



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

GRADO EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES



TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DE OPERACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE DOS NIVELES DE PRESIÓN

Septiembre 2016

Autora: Coral Naranjo Delgado

Tutor: Sergio Sánchez Delgado



ÍNDICE

ABSTRACT.....	1
RESUMEN.....	1
1- MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS.....	2
1.1 Introducción.....	2
1.2 Motivación.....	2
1.3 Objetivos.....	3
2- ESTADO DEL ARTE.....	3
2.1 Historia de la Energía Eléctrica en España.....	4
2.2 Evolución de los ciclos combinados.....	4
2.3 Ventajas e Inconvenientes de los ciclos combinados.....	7
2.4 Combustible.....	8
2.5 Impacto medioambiental de los ciclos combinados.....	11
3- DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE UN CICLO COMBINADO.....	13
3.1 Ciclos de Potencia.....	14
3.2 Ciclo Brayton.....	15
3.3 Ciclo Rankine.....	23
3.4 Ciclo combinado.....	31
4- CONFIGURACIONES MÁS COMUNES DE LOS CICLOS COMBINADOS.....	40
4.1 Un Nivel de presión.....	41
4.2 Dos niveles de presión.....	43
4.3 Tres niveles de presión.....	44
5- DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL CICLO COMBINADO A ESTUDIAR.....	46
5.1 Ecuaciones y balances de energía.....	48
5.2 Hipótesis.....	53
5.3 Restricciones para la optimización.....	53
6- CÁLCULO DE UN ESCENARIO.....	54
6.1 Medios utilizados para el desarrollo del código.....	54
6.2 Escenario inicial.....	55
6.3 Resultados obtenidos.....	57
7- RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	57
8- CONCLUSIÓN.....	64
9- TRABAJOS FUTUROS.....	67
10- BIBLIOGRAFÍA.....	68
11- ANEXOS.....	70
11.1 Nomenclatura.....	70
11.2 Programa en MATLAB.....	71



INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Configuración básica de un Ciclo Combinado.....	5
Figura 2.2 Variaciones horarias en curva de demanda.....	6
Figura 2.3 Reservas de Gas Natural.....	10
Figura 2.4 Emisiones de CO ₂	12
Figura 3.1 Esquema del Ciclo de Carnot.....	14
Figura 3.2 Ciclo Brayton en configuración de ciclo abierto.....	16
Figura 3.3 Ciclo Brayton en configuración de ciclo cerrado.....	16
Figura 3.4 Diagrama P-v y T-s correspondiente a Ciclo Brayton ideal.....	17
Figura 3.5 Diagrama T-s correspondiente a Ciclo Brayton real.....	20
Figura 3.6 Esquema Ciclo Brayton regenerativo.....	21
Figura 3.7 Diagrama T-s Ciclo Brayton regenerativo.....	21
Figura 3.8 Esquema Ciclo Brayton con interenfriamiento.....	22
Figura 3.9 Diagrama T-s Ciclo Brayton con interenfriamiento.....	22
Figura 3.10 Esquema Ciclo Brayton con recalentamiento.....	22
Figura 3.11 Diagrama T-s Ciclo Brayton con recalentamiento.....	22
Figura 3.12 Esquema Ciclo Brayton regenerativo, con recalentamiento e interenfriamiento..	23
Figura 3.13 Diagrama P.v Ciclo Rankine ideal.....	24
Figura 3.14 Esquema Ciclo Rankine básico.....	25
Figura 3.15 Diagrama T-s Ciclo Rankine ideal.....	25
Figura 3.16 Diagrama T-s Ciclo Rankine real.....	27
Figura 3.17 Diagrama T-s Ciclo Rankine con reducción en presión del condensador.....	28
Figura 3.18 Diagrama T-s con aumento en presión de la caldera.....	29
Figura 3.19 Esquema y diagram T-s Ciclo Rankine con recalentamiento.....	29
Figura 3.20 Esquema Open Feedwater heater.....	30
Figura 3.21 Esquema y diagram T.s Ciclo Rankine con OFWH.....	30
Figura 3.22 Esquema Closed Feedwater heater.....	31
Figura 3.23 Esquema y diagram T-s Ciclo Rankine con CFWH.....	31
Figura 3.24 Diagrama T-s con temperaturas típicas en ciclos de gas y vapor.....	32
Figura 3.25 Diagrama T-s y esquema de unión de Ciclo combinado.....	33
Figura 3.26 Esquema general de Ciclo combinado.....	34
Figura 3.27 Esquema Caldera HRSG.....	37
Figura 3.28 Diferencia de temperaturas entre los gases y el agua en la caldera.....	38
Figura 3.29 Representación de Calderín y haces vaporizadores.....	39
Figura 3.30 Esquema interior del Calderín.....	40
Figura 4.1 Esquema Ciclo combinado 1 nivel de presión.....	41
Figura 4.2 Gráfico diferencia de temperaturas y transferencia de energía entre los gases y el agua en la caldera de 1 nivel de presión.....	42
Figura 4.3 Diagrama T-s Ciclo combinado 1 nivel de presión.....	42
Figura 4.4 Esquema Ciclo combinado 2 niveles de presión.....	43



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

Figura 4.5 Gráfico diferencia de temperaturas y transferencia de energía entre los gases y el agua en la caldera de 2 niveles de presión.....	44
Figura 4.6 Esquema Ciclo combinado 3 niveles de presión.....	45
Figura 4.7 Gráfico diferencia de temperaturas y transferencia de energía entre los gases y el agua en la caldera de 3 niveles de presión.....	46
Figura 5.1 Esquema central Ciclo combinado objeto de estudio.....	47
Figura 5.2 Álabes de turbina con Film cooling.....	48
Figura 6.1 Diagrama transferencia de energía en HRSG.....	57
Figura 7.1 Gráfica Rendimiento vs TIT.....	58
Figura 7.2 Gráfica TOT vs TIT.....	59
Figura 7.3 Gráfico Rendimiento vs Temperatura ambiente.....	59
Figura 7.4 Gráfica Rendimiento vs extracciones de los calderines.....	60



ABSTRACT

In this document a dual-pressure reheat combined cycle has been modeled and optimized for different cases. To accomplish this purpose a MATLAB code, which represents the thermodynamic behaviour of this type of cycles, has been created.

Taking advantage of an extra software called CoolProp, and making use of the loops contained in MATLAB and its capacity to work with matrices operations; it was possible to simulate how this type of combined cycles work.

It is important to mention that the principal aim of this document is not to achieve the code but to search and study those parameters with more influence on the global efficiency. Therefore, various cases, based on different parameters, will be analysed and compared for their later optimization.

All this analysis is developed with a previous general study. This part of the document explains the mechanism, the way this type of cycles works and the reasons why this kind of power plants have obtained so much popularity during the last few years.

RESUMEN

El presente trabajo muestra un análisis de operación y el posterior estudio de optimización de un ciclo combinado de dos niveles de presión. Para ello, se ha creado un código en MATLAB que representa el comportamiento termodinámico de este tipo de instalaciones.

Con ayuda del software llamado CoolProp, con el cual es posible hallar las propiedades termodinámicas necesarias; y haciendo uso de los bucles y de la capacidad de MATLAB para el cálculo con matrices, se ha conseguido simular el funcionamiento de la central de ciclo combinado a estudiar.

Es importante destacar que el objetivo principal de este trabajo no es conseguir representar el funcionamiento del ciclo combinado sino, que posteriormente sea posible realizar una búsqueda de aquellos parámetros que más repercusión poseen sobre el rendimiento global del mismo. Por lo tanto, una vez conseguido el código, varios casos dependientes de distintos parámetros, serán analizados y comparados para su posterior optimización.



Todo este análisis se desarrolla bajo un marco general previo cuyo propósito es entender que hace a estas centrales interesantes para ser objeto de estudio. En él se explica el panorama energético actual así como los motivos por los cuales han cobrado importancia las centrales de ciclo combinado en los últimos años.

1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

La liberación del mercado eléctrico unida al creciente compromiso con el medio ambiente, ha impulsado el desarrollo de nuevas técnicas de generación que impliquen menores costes de inversión y que, al mismo tiempo, ayuden a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Actualmente, la necesidad de reducir la contaminación ha hecho que en España se haga una apuesta fuerte por la implantación de las energías renovables como principal fuente de suministro. Estas son una fuente de energía limpia pero no suficiente para suplir la creciente demanda energética.

El almacenamiento de energía en grandes cantidades actualmente no es posible, por esta razón, el sistema eléctrico es un sistema dinámico. Un sistema en el que es necesario producir un equilibrio constante entre la producción y la demanda. Por ello, debido a la variabilidad de las energías renovables, es necesario disponer de otra forma de producción de energía que garantice poder satisfacer en todo momento la creciente demanda.

La tecnología de generación eléctrica con ciclos combinados es una de las más eficientes, con menor impacto ambiental y mayor capacidad de respuesta. Este tipo de centrales son muy rápidas en cuanto a encendido se refiere frente a las demás tecnologías convencionales (carbón o nuclear), con lo que se suelen utilizar para cubrir demanda o faltas de potencia. Por ello son la mejor opción para suplir a las centrales de producción renovables, mediante las cuales no siempre se puede disponer de toda la potencia requerida. Gracias a sus características parece ser la mejor alternativa para conseguir satisfacer la demanda con el menor impacto medioambiental posible.

1.2 Motivación

Las centrales de ciclo combinado son un agente principal dentro del panorama energético actual. Parece que el futuro de los ciclos combinados es cada día más prometedor y lo será así hasta que no surja una tecnología capaz de competir con sus indudables ventajas. La rapidez de construcción y sus bajos costes de instalación y de explotación y sus bajos niveles de contaminación, hace que sea la tecnología que más crece en el mundo.



Las centrales de ciclo combinado son fundamentales en el mix energético por su flexibilidad. La construcción de una central térmica de ciclo combinado persigue el abastecimiento de energía a la sociedad, garantizando el desarrollo económico.

Es una tecnología que ha permitido ir sustituyendo, junto a las energías renovables, a las centrales tradicionales con la consiguiente reducción de emisiones.

Por todo ello resulta de gran interés el estudio detallado de estas centrales y las posibilidades de mejora, realizando un código con el que poder observar los distintos parámetros de diseño y ver cómo afectan en la eficiencia del ciclo.

1.3 Objetivos

Este trabajo de fin de grado persigue los siguientes objetivos:

1. Conocer y entender el funcionamiento de las plantas de ciclo combinado, así como los distintos elementos que forman parte de estas instalaciones.
2. Desarrollar un código que represente el funcionamiento de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión con recalentamiento.
3. Buscar los parámetros que más influencia tengan en el rendimiento de la central.
4. Encontrar, observar y estudiar de que manera influyen dichos parámetros en el rendimiento global del ciclo combinado.

2. ESTADO DEL ARTE

El crecimiento y desarrollo de la sociedad está necesariamente ligado al desarrollo energético. La sociedad actualmente sufre un desarrollo continuo por lo que es necesario encontrar alternativas suficientemente eficaces para satisfacer toda la demanda energética de un País.

A lo largo de historia el ser humano ha buscado fuentes de energía para su provecho. Desde la Prehistoria, cuando se descubrió el fuego utilizándolo para obtener calor, alumbrarse o cocinar los alimentos; pasando por la Edad Media donde se introdujeron los primeros molinos de viento para moler cereales; hasta llegar a la Edad contemporánea, en la que se ha llegado a obtener energía de la fisión de átomos.

Hasta finales del siglo XVII, cuando comenzó la Revolución industrial, las principales formas de energía se basaban en la propia fuerza del hombre o los animales; el calor obtenido de quemar madera o las pequeñas máquinas ya inventadas con las que aprovechar la fuerza del viento o del agua. La gran revolución llegó con la máquina de vapor, desde entonces el gran desarrollo en la industria y la tecnología ha cambiado drásticamente las fuentes de energía que mueven la sociedad actual.



2.1 Historia de la energía eléctrica en España

Los primeros pasos de la industria eléctrica en España datan del año 1875 con la construcción de la primera central eléctrica en Barcelona. La producción eléctrica de esta primera central se destinó a la iluminación de establecimientos. En el año 1901 en España ya existían 861 centrales con una potencia de 128CV. [1]

Gracias a los avances tecnológicos se desarrollaron las primeras centrales hidroeléctricas a mediados del siglo XX. La generación con carbón tuvo lugar a partir de 1946 con la construcción de la central térmica de Compostilla I en León, cuyo objetivo era “Suministrar electricidad en verano y otoño, cuando no se dispone de agua”[2]

En los años 60 España entra en el sistema económico internacional, lo que dio paso al uso de petróleo en la industria energética. A principios de los años setenta se inició la crisis en el precio del petróleo por la cual se comienza a tomar medidas de mejora y diversificación de las fuentes de energía de generación de electricidad. En concreto, España optó por la energía nuclear. A finales del siglo XX comenzaron a surgir las primeras formas de energía obtenidas a partir de la cogeneración. El siglo XXI está marcado por la introducción de los ciclos combinados, tecnología que consigue incrementar el rendimiento de las centrales térmicas convencionales, de un 38%, hasta un 60%. [3]

2.2 Evolución de los ciclos combinados

Una central térmica de ciclo combinado consiste en la generación de electricidad a partir de dos ciclos termodinámicos: El correspondiente a una turbina de gas (Ciclo Bryton) y el convencional agua/turbina de vapor (Ciclo Rankine). Es un sistema en el cual el calor residual de la turbina de gas, correspondiente al primer ciclo, se aprovecha en una caldera para calentar el agua de un segundo ciclo, el de vapor, y así poder aprovechar un mismo combustible para dos procesos de generación eléctrica.

Los ciclos combinados no incorporan ninguna nueva tecnología, pertenecen a lo que denominamos cogeneración. La cogeneración consiste en la producción de electricidad y calor en un único proceso. Los ciclos combinados emplean dos tipos de turbinas, una de gas y otra de vapor. En este sistema, representado en la *Figura 2.1*, los gases resultantes de la turbina de gas se emplean para mover un alternador y para producir vapor a alta presión mediante una caldera de recuperación HRGS (Heat Recovery Steam Generator), para posteriormente alimentar una turbina de vapor y producir por segunda vez energía eléctrica. Cada alternador va acoplado a su turbina correspondiente para generar electricidad como en una central termoeléctrica clásica. A medida que se han ido desarrollando las turbinas de gas, con temperaturas de trabajo más elevadas, se ha aumentado consecuentemente la energía disponible en los gases de escape, justificando por tanto, su aprovechamiento.

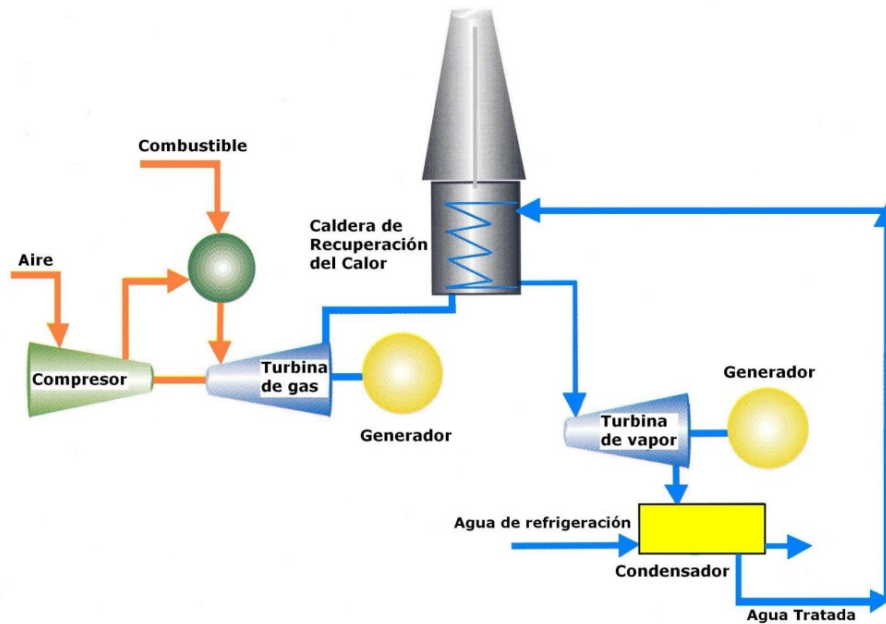


Figura 2.1. Configuración básica de un Ciclo Combinado

Las primeras aplicaciones de los ciclos combinados datan de los años mil novecientos sesenta. Si bien su utilidad era entonces muy reducida debido a que los rendimientos de las TG estaban por debajo de 0.25 y en consecuencia, el rendimiento del ciclo combinado no alcanzaba el valor de 0.4 que ya se había conseguido con las instalaciones basadas en ciclo Rankine.

La primera central de ciclo combinado inaugurada en España fue la de San Roque, Cádiz. A partir de su puesta en funcionamiento la generación eléctrica a partir de centrales térmicas de ciclo combinado ha ido creciendo. El fuerte desarrollo llevado a cabo en España en la instalación de nueva potencia eléctrica con Ciclos combinados ha permitido al Sistema Eléctrico atender al elevado crecimiento de la demanda de los últimos años.[4]

Durante los primeros de años de puesta en marcha de esta nueva forma de producción de electricidad las centrales de ciclo combinado funcionaban a plena potencia una media del 59% de las horas, valor razonable para el que fueron construidas y diseñadas, llegando así a dar rendimientos en torno al 55%. La realidad actual es muy distinta, las centrales de ciclo combinado han bajado a un 25% sus horas de utilización equivalente a plena carga. Con la entrada masiva de las fuentes de energía renovables en el sistema eléctrico español, cuya previsión de la cantidad de energía que podrán suministrar a la red es de gran dificultad por su volatilidad, hacen que las centrales térmicas de ciclo combinado jueguen un papel imprescindible como respaldo de las mismas para garantizar en todo momento el suministro eléctrico necesario. Esto quiere decir que la producción anual de estas centrales no será muy elevada, pero su capacidad de generación de electricidad debe estar disponible en momentos de pico

en la demanda, momentos de estabilidad atmosférica con poco viento o de baja radiación solar, etc. [5]

A pesar de ser la fuente de energía con mayor capacidad de respuesta para suplir estas inestabilidades, en sus principios no fueron diseñadas para tal fin. Existe un gran problema respecto a los materiales y el estrés térmico al que están sometidos los mismos debido a estas variaciones de carga, que de forma directa influyen en las temperaturas de los componentes y al mayor desgaste de los mismos debido a tensiones y dilataciones que se producen. El principal efecto que tiene el estrés térmico en los componentes es la aparición de grietas debido a cambios muy continuados de temperaturas o fallos estructurales.[6]

El papel de las centrales de ciclo combinado en España es totalmente distinto para el que fueron diseñadas, sin embargo, por sus características de flexibilidad son instalaciones capaces de dar una respuesta rápida y eficaz ante la inestabilidad de otras fuentes de energía.

Dado que la energía no se puede almacenar, si a lo largo del día se producen variaciones en la demanda, con mayor consumo en horas punta, es necesario disponer de más potencia a unas horas determinadas. En la siguiente *Figura, 2.2*, se puede observar las variaciones horarias en la curva de demanda diaria del día 21-04-2012 como ejemplo.

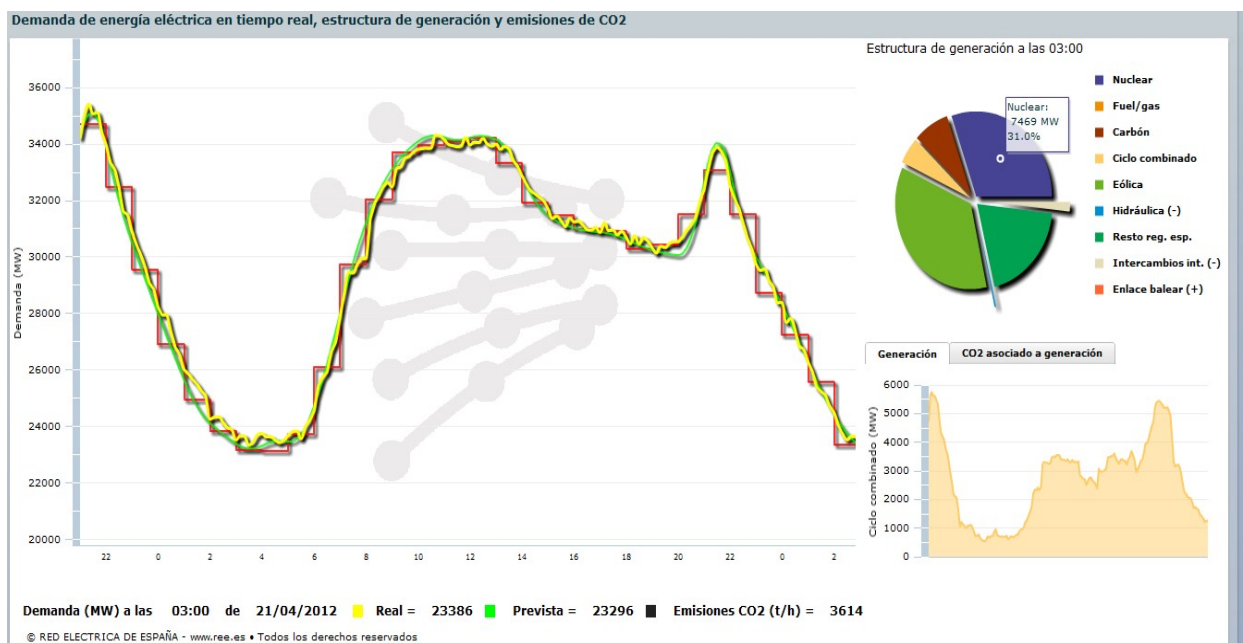


Figura 2.2. Variaciones horarias en curva de demanda



2.3 Ventajas e Inconvenientes del Ciclo Combinado

Entre las ventajas más notorias de las centrales de ciclo combinado, cabe mencionar su elevado rendimiento (entre 50 y 60% trabajando a plena carga), con un menor consumo de energía primaria, se logra una mayor producción de energía eléctrica. Si bien es éste uno de los principales factores que explican el interés de las compañías por estas centrales, es posible citar otros. En particular el reducido coste de instalación de estas centrales, muy inferior al de otras centrales como pueden ser las nucleares o de las centrales de energía renovable. Por otra parte, el abaratamiento de los costes está estrechamente ligado con los cortos períodos de duración de las obras, calculados en la actualidad en torno a los dos años.

