



**UNIVERSIDAD NACIONAL
DE MAR DEL PLATA
FACULTAD DE INGENIERÍA**



**Tesis de Grado para la obtención del título
de Ingeniero Electromecánico**

**EVALUACIÓN TÉCNICO -ECONÓMICA DE LA
IMPLEMENTACIÓN DE UN CICLO
COMBINADO EN LA CENTRAL
TERMOELÉCTRICA "9 DE JULIO"**



Septiembre del 2015

Autor: Agustín Colello
Tutor: Claudio Dimenna

Comisión evaluadora: Ing. Rubén Ferreyra
Ing. Rubén Di Mauro
Ing. Daniel Anaut



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

4.1 Ciclo real de la Turbina de Vapor	55
4.2 Ciclo real de la Turbina de Gas	61
Capítulo 5. Implementación de Ciclo Combinado	64
5.1 Ciclo combinado gas-vapor de 78 MW	64
5.2 Estudio de los parámetros de funcionamiento del Ciclo Combinado.....	65
5.3 Análisis de la post-combustión	69
5.4 Consumo específico y rendimiento.....	70
5.5 Análisis económico del gasto de combustible.....	72
Capítulo 6. Beneficios económicos y proyecto de inversión.....	74
6.1 Actualización del costo de la caldera de recuperación	75
6.2 Proyecto de inversión.....	76
6.3 Análisis de la rentabilidad del proyecto en estudio	78
6.4 Proyecto de inversión 1 – Inversión total en el período inicial	79
6.5 Proyecto de inversión 2 – Inversión total en 3 períodos previos	81
6.6 Conclusiones sobre los proyectos de inversión.....	82
Capítulo 7. Estudio de Impacto Ambiental	84
7.1 Emisiones de CO ₂	85
7.2 Reducción de emisiones en Ciclo Combinado	87
Conclusión.....	92
Discusión.....	93
Bibliografía.....	94
ANEXO.....	95
Anexo 1. Propiedades del agua.....	96
Anexo 2. Propiedades del aire	98

Introducción

La Central Eléctrica 9 de Julio se encuentra ubicada en las cercanías del Puerto de la ciudad de Mar del Plata. La potencia instalada de esta central es de 177 [MW], y su Parque Generador está compuesto por 6 unidades Turbogas a ciclo abierto y 2 unidades Turbovapor que funcionan con Gas Natural durante la mayor parte del año (excepto el mes de julio, por escasez de Gas Natural), pudiendo también utilizar como combustibles alternativos Gas Oil y Fuel Oil.

En la actualidad, dichas turbinas de gas funcionan todo el día, dependiendo de la potencia requerida por el despacho, vertiéndose sus gases de escape al aire sin ningún aprovechamiento, es decir, son turbinas de gas a ciclo abierto.

Por otra parte, las turbinas de vapor se encuentran obsoletas por tener un mal rendimiento, lo que las hace no despachables por ser de elevado consumo de combustible (consumo específico alto), además de tener calderas convencionales con problemas en sus cañerías de sobrepresión, siendo necesaria una importante reparación o reemplazo.

Teniendo en cuenta los dos aspectos antes mencionados (liberación sin aprovechamiento de gases de las turbinas de gas y calderas deterioradas en el ciclo vapor), se pretende en este trabajo analizar la viabilidad del reemplazo de una caldera convencional de una máquina de vapor de 29 MW por otra de recuperación que permita la implementación de un ciclo combinado con una o más turbinas de gas de similar potencia.

Capítulo 1. Ciclos de Vapor y de Gas

En este capítulo se analizarán los ciclos de potencia de vapor y gas, los cuales son los presentes en la generación eléctrica de la Central 9 de Julio de la ciudad de Mar del Plata. Se presentarán los ciclos básicos, y también las mejoras que se han introducido en estos ciclos para alcanzar mayores eficiencias térmicas.

1.1 Ciclo de vapor

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones en el ciclo básico de potencia de vapor. A continuación, se estudiarán en particular, cada una de las mejoras que se han introducido en los ciclos de vapor.

1.1.1 Ciclo ideal de vapor

El vapor de agua es el fluido de trabajo más comúnmente usado en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características, como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización, aunque conceptualmente no es el único y podría emplearse otros fluidos tales como mercurio o fluidos orgánicos.

El ciclo de Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad y está compuesto básicamente de las siguientes 4 etapas:

- 1-2 Compresión isentrópica en la bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en la caldera
- 3-4 Expansión isentrópica en la turbina de vapor
- 4-1 Condensación del fluido a presión constante en el condensador

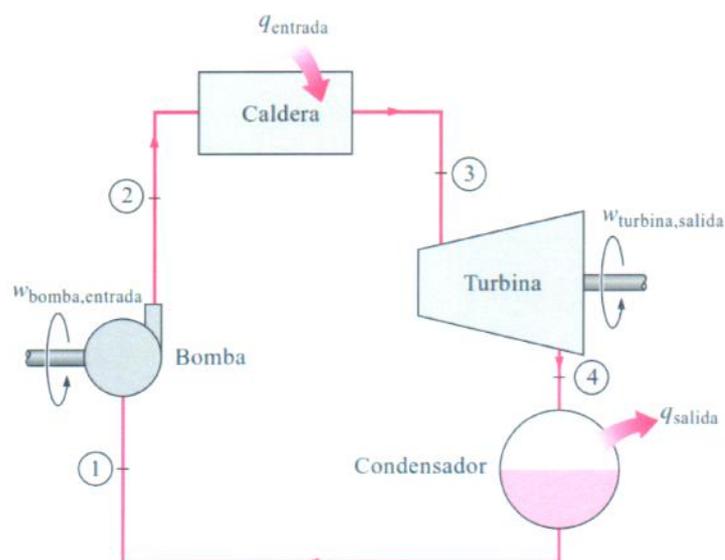


Figura 1.1 El ciclo Rankine ideal simple

El agua, en el estado 1, entra a la bomba como líquido saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera de vapor. La temperatura del agua se eleva un poco durante este proceso de compresión debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua.

El agua ingresa a la caldera, en el estado 2, como líquido comprimido y sale, en el estado 3, como vapor sobrecalentado. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor, donde el calor que se origina de los gases de la combustión, es transferido al agua esencialmente a presión constante.

El vapor sobrecalentado, en el estado 3, entra a la turbina de vapor donde se expande isentrópicamente y produce el trabajo al hacer girar el eje conectado al generador eléctrico. La presión y temperatura del vapor disminuyen en ese proceso hasta los valores del estado 4, donde el vapor ingresa al condensador. En este último estado el vapor es por lo general vapor húmedo con una alta calidad. El vapor, luego se condensa a presión constante en el condensador, el cual es un gran intercambiador, evacuando el calor hacia un medio de enfriamiento como agua proveniente de un lago, un río o el mar. Finalmente el vapor que sale del condensador como líquido saturado, estado 1, ingresa a la bomba completando el ciclo cerrado.

La figura 1.2 muestra el ciclo termodinámico en el plano $T-s$ descrito anteriormente:

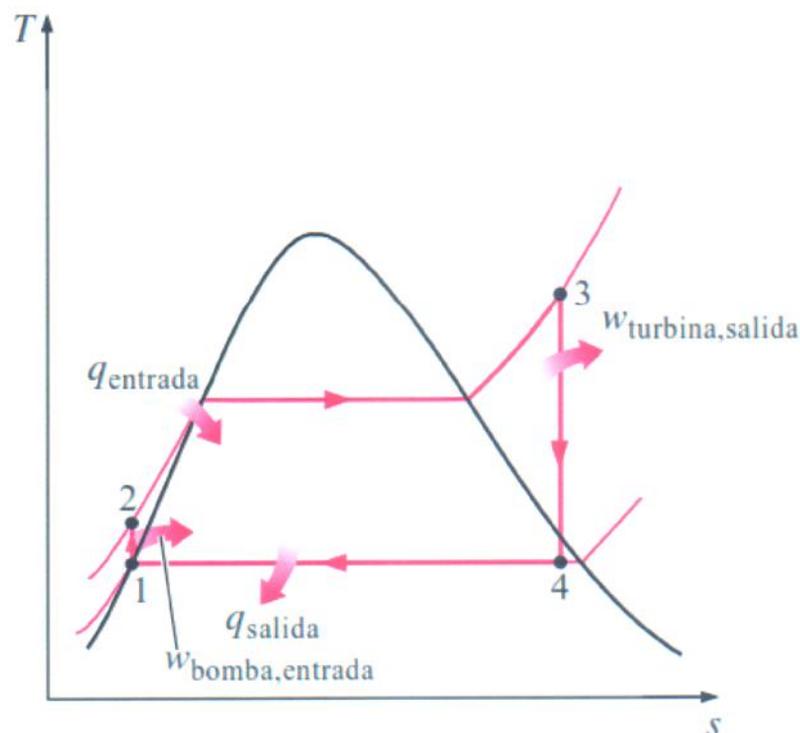


Figura 1.2 Diagrama $T-s$ del ciclo Rankine ideal simple

1.1.2 Análisis energético del ciclo Rankine ideal

Básicamente el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos, el área encerrada por el ciclo, es el trabajo neto producido por el ciclo.

Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor. Entonces llamando Q_a al calor comunicado y Q_c al calor cedido:

$$Q_a = Q_{2-3} = h_3 - h_2 \quad (1.1)$$

$$Q_c = -Q_{4-1} = h_4 - h_1 \quad (1.2)$$

El rendimiento térmico del ciclo es:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \\ &= \frac{W_{43} + W_{21}}{(h_3 - h_2)} \end{aligned} \quad (1.3)$$

$$\eta_t = \frac{W_T - W_B}{Q_c} \quad (1.4)$$

Siendo, W_T : trabajo desarrollado en la turbina

W_B : trabajo realizado en la bomba

Q_c : calor comunicado, o calor que se entrega en la caldera

Desviación del ciclo de vapor real respecto al ideal

El ciclo de vapor real difiere del ciclo de Rankine ideal como se ve en la figura 1.2, debido a las irreversibilidades en distintos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las fuentes más comunes de irreversibilidades.

La fricción del fluido produce caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre los diversos componentes. Como resultado, el vapor sale de la caldera a menor presión. A su vez, la presión en la entrada de la turbina es menor que a la salida de la caldera debido a la caída de presión en los conductos. Por lo general, la caída de presión en el condensador es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la del ciclo ideal, esto requiere una bomba más grande y por ende, un mayor consumo de ésta.

La pérdida de calor hacia los alrededores es originada por la transferencia de calor a través de los distintos componentes al medio que los rodea. Para mantener el trabajo neto generado, es necesario transferir más calor en la caldera hacia el vapor, para compensar estas pérdidas.

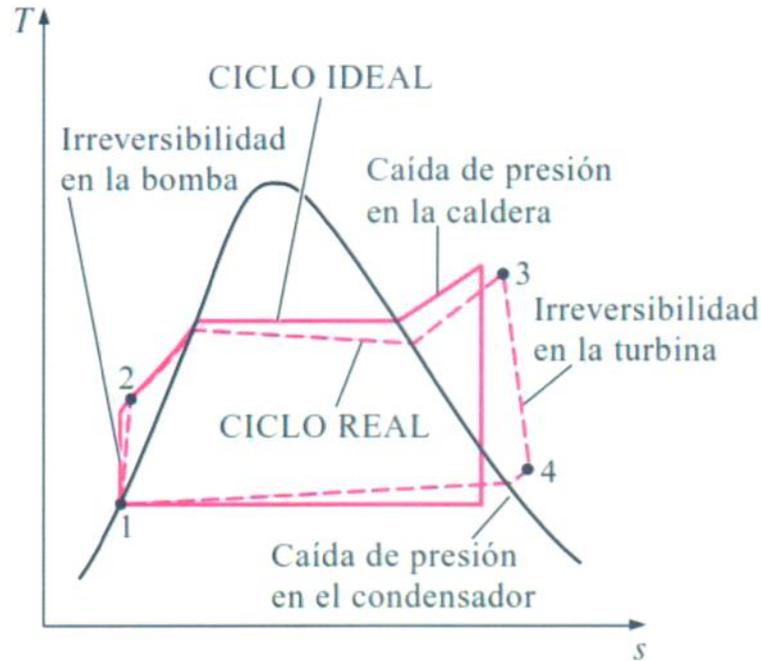


Figura 1.3 Ciclo real del ciclo de potencia del vapor

Las irreversibilidades que ocurren dentro de la bomba y en la turbina son especialmente importantes. Como consecuencia de estas irreversibilidades la bomba requerirá hacer más trabajo y la turbina tendrá un menor trabajo de salida. Las condiciones ideales se darían cuando el fluido a través de estos componentes es isentrópico. La desviación entre los parámetros ideales y los reales, puede ser tenido en cuenta con la eficiencia isentrópica, definida como sigue:

$$\eta_p = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1.5)$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.6)$$

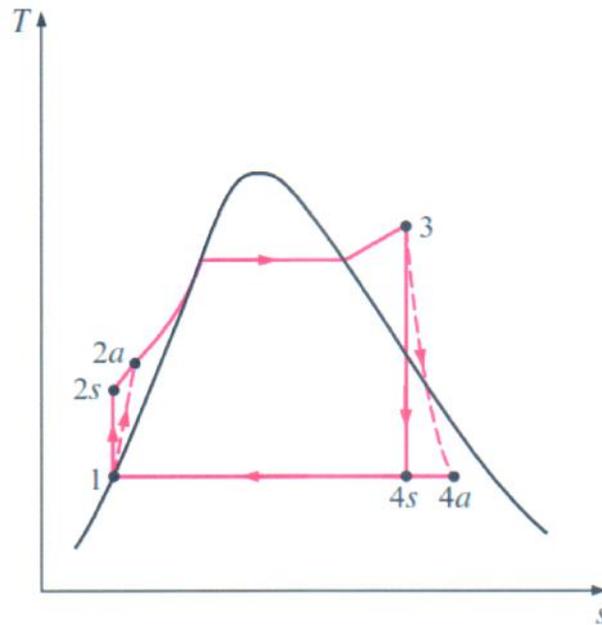


Figura 1.4 Efecto de las irreversibilidades

Donde los estados 2a y 4a, son los estados reales a la salida de la bomba y la turbina respectivamente, y los estados 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isentrópico.

Incremento de la eficiencia del ciclo Rankine

Las centrales eléctricas a vapor son responsables de producir una parte muy importante de la energía eléctrica del mundo, por esto, pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden originar grandes ahorros en los consumos de combustible. Entonces, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica que hay detrás de todas las modificaciones para aumentar la eficiencia térmica del ciclo es la misma: *incrementar la temperatura promedio a la que el calor es cedido al fluido en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor es rechazado del fluido en el condensador*. Esto quiere decir, la temperatura promedio debe ser lo más alta posible durante la adición de calor, y lo más baja posible durante el rechazo del mismo. A continuación, se enuncian las distintas maneras de lograr el aumento de eficiencia térmica del ciclo de vapor.

1.1.3 Reducción de la presión del condensador

El agua existe como vapor húmedo en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Entonces, una reducción de la presión de operación en el condensador reduce la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

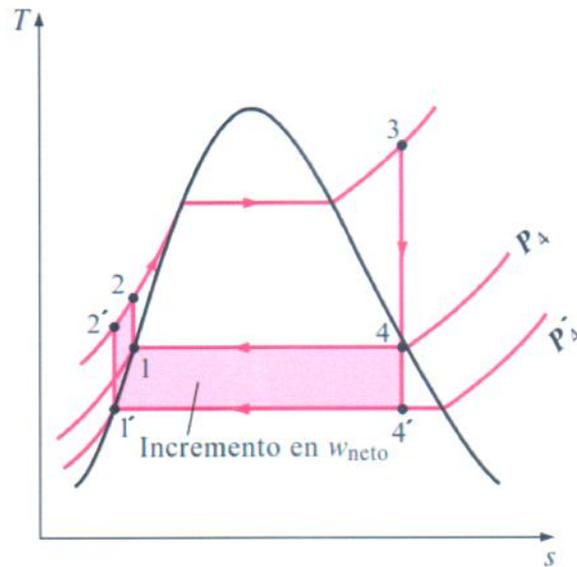


Figura 1.5 Efecto de la reducción de la presión del condensador

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo de vapor se ilustra en el diagrama T-s de la figura 1.5. Para observar el cambio, se mantiene el estado a la entrada de la turbina. El área sombreada representa el incremento en la salida neta de trabajo debido a la reducción de la presión en el condensador desde P_4 hasta P'_4 . Los requerimientos de calor de entrada también aumentan (ilustrados por el área bajo la curva 2'-2), pero este incremento es muy pequeño. Por esto, el efecto total de reducir la presión en el condensador origina un incremento en la eficiencia térmica del ciclo.

Para aprovechar el aumento de eficiencia a bajas presiones, los condensadores de las centrales eléctricas de vapor suelen operar muy por debajo de la presión atmosférica. Esto no representa un problema mayor porque los ciclos de potencia de vapor operan en un circuito cerrado. No obstante, hay un límite inferior para la presión del condensador, la presión no puede ser menor a la presión de saturación correspondiente a la temperatura del medio de enfriamiento.

No obstante, la reducción de la presión del condensador tiene efectos colaterales. Por un lado crea la posibilidad de generar filtraciones de aire dentro del condensador; y más importante aún, incrementa el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, como puede verse en el diagrama anterior, el contenido de humedad del estado 4' es mayor al del estado 4. Para evitar la rápida erosión de los alabes de la turbina y no empeorar el rendimiento de la misma, la humedad máxima del vapor al final de la expansión en la turbina no debe exceder del 10 al 12 %. Sin embargo, este problema se puede corregir con el sobrecalentamiento del vapor como veremos más adelante.

1.1.4 Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementada sin aumentar la presión de la caldera, gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia se ilustra en el diagrama T-s de la figura 1.6. El área sombreada en este diagrama representa el incremento del trabajo neto, como resultado del mayor salto entálpico en la expansión 3'-4', mientras que el área total bajo la curva del proceso 3-3' representa el aumento en la entrada de calor. De este modo, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta. Sin embargo, el efecto total es un incremento en la eficiencia térmica, porque aumenta la temperatura promedio a la cual se le añade calor al fluido.

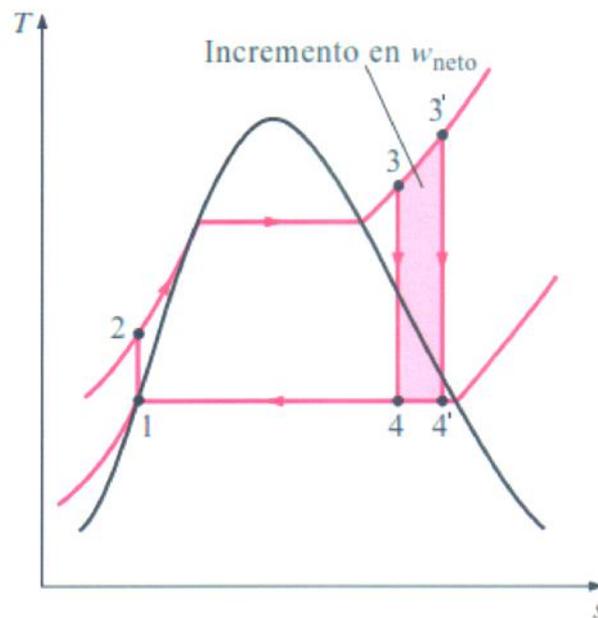


Figura 1.6 Sobrecalentamiento del vapor

Como se había mencionado anteriormente, el sobrecalentamiento del vapor tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, que equivale a decir, que también lo disminuye en las últimas etapas de ésta, logrando evitar los inconvenientes antes mencionados.

