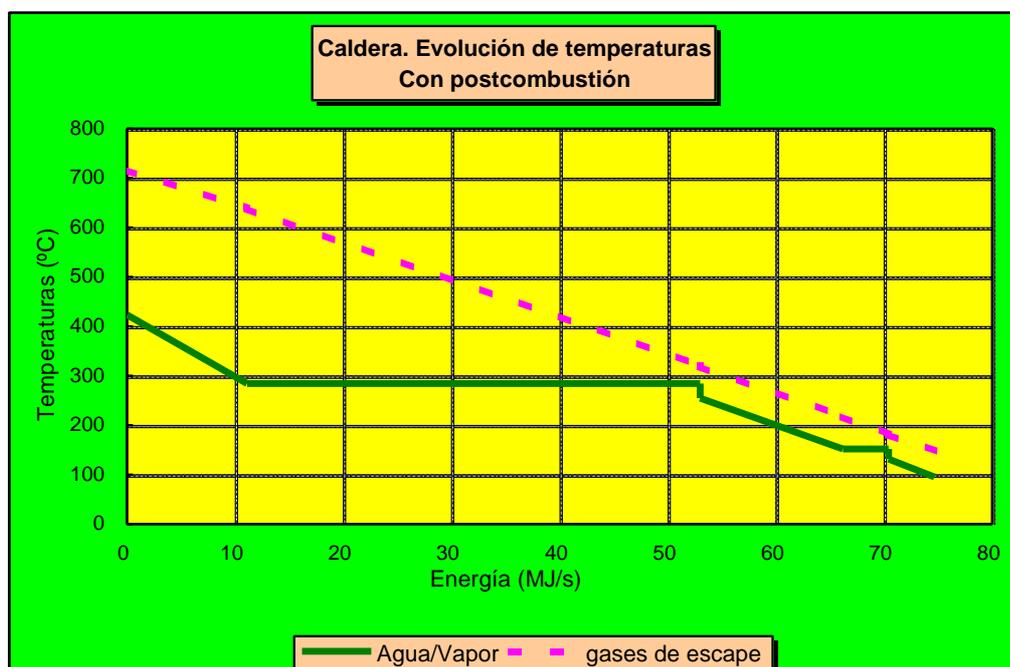


FIG. 8.5. EVOLUCIÓN DE TEMPERATURAS DE AGUA-VAPOR Y GASES DE ESCAPE, EN UNA CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR CON DOS NIVELES DE PRESIÓN, CUANDO SE TRABAJA CON POSTCOMBUSTIÓN.

En realidad dependiendo del tiempo y la cantidad de postcombustión necesaria puede calcularse si es rentable poner el segundo nivel de presión. El resultado es que salvo rarísimas excepciones es rentable poner este segundo nivel de presión. Incluso en estas excepciones, constituidas por plantas infradimensionadas, en el futuro suele ocurrir que se pone otra planta gemela y ya se trabaja sin o con muy poca postcombustión, resultando rentable en este caso el segundo nivel de presión.

8.3.2. Refrigeración del aire de entrada a turbinas de gas

Es de todos sabido que las prestaciones de una turbina de gas, y en particular su potencia y su rendimiento dependen fuertemente de las condiciones ambientales del emplazamiento, sobre todo de la temperatura. A título de ejemplo, se puede ver en la figura siguiente la variación de potencia y rendimiento de una turbina de 23 MW con la temperatura ambiente.

Naturalmente esta gráfica es diferente para cada turbina de gas, pero siempre la potencia y el rendimiento aumentan al bajar la temperatura ambiente. La temperatura óptima depende de la turbina de que se trate, pero suele estar alrededor de 0°C.