Un tercer factor es la producción de contaminantes atmosféricos, siendo el gas natural un combustible más limpio que el carbón o el petróleo, usados en las centrales convencionales. Sus emisiones de gases residuales son más reducidas, sobretodo en cuanto al CO₂ se refiere, produciéndose menos de la mitad de las emisiones de una central de carbón. Cabe mencionar también que estas centrales requieren, para la condensación del vapor, un tercio del agua de refrigeración necesaria en las centrales térmicas convencionales.

Otra de las ventajas principales de estas centrales son sus reducidos tiempos de arranque (desde estado frío a plena carga) que llegan a ser siete veces menores que los de las centrales de carbón. Además al poseer dos ciclos, este tipo de centrales puede operar con un rango de potencia mucho más variable. Presenta la posibilidad de realizar varias paradas y arranques diarios, hecho imposible en las centrales térmicas convencionales.

Una ventaja más es su flexibilidad en el empleo de combustibles, ya que se pueden utilizar prácticamente todos los combustibles líquidos y gaseosos, destacando el uso de gas natural y diesel.

Los principales inconvenientes de estas centrales están relacionados al impacto medioambiental. El uso de combustibles fósiles genera emisiones de gases de efecto invernadero y de lluvia ácida a la atmósfera, junto a partículas volantes que pueden contener metales pesados. Sus emisiones térmicas y de vapor pueden alterar el microclima local, por lo que tienen un impacto urbanístico importante, ya que nadie quiere vivir cerca de estas centrales.

Otro problema añadido es el de su principal combustible, el gas natural que se importa principalmente desde Norte de África, ya que en España las existencias son reducidas. Por ello, se crea una dependencia directa de otros países y de los vaivenes de los precios del mercado internacional, similares a los del petróleo.



La utilización creciente de gas también implica la construcción de nuevas infraestructuras (gaseoductos, depósitos, etc.) con los impactos medioambientales y los problemas de seguridad consiguientes.

2.4 Combustibles

- Gas Natural

Las centrales de ciclo combinado suelen utilizar gas natural como combustible, es el combustible fósil con menor impacto ambiental de todos los utilizados.

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos gaseosos ligeros que se extrae, bien sea de yacimientos independientes o junto a yacimientos petrolíferos o de carbón. Algunas dificultades técnicas y económicas han limitado el desarrollo del consumo del gas natural. Los costes necesarios para transportarlo con elevados y requieren la construcción de gaseoductos o la licuación previa para ser trasladado en barcos especializados y su posterior regasificación al llegar a su destino.

- *VENTAJAS*

- El gas Natural no contiene azufre por lo que la producción de óxidos de azufre, causantes de la lluvia ácida, es casi inexistente. La tecnología de combustión desarrollada permite reducir la temperatura de llama por lo que la generación de óxidos de nitrógeno, que se producen a altas temperaturas, es menor en relación a otros combustibles.
- Debido a su composición molecular, un átomo de carbono por cuatro de hidrógeno, los óxidos de carbono producidos por la combustión del gas natural es hasta un 50% de los producidos por otros combustibles.
- La combustión del gas natural es limpia. Sus llamas no producen humo ni cenizas cuando las instalaciones se encuentren en un adecuado estado de mantenimiento.
- El gas natural es menos pesado que el aire, por lo que cualquier cantidad de gas que se emita a la atmósfera se dispersará rápidamente y no contaminará.

El gas natural es el combustible de origen fósil más limpio, por lo que contribuye en la lucha contra la contaminación atmosférica. Por ello es una alternativa energética importante en este siglo XXI que destaca por su creciente participación en los mercados mundiales de la energía.

- *TRANSPORTE Y DISTRIBUCIÓN*

A pesar de todas las ventajas mencionadas el uso de gas natural tiene una importante desventaja, su transporte. La propia naturaleza física del gas excluye la posibilidad de



UN transporte convencional, bajo condiciones normales de presión y temperatura; ya que para un mismo volumen el poder calorífico del gas es muy inferior al del petróleo.

Por estas razones para el transporte de este combustible es necesaria la construcción de gaseoductos, los cuales suponen, desde el punto de vista económico, un gran gasto. Los gaseoductos están constituidos por cañerías que unen los yacimientos con los centros de consumo.

- EVOLUCIÓN Y RESERVAS

El gas natural fue conocido en Europa tras su descubrimiento en Inglaterra en 1659. Estados Unidos comenzó su utilización en la década de 1820 a través de pozos poco profundos y distribuyéndolo a los consumidores por cañerías de poco diámetro principalmente para usos en la cocina e iluminación.

A lo largo del siglo 19, el uso del gas natural permaneció estancado, ya que no se disponían de técnicas suficientes para transportar grandes cantidades del mismo a largas distancias. Estas son las razones por las que el gas natural se quedó a un lado en el desarrollo de la industria energética desplazado por el carbón y el petróleo.

No fue hasta finales de la segunda década del siglo 20 cuando el avance en la tecnología del transporte hizo posible la introducción del gas natural en la industria energética. El primer país que comercializó el gas natural fue Estados Unidos (En 1945 el gas natural representaba el 13% el consumo energético total nacional), seguido por Canadá. La antigua Unión Soviética, concentró sus esfuerzos energéticos en los combustibles sólidos y las centrales eléctricas, no fue hasta después de la segunda guerra mundial cuando comenzó la explotación intensiva y la expansión del gas natural. En la actualidad, dispone de las mayores reservas mundiales conocidas de gas natural, aunque sus yacimientos se encuentran muy lejos de los centros de consumo.[7]

La búsqueda de gas natural se inicia con perforaciones en zonas donde haya indicios de existencia del mismo, una vez que un yacimiento de gas natural es encontrado el siguiente paso es analizarlo para comprobar la cantidad y la cantidad encontrada. Una vez hechos estos análisis, el gas natural de ese yacimiento pasa a ser una “reserva probada” de gas natural.

Las reservas mundiales de gas natural se encuentran ubicadas principalmente en la antigua Unión Soviética, como ha sido citado anteriormente y en el Medio Oriente. En la figura que se puede observar a continuación se presenta la distribución por zonas de estas reservas. [8]

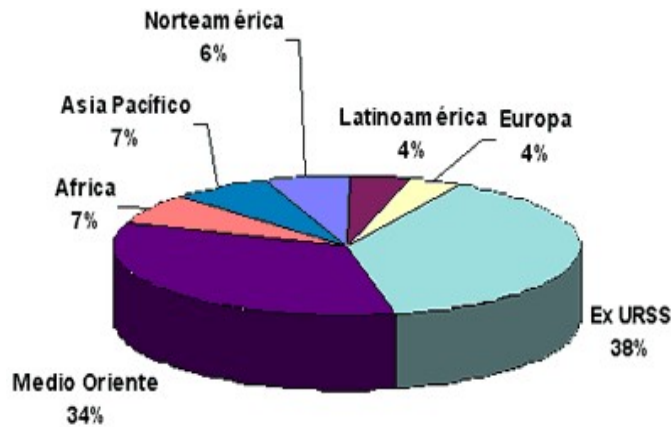


Figura 2.3. Reservas de gas natural

En Europa Occidental el consumo de gas natural no comenzó a generalizarse hasta la década de 1960. El Reino Unido y Holanda constituyen los principales productores de la Europa Occidental, gracias a las extracciones del Mar del Norte.

La progresión de la demanda de gas natural ha sido espectacular y contribuye una de las grandes novedades del panorama energético internacional de los últimos tiempos. No cabe duda de que en ello ha influido la existencia de una cierta estabilidad en los precios, mucho mayor a la del petróleo.

En la actualidad, el consumo de gas natural presenta en el mundo un área de extensión considerable. Tanto los países industrializados como los países de Tercer Mundo, con reservas importantes de gas natural en su subsuelo, han recurrido a él para reducir la dependencia de otras fuentes de energía más problemáticas, principalmente el petróleo.

Por otra parte, las reservas de gas natural, además de ser abundantes, respecto a su proporción media, presentan una distribución geográfica que posibilita a los gobiernos diversificar las importaciones mucho más que en el caso del petróleo.

La mayor parte del gas natural es transportado directamente a través de los gaseoductos pero otra parte importante es transportada en forma de gas natural licuado. El gas se convierte en líquido disminuyendo su temperatura a -160°C y a presión atmosférica. Al licuarse el volumen original del gas se contrae hasta unas 600 veces, lo que permite disponer de una gran cantidad de energía en un menor volumen.

Tras ser licuado se carga en grandes barcos, denominados buques metaneros. Una vez que el buque llega a su destino es necesario pasar a la regasificación. Para que el gas natural vuelva a su estado gaseoso se bombea desde los tanques de almacenamiento y es calentado en vaporizadores hasta las condiciones de presión y temperatura convenientes. Posteriormente, el gas se distribuye a los consumidores mediante un gaseoducto convencional.



En lo referente al consumo de gas natural, el número de centrales térmicas de ciclo combinado ha aumentado en gran medida hasta llegar a las 67 que hay en marcha hoy en día.

- Otras posibilidades

Es necesario que, aunque, el gas natural es el combustible más utilizado en las centrales de ciclo combinado, también hay otras posibilidades que considerar. La gasificación del carbón y de otros combustibles sólidos y líquidos ha sido desarrollada en los últimos años como una alternativa para la generación eficiente y limpia de electricidad en sistemas de cogeneración. Esto ha contribuido a la disminución de emisiones contaminantes; disminución que se ha convertido en el principal objetivo en el siglo XXI de las políticas energéticas de la mayoría de los países desarrollados.

2.5 Impacto medioambiental de las centrales de ciclo combinado

Una de las principales razones que ha impulsado la implantación de las centrales de ciclo combinado es la gran preocupación por los problemas de contaminación ambiental, como se ha expuesto anteriormente.

Cabe destacar una de las políticas tomadas por la UE para reducir este gran problema, el llamado objetivo “20-20-20”: “El objetivo del 20-20-20 para 2020 es llevar a Europa hacia el camino del futuro sostenible, con una economía que genere pocas emisiones de carbono y consuma menos energía” [9]. Los compromisos de la Unión Europea para lograr este objetivo son:

- Reducir las emisiones de óxidos de carbono y nitrógeno, causantes del efecto invernadero, en un 20%.
- Ahorrar el 20% del consumo de energía mediante una mayor eficiencia energética, además, en cada país el 10% de las necesidades del transporte deberán cubrirse mediante biocombustibles.
- Promover las energías renovables hasta un 20%.

Las centrales de ciclo combinado suponen un gran avance en relación a las emisiones producidas. Para producir la misma cantidad de energía que una central térmica convencional, necesitan quemar menos cantidad de combustible, por tanto se reduce la contaminación. Con las centrales de ciclo combinado se consigue que las emisiones de CO₂ en relación a los kWh producidos, sean menos de la mitad de las emisiones de una central convencional.

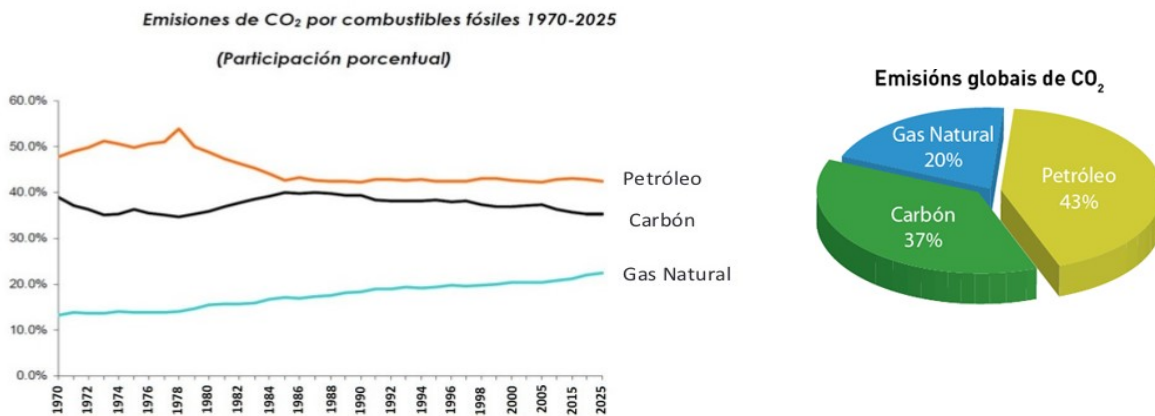


Figura 2.4 Emisiones de CO₂

Deben considerarse también las emisiones de óxidos de Nitrógeno (NOx). Esta sustancia se produce por reacción directa del Nitrógeno y el Oxígeno del aire a altas temperaturas. Es el principal componente de lo llamado, lluvia ácida. La emisión de estos óxidos en las centrales de ciclo combinado es sustancialmente menor que en las centrales de carbón; además, existen métodos que permiten controlar estas emisiones, como es la inyección de vapor en la cámara de combustión de la turbina de gas, método que permite que la temperatura de llama sea menor y así reducir la aparición de NOx.

Es importante mencionar que a pesar de ser una tecnología que reduce en gran medida las emisiones de CO₂ son inevitables las pequeñas fugas de metano producidas por el uso de gas natural como combustible. Aunque no son emisiones en grandes cantidades hay que prestarles gran atención ya que el metano contribuye de manera importante en el calentamiento global. Sin embargo, a estas centrales se les atribuye menos del 10% de las emisiones de CH₄, el resto son producidas por la ganadería, agricultura, vertederos, etc.

Además son cifras que van reduciéndose por las distintas medidas tomadas como puede ser la reparación de tuberías antiguas, recuperación de venteos de gas, etc.

Por último destacar los problemas relacionados con la necesidad de refrigeración de estas centrales. Las centrales de ciclo combinado necesitan ser refrigeradas, ya que la combustión genera más energía térmica que la que la central es capaz de convertir en energía eléctrica. Las técnicas utilizadas son básicamente dos: circuito abierto y circuito cerrado.[10]

- **CIRCUITO ABIERTO:** Consiste en la captación directa del agua de un río, lago o mar, hacerla pasar por un condensador donde intercambia calor con el vapor que sale de la turbina, pasando este vapor a agua líquida y así



volverla a recircular por la central. Esta agua utilizada para la refrigeración es otra vez devuelta al medio ambiente tras haber sufrido el salto térmico. Además de ser esta la técnica más sencilla y barata es la que consigue menos temperatura en el condensador.

En España no existe caudal suficiente en las cuencas medias o altas para utilizar este sistema, por lo que está limitado a las plantas costeras donde es necesario observar el impacto sobre los ecosistemas, ya que podrán verse afectados por la polución térmica. Con la finalidad de no dañar los ecosistemas se busca respetar ciertos límites, como son que el salto de temperatura no supere en ningún caso los 30°C, y que la temperatura total del agua no llegue a los 300°C.

- **CIRCUTIO CERRADO**: Sistema basado en torres de refrigeración. Es la técnica más usada en las instalaciones. El agua caliente del condensador se deja circular por la torre mediante un sistema de distribución. En esta entra en contacto con el aire que entra en la misma por diferentes técnicas. El aire seco que entra en la torre, a pesar de no estar mucho más frío que el agua, tiene gran potencial de absorción. Para conseguir absorber el agua esta tiene que estar en forma de vapor y para evaporarla es necesario calor. Este calor necesario para evaporar parte del agua se obtiene enfriando el resto del agua, por lo que aunque de la torre sale mucha menos cantidad de agua de la que entra en la misma, sale más fría. Por este proceso se consigue enfriar el agua mediante enfriamiento evaporativo. Las pérdidas de agua en el circuito, debido a esta evaporación, las fugas que puedan existir y las purgas necesarias, deben reponerse continuamente. El principal problema que presenta este método es que el agua devuelta al ambiente tiene mayor concentración de sales, por lo que es necesario su tratamiento y un control para disminuir sus efectos sobre el medio.

3. DESCRIPCIÓN DE LA TECNOLOGÍA DE UN CICLO COMBINADO

El ciclo combinado opera bajo los principios de dos ciclos termodinámicos: El ciclo Brayton de la turbina de gas y el ciclo Rankine de la turbina de vapor. Por ello para entender perfectamente el funcionamiento de un ciclo combinado es necesario entender por separado los dos ciclos que lo conforman. Combina estos dos ciclos al hacer circular los gases calientes del escape por un recuperador de calor que genera vapor, el cual pasa por la turbina de vapor, donde cambia la energía de presión y temperatura por energía mecánica, para hacer girar un alternador y producir electricidad.

3.1 Ciclos de Potencia

Un ciclo de potencia es un conjunto de procesos termodinámicos que sufre un fluido de trabajo, el cual es capaz de convertir en trabajo el calor que extrae de un foco a alta temperatura.

Los ciclos a tratar se basan en el ciclo de Carnot directo, como el mostrado en la *Figura 3.1*. El ciclo de Carnot se produce en equipos o máquinas cuando trabajan absorbiendo una cantidad de calor Q_1 de una fuente de mayor temperatura y cediendo calor Q_2 a la de menor temperatura produciendo un trabajo sobre el exterior. El ciclo de Carnot sigue las siguientes características. [11]

1. No puede existir una máquina térmica que funcionando entre dos fuentes térmicas dadas tenga mayor rendimiento que una de Carnot funcionando entre esas mismas fuentes térmicas.
2. Dos máquinas reversibles operando entre las mismas fuentes térmicas tienen el mismo rendimiento.
3. El valor real del ciclo de Carnot reside en que es el estándar respecto al que podemos comparar reales e ideales.

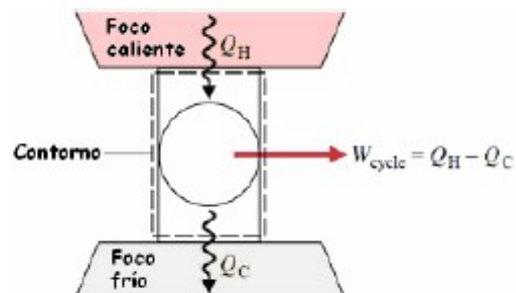


Figura 3.1 Esquema del Ciclo de Carnot

Q_H es el calor proveniente del foco caliente y entregado al sistema y Q_C es el calor cedido por el sistema al exterior, el foco frío. Por lo tanto, la eficiencia de este sistema será el trabajo neto conseguido por el sistema con respecto al calor extraído del foco caliente.

$$W_{cycle} + Q_C = Q_H$$

$$\eta = \frac{W_{cycle}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H}$$

La eficiencia máxima sería aquella que igualase los calores intercambiados con las temperaturas a las que se encuentran los focos térmicos. No obstante, esto en la



realidad no se puede conseguir, razón por la cual el rendimiento de estos ciclos siempre será menor del 100%.

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_C}{T_H}$$

En función del tipo de fluido de trabajo empleado se pueden distinguir dos tipos:

- Ciclo de vapor o Rankine
- Ciclo Brayton

3.2 Ciclo Brayton

El ciclo Brayton es un ciclo de potencia cuyo objetivo es convertir la energía liberada al quemar un combustible en trabajo útil, es decir convertir energía en forma de calor en trabajo.

Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones o barcos y la generación de energía eléctrica. Presenta grandes ventajas entre sus principales están su buena relación potencia/peso, su bajo coste y su rápida puesta en servicio. Las centrales eléctricas de turbina de gas son empleadas por la industria en generación eléctrica en emergencias y durante períodos de picos debido a esas características.

- FUNCIONAMIENTO

Las turbinas de gas usualmente operan en ciclo abierto tal y como muestra la *Figura 3.2*. El aire frío y a presión atmosférica entra por la boca del compresor, en este el aire es comprimido, aumentando tanto su presión como su temperatura. El aire comprimido es dirigido hacia la cámara de combustión en la cual se quema la mezcla aire más combustible a presión constante. Los gases a alta temperatura pasan por la turbina de gas, donde se expanden hasta la presión atmosférica, de tal forma que producen potencia. La turbina esta acoplada a un alternador, donde se produce la electricidad. Por último los gases enfriados salen al exterior (no se recirculan), lo que provoca que el ciclo se denomine, ciclo abierto.

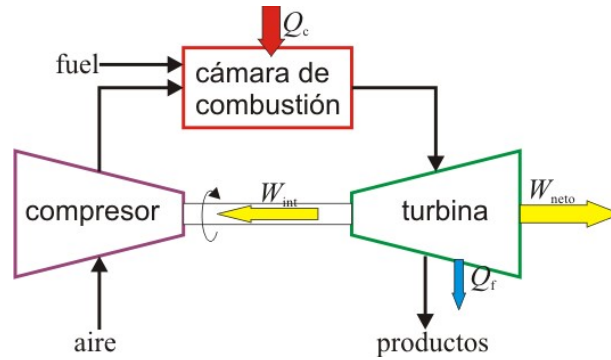


Figura 3.2. Ciclo Bryton en configuración de ciclo abierto

Los ciclos Brayton también pueden funcionar como ciclo cerrado, tal y como muestra la Figura 3.3. En estos diseños el fluido de trabajo no se centra en el aire sino que es posible utilizar gases con mejores características. La principal diferencia entre ambos ciclos se basa en que los gases que salen de la turbina en vez de ser expulsados al ambiente son recirculados hasta el compresor a través de un intercambiador de calor que los enfría hasta las condiciones de entrada.

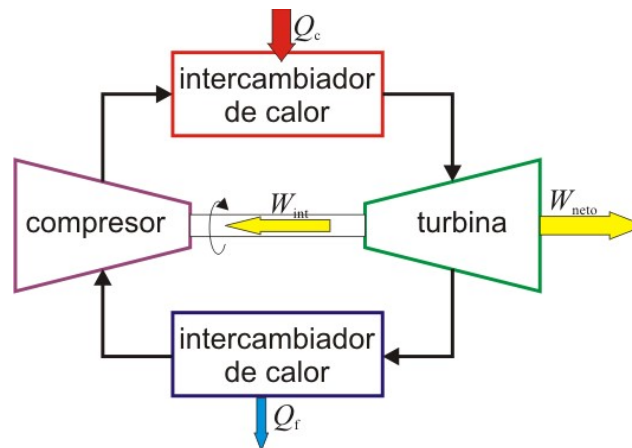


Figura 3.3. Ciclo Bryton en configuración de ciclo cerrado

En este modelo de ciclo los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el sistema de combustión se sustituye por un intercambiador de calor donde existe un proceso de adición de calor a presión constante de una fuente externa.