No obstante, la temperatura a la que el vapor se sobrecalienta está limitada debido a consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor más alta permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620 °C. Cualquier incremento de este valor depende de la evolución de los materiales actuales.

1.1.5 Incremento de la presión de la caldera

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y de ese modo aumenta la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño del ciclo de potencia de vapor se ilustra en el diagrama $T-s$ de la figura 1.7.

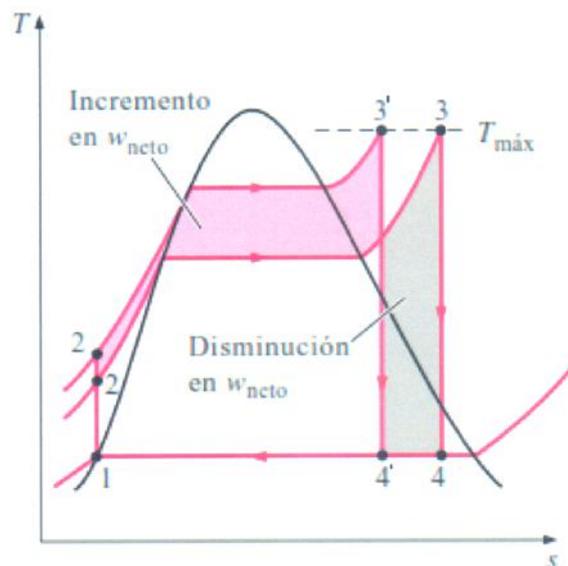


Figura 1.7 Incremento de presión en la caldera

Se observa que para una temperatura fija de entrada a la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Sin embargo, este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, como se analizará seguidamente.

1.1.6 Ciclo de Rankine con recalentamiento

Como se mencionó anteriormente, el aumento de presión en la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero también aumenta el contenido de humedad del vapor en las últimas etapas de expansión en la turbina hasta niveles inaceptables. Entonces, habrá que evaluar una alternativa que aproveche el mayor rendimiento con presiones más altas en la caldera y no tenga un gran contenido de humedad en las últimas etapas de la turbina.

Se deben evaluar dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería una solución deseable, ya que la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia térmica del

ciclo. Sin embargo, no es la mejor solución, ya que deberíamos elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.

- Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. Es decir, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de recalentamiento. El recalentamiento es una solución práctica al problema de humedad excesiva en las turbinas y es comúnmente utilizado en las modernas centrales eléctricas de vapor.

El diagrama $T-s$ del ciclo Rankine ideal con recalentamiento se ilustra en la figura 1.8.

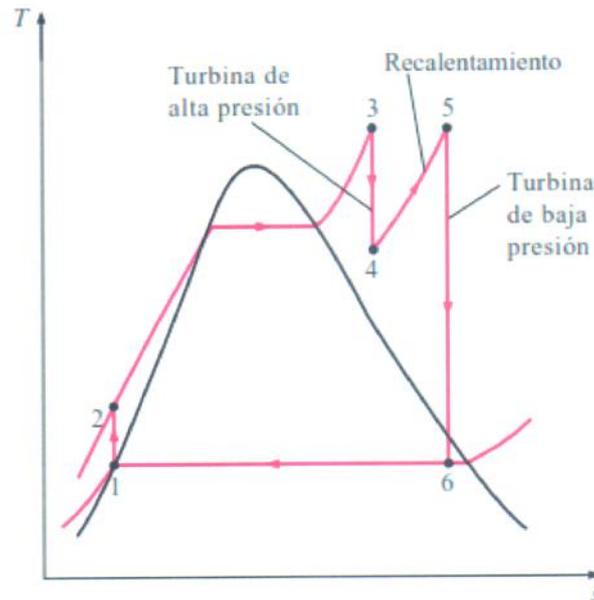


Figura 1.8 El ciclo de Rankine ideal con recalentamiento

Como se puede observar, en la primera expansión (turbina de alta presión) el vapor se expande isentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, en general, hasta la temperatura de entrada a la turbina de alta presión. Luego, el vapor se expande isentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador. De modo que la entrada total de calor y la salida total de trabajo de la turbina de un ciclo con recalentamiento será:

$$Q_{entrada} = Q_{primario} + Q_{recalentamiento} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (1.7)$$

y

$$Turbina_{salida} = Turbina_{AP} + Turbina_{BP} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (1.8)$$

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 %, ya que se aumenta la temperatura promedio a la cual se le transfiere calor al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento.

Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima, como se muestra en la figura 1.9.

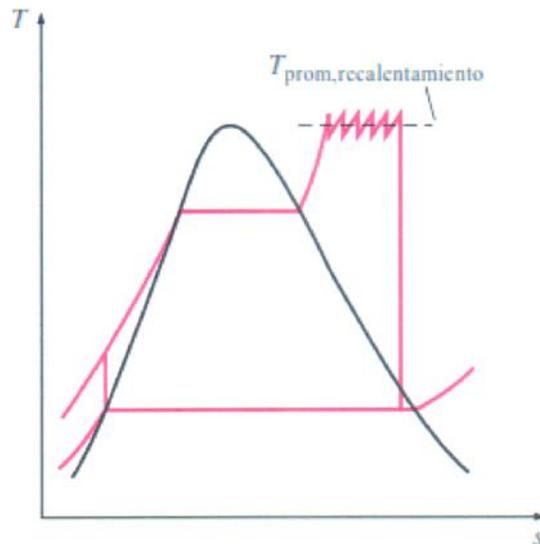


Figura 1.9 *Sucesivos procesos de recalentamiento*

Sin embargo, aumentar a más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento. Si la presión de entrada en la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalentado. Esto es indeseable porque causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por esta razón, más de un recalentamiento genera más dificultades económicas y prácticas que aumentos en la eficiencia del ciclo térmico.

Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo.

La figura 1.10 muestra un esquema simplificado del proceso de recalentamiento.

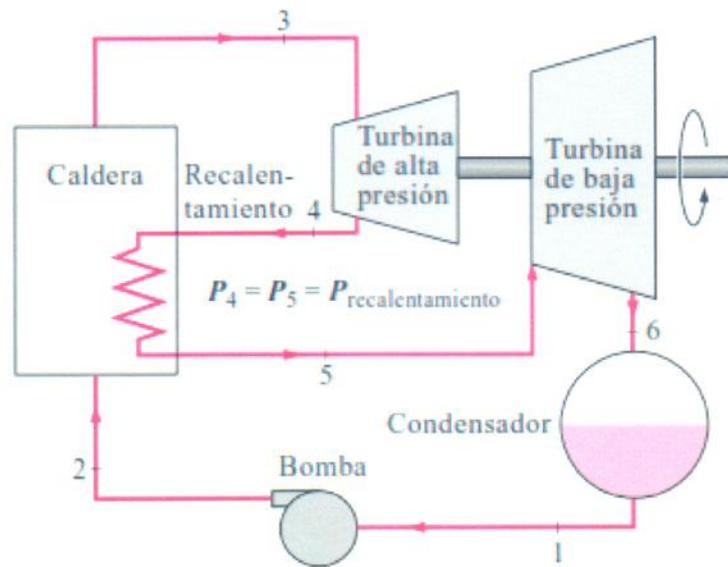


Figura 1.10 Esquema del ciclo de vapor con recalentamiento

1.1.7 Ciclo de Rankine regenerativo

Observando el diagrama $T-s$ mostrado en la figura 1.11, el calor se transfiere al fluido durante el proceso de 2-2' a una temperatura relativamente baja. Esto reduce la temperatura promedio a la que se añade calor y por consiguiente la eficiencia del ciclo.

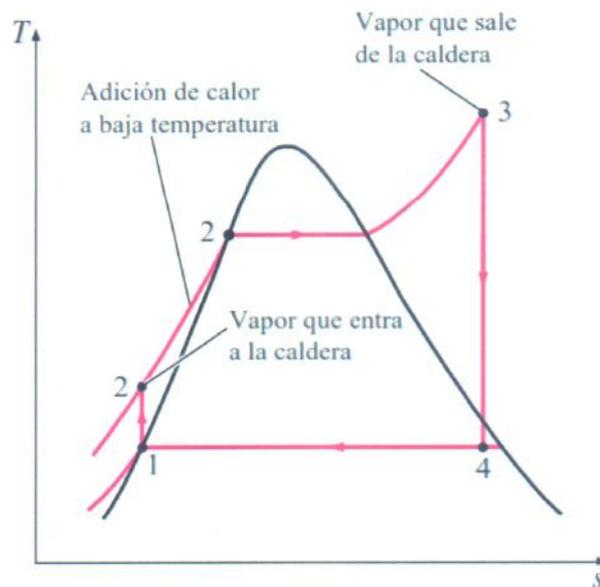


Figura 1.11 Adición de calor a bajas temperaturas

Un proceso de regeneración práctico en las centrales eléctricas de vapor se logra con la extracción del vapor de la turbina en diversos puntos. Este vapor, que podría producir más trabajo si se expandiera aún más en la turbina, se utiliza para calentar el

agua de alimentación. El equipo donde el agua de alimentación se calienta mediante regeneración se llama regenerador o precalentador.

La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, también proporciona un medio conveniente para desairear el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra al condensador) para evitar la corrosión en la caldera. Asimismo, ayuda a controlar el gran flujo volumétrico del vapor en las últimas etapas de la turbina. Por esto, la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor.

Un precalentador o regenerador del agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor al agua de alimentación mediante la mezcla de ambos flujos de fluido (calentador abierto) o sin mezclarlos (calentador cerrado).

El calentador abierto de agua de alimentación es básicamente una cámara de mezclado en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. Idealmente, la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión del calentador.

En el calentador cerrado de agua de alimentación, el calor se transfiere del vapor extraído hacia el agua de alimentación sin que suceda ninguna mezcla. En un caso ideal, el agua de alimentación se calienta hasta la temperatura de salida del vapor extraído, que idealmente sale del calentador como líquido saturado a la presión de extracción. En las centrales eléctricas reales, el agua de alimentación sale del calentador a una temperatura menor que la de salida del vapor extraído porque se requiere una diferencia de temperatura de algunos grados para lograr una transferencia de calor efectiva. Generalmente, en las centrales de vapor, se hacen varias extracciones de vapor hacia varios precalentadores para lograr este aumento de la eficiencia del ciclo.

El vapor condensado es enviado a la línea del agua de alimentación o al condensador mediante un elemento llamado trampa de vapor, la cual logra que el líquido sea estrangulado hasta una región de presión inferior, pero atrapa el vapor.

1.2 Ciclo de gas

En el ciclo de gas, o ciclo Brayton, las turbinas generalmente trabajan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambientales al compresor, donde una vez comprimido, su temperatura y presión se elevan. El aire a alta presión sigue hacia la cámara de combustión donde el combustible es quemado a presión constante. Los gases de alta temperatura y alta presión, que resultan de la combustión de la mezcla del aire y el combustible, entran a la turbina donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina son liberados a la atmósfera, causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

En la figura 1.12 se puede observar lo mencionado anteriormente:

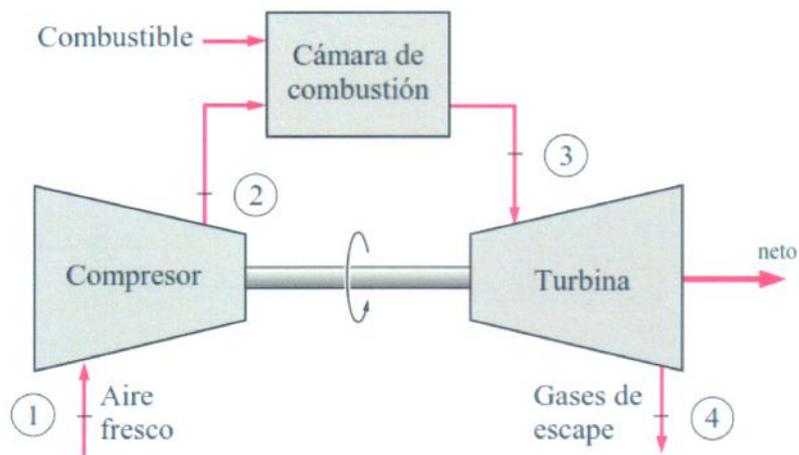


Figura 1.12 Esquema del ciclo abierto de gas

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

En las figuras 1.13 y 1.14 se muestran los diagramas $T-s$ y $P-v$ de un ciclo Brayton ideal:

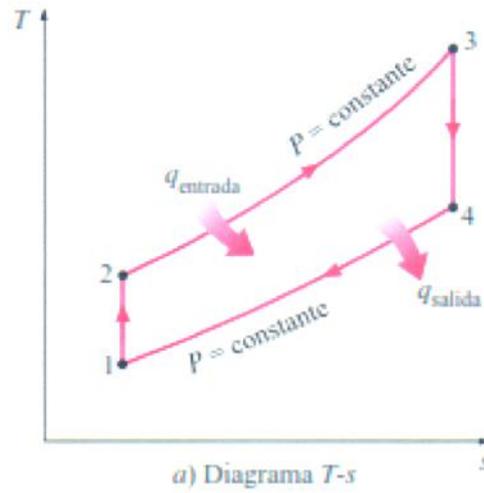


Figura 1.13 Diagrama $T-s$ del ciclo de gas

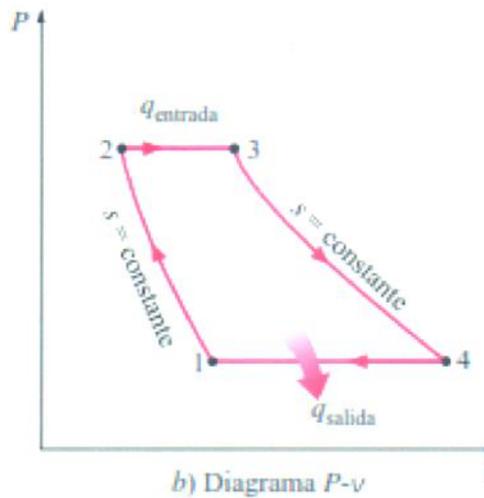


Figura 1.14 Diagrama $P-v$ del ciclo de gas

El balance de energía por unidad de masa puede expresarse de la siguiente manera:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (W_{entrada} - W_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \quad (1.9)$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es:

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (1.10)$$

y

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (1.11)$$

Entonces, le eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal es:

$$\eta_{term,Brayton} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (1.12)$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que $P_2=P_3$ y $P_4=P_1$. Por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1.13)$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar se obtiene:

$$\eta_{term,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (1.14)$$

Donde:

$$r_p = P_2/P_1 \quad (1.15)$$

es la relación de presión y k es la relación de calores específicos. Como se demostró, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende de la relación de presión de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica aumenta con ambos parámetros, que también se da en el caso de las turbinas de gas reales.

La figura 1.15 muestra la eficiencia térmica en función de la relación de presión para $k=1.4$, el cual es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

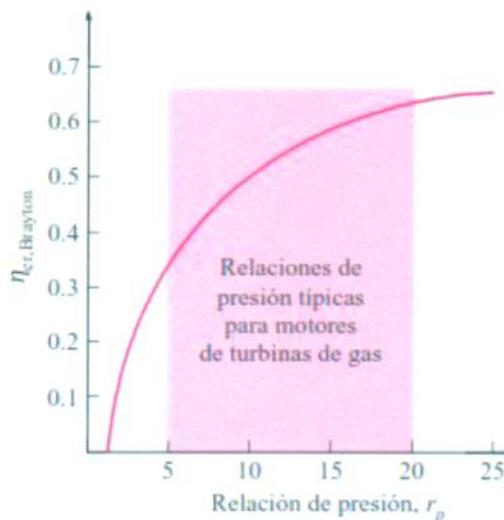


Figura 1.15 Eficiencia térmica de un ciclo Brayton en función de la relación de presión

La temperatura máxima del ciclo ocurre luego del proceso de combustión y está limitada por la temperatura máxima que los alabes de la turbina pueden resistir. Esto también limita la relación de presión que puede utilizarse en el ciclo.

En turbinas de gas el aire realiza dos funciones importantes: suministra el oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como un refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de los límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. Es muy común, en turbinas de gas, una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor. Por lo tanto, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión no será un error significativo.

En las centrales eléctricas de turbinas de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, llamado relación del trabajo de retroceso, es muy alta (Fig. 1.16). Generalmente, más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se emplea en activar el compresor. Esta situación empeora cuando las eficiencias isentrópicas del compresor y de la turbina son bajas.

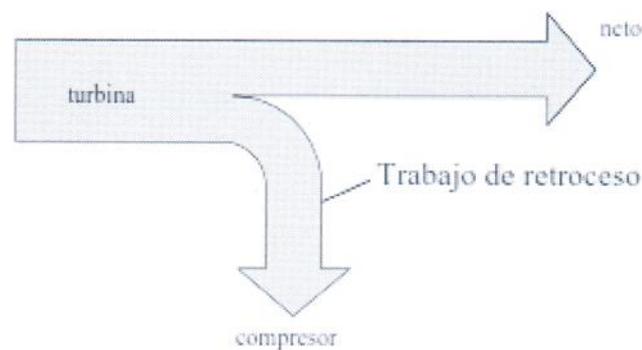


Figura 1.16 Relación entre el trabajo del compresor y la turbina

Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbinas de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor para la misma potencia neta de salida.

Evolución de la turbina de gas

Las primeras turbinas de gas tenían eficiencias de ciclo simple de alrededor del 17 % debido a las bajas eficiencia del compresor y de la turbina, y así también por las bajas temperaturas de entrada a la turbina por las limitaciones de la metalurgia de aquellos tiempos. Los esfuerzos para mejorar la eficiencia del ciclo se enfocaron en 3 áreas:

1. **Incrementar las temperaturas de entrada de la turbina (o de quemado)** Éste ha sido el principal enfoque tomado para mejorar la eficiencia de la turbina de gas. Las temperaturas de entrada han ido aumentando de aproximadamente 540 °C hasta 1425 °C actualmente. Esta evolución fue posible gracias al desarrollo de

nuevos materiales y por las innovadoras técnicas de enfriamiento para componentes críticos, como revestir los alabes de la turbina con capas cerámicas y enfriarlos con aire de descarga del compresor.

2. **Incremento de las eficiencias de los componentes de turbomaquinaria** El desempeño de las primeras turbinas sufría de las ineficiencias de turbinas y compresores. Sin embargo, el advenimiento de las computadoras y de técnicas avanzadas de diseño asistido por computadora hizo posible diseñar estos componentes aerodinámicamente cuyas pérdidas son mínimas. Las eficiencias incrementadas de las turbinas y compresores resultaron en un aumento significativo en la eficiencia del ciclo.
3. **Adición de modificaciones al ciclo básico** Las eficiencias de ciclo simple de las primeras turbinas de gas fueron prácticamente duplicadas al incorporar interenfriamiento, regeneración (o recuperación) y recalentamiento, las cuales se analizarán más adelante.

Desviación de los ciclos reales de turbina de gas en comparación con los idealizados

Los ciclos reales de la turbina de gas difieren del ciclo Brayton ideal por varias razones. Por un lado, alguna disminución de presión durante los procesos de adición y rechazo de calor es inevitable. Además, la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. Como se mencionó en el caso de la turbina de vapor, la desviación del comportamiento real del compresor y de la turbina, del comportamiento isentrópico idealizado pueden relacionarse por medio de las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor, que se definen como sigue:

$$\eta_c = \frac{s}{a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (1.16)$$

y

$$\eta_T = \frac{a}{s} \cong \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (1.17)$$

donde los estados 2a y 4a son los estados de salida reales del compresor y la turbina respectivamente, y 2s y 4s son los correspondientes al caso isentrópico, como se muestra en la figura 1.17.