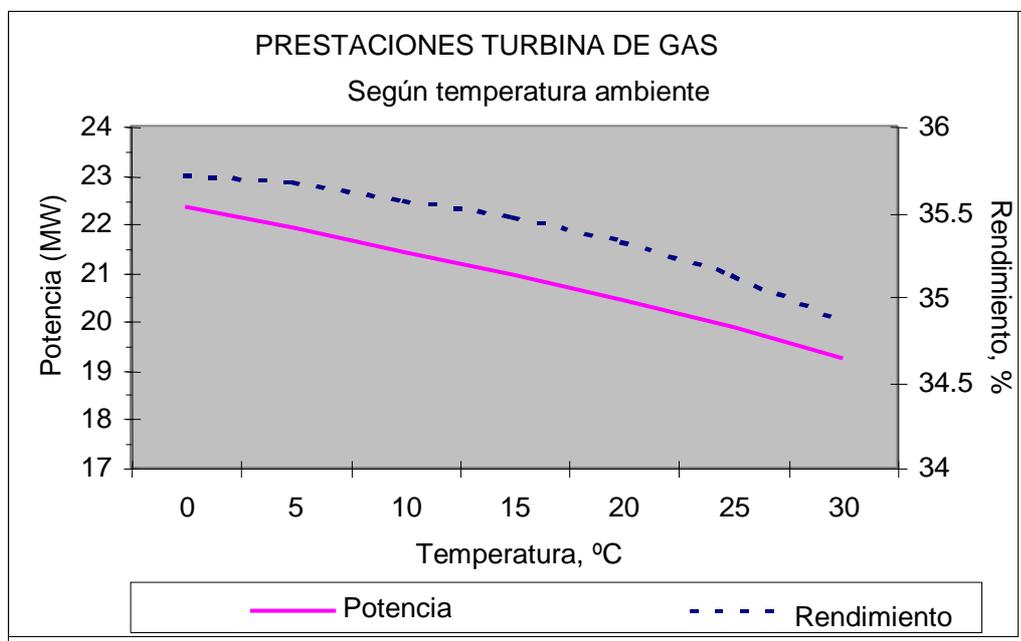


FIG. 8.6. VARIACIÓN DE LAS PRESTACIONES DE UNA TURBINA DE GAS DE 22 MW CON LA TEMPERATURA AMBIENTE.

Dentro de los métodos de enfriamiento del aire de entrada a turbinas se utilizan casi exclusivamente dos: enfriador evaporativo y enfriador con intercambiador.

8.3.2.1 Enfriador evaporativo

El enfriador consiste en un tramo de conducto después del filtro, en cuyo interior hay un medio de evaporación compuesto generalmente por un elemento poroso como la celulosa, que favorece el contacto del agua que cae con el aire. Sobre la parte superior de este

relleno se pulveriza agua, que resbala hasta abajo evaporándose parcialmente al contacto con aire seco y caliente, en flujo cruzado. El agua que no se ha evaporado cae a una balsa o depósito en la parte inferior, lugar del que es aspirada por una bomba que la envía de nuevo a los aspersores superiores. El nivel de agua se mantiene con un relleno continuo para reponer el agua evaporada y la purga continua, cuyo objetivo es limitar la concentración de sales, que arrastradas pueden dañar o ensuciar el compresor de la turbina. Estas sales se precipitarían en el caso de no existir purga continua, pues a medida que se evapora agua iría aumentando la concentración de sales hasta llegar al límite de solubilidad.

El aire experimenta a su paso por el medio evaporante un enfriamiento adiabático. La temperatura límite de enfriamiento es la temperatura del bulbo húmedo, esto es la temperatura que alcanza el aire cuando su humedad llega al 100 %, puesto que a partir de este momento no puede haber más evaporación y por tanto más intercambio de calor. Sería necesario un tiempo de contacto agua-aire infinito para llegar a este límite. Se define como eficiencia de un enfriador evaporativo a la relación:

$$E = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_h}$$

Siendo:

T_e , temperatura de entrada del aire,

T_s , temperatura de salida del enfriador

T_h , temperatura de bulbo húmedo

Normalmente los enfriadores se diseñan para eficacias del 80 al 90 %.