El ciclo Brayton consta de 4 procesos, atendiendo a la Figura 3.4, ciclo Brayton ideal, estos procesos son:

- 1-2: Compresión isentrópica (en un compresor)
- 2-3: Aportación de calor a presión constante
- 3-4: Expansión isentrópica (en una turbina)
- 4-1: Cesión de calor a presión constante

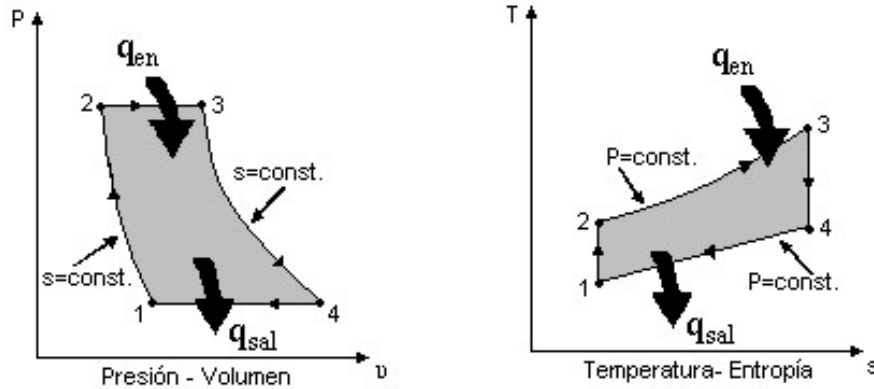


Figura 3.4 Diagramas p-v y T-s correspondientes a ciclo Bryton ideal

En los diagramas anteriores, el área encerrada entre las curvas representa el trabajo neto del ciclo, lo cual es equivalente a la transferencia de calor neta producida en ese ciclo.

- ANÁLISIS ENERGÉTICO

Aplicando un balance de masa junto el primer principio de la termodinámica a cada elemento que compone el ciclo se podrá llegar a la expresión detallada de la eficiencia del ciclo.

Balace de masa: $\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{entrada} \dot{m} - \sum_{salida} \dot{m}$

- Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_{entrada} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_{salida} \dot{m} \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right)$$

- Segundo principio de la termodinámica:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum_{entrada} \dot{m} \cdot s - \sum_{salida} \dot{m} \cdot s + \dot{\sigma}_{vc}$$

El subíndice vc hace referencia al volumen de control a analizar, h es la entalpía correspondiente, s la entropía, v es la velocidad, z es la cota tomada y σ es la irreversibilidad.

Si se considera que se trabaja bajo la hipótesis de régimen estacionario y que los términos de la energía cinética y potencial son despreciables frente a la entalpía, las anteriores ecuaciones quedan simplificadas de la siguiente manera:

$$\sum_{entrada} \dot{m} = \sum_{salida} \dot{m}$$



$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m} \cdot (h_e - h_s)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \sum \dot{m} \cdot (s_e - s_s) + \dot{\sigma}_{vc}$$

Pasamos a analizar estos balances de masa y energía a cada componente del ciclo Brayton, para llegar a la expresión final de su rendimiento., Estos componentes son: compresor, turbina de gas y cámara de combustión

Compresor:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_C - \dot{W}_C + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_C = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_{VC} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)}$$

Cámara de combustión:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{cc} + \dot{m} \cdot (h_2 - h_3)$$

$$\dot{W}_{cc} = 0 \rightarrow \boxed{\dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}$$

Turbina de gas:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$$

$$0 = \dot{Q}_t - \dot{W}_t + \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$\dot{Q}_t = 0 \rightarrow \boxed{\dot{W}_t = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)}$$

Por lo tanto el rendimiento del ciclo queda:

$$\eta_{bryton} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_t + \dot{W}_c}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)}$$

Siendo el trabajo del compresor negativo, según el criterio de signos:

- Trabajo introducido en el sistema → negativo



- Trabajo extraído del sistema → positivo
- Calor introducido en el sistema → positivo
- Calor extraído del sistema → negativo

Al ser el fluido de trabajo de este ciclo aire, el cual se puede considerar como un gas ideal caloríficamente perfecto, es posible poner esta expresión dependiendo solo de las temperaturas. Considerando que los calores específicos a volumen y presión constante son invariables, entonces el rendimiento quedaría:

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

Al estar considerando los procesos de compresión y expansión, para el análisis del ciclo ideal, como isentrópicos se podría simplificar aun más esta expresión. Teniendo en cuenta la siguiente relación que existe para los gases ideales caloríficamente perfectos cuando tienen lugar procesos isentrópicos entre las temperaturas y la relación de compresión:

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

Siendo $\frac{P_2}{P_1}$ la relación de compresión.

La expresión del rendimiento del ciclo Brayton ideal quedaría:

$$\eta_{brayton\ ideal} = 1 - \frac{1}{r_{com}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Tras haber analizado el ciclo Brayton ideal podemos pasar a explicar los ciclos que existen en la realidad, ciclos Brayton reales. Debido a las irreversibilidades que presentan los ciclos reales, los procesos de suministro de calor no son completamente isobáricos y los de expansión y compresión tampoco son a entropía constante, como se puede apreciar en el diagrama T-s que se muestra a continuación:

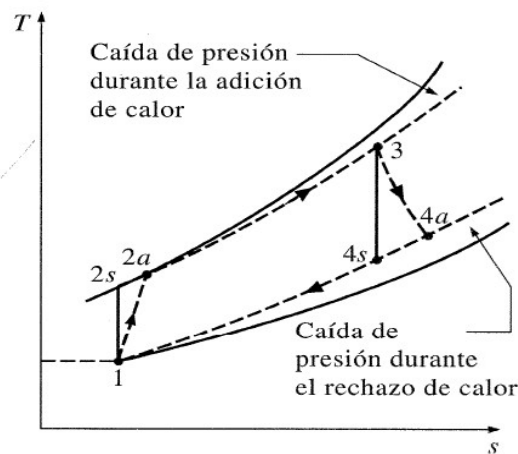


Figura 3.5 Diagrama T-s correspondiente a Ciclo Brayton real

Estas desviaciones se miden a través de las eficiencias del compresor y la turbina:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4i}}$$

- Mejoras en Ciclo Brayton

- *REGENERATIVO*

En un ciclo Brayton, la temperatura de salida de la turbina es mayor que la temperatura de salida del compresor, por lo que es posible colocar un intercambiador entre estos puntos. Este intercambiador es conocido como regenerador. De esta manera se consigue aumentar la temperatura de entrada del aire a la cámara de combustión, significando esto un ahorro de energético significativo. La regeneración solo conviene a relaciones de presiones bajas, ya que cuando la relación de presión es alta, los gases no salen suficientemente calientes de la turbina, producto de una expansión excesiva.

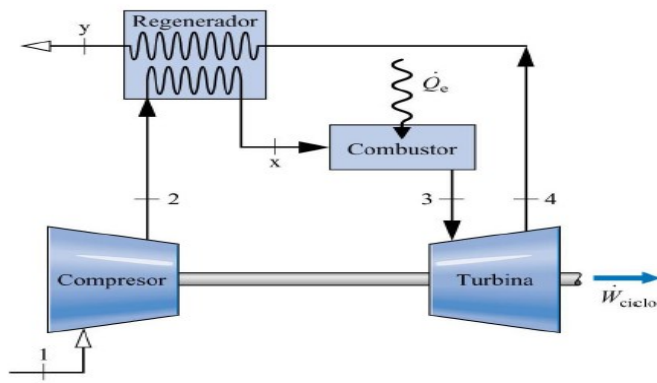


Figura 3.6. Esquema Ciclo Brayton regenerativo

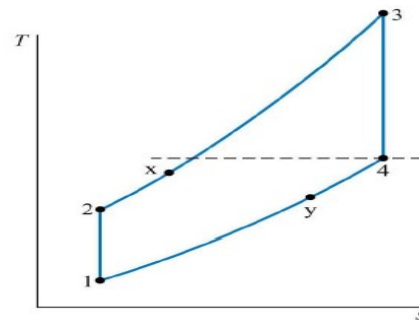


Figura 3.7. Diagrama T-s Ciclo Brayton regenerativo

$$\eta_{brayton,reg} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_x)}$$

- CON INTERENFRIAMIENTO

El interenfriamiento consiste en emplear la compresión en varias etapas, enfriando el fluido de trabajo entre etapas. Con esto se consigue que la cantidad de trabajo requerido por el compresor sea menor. El trabajo del compresor es reducido porque el enfriamiento del fluido de trabajo reduce el volumen específico promedio del fluido y por tanto reduce la cantidad de trabajo en el fluido para alcanzar el aumento de presión requerido.

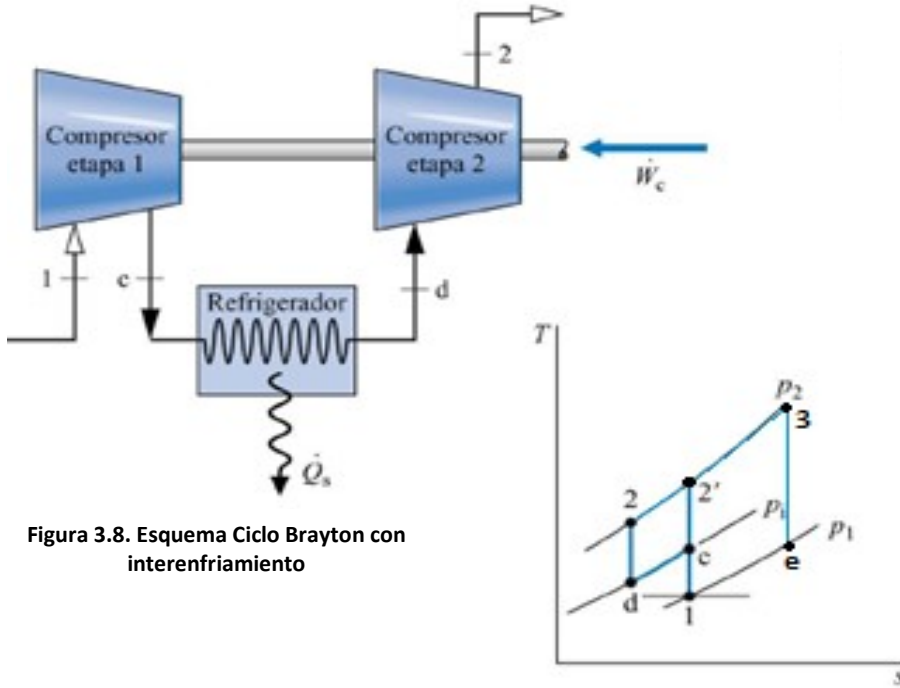


Figura 3.8. Esquema Ciclo Brayton con interenfriamiento

Figura 3.9. Diagrama T-s Ciclo Brayton con interenfriamiento

$$\eta_{bryton,recal} = \frac{(T_3 - T_e) - (T_c - T_1) - (T_2 - T_d)}{(T_3 - T_{2'})}$$

- CON RECALENTAMIENTO

El recalentamiento consiste en utilizar expansión múltiple a través de dos o más turbinas. El recalentamiento entre etapas aumentará el trabajo neto del ciclo.

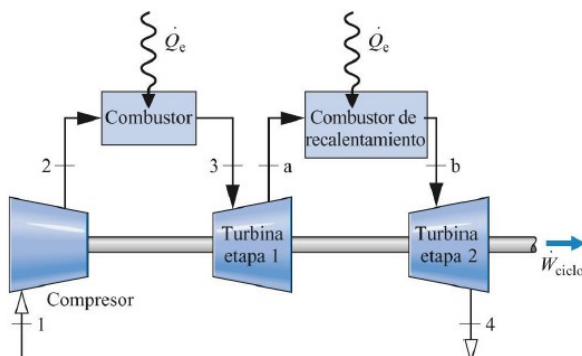


Figura 3.10. Esquema Ciclo Brayton con recalentamiento

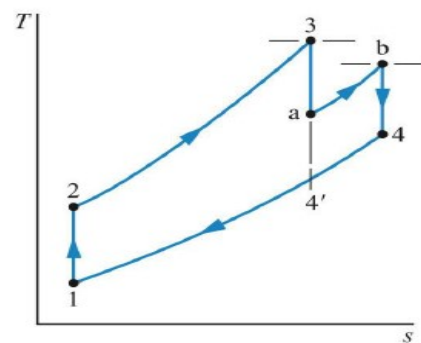


Figura 3.11. Diagrama T-s Ciclo Brayton con recalentamiento

$$\eta_{bryton, recal} = \frac{(T_3 - T_a) + (T_b - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2) + (T_b - T_a)}$$

Todas estas mejoras pueden aplicarse en un mismo ciclo:

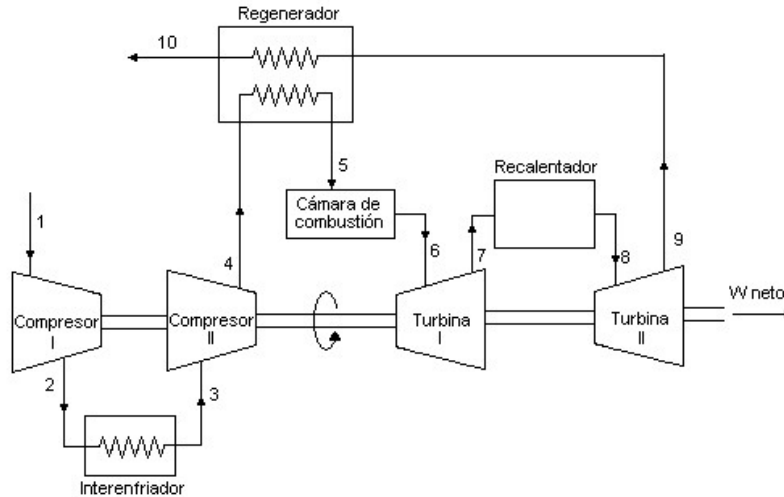


Figura 3.12. Esquema Ciclo Brayton regenerativo, con recalentamiento e interenfriamiento

3.3 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine, es un ciclo de potencia que utiliza agua-vapor como fluido de trabajo. Consiste en calentar agua en una caldera hasta evaporarla y elevar la presión del vapor, el cual se hace incidir en los álabes de una turbina donde pierde presión produciendo energía cinética. Prosigue el ciclo hacia un condensador donde el fluido vuelve a pasar a estado líquido, para posteriormente introducirlo en una bomba que aumentará de nuevo la presión y así volverlo a introducir a la caldera.

La representación en diagrama p-V de ciclos presenta una diferencia con respecto a los ciclos de gas, ya que aparece una campana, llamada de cambio de fase, como se puede observar en la Figura 3.13. A la izquierda corresponde el estado líquido, en el que prácticamente no hay modificaciones de volumen, cuando se aumenta su temperatura o su presión, por eso las líneas isotermas son casi verticales. La derecha corresponde al estado vapor donde el fluido se comporta como un gas, y por ello las isotermas son muy parecidas a las de los gases ideales.

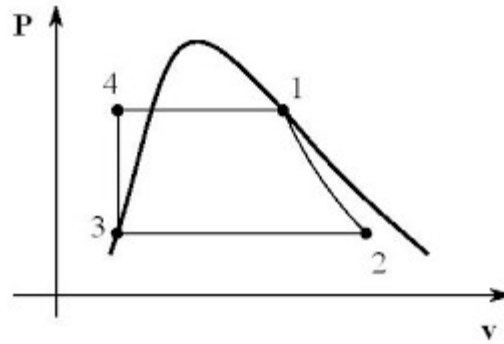


Figura 3.13. Diagrama P-v Ciclo Rankine ideal

Dentro de la campana el fluido se está evaporando, y las isotermas son horizontales. Esto es así porque dada una presión, el calor que se le aporta al fluido no se emplea en elevar la temperatura, sino en su evaporación.

- FUNCIONAMIENTO

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo la conversión de calor en trabajo, constituyendo lo que se denomina un ciclo de potencia. Como cualquier otro ciclo de potencia, su eficiencia está acotada por la eficiencia termodinámica del ideal Ciclo de Carnot.

Utiliza un fluido de trabajo que alternativamente evapora y condensa, típicamente agua (si bien existen otros tipos de sustancias que pueden ser utilizados, como los ciclos Rankine orgánicos). Quemando un combustible, el vapor de agua es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje. El vapor a baja presión que sale de la turbina pasa a un condensador, equipo donde el vapor condensa y cambia al estado líquido (generalmente el calor es evacuado mediante una corriente de refrigeración procedente del mar, de un río o de un lago). Posteriormente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para volver a introducirlo nuevamente en la caldera, cerrando así el ciclo.

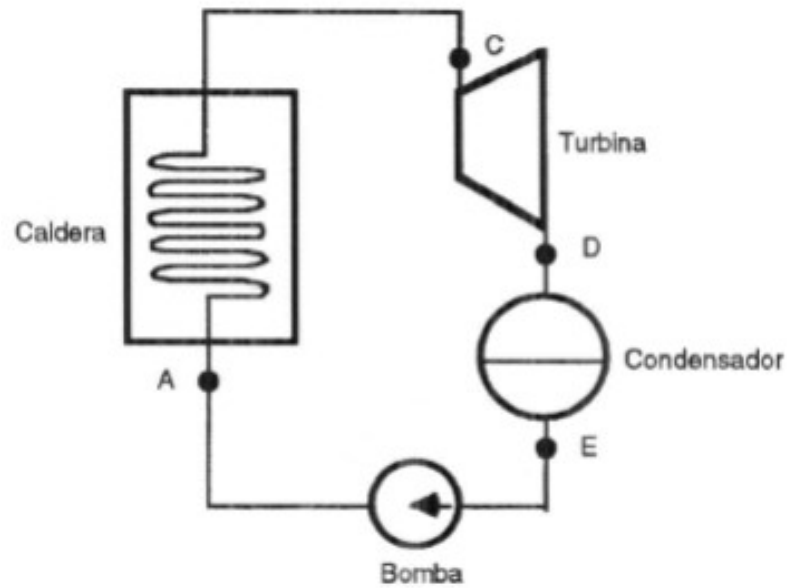


Figura 3.14. Esquema Ciclo Rankine básico

El Ciclo Rankine consta de 4 procesos, como se puede observar en el diagrama T-s de la Figura 3.15.

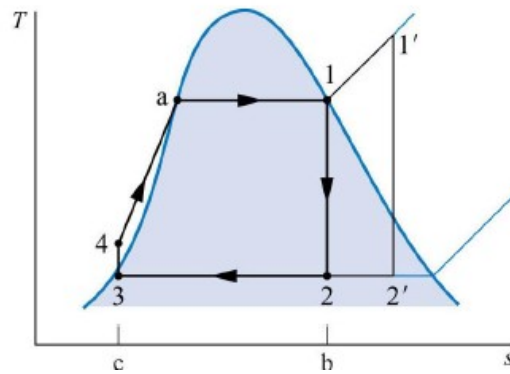


Figura 3.15. Diagrama T-s Ciclo Rankine ideal

- 3-4: Compresión isentrópica
- 3-1: Calentamiento a presión constante
- 1-2: Expansión isentrópica
- 2-3: Enfriamiento a presión constante



- ANÁLISIS ENERGÉTICO

Empleando el balance de masa y el primer y segundo principio de la termodinámica, considerando las mismas hipótesis que para el análisis del ciclo Bryton, será posible analizar cada elemento de este ciclo de potencia y llegar a la expresión de su rendimiento.

Los elementos de los cuales se compone este ciclo son: Bomba, caldera, turbina de vapor y condensador.

Bomba:

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m} \\ 0 &= \dot{Q}_{bomba} - \dot{W}_{bomba} + \dot{m}(h_1 - h_2) \\ \dot{Q}_{bomba} = 0 &\rightarrow \boxed{\dot{W}_{bomba} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2)}\end{aligned}$$

Caldera:

$$\begin{aligned}\dot{m}_2 &= \dot{m}_3 = \dot{m} \\ 0 &= \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{caldera} + \dot{m}(h_2 - h_3) \\ \dot{W}_{caldera} = 0 &\rightarrow \boxed{\dot{Q}_{in} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2)}\end{aligned}$$

Turbina de vapor:

$$\begin{aligned}\dot{m}_3 &= \dot{m}_4 = \dot{m} \\ 0 &= \dot{Q}_{tv} - \dot{W}_{tv} + \dot{m}(h_3 - h_4) \\ \dot{Q}_{tv} = 0 &\rightarrow \boxed{\dot{W}_{tv} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4)}\end{aligned}$$

Condensador:

$$\begin{aligned}\dot{m}_4 &= \dot{m}_1 = \dot{m} \\ 0 &= \dot{Q}_{out} - \dot{W}_{condensador} + \dot{m}(h_4 - h_1) \\ \dot{W}_{condensador} = 0 &\rightarrow \boxed{\dot{Q}_{out} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}\end{aligned}$$



Por lo tanto el rendimiento del ciclo queda:

$$\eta_{rankine} = \frac{\dot{W}_{NETO}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{\dot{W}_{tv} + \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)}$$

Tras haber analizado el ciclo Rankine real se puede pasar a entender los ciclos Rankine que existen en la realidad, ya que en el caso ideal no se han tenido en cuenta las irreversibilidades que tienen lugar y las cuales disminuyen el rendimiento del ciclo. Al igual que para el ciclo Brayton anteriormente analizado, estas irreversibilidades se miden a través de las propias eficiencias de sus componentes.

La irreversibilidad de bombas y turbinas es debido a que las bombas reales requieren de más trabajo que una bomba ideal y las turbinas suministran menos trabajo que el esperado en condiciones ideales. En ambos casos no es posible realizar los procesos de compresión y expansión a entropía constante. Para representar este factor se introducen las eficiencias propias de estos componentes:

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = \frac{h_1 - h_{2i}}{h_1 - h_{2r}}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4i}}$$

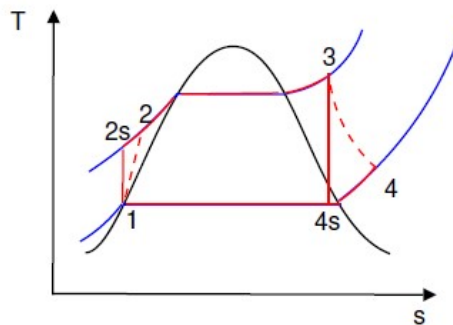


Figura 3.16. Digrama T-s Ciclo Rankine real

- Mejoras en el Ciclo Rankine

Es posible realizar variaciones en el ciclo de Rankine simple explicado más arriba, para así aumentar su eficiencia. Existe un gran interés en encontrar y poner en uso estas variaciones que aumenten el rendimiento del ciclo, puesto que un mínimo aumento de este representa un gran ahorro en combustible. La mayoría de estas modificaciones se centran en aumentar la temperatura a la cual se trasfiere el calor al fluido de trabajo

en la caldera, o disminuir la temperatura a la cual el vapor cede calor en el condensador. Estas variaciones pueden ser:

- **REDUCCIÓN DE PRESIÓN DE CONDENSACIÓN**

Este método se basa en mantener fija la presión en la caldera pero reducir la presión del condensador. Con ello se consigue un incremento de trabajo proporcionado por la turbina. Como se puede observar en la Figura 3.17, el punto $h_{4'}$ es menor que el punto h_4 , más expansión en la turbina se traduce en un aumento de trabajo en la misma. Si es verdad que esta modificación hace necesario que el aporte de calor requerido en la caldera sea mayor, sin embargo el trabajo neto es superior a la mayor necesidad de Q_{in} , por lo que se mejora el rendimiento.