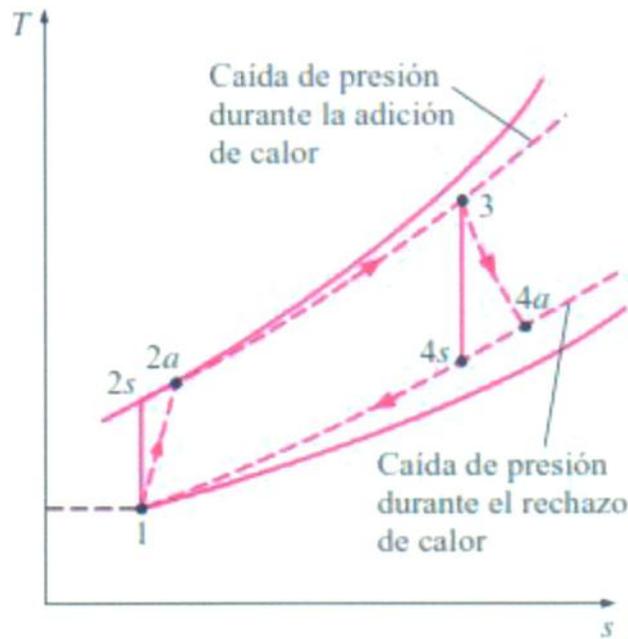


Figura 1.17 Ciclo real de la turbina de gas

A continuación se mostrarán las mejoras que se han ido desarrollando, con respecto al ciclo básico, para mejorar la eficiencia del sistema.

1.2.1 Ciclo Brayton con regeneración

En las máquinas de las turbinas de gas, la temperatura de los gases de escape que dejan la turbina es considerablemente mayor que la del aire que sale del compresor. Por esto, el aire de alta presión que sale del compresor puede calentarse transfiriéndole calor desde los gases de escape calientes que dejan la turbina mediante un intercambiador a contraflujo, el cual es conocido como regenerador o recuperador. El esquema del ciclo descrito, como así también, el diagrama $T-s$ de este ciclo se muestran en las figuras 1.18 y 1.19:

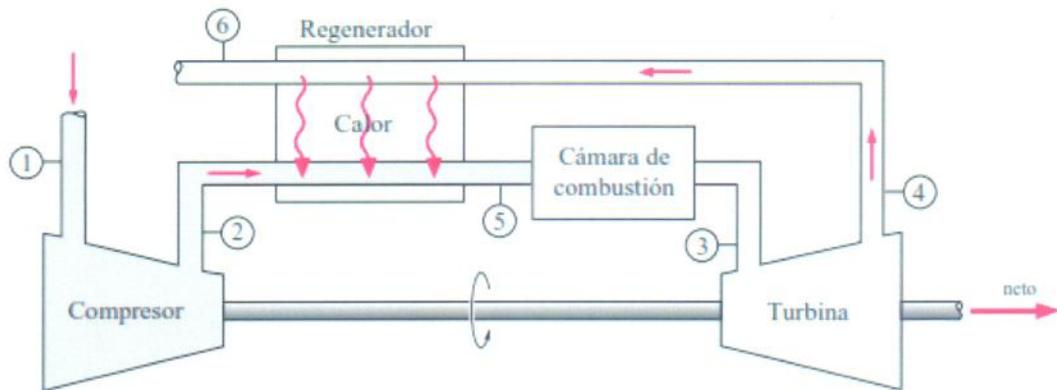


Figura 1.18 Esquema de un ciclo Baryton regenerativo

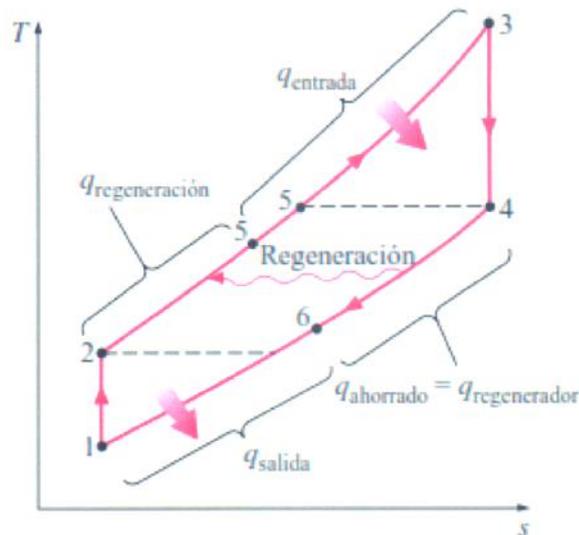


Figura 1.19 Diagrama T-s de un ciclo Brayton regenerativo

La eficiencia térmica del ciclo Brayton aumenta como resultado de la regeneración. Esto disminuye los requerimientos de calor de entrada (de combustible) para la misma salida de trabajo neto. Sin embargo, el uso del regenerador sólo es factible de usar cuando la temperatura de los gases de escape de la turbina es mayor que la temperatura del aire luego de pasar por el compresor. De otro modo, el calor fluiría en la dirección inversa, hacia los gases de escape, y la eficiencia se reducirá.

La temperatura más alta que ocurre dentro del regenerador es T_4 , que es la temperatura de los gases de escape que salen de la turbina y entran al regenerador. El aire, en condiciones normales, saldrá del regenerador a una temperatura menor a T_5 . En el caso límite (ideal), el aire saldrá del regenerador a la temperatura de los gases de escape T_4 .

Un regenerador con una eficiencia más alta disminuirá una gran cantidad de combustible consumido. No obstante, lograr una mayor eficiencia requiere del uso de un regenerador más grande, lo que implica un precio superior y una caída de presión mayor. Por esto, el uso de un regenerador con una eficacia muy alta no puede justificarse económicamente a menos que los ahorros de combustible superen los gastos adicionales involucrados.

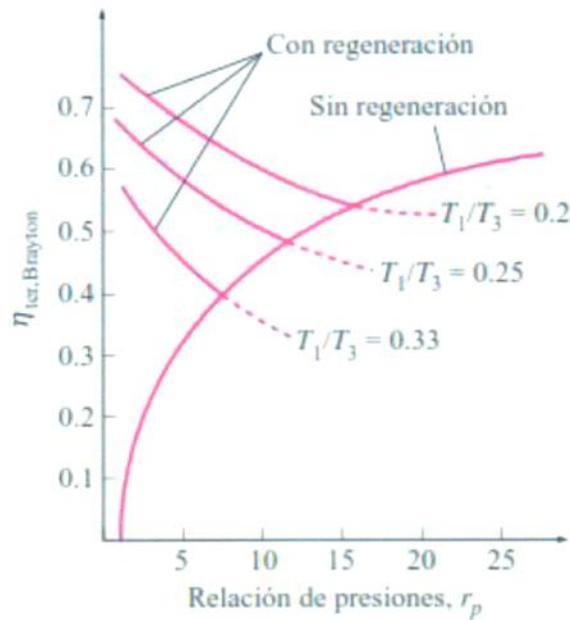


Figura 1.20 Eficiencia térmica de un ciclo Brayton con y sin regeneración

La eficiencia de un ciclo Brayton ideal con regeneración es:

$$\eta_{ter, reg} = 1 - \frac{T_1}{T_3} * r_p^{k-1/k} \quad (1.18)$$

Por consiguiente, la eficiencia térmica de un ciclo Brayton con regeneración depende de la relación entre las temperaturas máximas y mínimas, así como de la relación de presión.

1.2.2 Ciclo Brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de la turbina y la entrada de trabajo al compresor, y puede ser incrementado si se reduce el trabajo del compresor o si se aumenta el de la turbina, o ambas. El trabajo requerido para comprimir un gas entre dos niveles de presión puede ser disminuido al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre las mismas. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye.

De igual modo, la salida de trabajo de la turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre ellas. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico. El argumento anterior se basa en un principio simple: *el trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido debe ser lo más bajo posible durante la compresión y lo*

más alto posible durante la expansión. Esto es lo que se logra con el proceso de interenfriamiento y recalentamiento.

La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con 4 veces la cantidad requerida de aire para la combustión completa, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

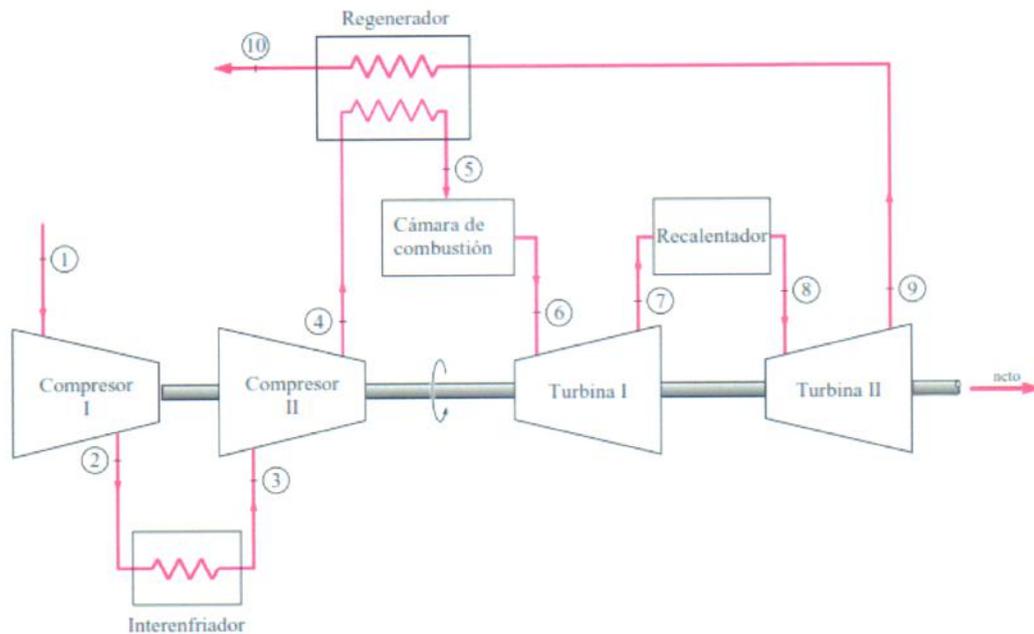


Figura 1.21 Esquema de turbina de gas con dos etapas de compresión, con interenfriamiento, expansión en dos etapas con recalentamiento y regeneración

En la figura 1.21 se presenta un esquema del ciclo descrito. El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isentrópico hasta una presión intermedia P_2 ; se enfría a presión constante hasta el estado 3 ($T_3=T_1$), y se comprime isentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4 . En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura de escape de la turbina, es decir, $T_5=T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isentrópicamente hasta el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_8=T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfría hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfría hasta el estado inicial.

En la figura 1.22 se muestra el diagrama $T-s$ del ciclo descrito. Donde se puede observar lo definido anteriormente.

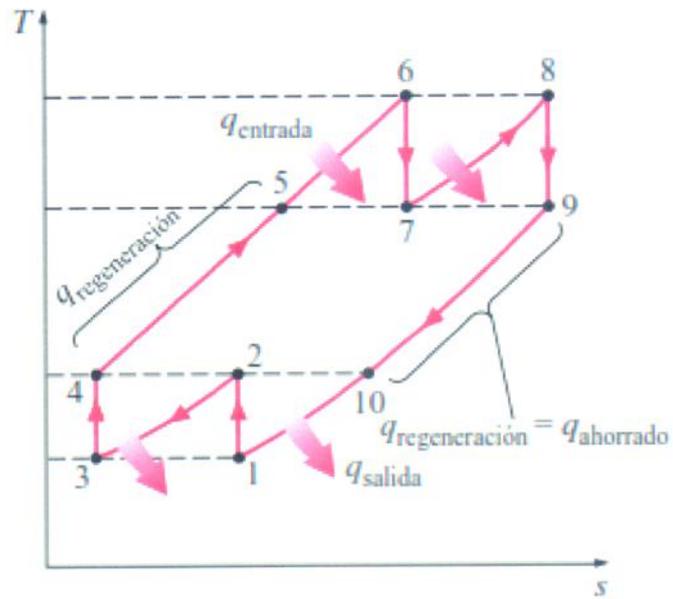


Figura 1.22 Diagrama $T-s$ de un ciclo de una turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración

Capítulo 2. El Ciclo Combinado Gas-Vapor

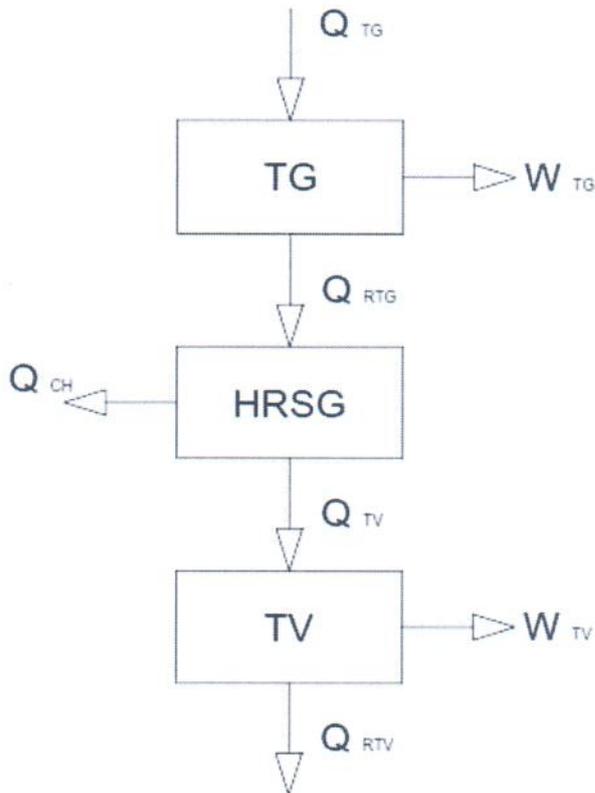
2.1 Introducción

De acuerdo a lo explicado para los ciclos de gas y vapor podemos, ahora, definir el ciclo combinado, como el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales, uno que opera a alta temperatura y otro con menores temperaturas de trabajo. El calor residual del proceso de generación del ciclo de alta temperatura se aprovecha en su mayor parte en un intercambiador de calor para producir trabajo en un ciclo termodinámico de baja temperatura.

En la práctica, la denominación de ciclo combinado se reserva de forma casi universal a la conjunción en una única central de dos ciclos termodinámicos, ciclos Brayton y Rankine. Los fluidos de trabajo son, para el ciclo Brayton: aire y gases de combustión; y para el ciclo Rankine: agua-vapor. El ciclo de alta temperatura es el ciclo Brayton, y el de baja es el ciclo Rankine. Ambos ciclos están acoplados mediante un gran intercambiador de calor, llamado caldera de recuperación de calor o HRSG (Heat Recovery Steam Generator). La caldera de recuperación cumple la función de la caldera convencional utilizada en los ciclos de vapor, con la gran diferencia de que la misma no quema combustible (puede hacerlo también), en su lugar, aprovecha el calor remanente de los gases de la combustión, expulsados por el ciclo de gas hacia la atmósfera.

La eficiencia global del ciclo combinado gas-vapor vendrá determinada por las eficiencias individuales de los ciclos Brayton y Rankine, así como la capacidad para realizar una adecuada extracción del calor residual contenido en el escape del ciclo Brayton y ser transferido al ciclo Rankine mediante la caldera de recuperación de calor.

La figura 2.1 muestra de manera esquemática los flujos de energía presentes en los distintos elementos que componen el ciclo combinado.



Q_{TG} : Calor aportado en forma de combustible en el ciclo de alta-turbina de gas.

Q_{RTG} : Calor residual del ciclo de alta-turbina de gas.

Q_{TV} : Calor aportado al ciclo de baja-turbina de vapor.

Q_{CH} : Calor perdido en el acoplamiento de los dos ciclos, caldera de recuperación de calor.

Q_{RTV} : Calor residual del ciclo de baja-turbina de vapor.

W_{TG} : Trabajo neto del ciclo de alta-turbina de gas.

W_{TV} : Trabajo neto del ciclo de baja-turbina de vapor.

Figura 2.1 Esquema térmico básico y de flujos de energía de un ciclo combinado gas-vapor.

La expresión del rendimiento del ciclo térmico de alta temperatura-turbina de gas viene dado por la expresión

$$\eta_{TG} = \frac{W_{TG}}{Q_{TG}} \quad (2.1)$$

y para el ciclo de baja-turbina de vapor, será la siguiente

$$\eta_{TV} = \frac{W_{TV}}{Q_{TV}} \quad (2.2)$$

El rendimiento de la caldera de recuperación se expresa de la siguiente forma

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{TV}}{Q_{RTG}} = \frac{Q_{RTG} - Q_{CH}}{Q_{RTG}} = 1 - \frac{Q_{CH}}{Q_{RTG}} \quad (2.3)$$

Entonces, el rendimiento del ciclo combinado vendrá dado por las siguientes relaciones

$$\eta_{C.C} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \frac{W_{TV}Q_{TV}}{Q_{TV}Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV}\eta_{HRSG} \frac{Q_{RTG}}{Q_{TG}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{C.C} = \eta_{TG} + \eta_{TV}\eta_{HRSG} \frac{(Q_{TG} - W_{TG})}{Q_{TG}} = \eta_{TG} + \eta_{TV}\eta_{HRSG}(1 - \eta_{TG}) \quad (2.5)$$

Expresiones que demuestran la importancia, para el rendimiento del ciclo combinado, que tiene el proceso de recuperación de calor y el acoplamiento térmico

entre los ciclos. Una conclusión que puede extraerse de esta expresión es que no necesariamente la combinación de dos ciclos de alta y baja temperatura de máximo rendimiento da como resultado el ciclo combinado de máximo rendimiento, ya que el rendimiento global del ciclo combinado depende también del rendimiento obtenible en la caldera de recuperación de calor.

En los ciclos combinados gas-vapor se puede comprobar que la eficiencia, en general, mejora al aumentar las temperaturas medias de los focos calientes y reduciendo las temperaturas medias de los focos fríos, es decir, aumentando la temperatura de trabajo en las turbinas y reduciendo la temperatura y presión a la cual se produce la cesión de calor (humos y vacío del condensador). También puede aumentarse la eficiencia optimizando el proceso para la reducción de las pérdidas de las distintas máquinas que componen el ciclo y disminuyendo los saltos de temperatura existentes entre los gases de salida de la turbina de gas y el ciclo agua-vapor en la caldera de recuperación de calor. Esto último se consigue añadiendo niveles de presión en la caldera y recalentando el vapor, medidas que dan lugar además a una mayor temperatura media del foco caliente en el ciclo de vapor, y por consiguiente, a una mejora del rendimiento.

La figura 2.2 muestra el diagrama $T-s$ del agua-aire, en la que se muestran la superposición del ciclo de gas y el ciclo de vapor. En el mismo, se observa el perfil de temperaturas de ambos ciclos, y en manera simplificada podemos ver la evolución de las temperaturas dentro de la caldera de recuperación. Siendo la temperatura de los gases de escape, la línea punteada superior. Y abajo, la evolución de la temperatura del agua dentro de la caldera, un tramo de calentamiento, otro de evaporación y por último el sobrecalentamiento.