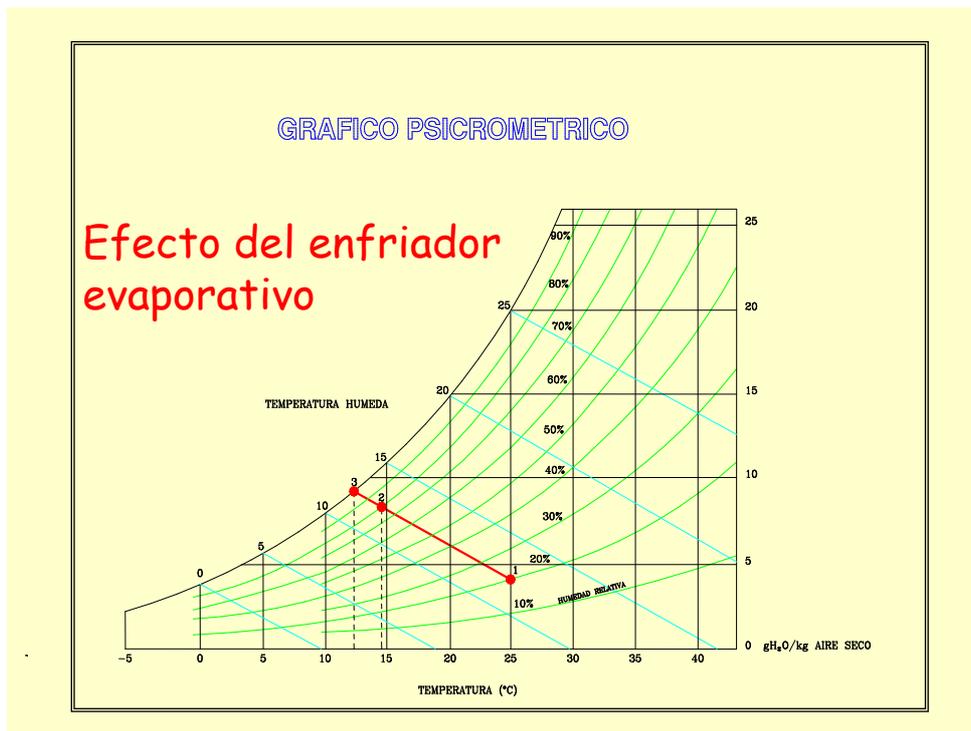


FIG. 8.7. EVOLUCIÓN DEL AIRE HÚMEDO EN UN ENFRIADOR EVAPORATIVO

El agua de alimentación a estos enfriadores no debe ser dura, si no es agua de buena calidad debe ser descalcificada o mejor aún desmineralizada, de esta manera puede ser mantenida en calidad aceptable sin necesidad de grandes purgas.

Esta solución es la más adecuada en climas secos, donde se consigue un importante aumento de los beneficios de la planta con una pequeña inversión.

Una variante de este sistema es el nebulizador, *fog system* en inglés, que consiste en pulverizar finamente agua en la corriente de aire de entrada, bajando su temperatura hasta las proximidades de la temperatura de bulbo húmedo. Este sistema necesita agua de muy buena calidad y naturalmente no requiere purga continua. Con este sistema se puede conseguir mejor eficiencia que con el enfriador evaporativo tradicional y tiene más facilidad de explotación, pero es más exigente respecto a la calidad del agua a utilizar.

8.3.2.2 Enfriamiento con intercambiador

En este caso se trata de interponer un intercambiador en el sistema de aire de entrada de turbina de gas, a través del que se hace circular un fluido frío. Ese fluido se enfría o bien en una máquina frigorífica de compresión o de absorción. En este dispositivo la limitación

no es la temperatura húmeda sino la temperatura de agua fría. Se puede sobrepasar el punto de rocío y por tanto condensa bastante agua, que ha de ser retirada de la corriente de manera eficiente evitando arrastres, que pueden conducir a deterioro en la turbina. Hay una temperatura mínima de trabajo, que suele estar en unos 5 °C, para evitar la formación de escarcha en la entrada del compresor de la turbina.

Con este sistema se pueden aumentar más las prestaciones de la turbina que con el enfriador evaporativo, pero requiere una mayor inversión, y además consume energía. Es especialmente atractivo en zonas húmedas. El fluido frío puede ser obtenido con unidades de absorción o con los refrigeradores por compresión tradicionales. En el caso de compresores se puede a su vez utilizar acumuladores de hielo, que permiten acumular frío por la noche, cuando la tarifa eléctrica es barata y utilizarlo por el día, cuando la temperatura ambiente es mayor y las prestaciones de la turbina de gas empeoran.