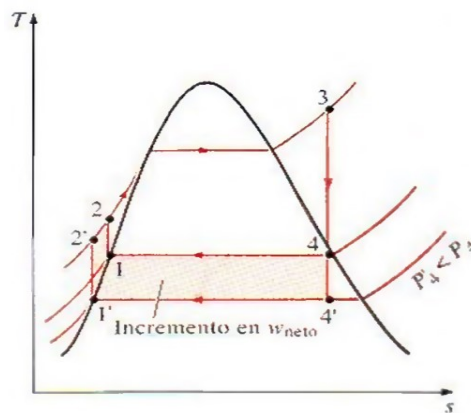


Figura 3.17. Diagrama T-s Ciclo Rankine con reducción en presión del condensador

En este proceso hay que tener en cuenta ciertas limitaciones que restringen la presión del condensador:

- **Título de vapor a la salida de la turbina:** Cuánto menor sea la presión de entrada al condensar menor será el título de vapor, lo que quiere decir que habrá una mayor humedad en los últimos escalones de la turbina lo que puede verse reflejado en la vida útil de la misma.
- **Aire en el condensador:** Dado que la presión del condensador es menor que la presión atmosférica es imposible evitar la entrada de aire en el condensador y cuánto menor sea esta presión más aire entrará y ello resultaría en un problema de erosión en la caldera.

- **AUMENTO DE LA PRESIÓN DE LA CALDERA**

Esta modificación consiste en dejar fija la presión en el condensador y aumentar la presión de la caldera. Con este aumento de presión también se aumenta la temperatura a la que se aporta calor al fluido de trabajo, lo que aumenta el trabajo proporcionado por la turbina. Como se puede observar en la Figura 3.19, el trabajo

requerido en la bomba también es mayor pero el calor que se debe aportar a la caldera es considerablemente menor, lo que influye de manera positiva en el rendimiento final del ciclo.

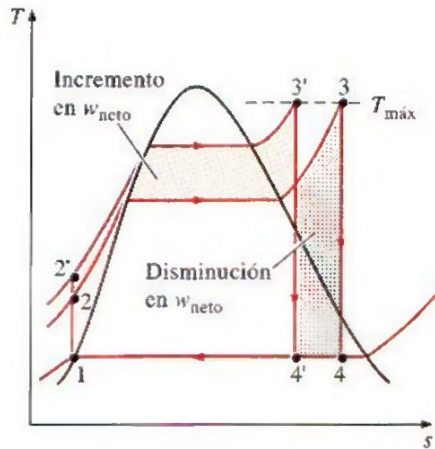


Figura 3.18. Diagrama T-s con aumento en presión de caldera

- CON RECALENTAMIENTO

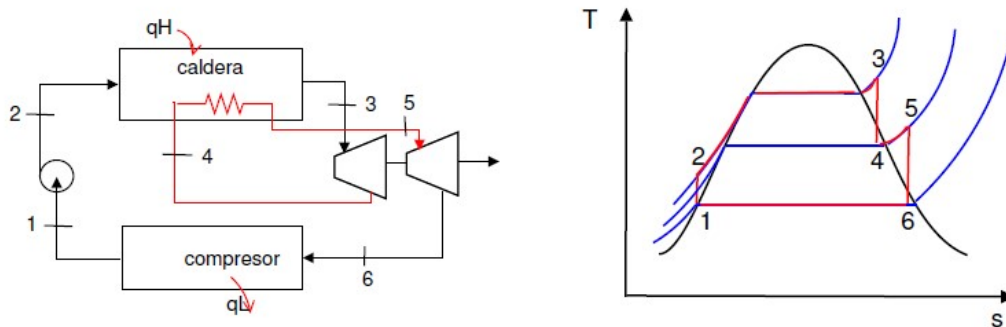


Figura 3.19. Esquema y diagrama T-s Ciclo Rankine con recalentamiento

En el cual la expansión de la turbina se hace en dos etapas, recalentando el vapor entre ellas como podemos observar en la Figura 3.19.

Con esta variación se consigue aumentar la temperatura media a la cual se recibe el calor y aumentar la calidad de la turbina.

- REGENERACIÓN

En un ciclo Rankine, parte del calor se invierte en calentar el líquido sobrec comprimido, lo cual ocurre a relativamente baja temperatura. Como resultado de este proceso de aporte de calor a baja temperatura, el rendimiento del ciclo se ve reducido.

Para solucionar esto se puede precalentar el líquido que entra en la caldera usando uno o más intercambiadores abiertos o cerrados, en los cuales entra en contacto térmico con un drenaje intermedio de la turbina.

➤ Intercambiadores abiertos (OFWH: Open feedwater heater)

En él se mezclan los dos flujos, por lo que deben estar a igual presión.

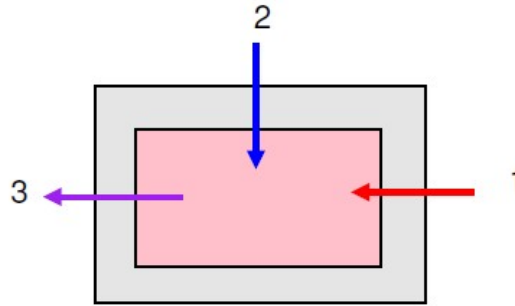


Figura 3.20. Esquema Open Feedwater heater

Cabe destacar que los OPH no solo son utilizados para conseguir una aumento en la temperatura media a la que se aporta calor al fluido de trabajo, también son utilizados para eliminar el aire que pueda haberse introducido en el condensador a causa de la diferencia de presión entre este y el exterior, evitando así problemas de erosión dentro de la caldera. La eliminación del aire se consigue gracias a que si se aumenta la temperatura del agua líquida disminuye considerablemente la solubilidad del aire en ella.

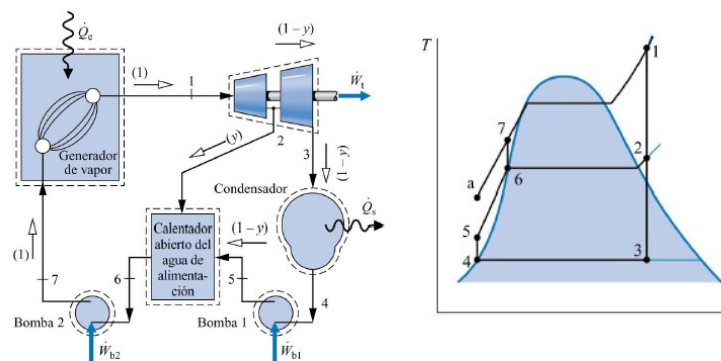


Figura 3.21. Esquema y diagrama T-s Ciclo Rankine con OFWH

➤ Intercambiadores cerrados (CFH: Closed feedwater heater)

En él no se mezclan los flujos, por lo que pueden ser de distintos fluidos y a diferentes presiones

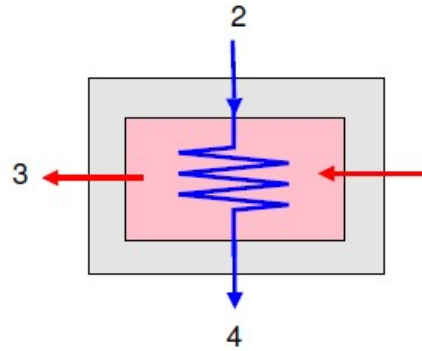


Figura 3.22. Esquema Crossed Flow Feed Water heater

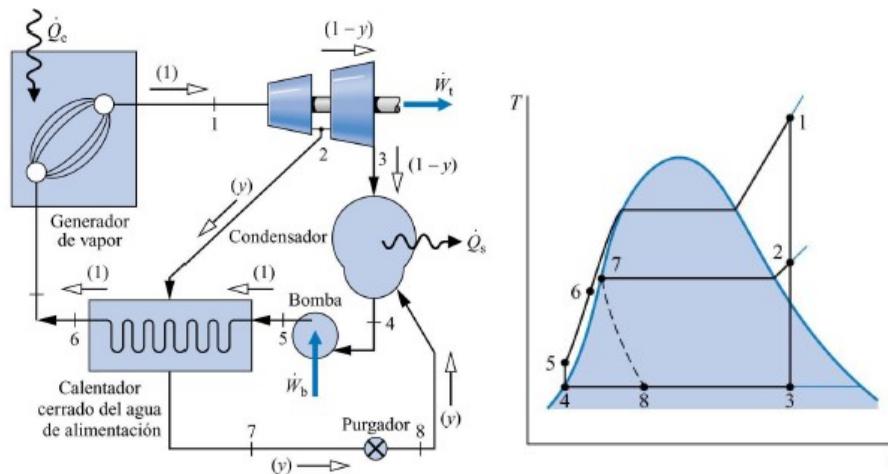


Figura 3.23. Esquema y diagrama T-s Ciclo Rankine con CFH

3.4 Ciclo Combinado

Como ya se ha expuesto anteriormente, la unión de un ciclo de gas con uno de vapor permite llegar a rendimientos de producción eléctrica más altos que si tuviéramos cada ciclo trabajando por separado. También es sabido que si tenemos una máquina térmica trabajando entre dos focos térmicos, el rendimiento de la misma es mayor cuanto mayor es la diferencia entre las temperaturas del foco frío y el caliente, siendo este máximo cuando la máquina térmica es una máquina de Carnot.

Analizando si es razonable ligar un ciclo de gas con uno de vapor, es posible explicarlo observando las siguientes figuras.

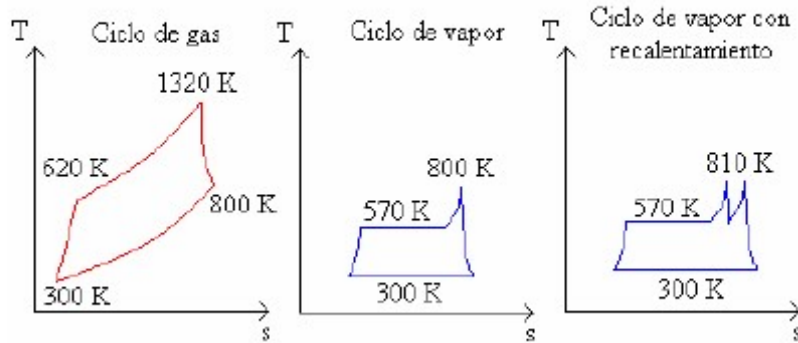


Figura 3.24. Diagramas T-s con temperaturas típicas de ciclos de gas y vapor

Aplicando el rendimiento de ciclo de Carnot a ambos ciclos y analizando sus temperaturas de trabajo, se concluye en la siguiente tabla:

	Ciclo de gas	Ciclo de vapor	Ciclo de vapor con recalentamiento
Temperatura media de adición de calor [K]	950-1000	550-650	650-700
Temperatura media de cesión de calor [K]	500-550	320-350	320-350
Rendimiento de Carnot [%]	45	35-50	45-55

Tabla 1. Temperaturas medias de ciclo de gas y vapor

En esta tabla están reflejas las temperaturas de trabajo de cada ciclo, y en ella se puede observar que la temperatura de cesión de calor del ciclo de gas y la temperatura de adición de calor del ciclo de vapor son del mismo orden, luego parece coherente pensar en utilizar este calor de cesión del ciclo de gas y aprovecharlo como calor que aportar al fluido de trabajo en el ciclo de vapor. El esquema de este conjunto sería el siguiente:

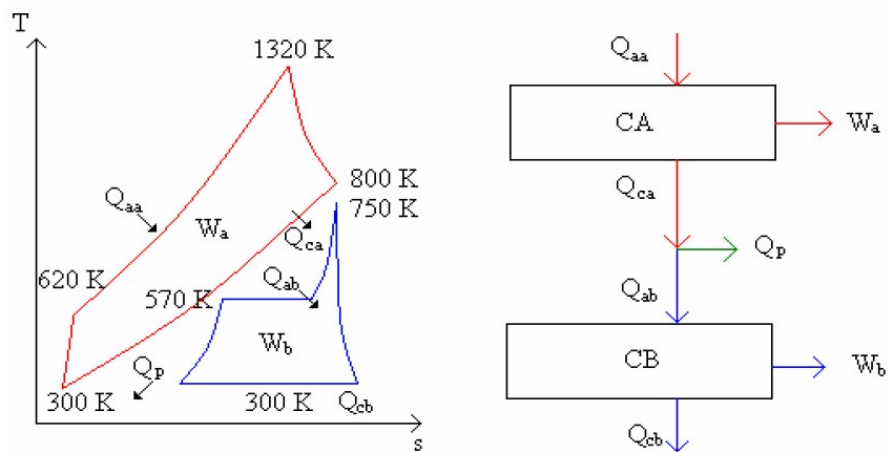


Figura 3.25. Diagrama T-s y esquema de unión en ciclo combinado

En el esquema de la izquierda se puede ver que la conexión de los dos ciclos da un nuevo ciclo el cual trabaja con temperaturas, entre los focos, más alejadas y por lo tanto con un rendimiento de Carnot más elevado.

El rendimiento de este nuevo ciclo, denominado, ciclo combinado, teniendo en cuenta las irreversibilidades externas e internas, quedaría de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \eta_{cc} &= \frac{W_a + W_b}{Q_{aa}} = \frac{W_a}{Q_{aa}} + \frac{W_b}{Q_{aa}} = \frac{W_a}{Q_{aa}} + \frac{W_b}{Q_{ab}} \cdot \frac{Q_{ab}}{Q_{aa}} = \eta_a + \eta_b \cdot \frac{Q_{ab}}{Q_{aa}} = \\ &= \eta_a + \eta_b \cdot \frac{Q_{aa} - W_a}{Q_{aa}} = \eta_a + \eta_b \cdot \left(1 - \frac{W_a}{Q_{aa}}\right) = \eta_a + \eta_b \cdot (1 - \eta_a) \end{aligned}$$

$$\boxed{\eta_{cc} = \eta_a + \eta_b - \eta_b \eta_a}$$

Si comparamos esta expresión con las de los rendimientos de los ciclos de gas y vapor individualmente, comprobamos que, efectivamente el rendimiento del ciclo combinado es superior. Por lo tanto, llegamos a la conclusión final de que sí que es razonable ligar un ciclo de gas con uno de vapor para la producción de potencia.

- Esquema general de un Ciclo Combinado

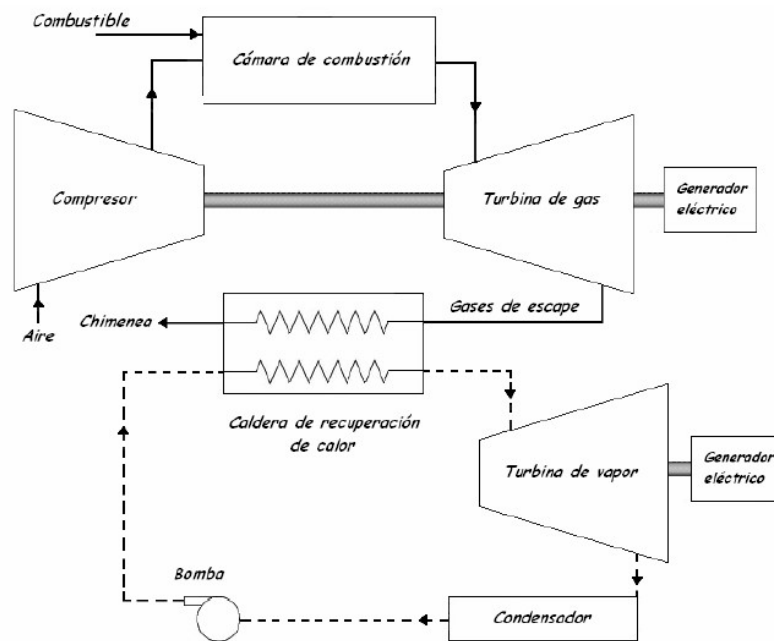


Figura 3.26. Esquema general de ciclo combinado

En el ciclo de gas se utiliza un compresor para alimentar con aire a la cámara combustión con un dosado muy pobre. Los gases de esta se expanden en la turbina de gas, en la que se genera energía mecánica para, por una parte impulsar el compresor y, por otra parte generar energía eléctrica moviendo el alternador. Posteriormente los gases calientes se introducen en la caldera de recuperación de calor. En ella se obtiene el vapor sobrecalentado que alimentará la turbina de vapor, que estará conectada a otro generador eléctrico.

Con la unión de ambas plantas de potencia se obtiene un rendimiento mayor que el que se obtendría con cada una de ellas por separado. Esto es debido a que se aprovecha la energía térmica residual de los productos de escape de la turbina de gas, consiguiendo además que disminuya la temperatura de los gases que escapan a la atmósfera.

- Elementos principales

Los elementos principales de un ciclo combinado son: Ciclo de gas, correspondiente a un ciclo Brayton; Ciclo de vapor, correspondiente a un ciclo Rankine, ya explicados anteriormente y por último la caldera de recuperación de calor, elemento de unión de ambos ciclos.



- CALDERA DE RECUPERACIÓN (HRSG)

Este es un elemento muy importante del ciclo combinado debido a que es la unión entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor. Su función es recuperar la energía calorífica proveniente de los gases de escape de la turbina de gas y con ella generar vapor en las condiciones deseables para alimentar la turbina de vapor.

La diferencia principal entre estos elementos y las calderas convencionales es el mecanismo de transferencia de calor, ya que estas últimas, al tener combustión, presentan focos con temperaturas muy altas a las cuales el intercambio de calor por radiación es predominante. En cambio en las HRSG el mecanismo de transferencia de calor, es en general, de carácter convectivo. Por lo tanto, la cantidad de calor recuperado es controlada por la cantidad de energía disponible en los gases.

El calor puede ser transferido de un cuerpo a otro de diferentes formas:

- *Conducción*: Consiste en la transferencia de calor entre dos cuerpos que se encuentran a diferente temperatura, sin que se produzca transferencia de materia entre ellos.
- *Convección*: En este sistema de transferencia de calor interviene un fluido en movimiento que transporta la energía térmica entre dos zonas. La convección puede ser forzada, el fluido se mueve por algo externo (ventilador, bomba) o natural, en la que el propio fluido extrae el calor de la zona caliente y cambia su densidad haciendo que se desplace hacia la zona más fría donde transmite calor.
- *Radiación*: La radiación es el calor emitido por un cuerpo debido a su temperatura, en este caso no existe contacto entre los cuerpos, ni fluidos intermedios que transporten el calor. Simplemente por existir un cuerpo A, a una temperatura mayor que un cuerpo B, existirá una transferencia de calor por radiación de A a B. Para que este fenómeno se perciba es necesario un cuerpo a una temperatura bastante elevada ya que la transferencia térmica en este caso depende de la diferencia de temperaturas a la cuarta potencia: $T_a^4 - T_b^4$.

Las HRSG se pueden clasificar en dos categorias:

- *Calderas sin combustión adicional*, en las cuales el mecanismo de transferencia de calor es esencialmente convectivo. Esencialmente es un intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases de escape al agua-vapor, por convección.
- *Calderas con postcombustión*, en las que se aprovecha el exceso de oxígeno que se encuentra disponible en los gases de escape de la turbina para utilizarlo en una segunda combustión y así aumentar la temperatura de los gases, sin



sobrepasar las temperaturas admisibles de los materiales de la caldera recuperadora. [12]

Las aplicaciones de las HRSG con combustión adicional han disminuido en los últimos años debido a que el desarrollo de las turbinas de gas ha dado como resultado diseños que alcanzan una temperatura de salida de los gases mayor, por lo que es innecesaria una combustión suplementaria.

Las calderas de recuperación de calor, no importa el tipo que se trate, consisten en un intercambiador de calor de flujos cruzados en el que el agua, como líquido subenfriado, entra por la zona de escape de los humos, es decir, la última zona de la HRSG conocida como *economizador*.

En esta sección el agua se lleva hasta una temperatura un poco menor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión de trabajo. El hecho de que en esta sección no se alcance la temperatura de saturación es muy importante debido a que debe evitarse que se presente evaporación en este elemento para evitar bloqueos, por ello debe existir un margen de seguridad en cuanto a la temperatura.

Posteriormente, el agua, prácticamente en su estado de saturación, se envía a un depósito en el cual se produce la separación de fases, conocido con el nombre de *calderín*, el cual se explicara en más detalle más adelante. La fase líquida del agua del calderín se hace circular por otra sección de la caldera, que va colocada inmediatamente después del economizador y que se conoce como *evaporador*, en la que se produce la evaporación del agua. El vapor resultante se lleva a condiciones de entrada de la turbina de vapor para poder pasarlo por la misma.

El esquema de la configuración más simple de HRSG con sus elementos más importantes se muestra en la siguiente *figura*, seguida del diagrama energía-temperatura, correspondiente al proceso.