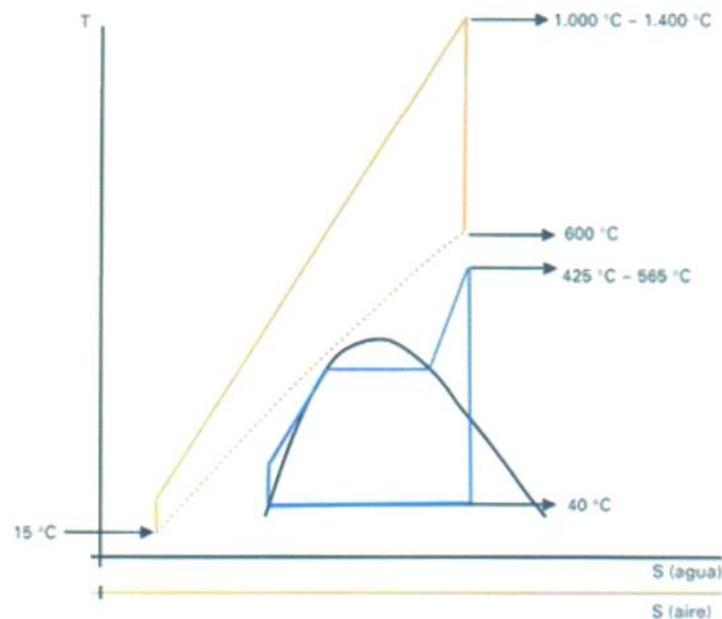


Figura 2.2 Representación del diagrama $T-s$ de la evolución de los fluidos en un ciclo combinado gas-vapor.

De acuerdo a lo mencionado previamente, en la figura 2.3 se observa un esquema básico de un ciclo combinado gas-vapor de un solo nivel de presión, en el mismo, se encuentran las principales partes del ciclo que serán vistas más adelante.

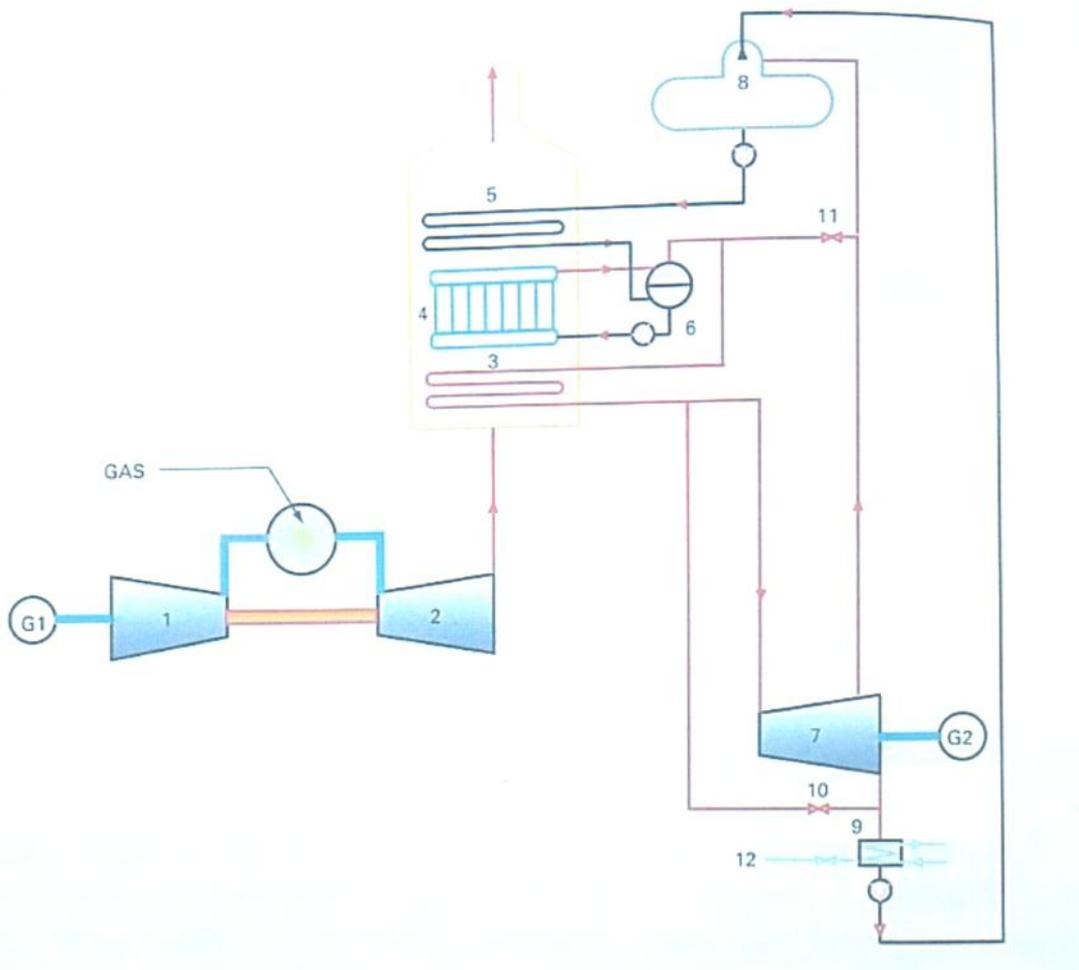


Figura 2.3 Esquema básico de ciclo gas-vapor de un solo nivel de presión

2.2 Rendimiento de los ciclos combinados con post-combustión

Las calderas de recuperación de calor para un ciclo combinado gas-vapor pueden diseñarse de forma que, en lugar de ser solamente convectivas y recuperar el calor de los gases del ciclo de alta, permitan una combustión suplementaria. El combustible puede ser o no el mismo que el empleado en la cámara de combustión de la turbina de gas, y cuando se emplea se dice que el ciclo combinado admite post-combustión. Desde el punto de vista termodinámico, la principal diferencia con los ciclos combinados sin post-combustión es que no todo el calor se aporta en la parte de alta temperatura del ciclo.

La necesidad de requerir un ciclo con post-combustión está dada por la necesidad de una mayor generación de vapor o por el hecho de tener bajas temperaturas en los gases de escape del ciclo de alta. Si la temperatura de dichos gases es menor que la

temperatura a la que hay que sobrecalentar el vapor, será físicamente imposible elevar la temperatura del vapor hasta una temperatura mayor a la de los gases. También cabe mencionar, que si así fueran iguales, se necesitaría un área de intercambio de calor muy grande o infinita. Por esto se recomienda que como mínimo esta temperatura de los gases sea 25 °C mayor a la temperatura a la que el vapor será sobrecalentado. Generalmente, los ciclos combinados gas-vapor se comienzan a diseñar a partir de una o dos turbinas de gas, y luego se diseña el ciclo de vapor en base a los parámetros de los gases de escape.

El rendimiento total de un ciclo combinado con post-combustión para un esquema típico 1x1 (una turbina de gas y una turbina de vapor) y de los elementos individuales que lo componen viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{c.c} = \frac{W_{TG} + W_{TV}}{Q_{TG} + Q_{HRSG}} \quad (2.6)$$

Donde Q_{HRSG} es el calor aportado a la caldera de recuperación en los quemadores de la combustión suplementaria.

2.3 Parámetros Característicos

A continuación se definirán parámetros a tener en cuenta para el dimensionamiento óptimo de un ciclo combinado gas-vapor, tales como, presión de vapor, temperatura del vapor, pinch point, approach temperature y temperatura del agua de alimentación.

2.3.1 Presión de vapor

Con la idea de optimizar la potencia de salida y el rendimiento de la turbina de vapor, se parte de la máxima temperatura posible para el vapor (el límite de ésta es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas menos 25 °C) y de la presión que permite obtener la máxima producción de energía en la turbina, teniendo en cuenta las limitaciones que imponen la presión en el condensador y el contenido máximo admisible de humedad en la última rueda de la turbina de vapor por erosión en los álabes.

La potencia en el eje de la turbina de vapor depende de dos factores, el flujo másico de vapor producido y el salto entálpico disponible en la turbina de vapor, como se puede observar en la siguiente ecuación:

$$P[kW] = \dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] * \Delta h \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.7)$$

La presión de vapor se seleccionará buscando un máximo en el producto del flujo másico de vapor y el salto entálpico:

- Una presión de vapor elevada daría lugar a una menor generación de vapor debido al incremento de la temperatura de saturación del agua a medida que lo hace la presión, lo que implicaría una menor recuperación del calor de los gases de escape de la turbina de gas y un menor rendimiento de la caldera de recuperación de calor.
- Por el contrario, con presiones de vapor bajas, habría una mayor producción de vapor, una mayor recuperación de calor de los gases, y un aumento del rendimiento de la caldera. Pero esta masa de vapor, de menor densidad, origina mayores pérdidas internas en los equipos siendo necesario un diseño más caro de los sistemas principales (caldera, turbina, tuberías, válvulas, condensador, sistema de agua de circulación, etc.) y de toda la instalación.
- Desde una perspectiva termodinámica, y para optimizar el salto entálpico, el óptimo de presión de vapor para una temperatura determinada es aquella que, siendo lo más alta posible y compatible con la máxima recuperación del calor, no dé lugar al final de la etapa de expansión a un contenido de humedad superior al máximo admisible en las últimas ruedas de la turbina de baja presión, minimizando así la erosión en los álabes.

Partiendo del diagrama de Mollier del agua, en el punto dado por la presión en el condensador y la máxima humedad admisible, la línea isentrópica hasta la temperatura que se desea obtener (que sea menor a la temperatura de los gases de escape menos 25 °C), nos daría la presión de vapor ideal. La presión de diseño es algo superior, ya que el salto real no es isentrópico.

2.3.2 Temperatura del vapor

La temperatura máxima del vapor se fija de manera que ésta sea menor o igual que la de los gases de escape en la turbina de gas menos 25 °C, teniendo en cuenta que el salto entálpico en la turbina de vapor mejora con la temperatura. Sin embargo, esta temperatura se selecciona logrando un equilibrio entre la mejora del salto entálpico, la disminución del caudal de vapor que se produce al aumentar la temperatura del vapor y el mayor costo de los materiales a utilizar en el sobrecalentador y las tuberías de vapor hacia la turbina.

Se observa en la figura 2.4, que la potencia de la turbina de vapor mejora ligeramente con la temperatura, al prevalecer la mejora del salto entálpico frente al descenso en la producción de vapor que acontece al disminuir la energía de los gases disponibles para la vaporización. Asimismo, la mayor temperatura del vapor contribuye a reducir el contenido de humedad en los álabes de las últimas ruedas de la turbina de baja presión, permitiendo aumentar el vacío en el condensador y, así, incrementar aún más la potencia.

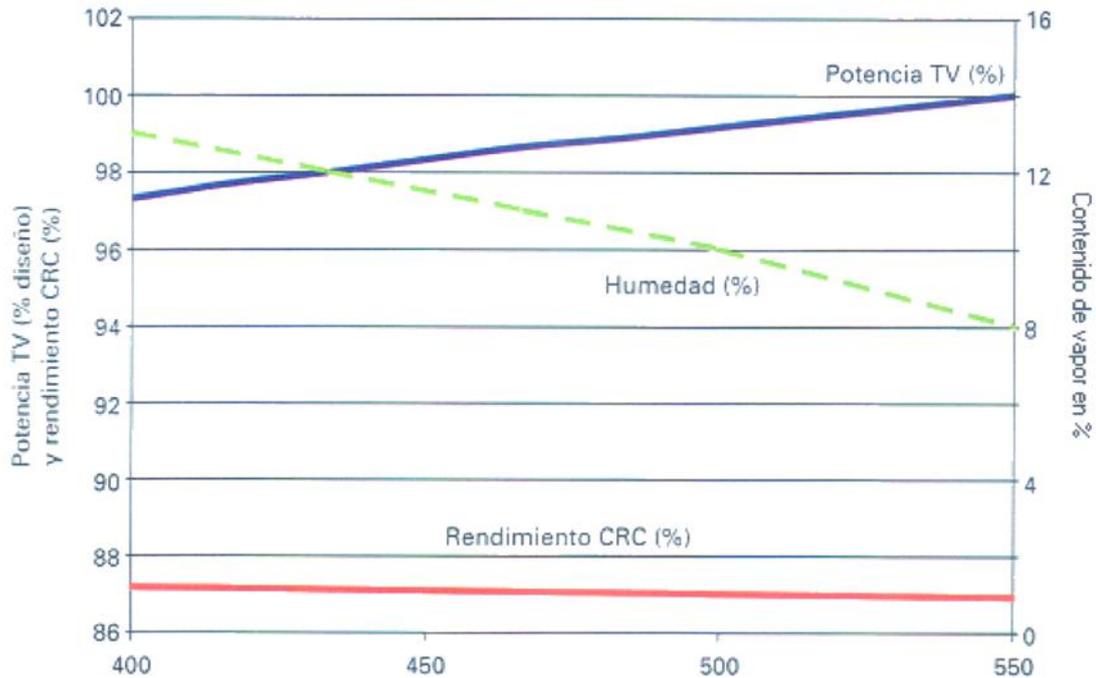


Figura 2.4 Relación entre carga de la TV, el rendimiento de la CR, y el contenido de humedad.

2.3.3 Pinch point

Se define como la diferencia entre la temperatura del vapor a la entrada al evaporador y la temperatura de los gases de escape en esa zona. Valores óptimos de pinch point estarían comprendidos entre 5 y 10 °C (algunos recomiendan hasta 15 °C). Cuanto menor es el pinch point, mayor es la cantidad de vapor generado, mayor es la superficie requerida de intercambio de calor tanto en el evaporador como en el sobrecalentador y mayor es, por tanto, el costo de la caldera.

2.3.4 Approach temperature

Se define como la diferencia entre la temperatura de saturación del agua para la presión de trabajo y la del agua a la salida del economizador. Esta diferencia es necesaria para evitar la evaporación en los tubos del economizador en los arranques, subidas de carga y operación a cargas parciales. Valores óptimos de este parámetro estarían comprendidos entre 5 y 10 °C.

Un valor pequeño de este parámetro conlleva un mayor aprovechamiento del calor, pero también una mayor superficie de intercambio en el economizador y, tal vez, la necesidad de utilizar materiales aleados en su última etapa para resistir eventuales sobrecalentamientos del material en caso de producirse vaporizaciones.

La suma de estos dos parámetros (pinch point y approach temperature) determina la producción de vapor una vez fijadas la presión y la temperatura del vapor. No obstante, la superficie de la caldera necesaria no es la misma que para una misma suma

dada de ambos parámetros, y el óptimo de cada parámetro debe escogerse teniendo en cuenta las condiciones de operación. Para un ciclo combinado gas-vapor trabajando en base las probabilidades de evaporación en el economizador son pequeñas y el approach puede reducirse, lo que implicaría una mayor superficie del economizador.

En la figura 2.5 se observa el perfil de temperatura del agua-vapor y de los gases de escape en los distintos módulos de la caldera de recuperación de calor, y la representación del pinch point y approach temperature.

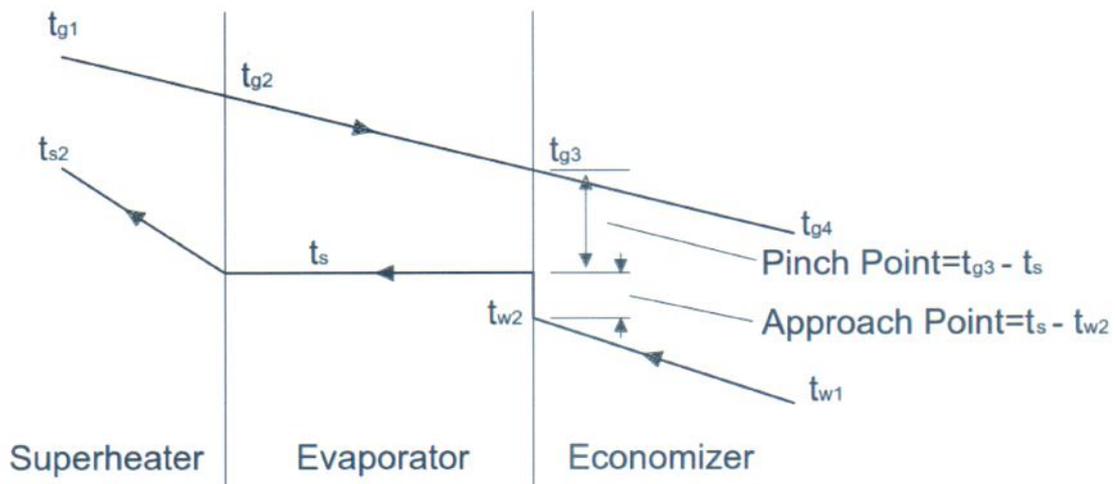


Figura 2.5 Perfil de temperaturas en la caldera de recuperación de calor

2.3.5 Temperatura del agua de alimentación

El rendimiento de la caldera de recuperación se incrementa cuanto más baja es la temperatura del agua a la entrada del economizador, ya que de esta manera se reduce la temperatura de salida de los gases hacia la chimenea. Esta es la razón por la cual no existen precalentadores del agua en un ciclo combinado gas-vapor, y sólo se calienta el agua de alimentación en el desgasificador o en el condensador con el fin de reducir la solubilidad de los gases en el agua y eliminar éstos en el desgasificador o a través del sistema de vacío del condensador. La baja temperatura del agua de alimentación es una característica diferencial de las centrales de ciclo combinado gas-vapor con respecto a las de caldera convencional, que consiguen mayores eficiencias calentando el agua de alimentación por medio de múltiples extracciones de vapor de la turbina.

2.3.6 Ciclos combinados con más de un nivel de presión

En el balance térmico del ciclo combinado gas-vapor con un nivel de presión la temperatura de salida de gases se encuentra en el entorno de 120 °C. Con el fin de reducir esta temperatura y las pérdidas por calor sensible, y mejorar el rendimiento del ciclo termodinámico, es decir, reducir las pérdidas en el acoplamiento de los ciclos

Brayton y Rankine, se puede aumentar a dos los niveles de presión de vapor en la caldera. El esquema básico de este ciclo se muestra en la figura 2.6.

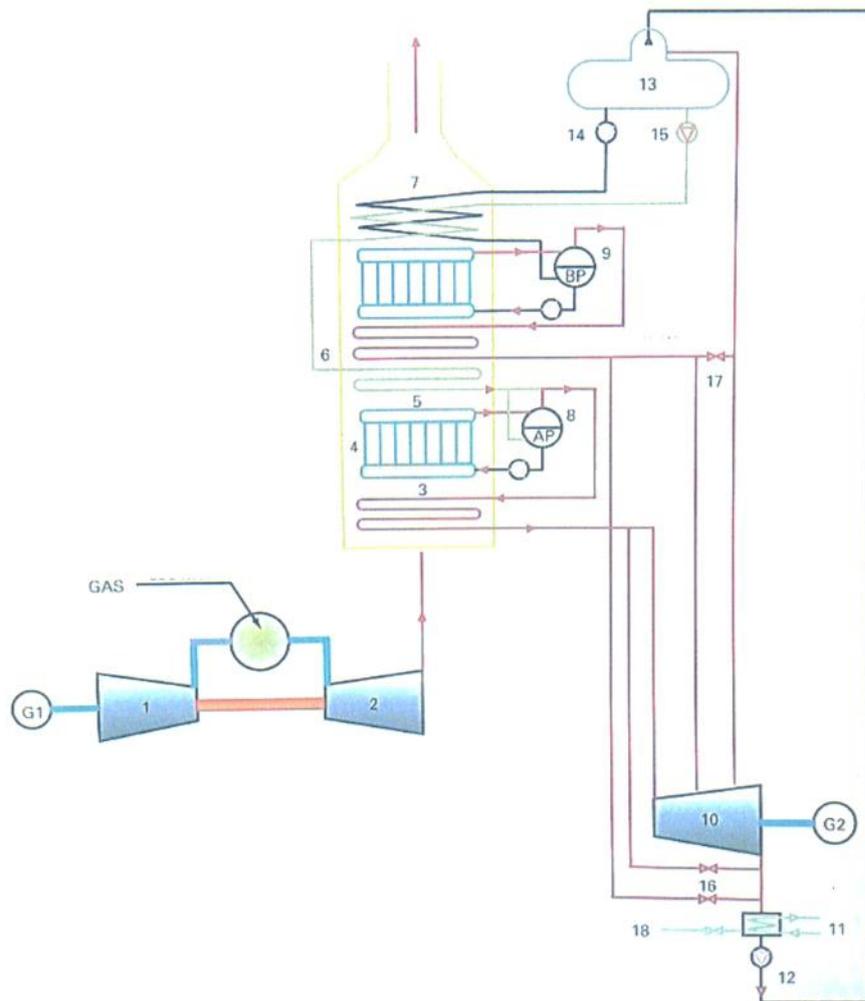


Figura 2.6 Ciclo combinado gas-vapor con dos niveles de presión

Se toma como punto de comparación un ciclo combinado con igual turbina de gas, y misma turbina de vapor (una con un nivel de presión y la otra con dos). En el ciclo de dos niveles de presión, se reducen las pérdidas en la chimenea en aproximadamente un 4 %, aumenta la eficiencia de la turbina de vapor en aproximadamente un 1 %, aumentando la potencia de salida. Por el contrario, las pérdidas en el condensador se incrementan debido al mayor flujo de vapor (generado en baja presión) a condensar.