Otra posibilidad es utilizar directamente en el refrigerador de aire amoníaco de un circuito frigorífico de refrigeración por compresión. En caso de disponer de calor residual sobrante es especialmente interesante la utilización de máquinas de absorción.

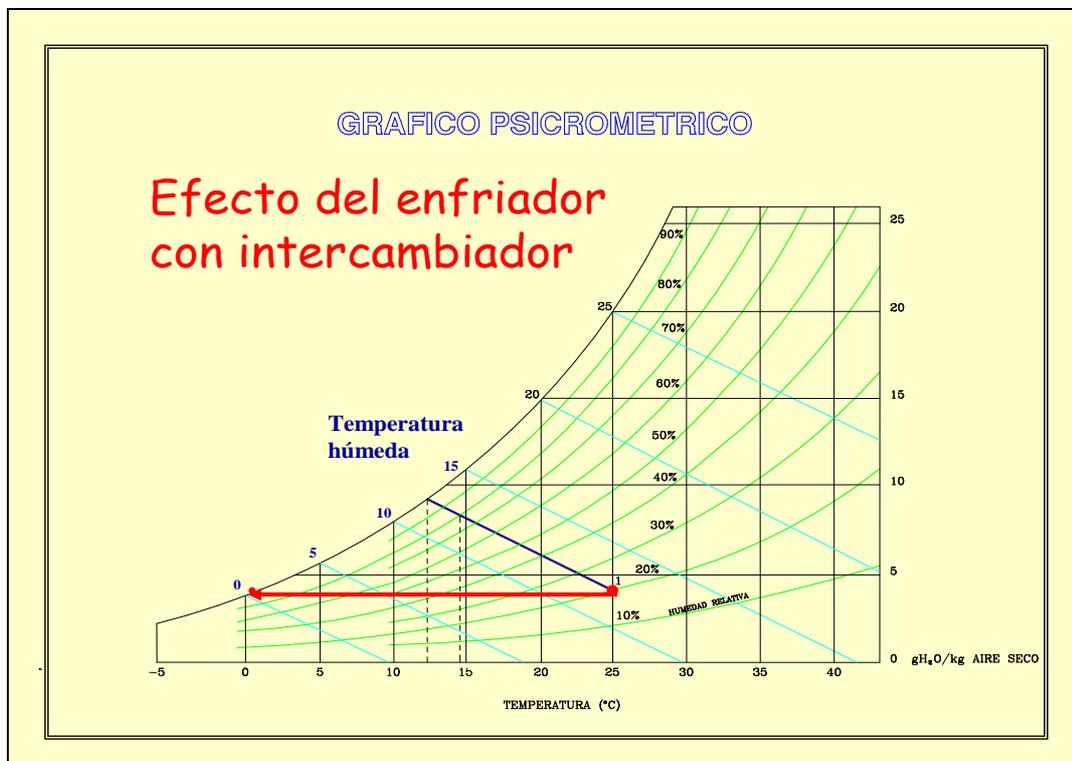


FIG. 8.8. EVOLUCIÓN DEL AIRE HÚMEDO EN UN ENFRIADOR CON INTERCAMBIADOR DE AGUA FRÍA

8.3.3. Condensación de vapor

En plantas de ciclo combinado es más rentable, disponer de un sistema de condensación del vapor para los excedentes de calor en caldera de recuperación, que tirar calor por una chimenea de by-pass, puesto que se produce una cierta cantidad de electricidad (15 a 30 % del calor dependiendo de la presión de condensación). Los sistemas de by-pass tienen la desventaja adicional de producir más pérdidas de calor permanentes en la caldera, del orden del 1...2 %. Además con un sistema de condensación no se tira agua de buena calidad, como ocurre en el caso de soplar vapor directamente a la atmósfera.

8.3.3.1 Descripción del sistema

Existen dos posibilidades, condensación a presión y condensación a vacío.

La condensación a presión consiste en condensar vapor de contrapresión de una turbina de vapor. Esto se realiza así en el caso de disponer de excedentes ocasionales de vapor, como en el caso de plantas de papel, donde hay variaciones bruscas en la demanda de vapor, por roturas del papel.