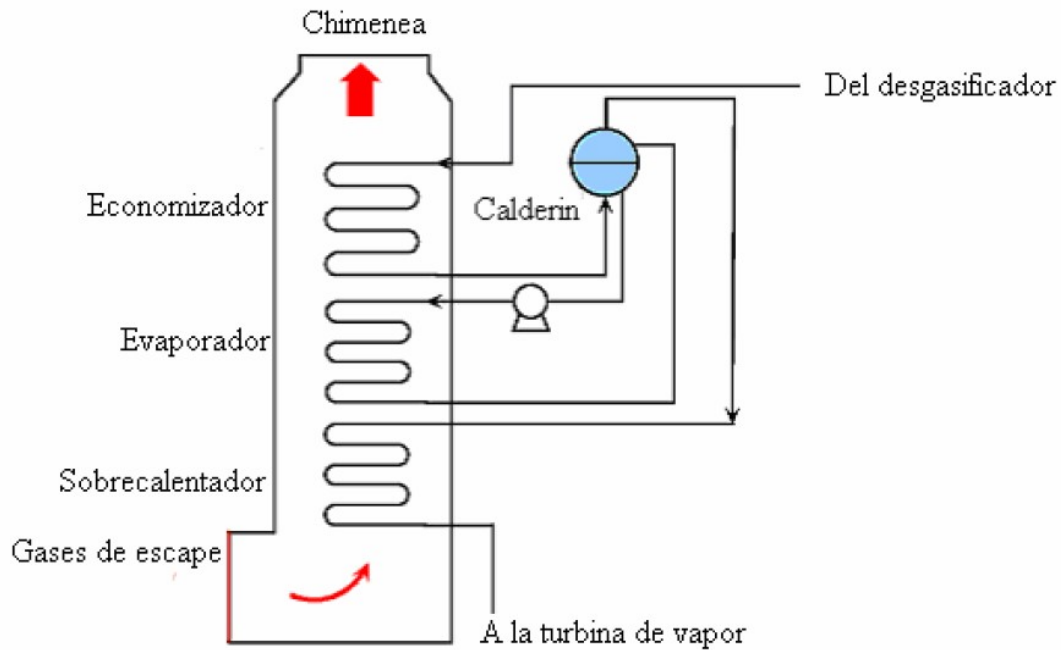


Figura 3.27. Esquema Caldera HRSG

- **Economizador:** Intercambiador de calor que aumenta la temperatura del agua de alimentación hasta una temperatura algo menor a la correspondiente a su punto de saturación. Es el primer banco del circuito agua-vapor y el que opera a más baja temperatura. Se alimenta del agua del condensador y envía el fluido directamente al calderín
- **Evaporador:** toma el fluido en estado líquido de calderín y lo devuelve en estado vapor. Se asume que este intercambiador únicamente produce un cambio de estado del fluido agua vapor manteniendo constante la temperatura.
- **Sobrecalentador y recalentador:** Aumenta la temperatura del vapor saturado hasta la temperatura deseada, alrededor de 550°C, para alimentar a la turbina de vapor. La causa principal de este aumento de la temperatura del vapor es reducir la humedad en las etapas finales de la expansión.

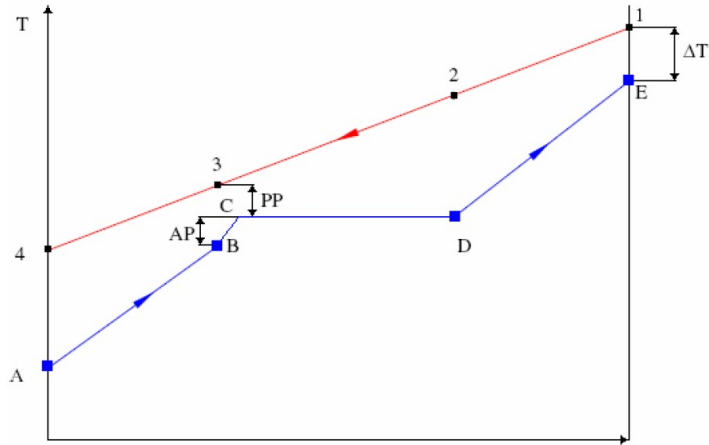


Figura 3.28. Diferencia de temperaturas entre los gases y el agua en la caldera

En la figura se observa la línea recta continua (color rojo) que representa el enfriamiento de los gases de escape de la turbina de gas y, en color azul, la línea que representa el calentamiento del agua. En el diagrama pueden distinguirse las tres secciones de la caldera. La primera, de A a B, corresponde al economizador; la segunda, de C a D, corresponde al evaporador; la tercera, de D a E, al sobrecalentador. Por otra parte, en el mismo diagrama se observan también tres diferencias de temperaturas importantes:

- *Pinch Point (PP)*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura de los gases en la salida del evaporador y la del agua a la entrada del mismo (diferencia entre el punto C y el punto 3 del diagrama). Esta diferencia es un parámetro muy importante en el diseño de la HRSG, ya que cuanto menor sea el pinch point, mayor será el rendimiento del ciclo (mejor aprovechamiento de la energía), pero también mayor será el área de intercambio de calor, por lo tanto se incrementa el coste.
- *Approach Point (AP)*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura del agua que abandona el economizador y la temperatura de saturación a la presión de trabajo (diferencia entre los puntos B y C en el diagrama). Esta diferencia de temperaturas es un margen de seguridad para evitar evaporación en el economizador y como recomendación se sugiere que su valor no sea menor a 3K, aunque dependerá del nivel de presión que se trate.
- *Superheat approach difference*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura del vapor sobrecalentado que abandona la caldera y la temperatura de entrada de los gases a la caldera. Su valor tiene una influencia significativa tanto en el rendimiento como en el coste. Por ese motivo, tanto este parámetro, como los anteriores, se concederán variables de diseño muy importantes.



- EL CALDERÍN

El calderín es un depósito en forma cilíndrica en donde se produce la separación de fases líquida y gaseosa. Al calderín llega agua líquida, a una temperatura próxima a la de saturación, proveniente del economizador. Cuenta con dos salidas, una por la que sale agua líquida hacia los haces vaporizadores y otra por la que sale el vapor saturado hacia los sobrecalentadores. La fracción de vapor existente en el calderín es regulada por los evaporadores, los cuales reciben el agua de la parte inferior del calderín y devuelven al mismo agua en estado vapor. De esta manera, si se aumenta el caudal de agua que circula por los tubos evaporadores, mayor será el caudal de vapor generado, por lo tanto, mayor será la fracción de vapor dentro del calderín.

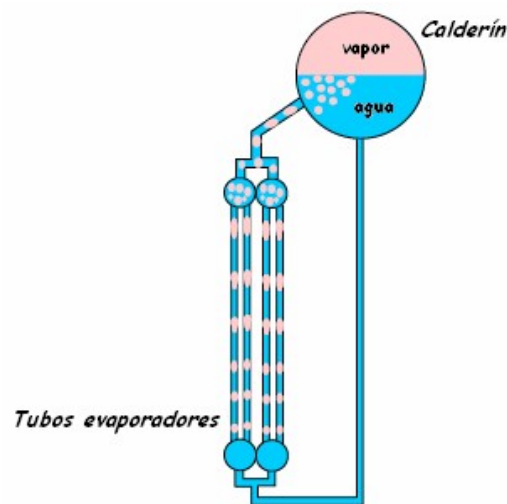


Figura 3.29. Representación Calderín y haces vaporizadores

Este dispositivo tiene tres funciones principales dentro de la caldera de recuperación:[13]

- *Absorber transitorios*: En estas centrales no siempre es requerida la misma potencia por lo que es necesario un depósito de gran tamaño, como el calderín, del que se pueda disponer de más o menos cantidad de vapor para introducir en la turbina y así sacar de la central una mayor o menos cantidad de potencia. Es decir, el calderín es el dispositivo por el cual es posible que estas centrales trabajen en regímenes transitorios.
- *Separar líquido-vapor*: Separa líquido de vapor para así poder almacenar el vapor saturado necesario para llevarlo hacia las turbinas.
- *Limitar la temperatura*: Sirve para limitar la temperatura de los haces vaporizadores mediante la presión. Si el agua entra al calderín en sobretemperatura, basta con bajar la presión a la que vamos a introducirla a los haces vaporizadores de la caldera y así bajará su temperatura, ya que el líquido está a una Temperatura correspondiente a la temperatura de saturación a la



presión de la caldera, por lo que si se disminuye esta presión su temperatura de saturación correspondiente será menor.

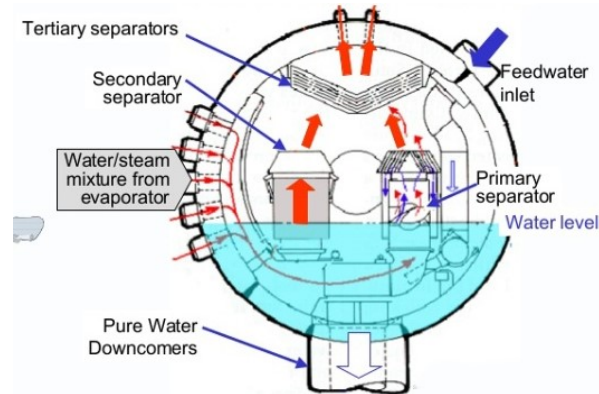


Figura 3.30. Esquema parte interna del Calderín

4. DESCRIPCIÓN DE LAS CONFIGURACIONES MÁS COMUNES DE PLANTAS DE CICLO COMBINADO

Como se ha mencionado con anterioridad, las primeras configuraciones de planta de ciclo combinado fueron plantas simples de un solo nivel de presión, algunas de ellas con combustión suplementaria. Sin embargo, a medida que la potencia de estas instalaciones fue aumentando, se observó que el aumento de la presión en el ciclo de un nivel de presión presentaba ciertas limitaciones de potencia y rendimiento, debido principalmente a que aprovecha de la mejor manera la energía de los gases de escape de la turbina de gas.

Así pues, una forma de incrementar el rendimiento del ciclo combinado es mejorar la transmisión de calor en caldera de recuperación. Esto se consigue disminuyendo el área entre la gráfica que representa el enfriamiento de los gases y la que representa el calentamiento del fluido de trabajo. Para disminuir esta área, se puede modificar el valor de algunos parámetros termodinámicos de diseño. Por ejemplo, es posible incrementar la presión del calderín (presión de trabajo de la caldera) pero esto produce, entre otras cosas, un aumento en la humedad del vapor a la salida de la turbina y por lo tanto un riesgo de erosión en los álabes de los últimos escalones de la misma.

Las investigaciones realizadas en este campo han comprobado que otra forma de incrementar el rendimiento de la caldera es trabajar con varios niveles de presión, con

lo que se consigue que la diferencia media de temperaturas entre el fluido caliente y el frío pueda reducirse.

Existen varias configuraciones de ciclo combinado, que se clasifican de acuerdo al número de niveles de presión.

4.1 Un nivel de presión

Las primeras calderas de recuperaciones que se utilizaron en las instalaciones de ciclo combinado fueron de un nivel de presión y sin recalentamiento, las más sencillas. En la siguiente *Figura 4.1*, podemos ver un esquema de una de ellas.

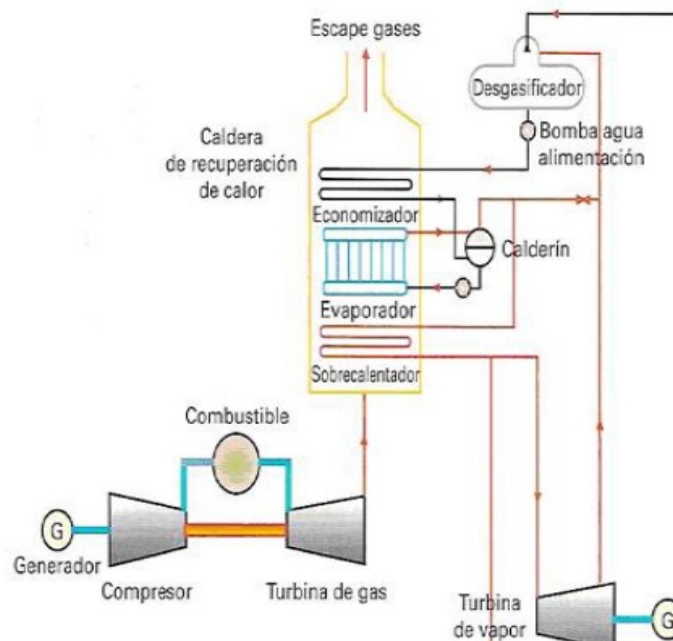


Figura 4.1. Esquema Ciclo Combinado 1 nivel de presión

El aire en condiciones ambientales entra en el compresor y se comprime hasta las condiciones de entrada en la cámara de combustión. En la cámara de combustión la mezcla de aire y combustible eleva su temperatura y más adelante se expande en la turbina de gas produciéndose trabajo útil que posteriormente es transformado en energía eléctrica en el generador. Los gases de escape salen de la turbina a una temperatura T_{4g} y se introduce en la caldera de recuperación para transferir calor al fluido de trabajo, al agua líquida/vapor de cada una de las secciones, para más tarde salir de la misma a una temperatura T_{9g} .

Atendiendo al ciclo de vapor, el agua líquida procedente del condensador, aumenta su presión en una bomba hasta condiciones de entrada de la primera sección de la caldera. El agua entra en el economizador y eleva su temperatura hasta una próxima a la temperatura de saturación.



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

A esta temperatura el agua entra al calderín, donde tiene lugar el cambio de fase. El vapor saturado sale del calderín pasando por el sobrecalentador donde eleva su temperatura hasta T_{55} a la cual entra en la turbina de vapor. En la turbina el vapor se expande hasta T_{65} produciendo así potencia útil que posteriormente es transformada en energía eléctrica en el generador.

A continuación se muestra el diagrama T-s del ciclo descrito anteriormente y un gráfico donde se observa la transferencia de energía entre los gases y el agua-vapor.

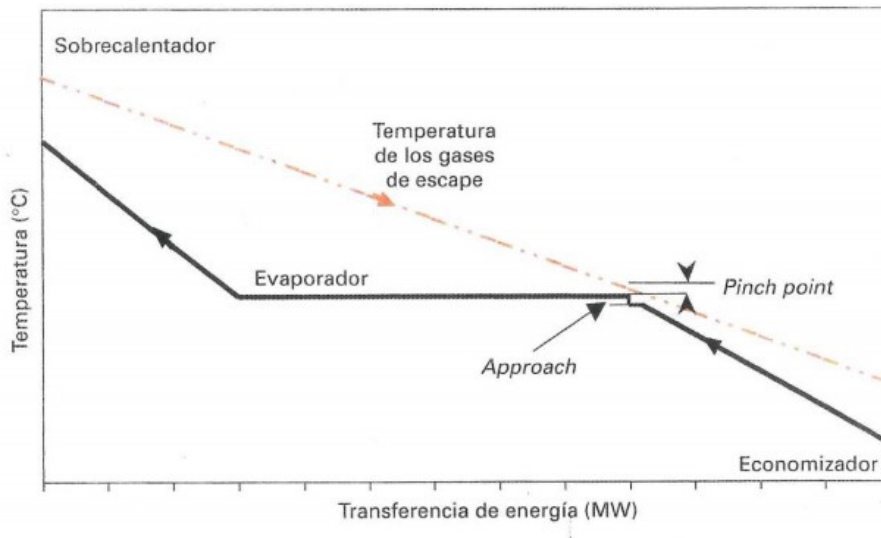


Figura 4.2 Gráfico diferencia de temperaturas entre gas y agua en la caldera con 1 nivel de presión

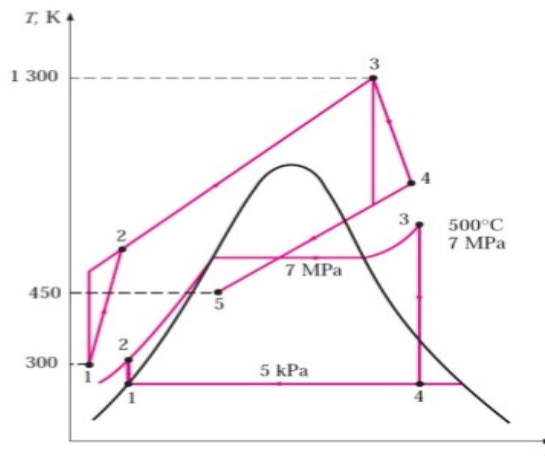


Figura 4.3 Diagrama T-s ciclo combinado 1 nivel de presión

4.2 HSRG con dos niveles de presión y recalentamiento

Durante los años 70 y 80 la tecnología continuó su desarrollo dando lugar a la aparición de calderas recuperadoras con dos niveles de presión. Estas nuevas calderas permitieron el mayor aprovechamiento de la energía de los gases y con ello un aumento de la eficiencia global del ciclo combinado.

El siguiente esquema representa los distintos elementos que componen una instalación de ciclo combinado con una caldera HSRG de dos niveles de presión y con recalentamiento.

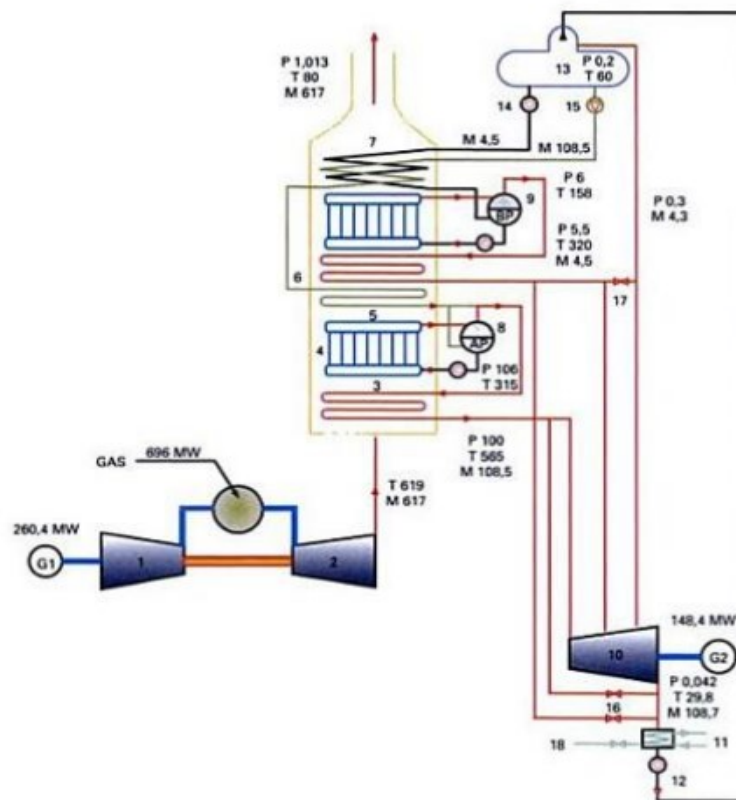


Figura 4.4. Esquema Ciclo Combinado 2 niveles de presión

El ciclo de gas de esta instalación funciona de la misma manera que el explicado para un solo nivel de presión.

La diferencia en el ciclo de vapor es que en estas instalaciones aparecerán dos calderines y dos turbinas de vapor, un conjunto de baja presión y otro de alta presión.

El agua del condensador aumenta su presión hasta la presión de entrada en el economizador de baja presión. En el economizador aumenta su temperatura hasta una cercana a la temperatura de saturación y con estas condiciones entra en el primer calderín, de baja presión, donde se produce el cambio de estado. El vapor saturado



sale del calderín para introducirse en el sobrecalentador de baja presión y aumentar su temperatura para entrar en la turbina de vapor correspondiente, aquella llamada de baja presión.

Un cierto caudal de agua líquida no es destinado al cambio de fase sino que sale del calderín hacia una bomba que aumenta su presión hasta la presión de trabajo más alta del ciclo. Tras aumentar su presión es introducida en el siguiente economizador y así volver a recorrer el mismo camino pero por las secciones de alta presión de la caldera. El vapor saturado del segundo calderín, entra en el sobrecalentador de alta, aumentando su temperatura hasta las condiciones de entrada de la turbina de alta presión. Posteriormente, este vapor se expande en la turbina, generando potencia útil. A su salida es introducido en el recalentador para aumentar su temperatura hasta la temperatura de entrada en la turbina de baja. Por lo tanto en la turbina de baja se expande tanto el vapor procedente del primer calderín como el procedente del segundo, consiguiendo así mayor potencia útil que posteriormente será transformada en energía eléctrica mediante un generador.

A continuación se muestra el diagrama de temperatura frente a la transferencia de energía entre gases y agua.

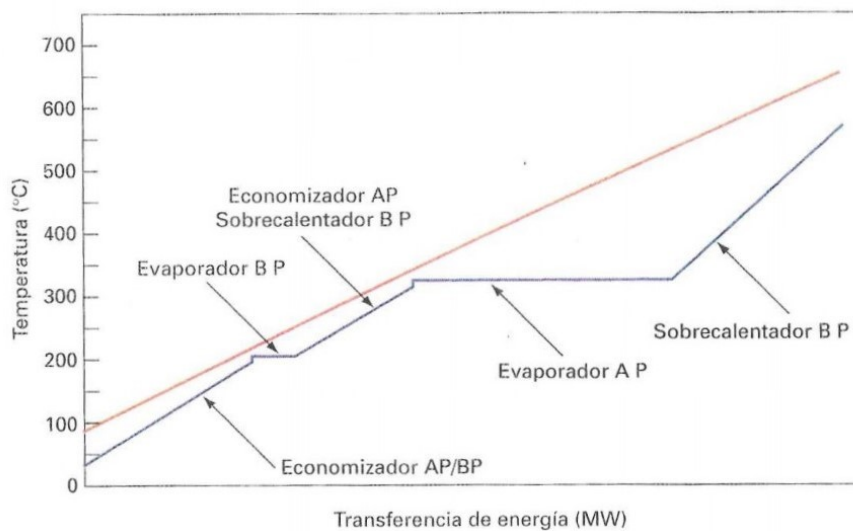


Figura 4.5. Gráfico diferencia de temperaturas y transferencia de energía entre los gases y el agua en la caldera

4.3 HRSG con tres niveles de presión y recalentamiento

Durante los años noventa surgieron las turbinas de gas con una tecnología más avanzada, capaces de soportar temperaturas aún más elevadas, por lo que fue posible analizar la posibilidad de construir calderas de recuperación con más de dos niveles de presión. Esta nueva tecnología buscaba proporcionar un mayor rendimiento del ciclo

combinado global no de cada ciclo simple por separado. En esta época de desarrollaron la calderas HRSG, con tres niveles de presión la cuales aprovechan más la energía de los gases de escape y las cuales consiguieron aumentar el rendimiento de los ciclos combinados por encima del 50%, llegando a superar al final de la década el 55%.

En el siguiente esquema se muestran los distintos elementos que componen estas instalaciones con calderas de tres niveles de presión y recalentamiento.

Como se puede observar en el esquema este diseño consta de tres calderines, la caldera tiene secciones de baja presión, de media presión y de alta presión.