Entonces, comparando dos ciclos de igual potencia, pero con distintos niveles de presión, se obtiene el mismo caudal, presión y temperatura en el vapor de alta presión y un suplemento adicional de vapor a menor presión y temperatura. Esto se debe a que en el nivel de baja presión, debido a la menor presión y temperatura de saturación, se puede aprovechar de manera más eficiente el calor sensible de los gases de menor temperatura y, de este modo, incrementar el trabajo producido por la turbina de vapor.

La presión de vapor de alta presión se selecciona de igual manera que en el ciclo combinado de un nivel de presión. Para la presión de baja, se debe seleccionar un valor bajo de presión para aprovechar el calor sensible de los gases a baja temperatura durante el proceso de evaporación, aunque no demasiado baja, ya que, se disminuirá el salto entálpico en la turbina.

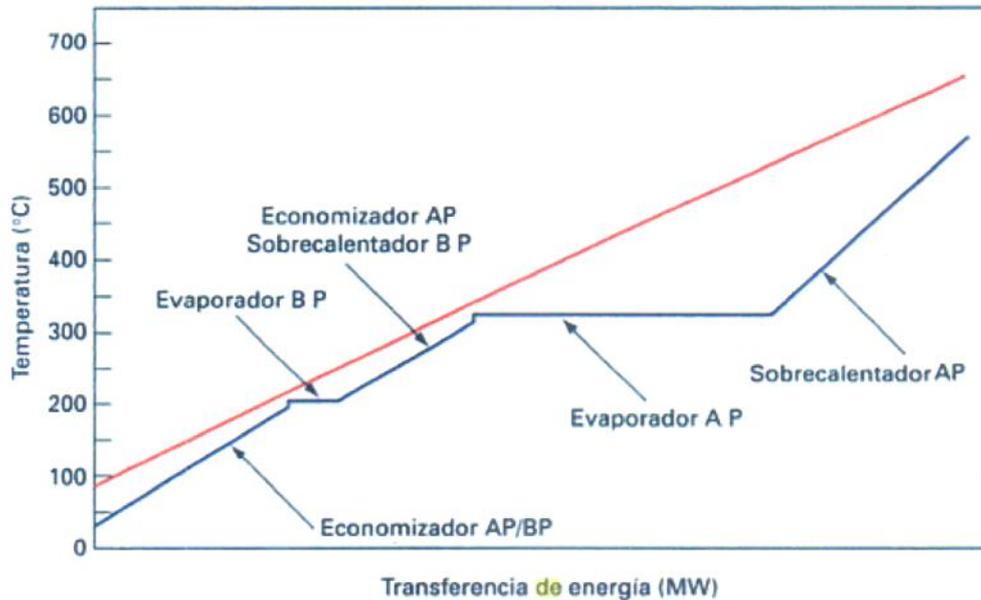


Figura 2.7 Transferencia de energía gas/agua-vapor en un ciclo combinado de dos niveles de presión

La approach temperature, a medida que se busca mejorar la eficiencia del ciclo, ha de ser menor. Valores óptimos son de 5 a 8 °C, con la limitación de la temperatura de salida de los gases para evitar condensaciones y corrosión en la superficie de los tubos del economizador.

En el caso del pinch point, en el ciclo de dos niveles de presión, se definen temperaturas para los evaporadores de alta presión y de baja presión. Los valores de este parámetro en alta presión no tienen un efecto tan acusado sobre la potencia de la turbina de vapor como en el ciclo de un nivel de presión, ya que la energía no utilizada en alta presión puede recuperarse en baja presión.

2.3.7 Ciclos combinados con tres niveles de presión

También pueden diseñarse ciclos combinados gas-vapor con tres niveles de presión, mejorando ligeramente el rendimiento al recuperar más energía de los gases de escape de la turbina de gas.

En turbinas de gas con elevada temperatura de escape la mayor parte del trabajo obtenido en la turbina de vapor es atribuible al vapor generado en el nivel de alta presión, jugando un papel secundario los otros niveles de presión. Los niveles de menor presión tendrían un papel más importante cuando la temperatura de escape de los gases de la turbina de gas sean bajos, ya que se recuperaría menos energía en el nivel de alta presión y se produciría más vapor en los niveles de menor presión.

El ciclo combinado gas-vapor con tres niveles de presión no suele ser una configuración usual, ya que es mínima la diferencia de potencia y rendimiento con respecto al de dos niveles de presión, pero el costo de la caldera de recuperación sería mucho más elevado.

2.4 Configuraciones básicas de los ciclos combinados gas-vapor

En la configuración de un ciclo combinado es relativamente frecuente que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor a una única turbina de vapor, también que varias turbinas de gas converjan en una única caldera de recuperación para producir el vapor requerido por la turbina de vapor.

La disposición relativa de los ejes de la turbina de gas y de la turbina de vapor, según se encuentren alineados o no, hace que se puede establecer otra clasificación atendiendo al número de ejes principales de que consta el tren de potencia, mono-eje o multi-eje. Además, en los mono-ejes, el generador puede estar en el extremo del eje (mayor facilidad de mantenimiento) o entre las turbinas de vapor y gas, en este caso hay un embrague que acopla la turbina de vapor con el eje de la turbina de gas y el generador, permitiendo producir energía funcionando solo con la turbina de gas.

En las figuras 2.8, 2.9 y 2.10 se muestran las configuraciones más usuales para los ciclos combinados gas-vapor, en configuraciones con una o dos turbinas de gas y en mono-eje y multi-eje.

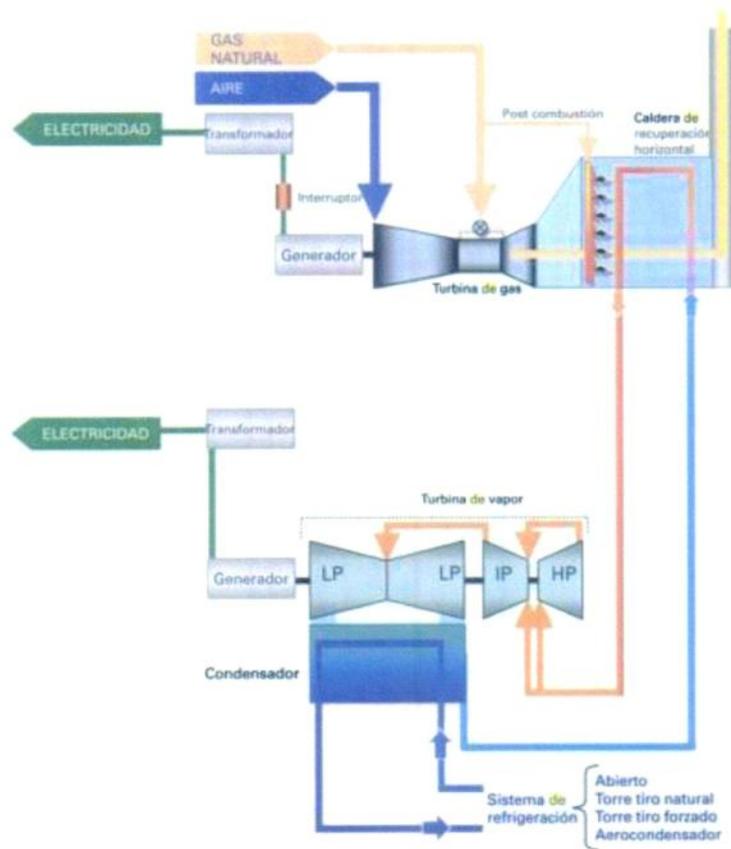


Figura 2.8 Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 multi-eje.

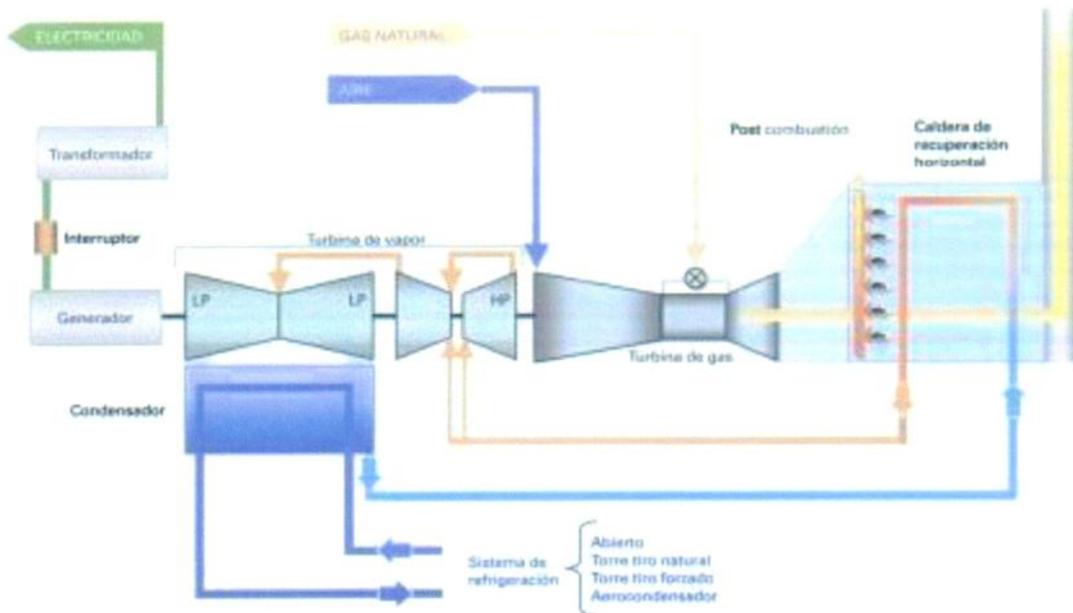


Figura 2.9 Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1x1 mono-eje.

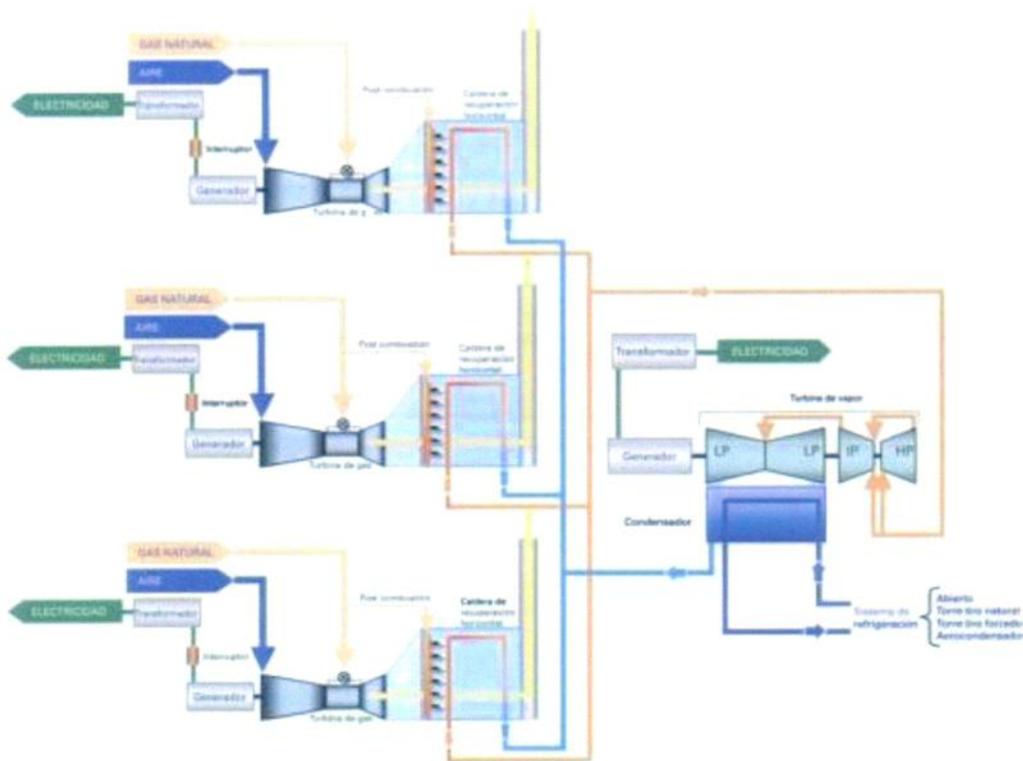


Figura 2.10 Ciclo combinado gas-vapor en configuración 3x1.

A continuación se muestran las ventajas y los inconvenientes principales de las configuraciones más comúnmente empleadas en estos ciclos.

Configuración mono-eje 1x1 con embrague

- Ventajas
 - Requiere un alternador menos que la configuración multi-eje.
 - El generador, al estar ubicado entre las turbinas, proporciona un mayor equilibrio a todo el conjunto.
 - Menor costo de inversión que la configuración multi-eje.
 - Menor espacio requerido que la configuración multi-eje.
 - El embrague permite un sistema de arranque más sencillo, al poder independizar el rodaje de la turbina de gas de la de vapor.

- Inconvenientes
 - Menor flexibilidad de operación que la configuración multi-eje.
 - Evacuación de la energía a través de un solo generador y por tanto, menor fiabilidad del conjunto.
 - Mayor dificultad en el mantenimiento del generador.
 - No es posible el montaje y la puesta en marcha por fases.

Configuración mono-eje 1x1 sin embrague

Las ventajas e inconvenientes con respecto a la configuración multi-eje son similares a las descritas en la configuración mono-eje con embrague, con los siguientes elementos diferenciadores.

- El hecho de disponer el generador en un extremo facilita su mantenimiento.
- Frente al resto de las configuraciones, el arrancador estático de la turbina de gas es de mayor potencia, al tener que arrastrar la turbina de vapor en el inicio del rodaje.

Configuración multi-eje 1x1

- Ventajas
 - Posibilidad de funcionamiento con sólo la turbina de gas, derivando los gases a la atmósfera si fuese necesario.
 - Mayor disponibilidad de la turbina de gas, al poder operar ésta en caso de avería de la turbina de vapor.
 - Al disponer de dos alternadores puede suministrar energía eléctrica con dos tensiones.
 - Fácil mantenimiento de generadores y turbinas.
- Inconvenientes
 - Requiere dos alternadores y dos transformadores, con el consiguiente incremento de la inversión.
 - Mayor necesidad de espacio.

Configuración 2x1

- Ventajas
 - Menor coste de inversión que dos mono-ejes de la misma potencia.
 - Mayor flexibilidad de operación, al posibilitar el funcionamiento con una turbina de gas y una de vapor y arrancar de forma rápida la segunda turbina de gas.
 - Mejor rendimiento a cargas parciales, y especialmente al 50 % de carga, al poderse reducir la potencia en sólo una de las turbinas de gas.
 - Fácil acceso para el mantenimiento de los generadores.
 - Equipos de arranque estáticos de turbina de gas pequeños.
 - No es necesaria caldera auxiliar.
- Inconvenientes
 - La avería de la turbina de vapor deja fuera de servicio todo el ciclo combinado si no se dispone de by-pass de gases en las turbinas de gas.

2.5 Caldera de recuperación de calor

La caldera de recuperación de calor en un ciclo combinado es el elemento que aprovecha la energía contenida en los gases de escape de la turbina de gas transformándola en vapor. Luego, ese vapor puede transformarse en electricidad en el turbogruppo de vapor, ser utilizado directamente en procesos industriales o bien emplearse en la producción de calor en sistemas de calefacción centralizada (esto último es la cogeneración).

Las calderas de recuperación de calor (HRSG) pueden clasificarse según sean calderas con o sin post-combustión y, a su vez, cada una de ellas, atendiendo a su configuración geométrica, en calderas horizontales y verticales.

Como punto de partida para su diseño o selección, se deben conocer los parámetros de los gases de escape de la turbina de gas, como son su caudal, temperatura y contenido en oxígeno (esto último es importante de ser necesaria la post-combustión). Y también los requerimientos de vapor para la turbina de vapor, es decir, presión del vapor, temperatura y caudal.

Esto último es importante, ya que asumir una temperatura de gases de escape al salir de la caldera o un caudal de vapor puede dar origen a un cruce de temperaturas, lo que implicaría la imposibilidad de generar el vapor requerido a la temperatura y caudal necesario.

El pinch point y la approach temperature deben ser elegidos para cada caso en particular o para una condición de gases de escape dada.

Una vez definidas las condiciones de entrada y de salida, se puede obtener el perfil de temperaturas de la caldera de recuperación, que forma la base para el dimensionamiento de la caldera.

2.5.1 Perfil de temperaturas

Como se mencionó, el punto de partida para determinar el perfil de temperatura es la selección del pinch point y la approach temperature. Los parámetros conocidos son:

- Caudal de gases de escape (m_g) y de vapor o agua (m_v o m_a)
- Temperatura de los gases a la entrada del HRSG (t_{g1})
- Temperatura del agua de alimentación (t_{a1})
- Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador (t_{s2})
- Presión de vapor (P_s) y por ende, la temperatura de saturación (t_s)

Con la selección del pinch point, conocemos la temperatura de los gases al dejar el evaporador (t_{g3}) y la approach temperature da la temperatura del agua al dejar el economizador (t_{w2}).

Considerando el balance de energía en el sobrecalentador, en el evaporador y en el economizador:

• Sobrecalentador

$$Q_{sob} = m_g * C_{pg} * (t_{g1} - t_{g2}) = m_v * (h_{2s} - h_v) \quad (2.8)$$

siendo h_{2s} y h_v las entalpías del vapor sobrecalentado y del vapor saturado respectivamente, de la anterior ecuación podremos obtener la temperatura de los gases de escape que dejan el sobrecalentador y entran al evaporador (t_{g2}).

• Evaporador

$$Q_{eva} = m_g * C_{pg} * (t_{g2} - t_{g3}) = m_a * (h_v - h_w) \quad (2.9)$$

siendo h_w la entalpía de saturación del agua, de aquí podremos obtener la temperatura de los gases que dejan el evaporador e ingresan al economizador (t_{g3}).

• Economizador

$$Q_{eco} = m_g * C_{pg} * (t_{g3} - t_{g4}) = m_a * (h_{w2} - h_{w1}) \quad (2.10)$$

siendo h_{w2} y h_{w1} las entalpías del agua al dejar el economizador y al entrar al mismo respectivamente, de la anterior ecuación obtendremos la temperatura de los gases al dejar el economizador (t_{g4}).

De esta forma se determinarán los perfiles de temperatura de los gases de escape y del agua/vapor.

Luego se podrá definir la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT) para definir las superficies de intercambio de calor. Dado los principios básicos de transferencia de calor, las superficies de intercambio de calor (sobrecalentador, evaporador y economizador) se podrán determinar mediante $S=Q/U*DMLT$, donde U es el coeficiente de transferencia de calor (que depende del tamaño de tubos, arreglo de los tubos, velocidad de los fluidos, etc.).

2.5.2 Calderas de recuperación con y sin post-combustión

La caldera sin post-combustión es el tipo de caldera más común utilizada en los ciclos combinados. Básicamente es un gran intercambiador de calor en el que se transfiere el calor de los gases de escape al circuito agua vapor por convección.