En el caso de excedente permanente de calor es más rentable condensar a vacío, puesto que el rendimiento es mucho mayor, del orden del doble. En este caso hay que mantener un mínimo de caudal a condensación (menor del 5 % del máximo) para asegurar la refrigeración del cuerpo posterior de turbina.

Cuando se condensa a presión, es fácil condensar por aire (aerocondensadores), lo que no consume agua, como en el otro caso, de condensación con agua (el consumo de agua es algo superior al caudal de vapor a condensar, dependiendo del tipo, tamaño de torre y calidad del agua de aporte). El balance, teniendo en cuenta también la inversión, es tal que normalmente se opta por los aerocondensadores.

En el caso de condensación a vacío, por el contrario, existe la desventaja adicional de la condensación por aire de que el vacío que se puede obtener es menor, lo que como es sabido se traduce en una disminución importante de la potencia extraíble de la turbina. Por esta razón suele trabajar con condensación por agua, salvo en el caso de gran escasez de agua

8.3.4 . Inyección de vapor en turbina de gas

Las turbinas de gas pueden admitir en la mayor parte de los casos inyección de agua o vapor. Esto tiene dos efectos principales, aumenta la potencia y disminuye las emisiones de NOx. Además de estos efectos beneficiosos, tiene otros efectos no deseados, a saber, aumenta las emisiones de CO y aumenta los costes de mantenimiento. En cualquier caso es normalmente más interesante la inyección de vapor que de agua, si se dispone del mismo, con calidad y presión suficiente (se requiere una presión parecida a la del gas natural). El vapor puede inyectarse en la cámara de combustión (junto con el gas natural o separadamente del mismo), en la última parte del compresor o en la turbina de potencia.

Cuando el objetivo perseguido es sobre todo bajar el nivel de NOx, el vapor se inyecta en la cámara de combustión. La tendencia en cualquier caso es no inyectar en la turbina de potencia, puesto que puede producir deterioro prematuro de la turbina.

La inyección requiere una serie de precauciones relativas a la calidad del vapor, tanto en cuanto a asegurar una mínima presencia de sales (con requisitos parecidos a los de las turbinas de vapor), como en cuanto a asegurar un nivel mínimo de sobrecalentamiento, y ausencia total de gotas líquidas arrastradas. Es muy aconsejable mantener la inyección funcionando continuamente, aunque sea al mínimo, de lo contrario existe el riesgo de condensaciones, que no se drenan adecuadamente y que son arrastradas al arrancar la inyección.

8.3.4.1. Rentabilidad de la inyección.

Cuando se inyecta vapor en una turbina de gas, aumenta la potencia y también el rendimiento de la misma. Esta variación depende de la temperatura ambiente además de la turbina de gas y sistema de inyección. En una turbina de 22 MW, la potencia aumenta unos 2,5 MW a 15 °C inyectando unos 3 kg/s de vapor y en una turbina de 40 MW la potencia aumenta unos 5,2 MW inyectando 6,7 kg/s.

En todo caso al aumentar la potencia, aumenta también el consumo de combustible. Por supuesto, al inyectar vapor en la turbina, este se tira a la atmósfera, a través de la caldera y se producen otros dos efectos: aumenta la capacidad de la caldera y aumenta el consumo de agua desmineralizada, para reponer el vapor tirado.

Si se efectúa un cálculo de rentabilidad de la inyección de vapor con los precios actuales de la energía, se observa que sólo interesa inyectar el vapor excedente, y por tanto, el método adecuado para bajar las emisiones es con quemadores DLE.

8.4. Tendencias y nuevos desarrollos en motores alternativos

Los motores alternativos, como se ha visto tienen un buen rendimiento, pero tienen en general el problema de emisiones, mayor coste de mantenimiento y consumo de aceite. Las altas emisiones de los motores diesel les han vetado prácticamente en las aplicaciones de cogeneración en Europa. El desarrollo más importante, y que ha permitido la gran penetración de motores alternativos en aplicaciones de cogeneración pequeñas y medianas es el de los motores de mezcla pobre de ciclo Otto, que como se ha visto compatibilizan un alto rendimiento (40...45 %), con bajas emisiones. Los desarrollos se centran en la fabricación de unidades cada vez de mayor potencia unitaria (18 MW en la actualidad), la disminución del consumo de aceite lubricante, sistemas de control de la detonación para aumentar el rendimiento. Entre 1992 y el año 2000, el rendimiento de un motor de 3 MW ha pasado del 39 al 42 %. Ahora se están presentando motores de gas de 8-18 MW, con rendimientos del orden del 45 %, basado en una mejora del ciclo Otto, el llamado ciclo Miller.