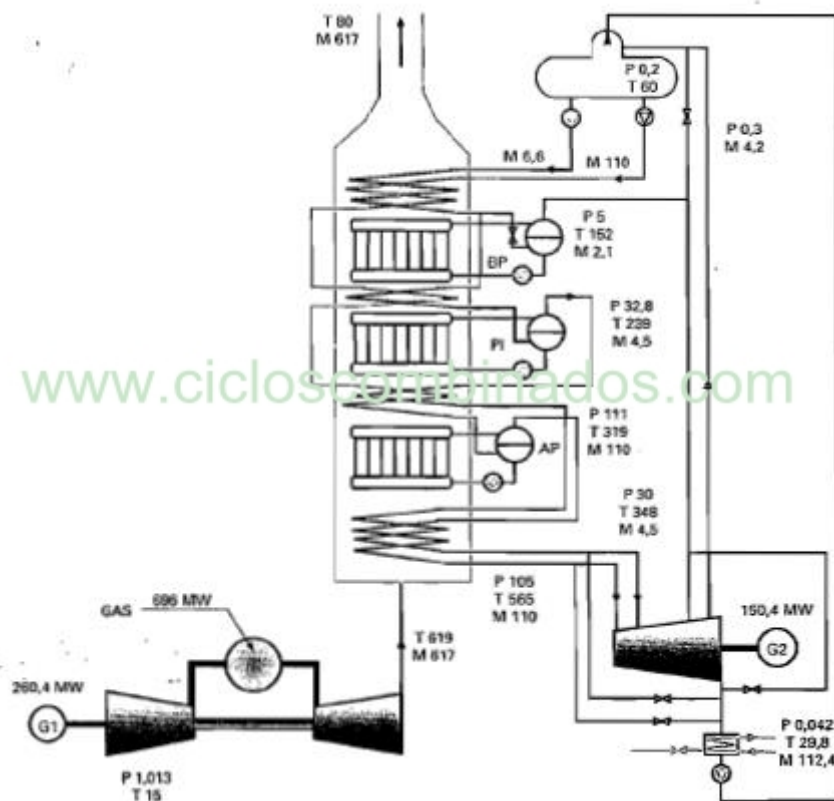


Figura 4.6. Esquema ciclo combinado 3 niveles de presión

El ciclo de gas de esta instalación es igual que para uno o dos niveles de presión. Respecto al ciclo de vapor el proceso sigue las mismas secciones que los otros dos diseños. El agua líquida del condensador, aumenta su presión y es introducida al primer economizador, zona de baja presión. Del primer calderín, parte del agua líquida saturada es desviada a los haces vaporizadores y el cambio de fase y parte del caudal de agua es introducida en el siguiente economizador tras haber aumentado su presión mediante una bomba. El vapor saturado se introduce en la turbina de baja presión una vez que ha aumentado su temperatura en el sobrecalentador.



El resto del caudal de agua ya a la presión de trabajo media se introduce en el economizador de media presión para seguir el mismo proceso que anteriormente. Parte del agua líquida saldrá como vapor saturado hacia la turbina de media presión y el resto del caudal de agua será desviado hacia las secciones de alta presión de la caldera. Toda el agua introducida en el tercer calderín, calderín de alta presión, se destinará al cambio de fase. El vapor saturado saldrá de este calderín hacia la turbina de alta presión. Al ser expandido en la turbina de alta presión y producir potencia útil, pasará al recalentador, donde se aumentará su temperatura hasta aquella correspondiente a las condiciones de entrada de la turbina de baja. En ella se expandirá junto a los caudales de vapor saturado provenientes de los dos calderines anteriores y así producir potencia útil que será transformada en energía eléctrica en el generador.

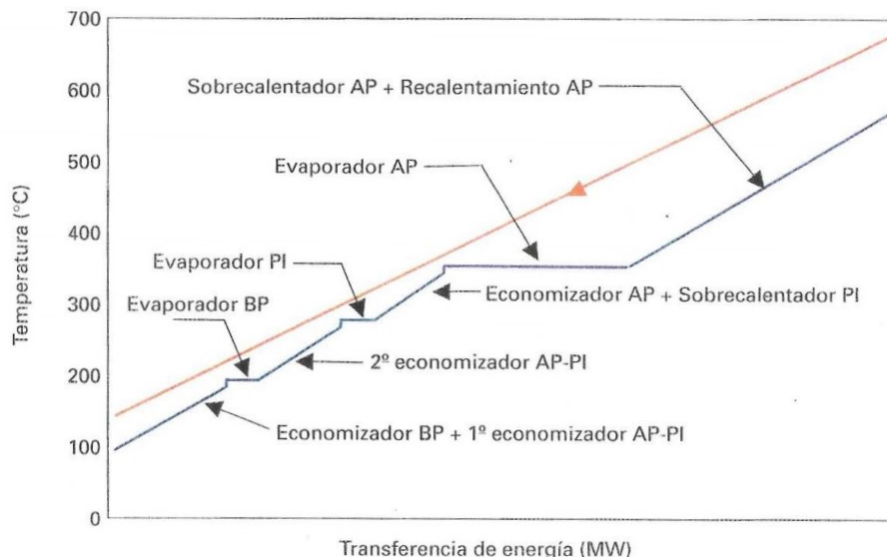


Figura 4.7. Gráfico diferencia de temperaturas y transferencia de energía entre los gases y el agua en la caldera para 3 niveles de presión

5. DESCRIPCIÓN DETALLADA DEL CICLO COMBINADO A ESTUDIAR

El ciclo combinado que se va a estudiar en este trabajo es un ciclo combinado de dos niveles de presión, con recalentamiento. Corresponde al diseño de ciclo combinado propuesto por A.M. Bassily en abril 2005[14]. El esquema correspondiente es el siguiente:

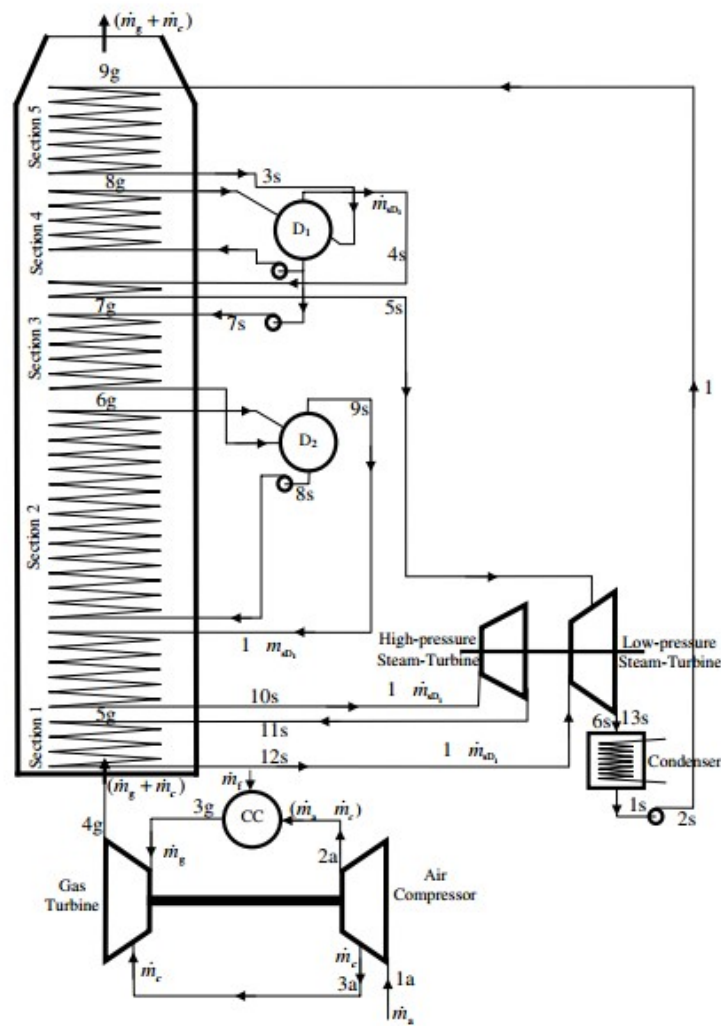


Figura 5.1 Esquema central ciclo combinado objeto de estudio

En el ciclo de gas, aire en condiciones ambientales (1a) se comprime, elevando su presión (2a) y entra en la cámara de combustión. En esta, se mezcla con el combustible y quema, saliendo gases de combustión (3g) hacia la turbina de gas. En la turbina de gas, estos gases se expanden hasta presión ambiente (4g), sacando potencia útil.

En el ciclo de vapor, el agua a la salida del condensador (1s) pasa por una bomba, elevando su presión (2s). El agua líquida entra al economizador de baja presión en el cual eleva su temperatura hasta una próxima a la temperatura de saturación (3s). A la salida del economizador el agua líquida entra al primer calderín (D1) del cual sale un cierto caudal de agua m_{s1} hacia el evaporador y el resto se dirige a las secciones de alta presión del ciclo. Este caudal de agua destinado al cambio de fase, sale como vapor saturado (4s) del calderín (D1) y es sobrecalentado (5s) para ser introducido en la turbina de vapor de baja presión.

El resto de caudal aumenta su presión hasta la presión de trabajo más alta del ciclo (7s) y es introducida en el economizador de alta presión. En este eleva su temperatura (8s)



y entra en el segundo calderín (D2). El agua líquida pasa por el evaporador y sale del calderín (9s) como vapor saturado, para ser sobrecalentado (10s) y entrar en la turbina de vapor de alta presión.

En ella se expande produciendo potencia útil. A la salida de esta (11s) el vapor ya expandido es recalentado (12s) hasta las condiciones de entrada de la turbina de vapor de baja presión, en la cual es expandido junto al vapor proveniente del primer calderín (5s).

Como se puede observar en el esquema anterior, no todo el caudal de aire se dirige hacia la cámara de combustión sino que parte de él se introduce directamente en la turbina de gas. Esto es debido a la necesidad de refrigeración de la turbina de gas para así aumentar la vida de sus álabes. Es una técnica llamada Film Cooling. Esta técnica consiste en introducir en los álabes de la turbina aire frío del compresor a suficiente presión y dejarlo salir por pequeños agujeritos hechos en el mismo. Así se consigue una pequeña capa de aire frío a lo largo de la superficie externa de los álabes con lo que el álabe no entra tanto en contacto con las elevadas temperaturas de los gases que entran desde la cámara de combustión. Con este método es posible aumentar la temperatura de los gases de combustión y así incrementar el rendimiento del motor. [15]

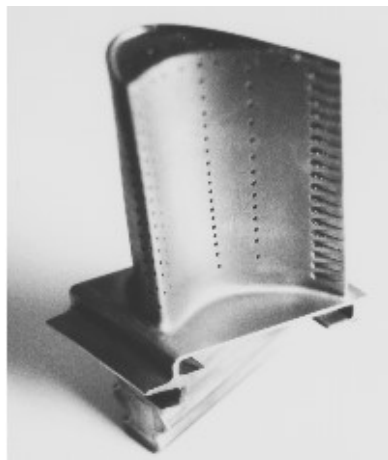


Figura 5.2 Alabe de turbina con Film Cooling



5.1 Ecuaciones y balances de energía

- Ciclo de gas

 - Compresor de aire

$$T_{1a} = T_{amb}$$

$$P_{1a} = P_{amb}$$

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{1}{\eta_{com}} \left(r_{com}^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \right]$$

$$P_{2a} = P_{1a} \cdot r_{com}$$

$$\dot{W}_{com} = m_a C p_a (T_{2a} - T_{1a})$$

 - Cámara de combustión

$$P_{3g} = P_{2a} \cdot 0.97$$

$$T_{3g} = TIT$$

$$m_g C p_g T_{3g} - m_a C p_a T_{2a} = m_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

$$m_g = m_a + m_f$$

$$m_f = \frac{m_g (C p_g T_{3g} - C p_a T_{2a})}{LHV \cdot \eta_{cc} - C p_a T_{2a}}$$

$$\dot{Q}_{in} = m_f \cdot LHV \cdot \eta_{cc}$$

 - Turbina de Gas

$$P_{4g} = P_{amb}$$

$$T_{4g} = T_{3g} \left\{ 1 - \eta_{GT} \left[1 - \left(\frac{P_{3g}}{P_{4g}} \right)^{\frac{1 - \gamma_g}{\gamma_g}} \right] \right\}$$



$$\dot{W}_{GT} = m_g C p_g (T_{3g} - T_{4g})$$

- Ciclo de vapor

Condensador

$$T_{1s} = T_{amb} + 10^\circ\text{C}$$

$$P_{1s} = P_{sat}(T_{1s})$$

$$P_{6s} = P_{1s}$$

$$h_{1s} = h_{liqsat}(T_{1s})$$

Bomba 1

$$T_{2s} \cong T_{1s}$$

$$P_{4s} = P_{sat}(T_{4s}) = P_{2s}$$

$$h_{2s} = h(P_{2s}, T_{2s})$$

$$\dot{W}_{p1} = \frac{m_{s1}(h_{2s} - h_{1s})}{\eta_p}$$

Bomba 2

$$T_{4s} = T_{3s} \cong T_{7s}$$

$$P_{3s} = P_{4s}$$

$$P_{7s} = P_{10}$$

$$h_{7s} = h(P_{7s}, T_{7s})$$

$$h_{3s} = h_{liqsat}(T_{3s})$$

$$\dot{W}_{p2} = \frac{m_{s2}(h_{7s} - h_{3s})}{\eta_p}$$

Turbina de vapor de alta presión

$$P_{11s} = \alpha P_{10}$$

$$h_{10s} = h(P_{10}, T_{10})$$



$$s_{10s} = s(P_{10s}, T_{10s}) = s_{11si}$$

$$h_{11si} = h(P_{11s}, s_{11si})$$

$$h_{11s} = h_{10s} - \eta_{ST}(h_{10s} - h_{11si})$$

$$\dot{W}_{HST} = m_{s2}(h_{10s} - h_{11s})$$

Turbina de vapor de baja presión

$$P_{5s} = P_{4s}$$

$$h_{5s} = h(P_{5s}, T_{5s})$$

$$s_{5s} = s(P_{5s}, T_{5s}) = s_{6s}$$

$$h_{6si} = h(P_{6s}, s_{6si})$$

$$h_{6s} = h_{5s} - \eta_{ST}(h_{5s} - h_{6si})$$

$$P_{12s} = P_{12s}$$

$$h_{12s} = h(P_{12s}, T_{12s})$$

$$s_{12s} = s(P_{12s}, T_{12s}) = s_{13si}$$

$$h_{13si} = h(P_{13s}, s_{13si})$$

$$h_{13s} = h_{12s} - \eta_{ST}(h_{12s} - h_{13si})$$

$$\dot{W}_{LST} = (m_{s1} + m_{s2})(h_{5s} - h_{6s}) + m_{s2}(h_{12s} - h_{13s})$$

- Caldera recuperadora

Recalentador

$$m_g C p_g (T_{4g} - T_{5g}) = m_{s2}(h_{12s} - h_{11s})$$

Sobrecalentador de alta presión

$$m_g C p_g (T_{5g} - T_{10g}) = m_{s2}(h_{10s} - h_{9s})$$



$$P_{9s} = P_{10s}$$

$$T_{9s} = T_{sat}(P_{9s})$$

$$h_{9s} = h_{vsat}(T_{9s})$$

Evaporador de alta presión

$$m_g C p_g (T_{10g} - T_{6g}) = m_{s2} (h_{9s} - h_{8s})$$

$$P_{8s} = P_{10s}$$

$$T_{8s} = T_{sat}(P_{8s})$$

$$h_{8s} = h_{liqsat}(T_{8s})$$

Economizador de alta presión

$$m_g C p_g (T_{6g} - T_{7g}) = m_{s2} (h_{8s} - h_{7s})$$

$$P_{7s} = P_{10}$$

$$T_{7s} = T_{3s}$$

$$T_{3s} = T_{sat}(P_{4s})$$

$$h_{7s} = h(P_{7s}, T_{7s})$$

Sobrecalentador de baja presión

$$m_g C p_g (T_{7g} - T_{11g}) = (m_{s2} + m_{s1}) (h_{5s} - h_{4s})$$

$$h_{4s} = h_{vsat}(T_{4s})$$

Evaporador de baja presión

$$m_g C p_g (T_{11g} - T_{8g}) = m_{s1} (h_{4s} - h_{3s})$$

Economizador de baja presión

$$m_g C p_g (T_{8g} - T_{9g}) = (m_{s2} + m_{s1}) (h_{3s} - h_{2s})$$



Rendimiento global del ciclo

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{HST} + \dot{W}_{LST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2}}{\dot{Q}_{in}}$$

El código para analizar la optimización del rendimiento de este ciclo combinado se va a realizar a partir de unas suposiciones y restricciones, siguiendo el modelo propuesto por Bassily. [14]

5.2 Hipótesis

- La presión y temperatura ambiente son 101.3kPa y 288.15K, respectivamente.
- La eficiencia isentrópica de las turbinas de vapor es 90%.
- La eficiencia politrópica de la turbinas de gas ($\eta_{\infty t}$) es de 88.5%.
- La eficiencia isentrópica de las bombas es de 85%.
- La eficiencia de la cámara de combustión es de 99%.
- La eficiencia politrópica del compresor (η_{com}) se calcula a partir de la siguiente relación:

$$\eta_{com} = \frac{(r_{com})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(r_{com})^{\eta_{\infty c}} - 1}$$

donde $\eta_{\infty c}$ es la eficiencia politrópica del compresor con valor de 91%.

- La caída de presión del gas en el generador de vapor es de 0.02bar.
- La caída de presión del aire en la cámara de combustión es del 3%.
- Los efectos de la energía cinética y potencial son despreciables.
- El combustible utilizado será metano cuyo poder calorífico es de 50016kJ/kg.
- Las propiedades del gas se determinaran usando la composición del gas a la misma temperatura y a una presión de 101.3kPa.
- El agua que sale del condensador es agua saturada.
- Las condiciones tanto del agua líquida como de vapor a la salida de los calderines son condiciones de saturación.
- El vapor condensa a una temperatura que corresponde a una temperatura 10K mayor que la temperatura ambiente.
- Las pérdidas de presión y calor en la red de tubos son despreciables.



5.3 Restricciones para la optimización

- La presión máxima del vapor a la entrada de la turbina de vapor de alta presión es de 22,000kPa.
- El título de vapor a la salida de la turbina de vapor no podrá ser menor a 0.88.
- La máxima temperatura del vapor a la entrada de las turbinas es de 584°C.
- La temperatura de salida del primer calderín tiene que estar entre 25.5°C y 374°C.
- La presión en 11s, es decir a la salida de la turbina de alta presión, es proporcional a la presión de entrada a la turbina, presión 10s, con α como variable de proporcionalidad, que puede tomar valores entre 0.1 y 0.5.
- La mínima superheat approach temperature es de 25K.
- La mínima temperatura de salida de los gases de la caldera, stack temperature, es de 90°C.
- La mínima diferencia de temperatura en el pinch point es de 10 o 20K. Los pinch points se definen entre las siguientes temperaturas:
 - $PP_1 = T_{5g} - T_{10s}$
 - $PP_2 = T_{6g} - T_{8s}$
 - $PP_3 = T_{7g} - T_{5s}$
 - $PP_4 = T_{8g} - T_{4s}$
 - $PP_5 = T_{9g} - T_{2s}$

6. CÁLCULO DE UN ESCENARIO

6.1 Medios utilizado para el desarrollo del código

Para el desarrollo del código se han utilizado los siguientes programas informáticos: MATLAB y Fluid Prop.

- MATLAB

Para la optimización del ciclo se ha utilizado el software informático MATLAB R2015b. MATLAB es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio (lenguaje M).

MATLAB surgió para realizar cálculos matemáticos, especialmente operaciones con matrices. Además de realizar cálculos, esta herramienta permite crear gráficos de



muchos tipos y presenta grandes ventajas a la hora de trabajar con números complejos, polinomios, funciones, etc.

Se ha elegido este programa para llevar a cabo los objetivos de este trabajo ya que se entendió que era el programa informático más adecuado para realizar este código además de ser el programa con el que más hemos trabajado durante la carrera por lo que los conocimientos ya adquiridos ayudarían a que el trabajo saliese correctamente.

- COOLPROP

Aunque el código se ha hecho en MATLAB, para realizarlo y obtener los resultados deseados era necesario trabajar a la par con un programa que proporcionará las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo.

El software seleccionado para proporcionar estos datos es CoolProp. Este software permite el cálculo de diferentes propiedades termodinámicas de una serie de fluidos que puede ser incorporado como una extensión a varios programas como MATLAB[16] o Excel. Es un software sencillo, que contiene una gran variedad de librerías de datos termodinámicos.

Introduciendo como dato las propiedades de los fluidos conocidas, como ciertas presiones o temperaturas, con esta extensión es posible conseguir el resto de propiedades termodinámicas correspondientes y necesarias para el funcionamiento del código, como entalpías, entropías...etc.

6.2 Escenario inicial

El código se ha comenzado introduciendo los datos termodinámicos conocidos del ciclo:

- Rendimientos de los distintos componentes
- Temperatura ambiente y presión atmosférica, valores de entrada del aire al compresor.
- Saltos de presiones en la caldera y la cámara de combustión
- Poder calorífico del combustible a utilizar
- Propiedad de los fluidos.

Una vez introducidos todos estos datos, es necesario suponer el valor de otros parámetros en función de las restricciones del apartado anterior. Para el primer escenario se fijó:

- La máxima presión de trabajo en la presión más alta permitida, es decir en 220bar.--> $P_{10s}=220\text{bar}$
- Las Temperaturas tanto de entrada a la turbina de alta $\rightarrow T_{10s}=550^\circ\text{C}$
- La Temperatura de entrada a la turbina de baja presión $\rightarrow T_{12s}=584^\circ\text{C}$
- Gasto másico de aire 1kg/s.
- Turbina de gas GE. MS9001FA [17] ($T_{\text{max}}=1288^\circ\text{C}$) $\rightarrow \text{TIT}=1523\text{K}$



- Programación ciclo de gas

Primero se calcularán los valores correspondientes al ciclo de gas. Para ello se abre un bucle “for” que hará que todos los valores que se calculen dependan de la relación de compresión, por lo que al final se obtendrá un vector para cada propiedad calculada y por lo tanto, un valor diferente de rendimiento para cada relación de compresión.

Mediante las ecuaciones correspondientes se llega a los valores de gastos másicos, de combustible y gases de escape, valores de la potencia generada por la turbina y consumida por el compresor así como el calor generado en la cámara de combustión. En esta primera parte del programa todos estos datos serán vectores dependientes de la relación de compresión.