Para las calderas de recuperación con post-combustión, aunque puedan construirse con quemadores y aporte de aire adicional, las modificaciones constructivas normalmente se limitan a la instalación de quemadores en el conducto de gases a la entrada de la caldera. Esto permite que se pueda utilizar el exceso de oxígeno de los gases de escape de la turbina de gas, sin sobrepasar temperaturas admisibles para la placa de protección interna del aislamiento (temperaturas inferiores a 800 °C) y sin modificar, de forma importante, la distribución de superficies de intercambio de la caldera sin post-combustión. Estas calderas llevan normalmente atemperadores de agua pulverizada para regular la temperatura del vapor.

2.5.3 Calderas de recuperación de calor horizontales y verticales

Calderas de recuperación de calor horizontales

La caldera horizontal es aquella en la que los gases de escape, a la salida de la turbina, siguen una trayectoria horizontal a través de los distintos módulos de sobrecalentamiento, vaporización y calentamiento del agua, hasta su conducción a la chimenea de evacuación.

Los tubos en los que tiene lugar la transferencia de calor son verticales, aleados y el proceso de evaporización tiene lugar por circulación natural, aprovechando la diferencia de densidad existente entre el agua del tramo de bajada y la mezcla agua-vapor del tramo de subida.

En este tipo de calderas, los tubos verticales están autosoportados, colgando de los calderines y colectores situados en la parte alta de la caldera. No necesitan estructura de soporte, siendo en conjunto una caldera más compacta y barata, ya que requiere poca estructura metálica de soporte.

El aislamiento suele ser interno para evitar utilizar en la carcasa materiales aislados y juntas de dilatación. Es conveniente que el material aislante esté recubierto por una chapa para protegerlo del impacto del agua o vapor en caso de rotura de tubos.

Gracias a la construcción compacta, gran parte de los tubos en el interior de los haces no son accesibles, por lo que en caso de rotura, una reparación provisional consiste en anular el tubo en ambos extremos, accediendo a ellos a través de ventanas abiertas en los colectores.

Otro inconveniente de este tipo de caldera es el drenaje inferior de los colectores y tubos del sobrecalentador, detalle que constructivamente hay que cuidar, tanto para evitar bolsas de agua en los arranques que impidan la circulación como para conservar

adecuadamente la caldera durante las paradas y evitar la corrosión producida por el condensado estancado.

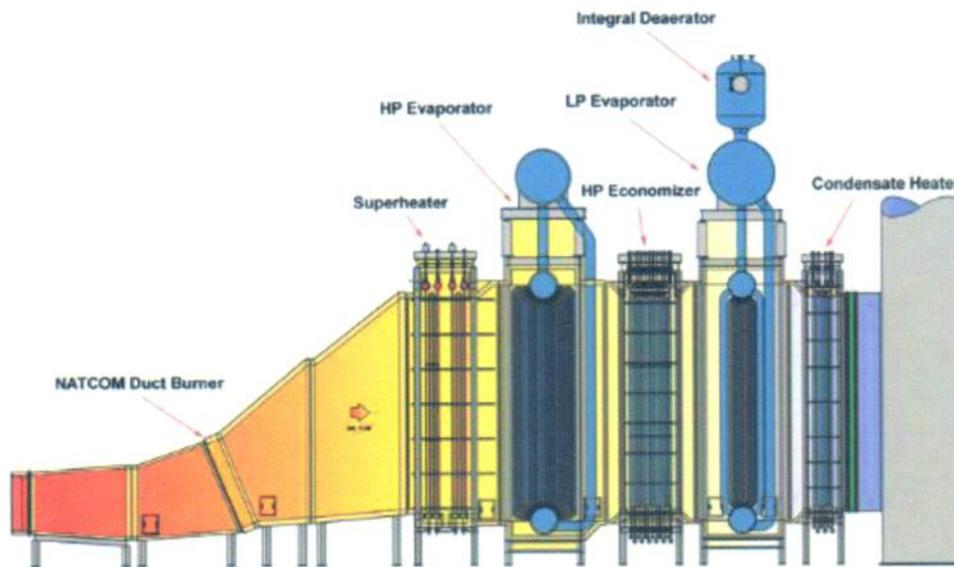


Figura 2.11 Modelo de caldera de recuperación horizontal de Cleaver Brooks

Calderas de recuperación de calor verticales

Este tipo de calderas, parecidas en su configuración a las calderas convencionales, constan de una estructura sobre la que apoyan los calderines y de la que cuelgan los soportes de los haces horizontales de tubos. En estas calderas, los tubos dilatan mejor, no están sometidos a tensiones térmicas tan elevadas, y son más accesibles para la inspección y el mantenimiento.

Algunas calderas verticales tiene ventilación forzada, otras circulación asistida en los arranques, y la tendencia es diseñarlas con circulación natural, lo que implica elevar la posición de los calderines para conseguir que, la diferencia de densidad entre la columna de agua de los tubos de bajada al colector (down commers) y de los tubos de salida del colector del evaporador al calderín (risers), asegure la circulación a través de los tubos evaporadores horizontales.

Aunque operacionalmente estas calderas no son tan especiales, las exigencias de control de calidad durante la construcción y la pureza del agua de alimentación son requisitos similares a los de las calderas horizontales, así como las limitaciones y precauciones en subidas y bajadas de carga.

La forma normal de operación de este tipo de calderas (también aplicables a las horizontales) es en *presión deslizante*, donde la presión del vapor fluctúa de acuerdo con el flujo de vapor, permaneciendo completamente abiertas las válvulas de la turbina. Esta forma de operación maximiza el rendimiento de la caldera a cargas parciales, ya que si decrece la producción de vapor, al reducirse el caudal y la temperatura de los

gases de escape de la turbina de gas, también se reduce la presión, y con ella la temperatura de saturación, con lo que se consigue una alta vaporización y la recuperación de la mayor parte de la energía de los gases.

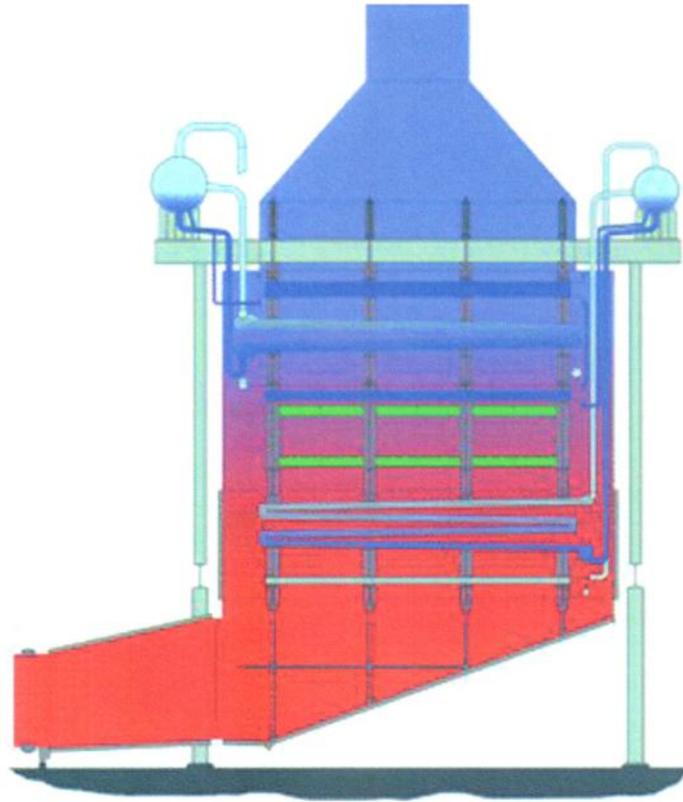


Figura 2.12 Modelo de caldera de recuperación horizontal de Opex Energy

Capítulo 3. Análisis de la Central Termoeléctrica 9 de Julio

En el presente capítulo se analizará el esquema de funcionamiento de la central. Se hará un relevamiento de las máquinas en operación, como así también los parámetros característicos como consumos específicos, rendimientos, volúmenes de combustibles consumidos, gasto económico, etc.

La Central Termoeléctrica 9 de Julio consta de 8 grupos generadores, de los cuales se componen 2 ciclos de vapor y 6 ciclos de gas. Las turbinas de vapor funcionan continuamente las 24 horas del día, funcionando como base generadora, debido a su baja necesidad de mantenimiento periódico y además al gran tiempo que precisan para operar a plena carga. El tiempo que requieren de arranque en frío es de aproximadamente 12 horas, esto es debido a la necesidad de calentar un gran volumen de agua, llegar a su vaporización, y posterior sobrecalentamiento, como ya se explicó antes en la definición de los ciclos de gas y vapor.

Las turbinas de gas, en cambio, cubren la demanda horaria prevista. Es decir, entran en operación a medida que la demanda energética lo va requiriendo a lo largo del día, como veremos más adelante. El tiempo de arranque en frío es de aproximadamente media hora.

En la figura 3.1 se muestra el diagrama horario de generación, el cual fue consensuado con el personal de la central. El mismo, en general, es el que se repite todos los días del año, salvo la excepción que, más adelante, será aclarada.

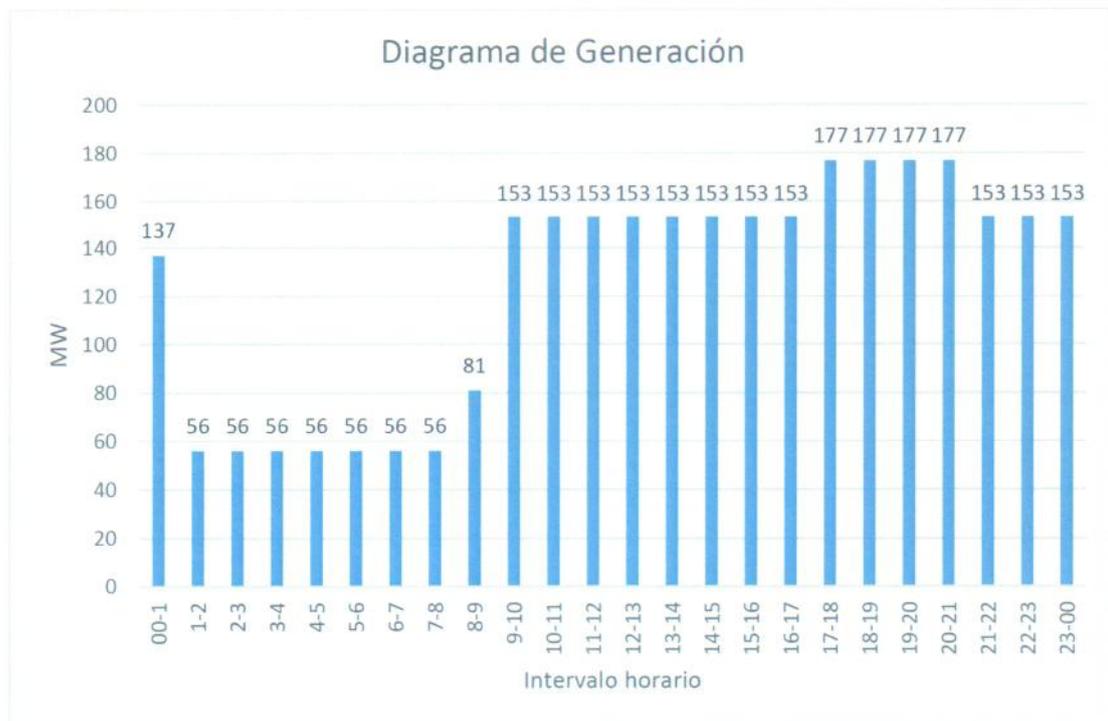


Figura 3.1 Diagrama de generación diario

En la tabla 3.1 se muestran los grupos generadores y su potencia nominal, que componen, hoy en día, la Central Termoeléctrica 9 de Julio. La información fue tomada del sitio web de CAMMESA (Compañía Administradora del Mercado Mayorista Eléctrico).

Tabla 3.1 *Grupos generadores*

Tipo Gen.	Central	Grupo	Descripción	Potencia [MW]	Fecha Comercial
TG	MDPA	MDPATG12	MAR DEL PLATA	16	01/05/1994
TG	MDPA	MDPATG13	MAR DEL PLATA	24	01/05/1994
TG	MDPA	MDPATG19	MAR DEL PLATA	15	01/05/1994
TG	MDPA	MDPATG20	MAR DEL PLATA	15	01/05/1994
TG	MDPA	MDPATG21	MAR DEL PLATA	25	01/05/1994
TG	MDPA	MDPATG22	MAR DEL PLATA	25.88	07/02/2012
TV	MDPA	MDPATV07	MAR DEL PLATA	27	01/05/1994
TV	MDPA	MDPATV08	MAR DEL PLATA	29	01/05/1994

3.1 Rendimiento de los grupos generadores

A continuación se calcularán los rendimientos de los grupos generadores de las 6 turbinas de gas y las 2 turbinas de vapor.

Para ello partiremos del consumo específico, el mismo corresponde a la cantidad de combustible consumido, por una unidad generadora, para producir una unidad de energía eléctrica, en este caso un kWh.

La tabla 3.2, proporcionada por CMMESA, muestra el consumo específico de las diferentes máquinas operando en la actualidad en función del combustible de entrada, estos valores fueron determinados bajo ensayos normalizados:

Tabla 3.2 Consumo específico por combustible

Grupo	Potencia Efectiva [MW]	Comb.	Cons. Esp.Medio [kCal/kWh]
MDPATG12	16	GN	4050
MDPATG12	16	GO	3734
MDPATG13	24	GN	3770
MDPATG13	24	GO	3448
MDPATG19	15	GN	4125
MDPATG19	15	GO	3734
MDPATG20	15	GO	3734
MDPATG20	15	GN	4150
MDPATG21	25	GN	3988
MDPATG21	25	GO	3448
MDPATG22	25.88	GO	3260
MDPATG22	25.88	GN	3260
MDPATV07	27	FO	3171
MDPATV07	27	GN	2879
MDPATV08	29	GN	2980
MDPATV08	29	FO	3305

Cálculo del rendimiento del grupo generador de la TG-12:

A continuación se desarrollará el cálculo del rendimiento de la TG-12 trabajando con Gas Natural, de la misma manera se desarrollarán los cálculos para las demás máquinas:

Datos de entrada: *Consumo específico de la TG-12 = 4050 [kCal/kWh]*

Potencia eléctrica nominal = 16 [MW]

En la tabla 3.3, obtenida de la Secretaría de Energía de la Nación, encontramos el poder calorífico de cada uno de los combustibles utilizados en el ciclo térmico de la central:

Tabla 3.3 Poder calorífico de los combustibles

FUENTE	DENSIDAD Kg/lt	PODER CALORIFICO INFERIOR		PODER CALORIFICO SUPERIOR	
		kcal/lt	kcal/kg	kcal/lt	kcal/kg
Gas Oil	0,845	8.619	10.400	9.211	10.900
Fuel Oil	0,945	9.261	9.800	9.923	10.500
Gas Natural	-	8.300/m ³	-	9.300/m ³	-

El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor desprendida por el combustible en su combustión completa.

La distinción entre el poder calorífico inferior y superior es importante. El hidrógeno presente en la combustión reacciona formando H₂O. Si los productos de la combustión están a altas temperaturas, el agua está en forma de vapor. Si los productos de la combustión se enfrían hasta la temperatura normal atmosférica el agua se condensa, cediendo simultáneamente el calor latente de vaporización.

- *Poder calorífico superior*, medido con un calorímetro, en el que los gases de la combustión se enfrían, a fin de conseguir que el vapor de agua se condense.
- *Poder calorífico inferior*, medido con un calorímetro sin enfriamiento de gases, de manera que el vapor de agua no se condensa.

Por esto, debido a las elevadas temperaturas alcanzadas en el proceso de combustión no permitiendo la condensación del agua, se utiliza el *poder calorífico inferior*.

Dado el consumo específico de la TG-12 y afectándolo por el poder calorífico del Gas Natural, obtendremos el consumo unitario, que no es otra cosa que el volumen de Gas Natural necesario para generar 1 [kWh]:

$$\begin{aligned} \text{Consumo unitario}_{TG12} &= 4.050 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kWh}} \right] * \frac{1}{8.300 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{m}^3} \right]} \\ &= 0,488 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kWh}} \right] \end{aligned}$$

Ahora, partiendo de la potencia eléctrica de salida del grupo generador, la cual es de 16 [MW], hallaremos el consumo horario de la TG-12, es decir, el volumen de Gas Natural necesario para que la TG-12 trabaje a plena carga:

$$\begin{aligned} \text{Consumo horario}_{TG12} &= 0,488 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kWh}} \right] * 16 \left[\text{MW} \right] * \frac{1.000 \left[\text{kW} \right]}{1 \left[\text{MW} \right]} \\ &= 7.808 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \end{aligned}$$

Partiendo del consumo horario, hallaremos la potencia térmica del combustible de la siguiente manera:

$$Potencia_{Gas\ Natural\ TG-12} = 7.808 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 8.300 \left[\frac{kCal}{m^3} \right] * \frac{1 [h]}{3600 [s]}$$

$$Potencia_{Gas\ Natural\ TG-12} = 18.001,78 \left[\frac{kCal}{s} \right] * \frac{4,187 [kJ]}{1[kCal]} = 75.369,85 \left[\frac{kJ}{[s]} \right]$$

$$Potencia_{Gas\ Natural\ TG-12} = 75,37 [MW]$$

Entonces, el rendimiento del grupo generador de la turbina de gas 12 es el siguiente:

$$\eta_{TG-12} = \frac{Potencia\ eléctrica\ de\ salida}{Potencia\ del\ combustible\ consumido} = \frac{16 [MW]}{75,37 [MW]} = 0,21$$

De la misma manera se calcularon los rendimientos de los demás grupos generadores trabajando con Gas Natural como combustible:

Tabla 3.4 Rendimiento de los grupos generadores con Gas Natural

Grupo	Potencia nominal [MW]	c.e [kCal/kWh]	Poder calorífico [kCal/m3]	Consumo unitario [m3/kWh]	Consumo horario [m3/h]	Potencia del combustible [MW]	Rendimiento
MDPATG12	16	4.050	8.300	0,488	7.807	75,37	0,21
MDPATG13	24	3.770	8.300	0,454	10.901	105,23	0,23
MDPATG19	15	4.125	8.300	0,497	7.455	71,96	0,21
MDPATG20	15	4.150	8.300	0,500	7.500	72,40	0,21
MDPATG21	25	3.988	8.300	0,480	12.012	115,96	0,22
MDPATG22	25,88	3.260	8.300	0,393	10.165	98,13	0,26
MDPATV07	27	2.879	8.300	0,347	9.365	90,41	0,30
MDPATV08	29	2.980	8.300	0,359	10.412	100,51	0,29

En la tabla 3.5 se muestran los mismos cálculos para los combustibles utilizados en el mes de julio, Gas Oil para las turbinas de gas y Fuel Oil para las turbinas de vapor:

Tabla 3.5 Rendimiento de los grupos generadores con Gas Oil y Fuel Oil

Grupo	Potencia nominal [MW]	c.e [kCal/kWh]	Poder calorífico [kCal/kg]	Consumo unitario [kg/kWh]	Consumo horario [kg/h]	Potencia del combustible [MW]	Rendimiento
MDPATG12	16	3.734	10.400	0,359	5.745	69,49	0,23
MDPATG13	24	3.448	10.400	0,332	7.957	96,25	0,25
MDPATG19	15	3.734	10.400	0,359	5.386	65,14	0,23
MDPATG20	15	3.734	10.400	0,359	5.386	65,14	0,23
MDPATG21	25	3.448	10.400	0,332	8.288	100,26	0,25
MDPATG22	25,88	3.260	10.400	0,313	8.112	98,13	0,26
MDPATV07	27	3.171	9.800	0,324	8.736	99,58	0,27
MDPATV08	29	3.305	9.800	0,337	9.780	111,47	0,26

7.2 Gasto de combustible

A continuación se hará un análisis de los consumos de combustible de cada turbina. A partir del consumo horario se determinarán los consumos diarios (las turbinas de gas no funcionan las 24 horas del día), y se calculará el costo en cada intervalo. Además se evaluará el costo mensual y anual del consumo de combustible.