La eficacia de un motor Otto de ciclo convencional de cuatro tiempos depende a la postre de la presión media efectiva. La máxima presión, y por tanto la presión media efectiva, está limitada por el riesgo de detonación. El motor Miller permite sin embargo aumentar la relación de compresión del turbocompresor, refrigerar más eficientemente y por tanto poder subir la presión final bajando la temperatura final con lo que no aumenta el riesgo de detonación. Cambiando los momentos de apertura y cierre de las válvulas de escape puede aprovechar mejor la carrera de expansión lo que le permite obtener más trabajo útil y rendimiento.

Otro desarrollo en el que se investiga constantemente es en la fuente de ignición (la bugía) puesto que es un punto débil y culpable de un porcentaje importante de la indisponibilidad de los motores. Cada vez se consigue aumentar el intervalo entre cambio de bugías (ahora

está en torno a 2000 h). Un fabricante ha introducido ya un motor ciclo Otto sin bugías, en que la ignición se realiza en un punto caliente.

8.4.1. Ciclos de cola en motores

Hasta ahora se elegía entre turbinas o motores, y en el caso de ir a turbinas, se discutía si valía la pena o no combinar el ciclo. Ahora, con la disminución de los márgenes de rentabilidad por un lado y con la existencia de plantas con motores de bajo grado de aprovechamiento del calor, se piensa en la forma de combinar un ciclo de motores.

Se presenta así el ciclo en cola de motores con turbina de vapor de contrapresión/condensación como una buena fórmula para mejorar la rentabilidad de los ciclos de motores, consiguiendo rendimiento eléctrico total de hasta 47 %.

Este sistema se instala en plantas de varios motores. Se unen los gases de escape y éstos se llevan a una caldera de presión intermedia (20 a 40 barg), donde se produce vapor de alta presión sobrecalentado que se dirige a una turbina de vapor donde se produce electricidad a precio de calor, o incluso gratis si había excedente de calor.

Para hacernos una idea. Una planta que posea cuatro motores de 3 MW, con un caudal de gases de escape de 5,56 kg/s a 470 °C, pueden producir en una caldera unos 2,3 kg/s de vapor a 25 barg y 380 °C, y este vapor en una turbina de vapor a contrapresión de 1,5 barg produciría del orden de 0,8 MW, esto es, hemos conseguido aumentar la potencia de la planta en un 7 % aproximadamente.

8.5. Conclusiones

Hemos revisado las tendencias de las diferentes tecnologías de cogeneración. En pequeñas plantas, cuando se puede aprovechar el calor del orden de 90 °C disponible con los motores, ésta es la opción más rentable, por su mejor rendimiento eléctrico. En las plantas grandes la solución habitual pasa por instalar turbinas de gas, ya sea en ciclo simple o en ciclo combinado.

Los nuevos desarrollos tanto en turbinas de gas, como motores van encaminados por una parte a aumentar el rendimiento eléctrico de los equipos. Esto se consigue en las turbinas

de gas aumentando la temperatura de combustión (mejores materiales y mejor refrigeración de álabes), y refrigerando al aire de entrada, incluso entre secciones del compresor. En motores de gas se aumenta la relación de compresión con mezclas pobres y un buen control de detonación para acercarse tanto como sea posible pero sin llegar a ella.

Otra tendencia es la disminución de las emisiones. En el caso de motores de gas esto se ha conseguido con los llamados motores de mezcla pobre y precámara, en motores de fuelóleo, se puede inyectar agua. En turbinas de gas, al principio se comenzó con la inyección de agua y vapor y actualmente la tendencia universal es a desarrollar para todos los modelos de turbinas quemadores de bajo NO_x, que bajan los niveles de emisiones también de CO, sin bajar el rendimiento y sin inyectar nada.