- Programación ciclo de vapor

Con los datos introducidos al principio del ciclo y haciendo uso de la extensión de Coolprop para el cálculo de propiedades, se obtienen todos los puntos del ciclo de vapor a excepción de aquellos dependientes del parámetro α (11s, 12s y 13s).

Para calcular las propiedades correspondientes a estos puntos se abre un bucle “for”, por el cual se van guardando en un vector los datos correspondientes dependiendo del valor de α .

Por otro lado, para llegar a los valores de las potencias consumidas o generadas por los componentes del ciclo de vapor, es necesario suponer valores de gastos másicos, el total introducido, y el porcentaje destinado a cada calderín. Para este primer escenario se ha supuesto una extracción del 20% del gasto másico total en el primer calderín y el 80% restante, en el segundo.

El programa cuenta con un bucle “while”, el cual se encarga de cambiar la relación $\lambda = mg/ms$ para sacar el valor óptimo que hay que introducir en el ciclo de vapor según el gasto másico de gases que circulen por la caldera.

Los valores calculados de este ciclo, entonces, dependerán de dos variables, α y λ , por lo que se obtiene una matriz por cada parámetro calculado.

- Cálculo caldera HRSG

Una vez calculados los puntos del ciclo de vapor, dentro de los mismos bucles el programa pasa a calcular la temperatura de los gases a la entrada y a la salida de cada elemento de la caldera recuperadora.

Posteriormente, se calcula la matriz correspondiente al rendimiento global del ciclo y mediante un bucle se busca que valor de la misma es máximo.



Todos estos cálculos, finalmente, dan lugar a un vector de rendimientos dependiente de la relación de compresión. Por último se analiza este vector, obteniendo para qué valor de r_{com} el rendimiento global del ciclo es máximo. Pudiendo sacar así todos los valores necesarios del ciclo, como:

$W_{tg}, W_{tv}, Q_{in}, TOT, T_{gaseschimenea}, m_g, r_{com}, m_s$ y η_{ciclo} .

6.3 Resultados conseguidos

- $\eta_{ciclocombinado} = 50.85\%$
- $\dot{W}_{total} = 0.9821MW$
- $\dot{W}_{tg} = 0.6697MW$
- $\dot{W}_{tv} = 0.3124MW$
- $T_{salidagasesc} = 206.87^\circ C$
- $TOT (T_{4g}) = 705.25^\circ C$
- $r_{com} = 9$

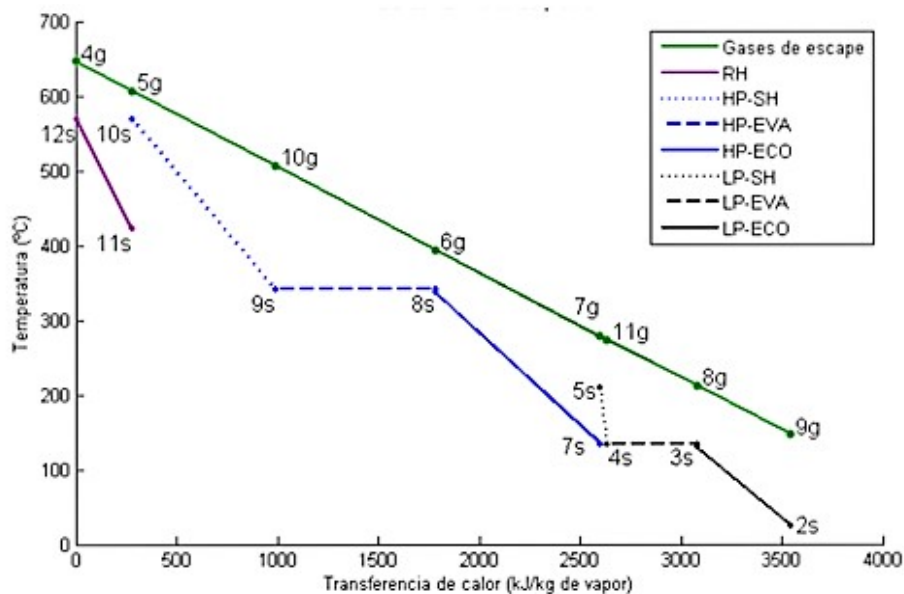


Figura 6.1. Diagrama transferencia de calor en la caldera

7. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado del trabajo se analizarán los cambios que provocan la modificación de distintos parámetros sobre el ciclo. Para ello se han elegido algunos de los parámetros que tanto mi tutor como yo, hemos concluido que pueden ser más interesantes de analizar:



- La temperatura de entrada a la turbina de gas
 - Las propiedades de entrada del aire en el compresor, es decir, comprobar cómo afectaría a la central trabajar durante las diferentes estaciones del año.
 - Flujo másico a extraer de cada calderín.
 - La temperatura de entrada de los gases a la caldera.
- Influencia de la temperatura de entrada a la turbina de gas

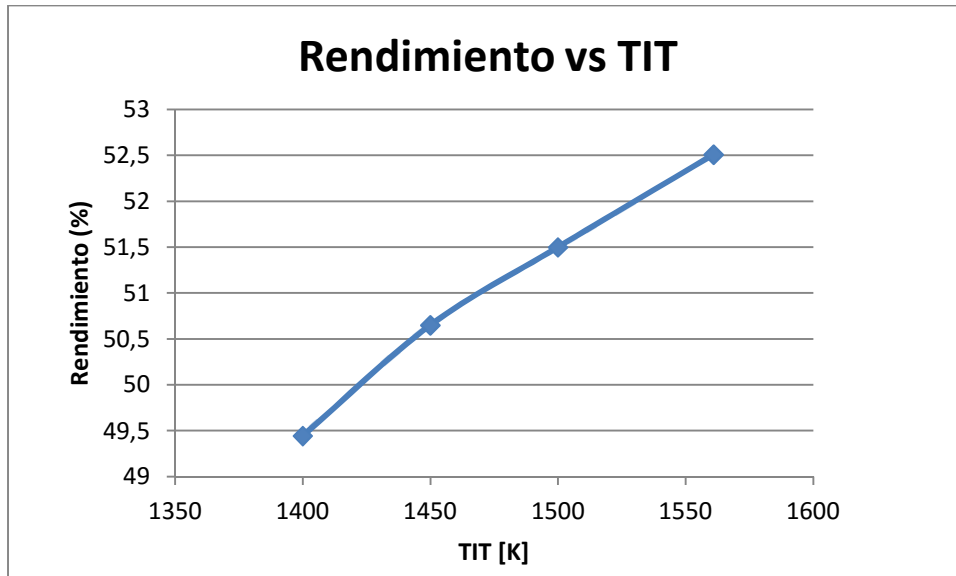


Figura 7.1. Gráfico de rendimiento vs TIT

Como se puede observar en la *Figura 7.1*, a medida que aumenta la temperatura de entrada de los gases a la turbina el rendimiento global de la central se incrementa.

Sin embargo, esta temperatura no se puede suponer tan alta como se quiera ya es una restricción de diseño de la turbina. Es por ello, por lo que el desarrollo de las turbinas de gas está estrechamente ligado al desarrollo de los ciclos combinados.

En nuestro caso, la turbina elegida de General electric aguanta como máximo una temperatura de 1288°C. Introduciendo este valor de temperatura en el programa y dejando intactos los demás datos introducidos para el primer escenario, conseguimos un rendimiento de:

$$\eta_{ciclo} = 52.505\%$$

Un rendimiento algo superior al conseguido en el caso anterior anterior.

Este aumento de rendimiento según se incrementa la temperatura de entrada a la turbina también es debido a que los gases salen de la turbina también a temperaturas mayores, como se representa en la *Figura 7.2*. Con mayores temperaturas de los gases



es posible calentar el vapor hasta temperaturas mayores y así aumentar el trabajo dado por las turbinas de vapor, lo que se traduce en un mayor rendimiento en la central.

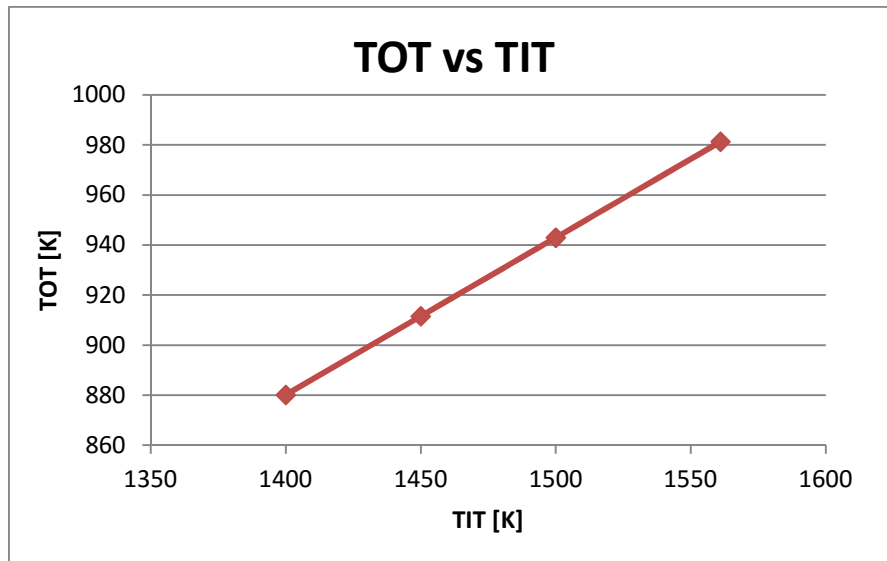


Figura 7.2. Gráfico TOT vs TIT

- Influencia condiciones ambientales

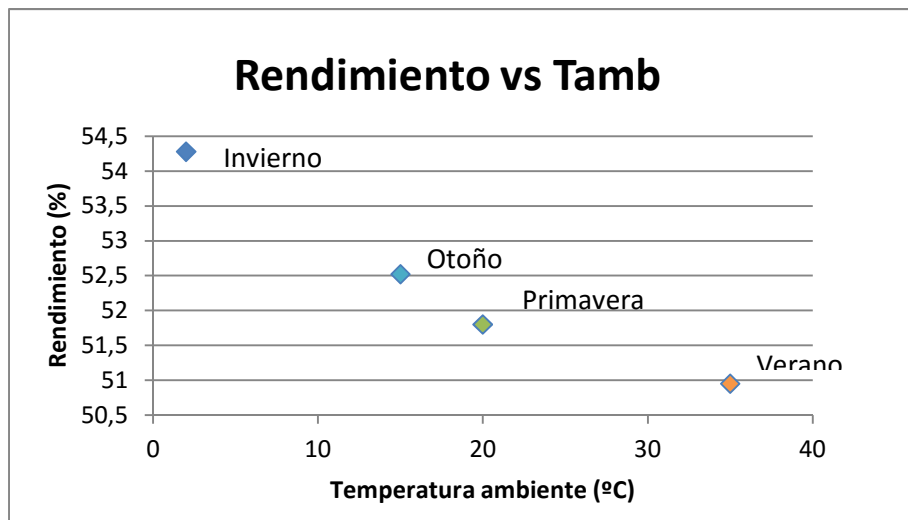


Figura 7.3. Gráfico rendimiento vs temperatura ambiente

Como se puede observar es en invierno cuando se llega a rendimientos de máximo valor en la central, es decir, a medida que el aire entra a menos temperatura en el compresor, mayor se hace el rendimiento del ciclo.

Esto es debido a que en el código programado la temperatura correspondiente al condensador es 10 grados mayor que la temperatura ambiente, luego cuanto menor es la temperatura ambiente, menor es la temperatura de condensación. Esto se traduce en una mayor expansión en la turbina correspondiente, la diferencia de



entalpías es mayor por lo que habrá un aumento en el rendimiento, tal y como indica el gráfico.

Es interesante destacar que, que el aire entre al compresor a menor temperatura también afectaría negativamente en el coste de combustible. Si el aire entra a menor temperatura al compresor, para la misma relación de compresión, entraría también más frío a la cámara de combustión. Por lo que, para llegar a una combustión donde los gases lleguen a la temperatura máxima permitida por la turbina de gas, se necesitaría más gasto de combustible.

$$m_c = \frac{m_a (Cp_g \cdot TIT - Cp_a \cdot T_{2a})}{PCI \cdot \eta_{cc} - Cp_g \cdot TIT}$$

Siendo todos los parámetros constantes excepto la temperatura T_{2a} , de entrada a la cámara de combustión, que es menor, el numerador se hace más grande, luego aumentara el gasto de combustible necesario. Sin embargo, está comprobado que este gasto de más de combustible es mínimo en comparación con el aumento de rendimiento que se consigue descendiendo la temperatura de condensación.

- Influencia del flujo másico a extraer de cada calderín

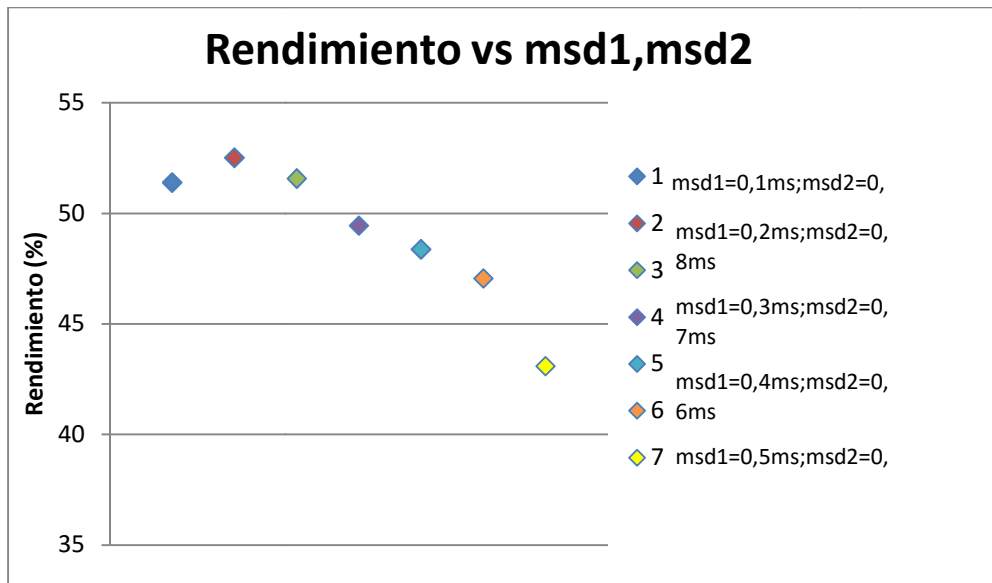


Figura 7.4. Gráfica rendimiento vs extracción de los calderines

Como se puede apreciar en la figura anterior, para una temperatura de entrada a la turbina de 1288°C el rendimiento se hace máximo en el punto correspondiente al rombo de color magenta. Para este caso el rendimiento de la central es máximo si se extrae el 20% de gasto de másico de vapor en el primer calderín y el 80% restante en el segundo calderín.



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

Como ya se ha dicho con anterioridad en el documento las centrales de ciclo combinado, hoy en día, están en funcionamiento para respaldar a las energías renovables. Esto quiere decir que la potencia necesaria a extraer de un ciclo combinado depende de la potencia que consigan suministrar estas energías y de la demanda requerida. Por ello, es interesante observar y representar como dependiendo de la carga a la que trabajen estas centrales dan más o menos potencia. La potencia suministrada se controla dependiendo del gasto másico de agua que introduzcamos en la central o gracias a los calderines que nos permiten sacar a las turbinas más o menos gasto másico de agua dependiendo de la potencia que se necesite

El primer escenario se ha realizado para 1kg/s de aire y la central suministra 1.026MW. Luego, si necesitásemos, por ejemplo, que la central proporcionase 300MW, serían necesarios 292.4kg/s de aire.

$$\frac{1.026MW}{300MW} = \frac{1kg/s}{X} \rightarrow X = 292.4kg/s$$

Observando los resultados del programa podemos comprobar que estos cálculos son correctos:

```
Command Window
***** SOLUCIÓN *****
*****
Introduciendo 1 kg/s de aire

ma =
    1

Es necesario introducir:[kg/s]

gastomasicoagua =
    0.0102

La central tendrá un rendimiento [%] de:

rendimiento =
    52.5050

Y la potencia suministrada sera:[MW]

Wtotal =
    1.0255

Wtg =
    0.7130

Wts =
    0.3126
fx
```



```
Command Window
***** SOLUCIÓN *****
Introduciendo 292,4 kg/s de aire

ma =
    292.4000

Es necesario introducir:[kg/s]

gastomasicoagua =
    2.9772

La central tendrá un rendimiento [%] de:

rendimiento =
    52.5050

Y la potencia suministrada sera:[MW]

Wtotal =
    299.8704

Wtg =
    208.4714

Wts =
    91.3989
```

Con estos resultados del programa es posible afirmar que según se aumenta el gasto másico de fluido, aumenta la potencia conseguida en la central. En cambio, el rendimiento, como era de esperar, se mantiene constante, ya que no depende del gasto de fluido introducido sino de la diferencia de entalpías.

- Influencia de T_{4g}

Se puede observar que para este diseño la T_{10s} no ha sido supuesta su temperatura máxima posible sino que es algo menor. Esto es debido a que los gases de escape no entran en la caldera con energía suficiente para aumentar la temperatura del vapor hasta tal temperatura en ese punto.

Sin embargo si se consiguiesen diseñar turbinas de vapor que aguantasen mayores temperaturas, los gases de escape saldrían de las mismas con energía suficiente para incrementar la temperatura hasta la que se calienta el vapor y por lo tanto, aumentar el trabajo proporcionado por el ciclo de vapor.

Es importante señalar que hoy en día se consiguen temperaturas que suelen oscilar entre los 450 y los 600°C. Como se ha señalado en un apartado anterior del



documento, estos gases pueden ser aprovechados directamente en una caldera de recuperación o pueden pasarse antes por un quemador de post combustión. En el quemador se aprovecha el alto contenido en oxígeno de los gases de escape para volver a incrementar su temperatura y utilizar el calor en una caldera de recuperación. El incremento de temperatura que produce un quemador de postcombustión puede hacer llegar al gas que entra en la caldera hasta los 900°C, lo cual haría que los gases de escape pudiesen calentar el vapor hasta una temperatura mayor y por tanto aumentar el rendimiento de la central. Sin embargo, al introducir un quemador antes de la caldera de recuperación, estaremos introduciendo más combustible y mayor calor lo cual puede hacer descender el rendimiento global:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{HST} + \dot{W}_{LST} - \dot{W}_{com} - \dot{W}_{p1} - \dot{W}_{p2}}{\dot{Q}_{in}}$$

Por ello aunque con este diseño se consiguiese una mayor temperatura de entrada de los gases en la caldera, sería necesario estudiar en qué proporción afectaría cada parámetro y observar si es óptimo o no su instalación.



8. CONCLUSIÓN

La tecnología de ciclo combinado es aquella que combina un ciclo de gas con un ciclo de vapor mediante un elemento de unión denominado caldera recuperadora. Esta caldera utiliza la energía contenida en los gases de escape de la turbina de gas para calentar el agua de un ciclo de vapor. De esta manera, se aprovecha la energía residual del ciclo de gas, que en otro caso iba a ser expulsada a la atmósfera. Con esta tecnología se consiguió aumentar los rendimientos hasta valores entre el 50 y el 60%, rendimientos muy superiores a los conseguidos en ciclos Brayton (ciclo de gas) de entorno a un 25% o ciclos Rankine (Ciclo de vapor), de entorno al 40%.

En el panorama energético actual las centrales de ciclo combinado se utilizan como respaldo de las energías renovables. Las energías renovables están cobrando cada vez un papel más importante, sin embargo, es necesario disponer de una manera de energía alternativa que pueda garantizar el suministro de electricidad, necesario para satisfacer la demanda, cuando las condiciones climatológicas adversas no permitan que estas trabajen a su máxima capacidad. Gracias a su flexibilidad, su alta eficiencia y además a sus bajas emisiones de gases contaminantes, es la tecnología de ciclo combinado la más adecuada para este fin.

Por estas razones la tecnología de ciclo combinado ha cobrada gran importancia en la industria energética por lo que se consideran un objeto de estudio de gran interés.

El objetivo principal de este trabajo era conseguir crear un código que representase el funcionamiento de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión, con el propósito de observar y estudiar la influencia de diferentes parámetros sobre el rendimiento del ciclo o la potencia suministrada por el mismo.

Tras varias pruebas y maneras de pensar en cómo conseguir el correcto funcionamiento del código, finalmente se consiguió obtener un programa mediante el cual, suponiendo los valores de algunos parámetros del ciclo, sea posible obtener los valores óptimos del resto de los parámetros, es decir, aquellos que hagan que el rendimiento global del ciclo sea máximo.

Se hace referencia al rendimiento global dado que, los valores de los rendimientos de los ciclos de gas y vapor por separado no son máximos, sino que lo es su relación, es decir, el rendimiento del ciclo en su totalidad. De hecho, en los resultados se puede observar que el rendimiento del ciclo de gas es más bajo de lo que se podía esperar y que en algunos casos la relación de compresión es menor que la esperada, hecho que penaliza la potencia entregada por la turbina de gas pero que, por otro lado, hace que se disponga de más energía que aprovechar en la caldera HRSG.



Una vez conseguido el código se han realizado distintos estudios y se ha concluido que los parámetros que afectan en mayor medida al rendimiento global del ciclo son:

- Temperatura de entrada a la turbina de gas
- Temperatura ambiente, a la cual entra el aire al compresor
- Flujo másico a extraer de cada calderín

Estos son los parámetros que más hacen variar el rendimiento de la central aunque hay otros que también podrían ser analizados. La presión máxima de la caldera o los valores de pinch point son un ejemplo. No obstante, no se han elegido como parámetros de discusión ya que cambiando sus valores, dentro de las restricciones en las que nos hemos basado, el rendimiento no cambia de manera significativa.

En relación a la temperatura a la que entran los gases a la turbina de gas, se confirma que cuanto mayor sea su valor mayor será la potencia entregada y la temperatura con la que los gases de escape entran a la caldera. Esto posibilita alcanzar temperaturas del vapor más elevadas y con ello mayor potencia en la turbina de vapor. Es decir, cuanto mayor sea la temperatura de entrada a la turbina de gas, mayor será el rendimiento de la central. Por esta razón resulta interesante la investigación y desarrollo de materiales capaces de soportar altas temperaturas o sistemas de refrigeración que permitan aumentar la temperatura máxima soportada por los álabes de las turbinas de gas.