No obstante, para el mes de enero (debido al gran consumo), todas las máquinas funcionarán a plena carga y las 24 horas del día. Además, en el mes de julio, por falta de disponibilidad del Gas Natural (debido al alto consumo de gas doméstico), se utilizarán Gas Oil y Fuel Oil, para alimentar a las turbinas de gas y de vapor respectivamente.

En la tabla 3.6, se observan los horarios de entrada y salida de cada máquina, el mismo fue facilitado por el personal de la central:

Tabla 3.6 Horas de despacho de las máquinas de la central

Grupo	Hora de entrada	Hora de salida
MDPATV07	-	-
MDPATV08	-	-
MDPATG12	8:47:00	23:47:00
MDPATG13	16:44:00	20:18:00
MDPATG19	8:48:00	0:14:00
MDPATG20	8:49:00	0:19:00
MDPATG21	8:05:00	0:43:00
MDPATG22	8:50:00	1:10:00

Se analizará nuevamente el caso del grupo generador de la TG-12.

Afectando el consumo horario por la cantidad de horas del día que funciona la máquina, obtendremos el consumo de Gas Natural diario. En este caso, la TG-12 entra en funcionamiento a las 8:47 horas y sale de servicio a las 23:47 horas, trabajando un total de 15 horas por día.

$$\text{Consumo diario}_{TG12} = 7.808 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 15 \left[\frac{h}{\text{día}} \right] = 117.120 \left[\frac{m^3}{\text{día}} \right]$$

El precio de los combustibles correspondientes al Gas Natural, Fuel Oil y Gas Oil fue obtenido del sitio web de CAMMESA, de donde se extrae: "los precios de referencia correspondiente a la Redeclaración Quincenal de la 1era Quincena de Marzo 2015".

A los precios de los combustibles líquidos, Fuel Oil y Gas Oil, se le ha sumado el precio correspondiente por flete para tomar el valor de referencia en la Central Termoeléctrica de Mar del Plata, siendo el mismo de:

Precio de fletes: Gas Oil: 228,57 \$/t

Fuel Oil: 484,71 \$/m³

Quedando entonces los siguientes precios de los combustibles:

Tabla 3.7 Precio de los combustibles

Combustible	Precio Referencia	PCI	Densidad
Fuel Oil	3329,444 \$/t	9800 kcal/kg	945 kg/m ³
Gas Oil	4544,447 \$/m ³	10400 kcal/kg	825 kg/m ³
Gas Natural	0,92978 \$/m ³	8300 kcal/m ³	825 kg/m ³

Obtenemos entonces un gasto diario y mensual (tomando un mes de 30 días) de la TG-12 funcionando con Gas Natural y 10 horas por día:

$$\text{Gasto diario}_{TG12} = 117.120 \left[\frac{m^3}{\text{día}} \right] * 0,92978 \left[\frac{\$}{m^3} \right] = 108.896 \left[\frac{\$}{\text{día}} \right]$$

$$\text{Gasto mensual}_{TG12} = 108.896 \left[\frac{\$}{\text{día}} \right] * 30 \left[\frac{\text{días}}{\text{mes}} \right] = 3.266.875 \left[\frac{\$}{\text{mes}} \right]$$

Este último valor, será el precio pagado por el Gas Natural durante el periodo de un mes para alimentar a la TG-12. Cabe aclarar que este valor será igual en todos los meses del año, salvo las excepciones del mes de enero y el mes de julio. Donde, en el mes de enero las máquinas funcionarán las 24 horas del día para cubrir la gran demanda energética, y en el mes de julio, donde rige la restricción del Gas Natural por el alto consumo doméstico, se alimentarán los grupos con Fuel Oil y Gas Oil.

A continuación, se desarrollará el mismo análisis para todas las máquinas que operan en la Central. Además, se analizan en forma particular los dos meses mencionados anteriormente.

Entonces, en la tabla 3.8 se muestra el consumo de Gas Natural por hora y por día para cada grupo generador, así también el gasto económico que esto supone por día y por mes, y además el gasto económico total en \$/mes de todas las máquinas operando en la Central 9 de Julio:

Tabla 3.8 Consumo de Gas Natural para un mes promedio

Grupo	Potencia nominal [MW]	Consumo horario [m3/h]	Horas de funcionamiento por día [h]	Consumo diario [m3/día]	Gasto diario [\$/día]	Gasto mensual [\$/mes]
MDPATG12	16	7.807	15,00	117.108	108.885	3.266.552
MDPATG13	24	10.901	3,57	38.917	36.185	1.085.536
MDPATG19	15	7.455	15,43	115.028	106.951	3.208.518
MDPATG20	15	7.500	15,50	116.250	108.087	3.242.608
MDPATG21	25	12.012	16,63	199.760	185.733	5.571.996
MDPATG22	25,88	10.165	16,33	165.993	154.337	4.630.111
MDPATV07	27	9.365	24,00	224.770	208.987	6.269.603
MDPATV08	29	10.412	24,00	249.889	232.342	6.970.258
					Gasto total por mes	34.245.182

En resumen, el gasto mensual en cuanto al consumo de Gas Natural es de 34.245.182 [\$/mes]. Este valor será aplicable a todos los meses del año, exceptuando los ya mencionados enero y julio, los cuales se analizarán a continuación.

Se analiza, a continuación, el gasto mensual para el mes de julio, donde las turbinas de gas funcionarán con Gas Oil y las turbinas de vapor con Fuel Oil. Los consumos específicos de las máquinas serán distintos por el combustible utilizado y por esto cambiarán los consumos de combustibles de cada máquina, los mismos fueron obtenidos del sitio web de CAMMESA.

Tabla 3.9 *Consumos de combustibles para el mes de julio*

Grupo	Potencia nominal [MW]	Consumo horario [Kg/h]	Horas de funcionamiento por día [h]	Consumo diario [Kg/día]	Gasto diario [\$/día]	Gasto mensual [\$/mes]
MDPATG12	16	5.745	15,00	86.169	474.792	14.243.774
MDPATG13	24	7.957	3,57	28.406	156.518	4.695.547
MDPATG19	15	5.386	15,43	83.099	457.878	13.736.339
MDPATG20	15	5.386	15,50	83.476	459.955	13.798.656
MDPATG21	25	8.288	16,63	137.837	759.483	22.784.475
MDPATG22	25,88	8.112	16,33	132.475	729.939	21.898.157
MDPATV07	27	8.736	24,00	209.674	698.006	20.940.171
MDPATV08	29	9.780	24,00	234.722	781.391	23.441.731
					Gasto total por mes	135.538.851

Como observamos, el gasto mensual total es de 135.538.851 [\$/mes], más alto que el gasto utilizando Gas Natural. La diferencia sustancial se encuentra en el elevado precio de los combustibles líquidos utilizados con respecto al Gas Natural.

Para el mes de enero, como ya se mencionó, la central funcionará a plena carga las 24 horas del día para abastecer la gran demanda energética que hay en la ciudad de Mar del Plata.

Los parámetros característicos para este periodo serán iguales a los ya analizados anteriormente, con la salvedad de las horas de funcionamiento por día.

Por consiguiente, en la tabla 3.10 encontramos los mismos parámetros antes analizados para el mes de enero:

Tabla 3.10 Consumos de combustible para el mes de enero

Grupo	Potencia nominal [MW]	Consumo horario [m3/h]	Horas de funcionamiento por día [h]	Consumo diario [m3/día]	Gasto diario [\$/día]	Gasto mensual [\$/mes]
MDPATG12	16	7.807	24,00	187.373	174.216	5.226.484
MDPATG13	24	10.901	24,00	261.629	243.257	7.297.720
MDPATG19	15	7.455	24,00	178.916	166.352	4.990.566
MDPATG20	15	7.500	24,00	180.000	167.360	5.020.812
MDPATG21	25	12.012	24,00	288.289	268.045	8.041.365
MDPATG22	25,88	10.165	24,00	243.958	226.827	6.804.817
MDPATV07	27	9.365	24,00	224.770	208.987	6.269.603
MDPATV08	29	10.412	24,00	249.889	232.342	6.970.258
					Gasto total por mes	50.621.625

Dando entonces el gasto mensual del mes de enero un total de 50.621.625 [\$/mes].

Para finalizar, se calculará el gasto anual de combustibles:

$$\begin{aligned} \text{Gasto anual} &= 10 * 34.245.182 \left[\$/mes \right] + 135.538.851 \left[\$/mes \right] \\ &+ 50.621.625 \left[\$/mes \right] \end{aligned}$$

$$\text{Gasto anual} = 528.612.296 \left[\$/año \right]$$

Este gasto anual es el que se deberá abonar para el régimen de generación propuesto, acordado previamente con personal de la Central 9 de Julio.

Capítulo 4. Descripción del proceso de la Central Termoeléctrica 9 de Julio

Como se mencionó previamente, en el presente trabajo se busca la optimización del ciclo térmico mediante la implementación de un ciclo combinado utilizando las máquinas actuales en funcionamiento. En el presente capítulo se expondrán los ciclos reales existentes y sus requerimientos de entrada para funcionar a plena carga.

4.1 Ciclo real de la Turbina de Vapor

El presente análisis será realizado para el ciclo de la turbina de vapor TV-8 de 29 MW, por ser la turbina que será estudiada para trabajar en ciclo combinado. Para el ciclo de la otra turbina de vapor, TV-7 de 27 MW, el esquema es el mismo, sólo que requiere un caudal apenas menor de vapor para trabajar a potencia nominal.

El ciclo de vapor, es un típico ciclo de vapor sobrecalentado de 79 Kg/cm^2 , $495 \text{ }^\circ\text{C}$, sin recalentamiento, con 4 etapas de precalentamiento regenerativo del agua de alimentación de la caldera mediante extracciones de vapor con condensación a $0,0379 \text{ Kg/cm}^2$ y $33 \text{ }^\circ\text{C}$. Los parámetros de funcionamiento se enumeran a continuación:

a) Caudal de vapor de entrada:	111 tn/h
b) Caudal a condensación:	82,76 tn/h
c) Suma de caudales de extracción:	28,24 tn/h (un 25 % del caudal de entrada)

La figura 4.1 muestra el esquema simplificado del ciclo de vapor. En el mismo se observan los distintos caudales de agua y vapor a lo largo del proceso, como así sus temperaturas, presiones y entalpías.

Cada extracción tiene por finalidad, precalentar el agua de alimentación a la caldera, para así mejorar su eficiencia. Para el ciclo combinado, este esquema de precalentamiento será mantenido tal como fue diseñado, ya que las últimas etapas de la turbina de baja presión no fueron diseñadas para soportar todo el caudal que entra a la turbina de alta. Esto, en el diseño de un ciclo combinado, no sería contemplado de esta manera, ya que se mantendría un caudal constante en las turbinas, y se aprovecharían los últimos gases de escape, antes de salir por la chimenea, para precalentar el agua de alimentación. En este trabajo, como se verá, estos gases no son aprovechados saliendo a una temperatura elevada hacia la atmósfera, esto es debido a la imposibilidad de sellar todas las extracciones en la turbina de vapor por lo mencionado anteriormente.

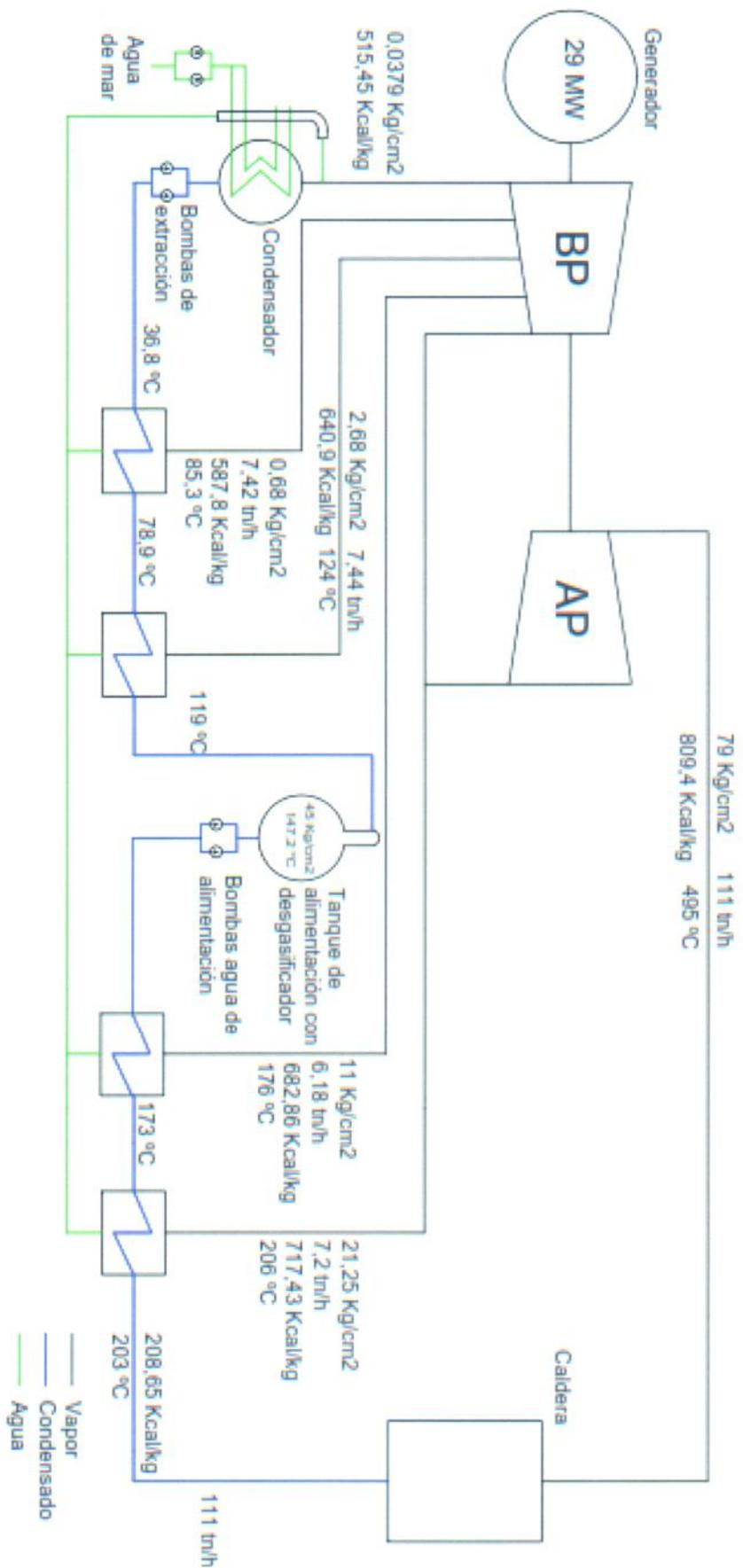


Figura 4.1 Esquema del ciclo de vapor de 29 MW.

En el esquema del ciclo de vapor, se pueden observar los requerimientos de la caldera. Esta debe elevar el agua desde la temperatura de entrada (203 °C), hasta su temperatura de saturación, que para 79 Kg/cm² es de 292,5 °C. Luego evaporar las 111 tn/h de agua, para luego, en el domo, sobrecalentar el vapor hasta los 495 °C que requiere la turbina en la entrada de alta presión.

La caldera entrega la energía en forma de calor a partir del Gas Natural, y en el mes de julio, a partir de Fuel Oil.

Como se observa en el diagrama *T-s*, figura 4.2, los precalentadores tiene como objetivo calentar el agua de alimentación a la caldera. Cada precalentador entrega una cantidad de calor, y el agua de alimentación aumenta su temperatura, como se observa en la figura. Luego del último precalentador, el agua se encuentra a 203 °C, punto h1 del diagrama *T-s* del agua.

A partir de h1, la caldera es la que debe entregar calor al agua para llegar a su temperatura de evaporación (292,5 °C) para la presión de 79 Kg/cm², punto h2. Luego evaporarla, hasta obtener vapor, punto h3. Y luego sobrecalentar el vapor hasta los 495 °C, punto h4.

Las entalpías fueron obtenidas de las tablas del agua del Anexo 1, para el agua saturada y el vapor saturado. Para el agua a la entrada de la turbina y el vapor sobrecalentado, las entalpías fueron extraídas del diagrama de Mollier.

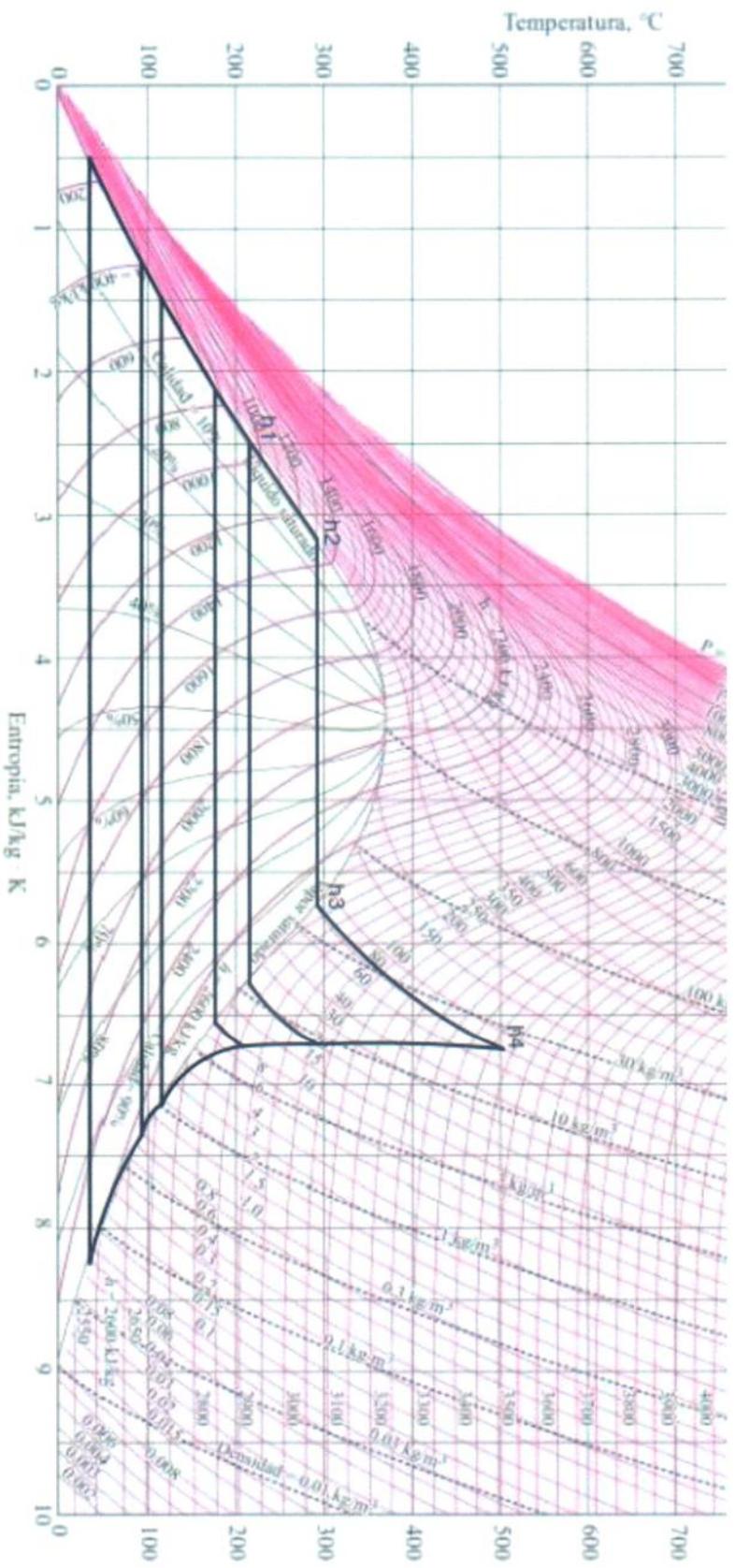


Figura 4.2 Diagrama T-s de un ciclo de agua-vapor de 29 MW

De acuerdo al diagrama entrópico del agua-vapor, podemos calcular la energía que entrega la caldera al fluido de trabajo para pasar del estado líquido a 203 °C a vapor sobrecalentado a 495 °C.