Las plantas en ciclo combinado, si se diseñan con buena flexibilidad, permiten diferentes estrategias de explotación. Para maximizar el beneficio en cada momento, debe ser modelizada. Con el modelo, puede calcularse en cada momento el coste marginal de producción del kWh, ya sea variando la carga de la turbina de gas, inyectando vapor en la misma, o condensando vapor. Para maximizar el beneficio económico hay que calcular los valores aproximados medios de los costes de producción, pero estos costes de producción dependen de las condiciones atmosféricas ambientales y de las condiciones de proceso, como presiones y temperatura de vapor, etc. Por ello la verdadera optimización del ciclo se consigue con un sistema experto que calcula “on line” los posibles costes marginales y recomienda en cada momento la mejor acción a tomar.

9. BIBLIOGRAFÍA

- O. Bergman, D. Fraile y T. Marjokorpi, "Turbinas de gas o motor alternativos para una instalación de cogeneración", Energía, mayo/junio 1993.
- D. Fraile y A. Bautista "Refrigeración por absorción y cogeneración. Ventajas de la asociación de ambos sistemas", Ingeniería Química, mayo de 1992.
- A. Bautista y D. Fraile, "Aplicación de Máquinas de Absorción para refrigeración en la Industria", Montajes e Instalaciones, septiembre de 1992.
- Powertec Española, "Viabilidad de la instalación de un enfriador evaporativo en turbinas de gas para plantas de cogeneración", Química Hoy, marzo 1992.
- D. Fraile, "Sistemas de recuperación de calor en cogeneración", Ingeniería Química, marzo de 1996.
- E. Laguna y D. Fraile, "Enfriamiento de aire de combustión en turbinas de gas, Ingeniería Química, marzo de 1997.
- D. Fraile, "Cómo elegir el sistema de recuperación de calor de una planta de cogeneración. Caso práctico, IRR España, Madrid, Febrero 1996.
- D. Fraile, "Mejora de la competitividad en cogeneración", Ingeniería Química, marzo de 1998.
- Engines, Energy, and Entropy. John B.Fenn. W.H.Freeman and Company. 1982
- Gas Turbine Primer. Asea Stal.
- Energy Efficiency for Engineers and Technologists. T D Eastop & D R Croft. Longman Scientific & Technical. 1990
- Industrial Boilers. David Gunn & Robert Horton. Longman Scietific & Technical. 1989
- Termodinámica Técnica y Máquinas Térmicas. Claudio Mataix. Litoprint. 1978
- Uso Eficiente de Energía en Calderas y Redes de Fluidos. IDAE. 1988
- Cogeneración y Gas Natural. Sistemas de Cogeneración. José Antonio Guillén Marco. Enagas. 1990

- Advanced turbine cycles. José Antonio Guillén Marco. Modern Power Systems. Ene 1996
- El uso eficaz de la energía. I.G.C. Dryden. Instituto de estudio administración Local.1979
- Calderas, tipos, características y aplicaciones. Carl D. Shield. Editorial continental
- Turbomáquinas térmicas. Claudio Mataix. Litoprint
- Principios generales de máquinas eléctricas. R. Sanjurjo. E.T.S.I. Aeronáuticos.
- Cogeneración. Diseño, operación y mantenimiento de plantas. Santiago García y Diego Fraile Ed. Díaz de Santos, Madrid, diciembre 2007.
- Motores alternativos de gas. Santiago García, Diego Fraile y Javier Fraile. Ed. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. Madrid, diciembre 2010.
- Fraile, D; Planificación y ejecución de proyectos de renovación en plantas de cogeneración. I congreso de cogeneración en Galicia. IIR, Santiago de Compostela, Octubre de 2010.
- Fraile, D; El plan renove, la oportunidad para tener una planta bien diseñada. Jornada sobre Aplicaciones de los motores de gas al sector energético, Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Marzo. 2011.
- Fraile, D; Principios Básicos y tecnología de la microcogeneración. Curso práctico sobre microcogeneración, Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, Enero. 2012.
- Fraile, D.; Soluciones tecnológicas eficientes para dar rentabilidad a las plantas de cogeneración. Genera, Madrid, Febrero 2013.