Como ya se ha mencionado, las centrales de ciclo combinado son necesarias durante todo el año, por lo que es importante observar cómo afectan las condiciones ambientales a la operación de estas. Se ha comprobado que cuanto menor sea la temperatura de entrada del aire al compresor, mayor es el rendimiento del ciclo, al contrario de lo que se podía esperar. Una de las formas más eficientes de aumentar el rendimiento de los ciclos combinados, en la que se centran muchas investigaciones, es conseguir disminuir la temperatura de condensación del ciclo de vapor y de esta manera incrementar la expansión en la turbina y con ello la potencia suministrada por la misma. Bien, pues esta es la razón por la que los resultados muestran que en invierno la central opera con mayor eficiencia, se consiguen menores temperaturas de condensación cuánto menor es la temperatura en el exterior.

Los calderines son un elemento muy importante en este tipo de tecnología. Son estos los que permiten la gran flexibilidad que proporcionan estos ciclos. De cada uno de ellos se puede extraer tanto gasto de vapor como el que haya sido introducido de agua proveniente del economizador. En este estudio se ha comprobado que cambiando parámetros de operación como pueden ser las temperaturas mencionadas anteriormente, los porcentajes de vapor a extraer de cada uno de los calderines que hacen que la central opere con un rendimiento máximo, son cambiantes. Luego es posible afirmar que resulta beneficioso comprobar, para cada entorno de operación de



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

la central, cual es el porcentaje de vapor que se debe extraer de cada uno de los calderines para que el rendimiento de esta sea máximo.

Por otro lado, dado que las centrales de ciclo combinado sirven como respaldo de las energías renovables, es lógico pensar que no siempre operaran a plena carga, no siempre se necesitara que estas suministren la misma cantidad de potencia a la red. En este estudio también se ha comprobado que, como se ha expuesto en la teoría, dependiendo del gasto de aire y agua introducido en la central, la central suministrará la cantidad de potencia necesaria en cada momento.

En conclusión, el presente trabajo destaca la importancia de los ciclos combinados y lleva a cabo un análisis del efecto de cambiar distintos parámetros de operación, que permite profundizar y comprender el funcionamiento de centrales que emplean esta tecnología.



9. TRABAJOS FUTUROS

El presente trabajo está basado en el estudio de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión, sin embargo, como ya ha sido expuesto en apartados anteriores existe una tecnología más avanzada; ciclos combinados con tres niveles de presión, los cuales pueden llegar a rendimientos más elevados. Para este proyecto se decidió utilizar solo dos niveles de presión, ya que se previó que sería una herramienta de gran utilidad para analizar un tipo de ciclo combinado convencional, más abundante, por el momento, que aquellos de 3 niveles de presión.

No obstante, un trabajo futuro interesante sería realizar un código como el creado para este estudio, pero para ciclos de un nivel más de presión. Disponer de un código que permita introducir y modificar los datos de diseño para poder comprobar su influencia en la eficiencia del ciclo, puede ser de gran ayuda para diferentes estudios.

Por otro lado, recordando el objetivo principal de este proyecto, se puede observar que se han elegido solo algunos parámetros de diseño para realizar la discusión de resultados. Este análisis es posible realizarle con cada uno de los parámetros de diseño introducidos, por lo que se podría seguir con este proyecto estudiando la influencia de los demás parámetros y analizando sus resultados.

Existen múltiples combinaciones que podrían ser estudiadas y serían de gran utilidad como:

- Modificar las presiones de entrada o a los calderines.
- Cambiar el rendimiento de los distintos elementos
- Modificar algunas de las restricciones; la diferencia en los pinch points o la temperatura mínima la que pueden salir los gases de la chimenea.

Sí es cierto, que estos parámetros tienen una repercusión menor sobre el rendimiento del ciclo que los elegidos para analizar en este trabajo, pero es posible que sean de interés para algún estudio o caso concreto.



10. BIBLIOGRAFIA

- [1] «Historia de la electricidad», *Endesa Educa*. [En línea]. Disponible en: http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-sector-electrico/xvii.-aspectos-generales.
- [2] «Información general de la Central Térmica de Compostilla», *Endesa Educa*. [En línea]. Disponible en: http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/instalaciones-electricas/informacion-compostilla.
- [3] «Las Plantas de Cogeneración». [En línea]. Disponible en: <http://www.energiza.org/index.php/contratacion-de-mantenimiento/36-las-plantas-de-cogeneracion>.
- [4] «Centrales de Ciclo Combinado en España». [En línea]. Disponible en: <http://www.energiza.org/979-centrales-de-ciclo-combinado-en-espa%C3%B1a>.
- [5] «1310554265_presente_y_futuro_de_los_ccgts.pdf».
- [6] «RENOVETEC: HRSG». [En línea]. Disponible en: <http://www.cicloscombinados.com/hrsg.html>.
- [7] «Gas Natural - Historia del gas natural». [En línea]. Disponible en: <http://www.innenergy.cl/historiagas1.htm>.
- [8] «Gas Natural - Reservas». [En línea]. Disponible en: <http://www.innenergy.cl/reservas1.htm>.
- [9] RES, «La apuesta 20/20/20 de la UE para 2020», *ecoinTELigencia - ponte al día en diseño sostenible!*, 30-mar-2011. .
- [10] «RENOVETEC: CENTRALES DE CICLO COMBINADO». [En línea]. Disponible en: <http://www.cicloscombinados.com/35tratamientovertidos.html>.
- [11] «Carnot». [En línea]. Disponible en: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/carnot/carnot.htm>.
- [12] «Postcombustión en plantas de cogeneración | Atmosferis».
- [13] *Apuntes Máquinas y Centrales Térmicas*, Leganés, 2015.
- [14] A.M., Bassily. *Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a dual-pressure reheat combined-cycle*. s.l. : Elsevier, Junio de 2005, Applied Energy, Vol. 81.



- [15] «What is Film Cooling?» [En línea]. Disponible en:
<http://www.me.umn.edu/labs/tcht/measurements/what.html>.
- [16] «Welcome to CoolProp — CoolProp 6.0.0 documentation». [En línea].
Disponible en: <http://www.coolprop.org/>.
- [17] «ger-3434d-ge-gas-turbine-design-philosophy.pdf»..



11. ANEXOS

1.1 Nomenclatura

A continuación se muestra la notación empleada en el apartado 5:

Nomenclatura

HP: alta presión

LP: baja presión

GT: turbina de gas

P: presión

T: temperatura

h: entalpía específica

s: entropía específica

\dot{m} : gasto másico

C_p: calor específico a presión constante

r_{com}: relación de compresión

α : variable de proporcionalidad entre el segundo y tercer nivel de presión

Y: coeficiente de dilatación adiabática

TIT: temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas

TOT: temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas

LHV: poder calorífico inferior del combustible

\dot{Q}_{in} : Potencia térmica suministrada en la cámara de combustión

\dot{W} : Potencia

η : rendimiento

Subíndices

a: aire

g: gases de combustión

s: agua/vapor

f: combustible

sat: condiciones de saturación

liqsat: condiciones de líquido saturado

vsat: condiciones de vapor saturado

si: proceso a entropía constante(ideal)

HST: turbina de vapor de alta presión

LST: turbina de vapor de baja presión

GT: turbina de gas

com: compresor

cc: cámara de combustión

p: bomba



1.2 Programa MATLAB

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m*
EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Go To Insert Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run Section Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m* x +
1 - close all
2 - clear all
3 - clc
4
5 - % ANÁLISIS DE OPERACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA CENTRAL TÉRMICA DE CICLO
6 - % COMBINADO DE DOS NIVELES DE PRESIÓN
7
8 - %DATOS:
9
10 - %Presión y Temperatura ambiente
11 - Pa=101300; %[Pa]
12 - Tamb=15+273; %[K]
13
14 - %Eficiencias(%)
15
16 - ntv=0.90; %rendimiento isentrópico turbinas de vapor
17 - nptg=0.885; %rendimiento turbina de gas
18 - nb=0.85; %rendimiento isentrópica bombas
19 - ncal=0.99; %rendimiento caldera
20 - ncc=0.99; %rendimiento cámara de combustión
21 - npc=0.91; %rendimiento politrópico compresor
22
23 - %Saltos de presión (bar)
24
25 - SPg=0.02; %salto de presión de gas en la caldera
26 - SPa=0.03; %salto de presión de aire en la cámara de combustión
--
```

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Go To Insert Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run Section Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
28 - %combustible--> metano
29 - PCI=50016000; %[J/kg]
30 - Cpg=1200; %[J/(kg*K)]
31 - gammag=1.3;
32
33 - %Aire
34 - Cpa=1006; %[J/(kg*K)]
35 - Cv=717.462; %[J/(kg*K)]
36 - gamma=Cpg/Cv;
37
38
39 - %Turbina de gas
40 - TIT=1523; %[K],Temperatura de entrada a la turbina de gas
41 - ma=1; %[kg/s],Gasto másico de aire que entra al compresor
42 - Ppmin=10;
43
44 - %CICLO DE VAPOR
45 - p1=0.20; %porcentaje de msd1 que saco respecto a ms
46 - T9gmin=70+273.15; %[K], Temperatura mínima a la que pueden salir los gases de la caldera
47
48 - %Condensador
49 - T1s=Tamb+10; %[K],Temperatura de condensación
50 - P1s=CoolProp.PropsSI('P','T',T1s,'Q',0,'Water'); %[Pa], Presión de condensación
51 - P6s=P1s;
52 - T6s=T1s;
53 - h1s=CoolProp.PropsSI('H','T',T1s,'Q',0,'Water'); %[J/kg]
54
```



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m

EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Go To Insert Comment % % % Breakpoints Run Run and Advance
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN

Untitled25.m x +
55 %PROPIEDADES
56
57 - P7s=22000000; %Presión máxima de trabajo
58 - P10s=P7s;
59 - T10s=560+273;
60 - T12s=584+273;
61 - P9s=P10s;
62 - T9s=CoolProp.PropsSI('T','P',P9s,'Q',1,'Water');
63 - h9s=CoolProp.PropsSI('H','T',T9s,'Q',1,'Water');
64 - P8s=P10s;
65 - Tsath=T9s; %Temperatura de saturación a la presión máxima
66 - T8s=T9s;
67 - h8s=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsath,'Q',0,'Water');
68 - hfgh=h9s-h8s;
69 - T4s=378;
70 - T5s=468;
```

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m

EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Go To Insert Comment % % % Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN

Untitled25.m x +
72 %Optimizacion CICLO BRYTON
73
74 - T1a=Tamb;
75 - P1a=Pa;
76
77 - for i=2:30
78 - rcom=i; %Relación de compresión
79 - P2a(i)=P1a*rcom;
80 - P3g(i)=P2a(i)*0.97;
81 - T3g=T1I;
82 - P4g=Pa;
83 %compresor
84 - ncom(i)=(rcom^((gamma-1)/gamma)-1)/(rcom^((gamma-1)/gamma*ncp)-1);
85 - T2a(i)=T1a*(1+((1/ncom(i))*rcom^((gamma-1)/gamma)-1));
86
87 %Cámara de combustión
88 - mfx(i)=(ma*(Cpg*T3g-Cpa*T2a(i)))/(PCI*ncc-Cpg*T3g); %Gasto másico de combustible
89 - mgx(i)=mfx(i)+ma; %Gasto másico de gases que entran a HRSG
90
91 %Turbina de gas
92 - T4gx(i)=T3g*(P3g(i)/P4g)^(((1-gammag)*nptg)/gammag); %TOT, Temperatura de entrada de los gases a la HRSG
93
94 - Wcomx(i)=ma*Cpa*(T2a(i)-T1a); %Potencia consumida por el compresor
95 - Qinx(i)=mfx(i)*PCI*ncc; %Potencia térmica en la cámara de combustión
96 - Wtgx(i)=mgx(i)*Cpg*(T3g-T4gx(i)); %Potencia suministrada por la turbina de gas
97
98 - nbxx(i)=(Wtgx(i)-Wcomx(i))/Qinx(i); %Rendimiento del ciclo de gas
99
100 - end
```



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
+ Find Files
New Open Save Compare Go To Comment % % % % Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
101
102 - for rcom=1:30;
103
104 %ciclo de gas
105 T4g=T4gx(rcom);
106 mg=mgx(rcom);
107 Wtg=Wtgx(rcom);
108 Qin=Qinx(rcom);
109 Wcom=Wcomx(rcom);
110 nbx=nbxx(rcom);
111 mf=mfx(rcom);
112
113 %Ciclo de vapor
114 i=0;
115
116 lamda=0.01; %Relación entre gasto másico de gases y de agua
117 k=1;
118
119 while lamda<1
120 lamdax(k)=lamda;
121 a=0.1; %Variable de proporcionalidad entre la presión P10s y P11s
122 for i = 1:5
123 P11s(k,i)=a*P10s;
124 P12s(k,i)=P11s(k,i);
125 a=a+0.1;
126 h12s(k,i)=CoolProp.PropsSI('H','P',P12s(k,i),'T',T12s,'Water');
127 s12s(k,i)=CoolProp.PropsSI('S','P',P12s(k,i),'T',T12s,'Water');
128 s13si(k,i)=s12s(k,i);
129 P13s=P11s;
```

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
+ Find Files
New Open Save Compare Go To Comment % % % % Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
128 s13si(k,i)=s12s(k,i);
129 P13s=P11s;
130 h13si(k,i)=CoolProp.PropsSI('H','P',P13s,'S',s13si(i),'Water');
131 h13s(k,i)=h12s(k,i)-ntv*(h12s(k,i)-h13si(k,i));
132 s13s(k,i)=CoolProp.PropsSI('S','P',P13s,'H',h13s(k,i),'Water');
133 Q(k,i)=CoolProp.PropsSI('Q','P',P13s,'H',h13s(k,i),'Water'); %Titulo de vapor a la entrada del condensador
134 h10s=CoolProp.PropsSI('H','P',P10s,'T',T10s,'Water');
135 s10s=CoolProp.PropsSI('S','P',P10s,'T',T10s,'Water');
136 h11si(k,i)=CoolProp.PropsSI('H','P',P11s(k,i),'S',s10s,'Water');
137 h11s(k,i)=h10s-ntv*(h10s-h11si(k,i));
138 T11s(k,i)=CoolProp.PropsSI('T','P',P11s(k,i),'H',h11s(k,i),'Water');
139
140 P4s=CoolProp.PropsSI('P','T',T4s,'Q',1,'Water');
141 T7s=T4s;
142 h7s=CoolProp.PropsSI('H','P',P7s,'T',T7s,'Water');
143 T3s=CoolProp.PropsSI('T','P',P4s,'Q',0,'Water');
144 h3s=CoolProp.PropsSI('H','T',T3s,'Q',0,'Water');
145 h4s=CoolProp.PropsSI('H','P',P4s,'Q',1,'Water');
146 hfg1=h4s-h3s;
147 P2s=P4s;
148 T2s=T1s;
149 h2s=CoolProp.PropsSI('H','P',P2s,'T',T2s,'Water');
150
151 h5s=CoolProp.PropsSI('H','P',P4s,'T',T5s,'Water');
152 s5s=CoolProp.PropsSI('S','P',P4s,'T',T5s,'Water');
153 h6si=CoolProp.PropsSI('H','P',P6s,'S',s5s,'Water');
154 h6s=h5s-ntv*(h5s-h6si);
155 Q1=CoolProp.PropsSI('Q','P',P6s,'H',h6s,'Water');
```




Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
New Open Save Find Files Compare Go To Comment % Find Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
156 ms=mg*lamda; %Gasto másico de agua que introducir al ciclo en función de mg
157 msd1=p1*ms; %Porcentaje de gasto de vapor extraído del calderin de baja presión
158 msd2=ms-msd1; %Porcentaje de gasto de vapor extraído del calderin de alta presión
159
160
161 Whstx(k,i)=msd2*(h10s-h11s(k,i)); %Potencia suministrada por la turbina de alta presión
162 Wlstx(k,i)=(msd1*(h5s-h6s))+ (msd2*(h12s(k,i)-h13s(k,i))); %Potencia suministrada por la turbina de baja presión
163 Wp2x(k,i)=(msd2*(h7s-h3s))/nb; %Potencia consumida por la bomba1
164 Wp1(k,i)=ms*(h2s-h1s)/nb; %Potencia consumida por la bomba2
165
166 %Caldera HRSG
167
168 T5g(k,i)=T4g-((msd2/(mg*Cpg))*(h12s(k,i)-h11s(k,i)));
169 T10g(k,i)=T5g(k,i)-((msd2/(mg*Cpg))*(h10s-h9s));
170 T6g(k,i)=T10g(k,i)-((msd2/(mg*Cpg))*(h9s-h8s));
171 T7g(k,i)=T6g(k,i)-((msd2/(mg*Cpg))*(h8s-h7s));
172 T11g(k,i)=T7g(k,i)-((msd1/(mg*Cpg))*(h5s-h4s));
173 T8g(k,i)=T11g(k,i)-((msd1/(mg*Cpg))*(h4s-h3s));
174 T9g(k,i)=T8g(k,i)-((ms/(mg*Cpg))*(h3s-h2s));
175
176
177 %BALANCE DE ENERGIA
178 gas(k,i)=mg*Cpg*(T4g-T9g(k,i));
179 agua(k,i)=msd2*(h12s(k,i)-h11s(k,i))+msd2*(h10s-h9s)+msd2*(h9s-h8s)+msd2*(h8s-h7s)+msd1*(h5s-h4s)+msd1*(h4s-h3s)+ms*(h3s-h2s);
180
181 end
182 k=k+1;
183 lamda=lamda+0.01;
184 end
185
script
```

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
New Open Save Find Files Compare Go To Comment % Find Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
186 %Rendimiento ciclo combinado
187
188 nt=(Wtg+Whstx+Wlstx-Wcom-Wp1-Wp2x)/(Qin);
189 [m,n]=size(nt);
190
191 %limitación temperatura de salida de los gases y de pinch points
192
193 PP1=T5g-T10s;
194 PP2=T6g-T8s;
195 PP3=T7g-T5s;
196 PP4=T8g-T4s;
197 PP5=T9g-T2s;
198
199 for g=1:m
200     for h=1:n
201         if T9g(g,h)<T9gmin || PP1(g,h)<PPmin || PP2(g,h)<PPmin || PP3(g,h)<PPmin || PP3(g,h)<PPmin || PP4(g,h)<PPmin || PP5(g,h)<PPmin
202             nt(g,h)=0;
203         end
204     end
205 end
206
207
```



Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m

EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Print Go To Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN

Untitled25.m x +
207 %Optimización
208
209 ni=0;
210 f=1;
211 c=1;
212
213 for g=1:m
214     for h=1:n
215         if nt(g,h)>ni
216             ni=nt(g,h);
217             f=g;
218             c=h;
219         end
220     end
221 end
222
223 lamda=lamdax(f);
224 ms=mg*lamda;
225 msd1=p1*ms;
226 msd2=ms-msd1;
227 nciclo(rcom)=nt(f,c);
228 gas(rcom)=gas(f,c);
229 agua(rcom)=agua(f,c);
230 T9g(rcom)=T9g(f,c);
231
232
233 Wts(rcom)=Whtx(f,c)+Wlstx(f,c);
234 Wtotal(rcom)=Wtg+Whtx(f,c)+Wlstx(f,c); %Potencia total del ciclo en función de rcom
235
236 end
```

```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m

EDITOR PUBLISH VIEW
+ New Open Save Find Files Compare Print Go To Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN

Untitled25.m x +
238 nciclox=0.1;
239
240 for j=1:30
241
242     if nciclo(j)>nciclox;
243         rcom=j;
244         nciclox=nciclo(j);
245     end
246
247 end
248
249 %Valores optimizados, rendimiento global del ciclo máximo
250
251 nciclot=nciclo(rcom);
252 Wts=Wts(rcom);
253 Wtg=Wtg(rcom);
254 Qin=Qinx(rcom);
255 T4g=T4g(rcom);
256 Wtotal=Wtotal(rcom);
257 T9g=T9g(rcom);
258 gas=gas(rcom);
259 agua=agua(rcom);
260
```



```
Editor - C:\Users\Cori\Dropbox\main\Untitled25.m
EDITOR PUBLISH VIEW
New Open Save Find Files Compare Print Go To Find Comment Indent Breakpoints Run Run and Advance Run and Time
FILE NAVIGATE EDIT BREAKPOINTS RUN
Untitled25.m x +
260
261 - disp(['*****'])
262 - disp(['***** SOLUCIÓN *****'])
263 - disp(['*****'])
264
265 - disp([' Introduciendo 1 kg/s de aire '])
266
267 - ma=ma
268
269 - disp([' '])
270 - disp(['Con una temperatura de entrada a la turbina de gas: [°C]'])
271
272 - TIT=IT-273
273
274 - disp([' '])
275 - disp(['Con una relación de compresión de:'])
276
277 - rcom
278
279 - disp(['Es necesario introducir:[kg/s] '])
280
281 - gastomasicoagua=ms
282
283 - % Rendimiento del ciclo optimizado
284 - disp([' '])
285 - disp(['La central tendrá un rendimiento [%] de:'])
286 - rendimiento=nciclot
287
288 - % Potencia ciclo vapor, ciclo de gas y total
289 - disp([' '])
290 - disp(['Y la potencia suministrada sera:[MW]'])
291
292 - Wtotal=Wtotal*10^-6
293 - Wtg=Wtg*10^-6
294 - Wts=Wts*10^-6
295
296 - %Temperatura entrada y salida de los gases a la caldera HRSG
297 - disp([' '])
298 - disp(['Temperaturas de entrada y salida de os gases a la caldera:[°C]'])
299
300 - T9g=T9g-273.15
301 - TOT=T4g-273.15
302
303
304
```




Análisis de operación y optimización de una central de ciclo combinado de dos niveles de presión

```
Command Window
*****
***** SOLUCIÓN *****
*****
Introduciendo 1 kg/s de aire

ma =

    1

Con una temperatura de entrada a la turbina de gas: [°C]

TIT =

    1250

Con una relación de compresión de:

rcom =

    9

Es necesario introducir: [kg/s]

gastomasicoagua =

    0.0102

La central tendrá un rendimiento [%] de:

rendimiento =

    0.5085
```

```
Command Window

La central tendrá un rendimiento [%] de:

rendimiento =

    0.5085

Y la potencia suministrada sera: [MW]

Wtotal =

    0.9840

Wtg =

    0.6697

Wts =

    0.3143

Temperaturas de entrada y salida de os gases a la caldera: [°C]

T9g =

    206.1999

TOT =

    705.2486

fx >>
```