La cantidad de calor a entregar en cada una de las etapas (calentamiento, evaporación y sobrecalentamiento) es la siguiente:

$$Q_{\text{calentamiento}} = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{evaporación}} = \dot{m} * (h_3 - h_2) \quad (4.2)$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m} * (h_4 - h_3) \quad (4.3)$$

Siendo: $\dot{m} = \text{caudal de agua - vapor} = 111 \left[\frac{\text{tn}}{\text{h}} \right] = 30,83 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$

$$h_1 = \text{entalpia del estado 1} = 208,65 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_2 = \text{entalpia del estado 2} = 311,67 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_3 = \text{entalpia del estado 3} = 660 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_4 = \text{entalpia del estado 4} = 812,1 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

Entonces:

$$Q_{\text{calentamiento}} = \dot{m} * (h_2 - h_1) = 30,83 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * (311,67 - 208,65) \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

$$Q_{\text{calentamiento}} = 3176,11 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{s}} \right]$$

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m} * (h_3 - h_2) = 30,83 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] * (660 - 311,67) \left[\frac{\text{kCal}}{\text{kg}} \right]$$

$$Q_{\text{evaporador}} = 10739 \left[\frac{\text{kCal}}{\text{s}} \right]$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = \dot{m} * (h_4 - h_3) = 30,83 \text{ [kg/s]} * (812,1 - 660) \text{ [kCal/kg]}$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = 4689,2 \text{ [kCal/s]}$$

Entonces, la caldera entrega una cantidad de calor tal de la suma de los calores obtenidos en cada una de las partes de la caldera (calentador, evaporador y sobrecalentador).

$$Q_{\text{caldera}} = \sum Q_i = 18604,31 \text{ [kCal/s]}$$

Este calor total será el que deba transferir la caldera de recuperación de calor (HSRG) para lograr el funcionamiento de la turbina de vapor en condiciones nominales. Con el calor de cada una de las etapas obtendremos el perfil de temperatura de la caldera de recuperación, donde se analizará la variación de la temperatura de los gases de escape de las turbinas de gas contra el perfil de temperaturas del agua-vapor del ciclo de la turbina de vapor. A su vez, el calor de cada etapa, definirá en la caldera de recuperación el calor que se debe intercambiar en cada módulo de la misma.

4.2 Ciclo real de la Turbina de Gas

En un ciclo combinado no es necesario conocer los requerimientos para trabajar a carga nominal de la turbina de gas, solo importa el caudal, el contenido de O_2 , y la temperatura de los gases de escape de la misma. Esto es debido a que, para el ciclo combinado, de la turbina de gas se usarán los gases de escape para alimentar a la caldera de recuperación para lograr los requerimientos de vapor de la turbina de vapor, para suplantar la caldera convencional. Esto se explicará adecuadamente en el capítulo 5.

En general, todas las turbinas de gas de la Central 9 de Julio tienen un régimen de trabajo similar. El aire es comprimido en el compresor hasta aproximadamente 10 Kg/cm^2 , el cual ingresa a la cámara de combustión. En la misma ingresa el combustible, para producirse la combustión. En la cámara de combustión se eleva la temperatura de la mezcla hasta aproximadamente $1300\text{-}1400 \text{ }^\circ\text{C}$. Luego, estos gases de combustión, pasan a través de los álabes de la turbina de gas, expandiéndose y generando la potencia mecánica en el eje necesaria para que el alternador genere a potencia nominal. Además, parte de la potencia del eje es utilizada para el trabajo del compresor, como ya fue explicado.

Como se mencionó en el capítulo 1, la combustión se da con exceso de aire, esto nos permitirá tomar, en una correcta aproximación, a los gases de escape como aire a alta temperatura.

Además, la importancia de conocer el contenido de O_2 se da para el caso en el cual la caldera de recuperación debe tener combustión suplementaria. De ser el caso, si el contenido de O_2 es suficiente para que se produzca la combustión adicional, no será necesario el ingreso de aire para que se produzca la misma.

La causa de una posible combustión suplementaria, se encuentra en el hecho de necesitar temperaturas más elevadas de los gases de combustión, para lograr el correcto funcionamiento de la caldera de recuperación de calor.

El siguiente análisis de los gases de combustión fue realizado en las dos turbinas de gas que se tomarán para trabajar en ciclo combinado. Dicho análisis fue facilitado por el ingeniero en seguridad ambiental de la Central Termoeléctrica 9 de Julio.

En el mismo se informó, de acuerdo a la potencia generada, la velocidad de los gases de escape, la temperatura de los mismos (la cual es tomada gracias a una termocupla en la parte superior de la chimenea de la turbina de gas) y el contenido de O_2 .

Para 500 °C tendremos una densidad de 0,457 Kg/m³, entonces:

$$Q_{a-TG13} = 10682 \left[\frac{m^3}{min} \right] * 0,457 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * \frac{1}{60} \left[\frac{min}{s} \right] = 81,36 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$Q_{a-TG21} = 12845,4 \left[\frac{m^3}{min} \right] * 0,457 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] * \frac{1}{60} \left[\frac{min}{s} \right] = 97,84 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Entonces, los gases de escape detallados anteriormente tendrán la función de alimentar a la caldera de recuperación de calor para entregar su calor al ciclo de vapor.

Capítulo 5. Implementación de Ciclo Combinado

En los capítulos precedentes se ha analizado el estado actual de la Central Termoeléctrica 9 de Julio. Se han presentado las máquinas en funcionamiento, sus consumos específicos, consumos de combustibles, rendimientos, etc.

En este capítulo analizaremos los beneficios de implementar un ciclo combinado con las máquinas actuales en funcionamiento. Se impone como hipótesis, que el régimen de generación horario será distinto, ya que las turbinas de gas a trabajar en ciclo combinado pasarán a trabajar las 24 horas del día. Esto cambiará la generación base de la Central.

5.1 Ciclo combinado gas-vapor de 78 MW

El ciclo combinado del presente trabajo estará compuesto por las máquinas TG-13, TG-21 y TV-8. Es decir, se analizará un ciclo 2x1 y se eligieron para ello las máquinas de mayor potencia de salida.

Para el acople termodinámico se utilizará una caldera de recuperación de calor (HRSG), capaz de transferir el calor latente de los gases de escape, al ciclo de agua-vapor, para lograr producir vapor en las condiciones necesarias por la turbina de vapor TV-8.

5.2 Estudio de los parámetros de funcionamiento del Ciclo Combinado

Los parámetros de entrada serán los correspondientes a las turbinas de gas TG-13 y TG-21. Los mismos ya fueron analizados anteriormente, se resumen en la tabla 5.1.

Tabla 5.1 *Propiedades de los gases de escape*

Grupo	Potencia [MW]	Gases de escape		
		Caudal [kg/s]	Temperatura [°C]	Contenido en Oxígeno (%)
TG-13	24	81,36	498,6	16
TG-21	25	97,84	491,65	16

El escape de ambas turbinas irá hacia un colector, en donde ingresarán a la caldera de recuperación de calor, teniendo a la entrada:

- Caudal: 179,2 kg/s
- Temperatura: 495 °C
- Contenido de Oxígeno: 16 %

Para el ciclo de vapor, en el capítulo 4, se analizó el calor que debe transferirse al fluido de trabajo. Los resultados se encuentran en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 *Calor a transferir al ciclo de vapor*

Modulo	Caudal [kg/s]	Calor entregado [kCal/s]	Calor entregado [kJ/s]
Calentador	30,83	3176,11	13298,37
Evaporador	30,83	10739	44964,19
Sobrecalentador	30,83	4689,2	19633,68

En un ciclo combinado de diseño, el agua es precalentada con los últimos gases de escape, previo a salir por la chimenea y el caudal de vapor es constante en toda la turbina. En la conversión a ciclo combinado, esto es algo distinto. Ya que, en los ciclos de vapor con calentamiento regenerativo, la turbina de vapor del lado de baja presión está diseñada para trabajar con un caudal menor de vapor y el calentamiento del agua de alimentación es provisto por distintas extracciones de vapor en distintas partes de la turbina y por esto, el caudal de vapor es decreciente a medida que avanza en la turbina de vapor.

Es por esto, que se debe respetar la configuración actual del calentamiento regenerativo y no inducir un desgaste prematuro de la turbina de vapor.

Entonces, el agua entrará a la caldera de recuperación a una temperatura de 208 °C y saldrá de la misma, como vapor sobrecalentado a 495 °C, todo esto a una presión de 79 kg/cm².

La caldera de recuperación de calor constará de 3 módulos, donde se calentará el agua hasta su temperatura de evaporación, se le entregará el calor para su evaporación y se sobrecalentará.

Para determinar el perfil de temperatura de los gases de escape, se debe primero definir la temperatura de pinch point. Según la bibliografía consultada¹, se toma un valor sugerido de 10 °C.

Para plantear la transferencia de calor, en cada módulo de la caldera de recuperación, se considerará una transferencia de calor perfecta, es decir, todo el calor que entregan los gases de escape es transferido al ciclo agua-vapor. Las pérdidas de calor, para calderas de recuperación de esta potencia, se estiman en 0,5 %². Por esto, el error cometido es despreciable en el resultado final.

Entonces evaluaremos a continuación la transferencia de calor en el evaporador:

$$Q_{evaporador} = 10739 \left[\text{kCal/s} \right] = 44964,19 \left[\text{kJ/s} \right]$$

$$Q_{eva} = m_g * C_{pg} * (t_{g2} - t_{g3}) \quad (5.1)$$

Donde: T_{g2} = Temperatura de los gases a la entrada del evaporador

T_{g3} = Temperatura de los gases a la salida del evaporador

T_{g3} es la temperatura de saturación del agua más 10 °C y la temperatura de saturación es de 292,5 °C. Entonces la temperatura de los gases a la salida del evaporador es:

$$t_{g3} = (292,5 + 10)^\circ\text{C} = 302,5^\circ\text{C} = 575,65^\circ\text{K}$$

C_{pg} es el calor específico del aire a presión constante, y el mismo es de 1,067 kJ/kg °K.

Podemos, entonces, hallar la temperatura (t_{g2}) de los gases a la entrada del evaporador:

$$t_{g2} = \frac{Q_{eva}}{m_g C_{pg}} + t_{g3} = \frac{44964,19 \left[\text{kJ/s} \right]}{179,2 \left[\text{kg/s} \right] * 1,067 \left[\text{kJ/kg}^\circ\text{K} \right]} + 575,65^\circ\text{K}$$

$$t_{g2} = 810,81^\circ\text{K} = 537,66^\circ\text{C}$$

¹ S.S. García y F.G. Moñux. (2006) Centrales térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto.

² V. Ganapathy. (1996) Heat-Recovery Steam Generators: understand the basics.

De la misma manera, analizaremos lo que ocurre en el sobrecalentador, en donde se debe entregar el calor necesario para llevar el vapor hasta los 495 °C.

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = 4689,2 \text{ [kCal/s]} = 19633,68 \text{ [kJ/s]}$$

$$Q_{\text{sobrecalentador}} = m_g * C_{pg} * (t_{g1} - t_{g2}) \quad (5.2)$$

De la ecuación anterior podemos despejar T_{g1} , que es la temperatura a la que deben ingresar los gases a la caldera de recuperación:

$$t_{g1} = \frac{Q_{\text{sob}}}{m_g C_{pg}} + t_{g2} = \frac{19633,68 \text{ [kJ/s]}}{179,2 \text{ [kg/s]} * 1,067 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K]}} + 810,81 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$t_{g1} = 913,5 \text{ }^\circ\text{K} = 640,35 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora analizaremos la transferencia de calor ocurrida en el economizador o calentador:

$$Q_{\text{calentador}} = 3176,11 \text{ [kCal/s]} = 13298,37 \text{ [kJ/s]}$$

$$Q_{\text{calentador}} = m_g * C_{pg} * (t_{g3} - t_{g4}) \quad (5.3)$$

Despejando t_{g4} , hallaremos la temperatura de salida de los gases por la chimenea hacia la atmósfera:

$$t_{g4} = t_{g3} - \frac{Q_{\text{cal}}}{m_g C_{pg}} = 575,65 \text{ }^\circ\text{K} - \frac{13298,37 \text{ [kJ/s]}}{179,2 \text{ [kg/s]} * 1,067 \text{ [kJ/kg}^\circ\text{K]}}$$

$$t_{g4} = 506,1 \text{ }^\circ\text{K} = 233 \text{ }^\circ\text{C}$$

En la figura 5.1, en base a las temperaturas calculadas, se muestra el perfil de temperaturas dentro de la caldera de recuperación de calor.

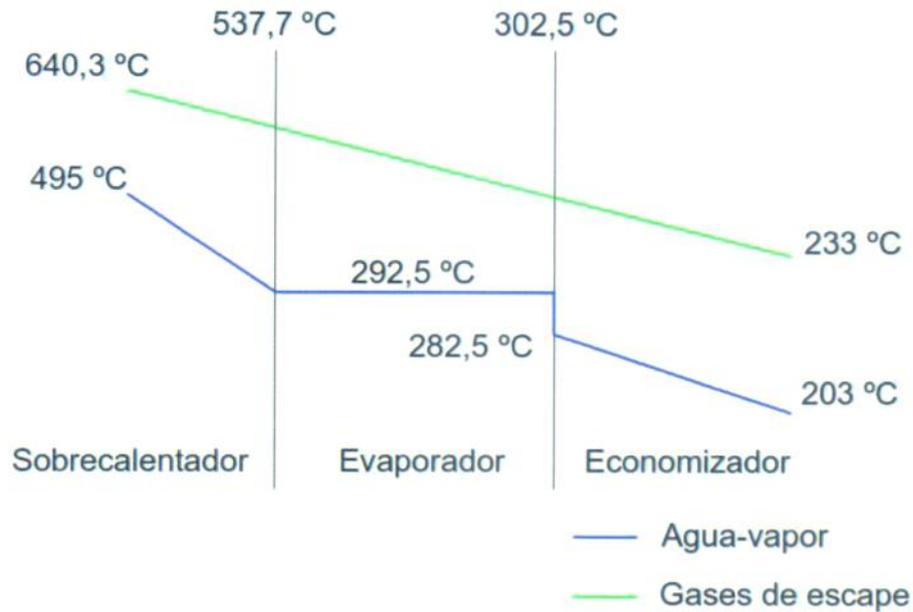


Figura 5.1. Perfil de temperaturas dentro de la caldera de recuperación.

Como observamos, para lograr las especificaciones de vapor requeridas por la turbina de vapor, es necesario elevar la temperatura de los gases de escape al entrar a la caldera de recuperación. Esto lo lograremos, como ya fue mencionado, quemando combustible a la entrada de la caldera, utilizando el oxígeno que contienen los gases de la combustión.

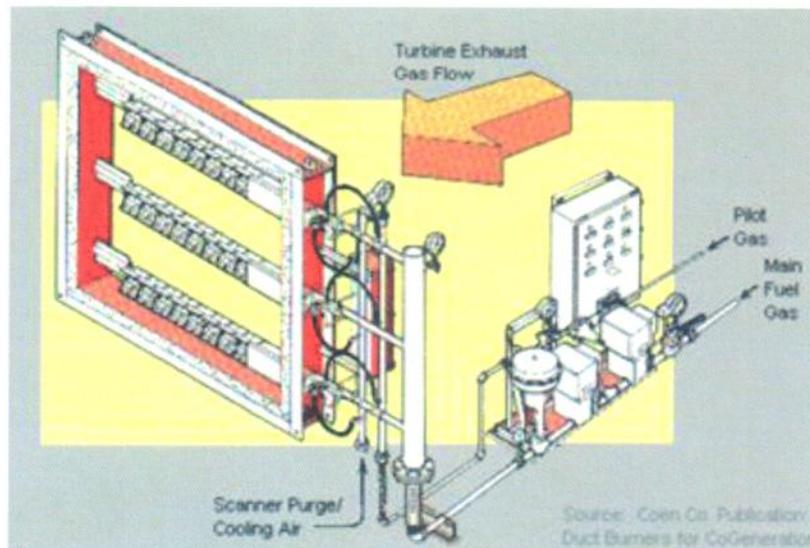


Figura 5.2. Quemadores de Caldera de recuperación de calor

5.3 Análisis de la post-combustión

Determinaremos ahora, el combustible adicional que debe ser quemado para elevar la temperatura de los gases de escape hasta los 640 °C.

$$Q_{adicional} = m_g * c_p * (t_{g1} - t_{esc}) \quad (5.4)$$

$$Q_{adicional} = 179,2 \left[\frac{kg}{s} \right] * 1,067 \left[\frac{kJ}{kg^{\circ}K} \right] * (640,35 - 495) [^{\circ}C]$$

$$Q_{adicional} = 27791,85 \left[\frac{kJ}{s} \right]$$

Hemos calculado el calor necesario para elevar la temperatura de los gases de escape hasta los 640 °C. Ahora determinaremos a cuánto combustible equivale esta energía, considerando el Gas Natural y el Gas Oil (para el mes de julio).

Gas Natural

Poder Calorífico: 34.750 kJ/m³

$$Caudal_{GN} = \frac{27791,85 \left[\frac{kJ}{s} \right]}{34750 \left[\frac{kJ}{m^3} \right]} = 0,7998 \left[\frac{m^3}{s} \right] = 2.879 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$Caudal_{GN} = 2.879 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 24 \left[\frac{h}{d} \right] * 30 \left[\frac{d}{mes} \right] = 2.072.880 \left[\frac{m^3}{mes} \right]$$

Gas Oil

Poder Calorífico: 10.400 kCal/kg= 43.542 kJ/kg

$$Caudal_{GO} = \frac{27791,85 \left[\frac{kJ}{s} \right]}{43542 \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 0,63828 \left[\frac{kg}{s} \right] = 2.298 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$Caudal_{GO} = 2.298 \left[\frac{kg}{h} \right] * 24 \left[\frac{h}{d} \right] * 30 \left[\frac{d}{mes} \right] = 1.654.560 \left[\frac{kg}{mes} \right]$$

5.4 Consumo específico y rendimiento

Analizaremos ahora el consumo específico del ciclo combinado para los dos combustibles utilizados.

Partiremos del consumo horario (m^3/h o kg/h) de cada máquina:

Para Gas Natural

- TG-13: $10.901 m^3/h$
- TG-21: $12.012 m^3/h$
- TV-8 (HRSG): $2.879 m^3/h$
- **Total: $25.792 m^3/h$**

$$c.e = \frac{25.792 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 8.300 \left[\frac{kCal}{m^3} \right]}{78.000 [kW]} = 2.744,5 \left[\frac{kCal}{kWh} \right]$$

Para Gas Oil

- TG-13: $7.957 kg/h$
- TG-21: $8.288 kg/h$
- TV-8 (HRSG): $2.298 kg/h$
- **Total: $18.543 kg/h$**

$$c.e = \frac{18.543 \left[\frac{kg}{h} \right] * 10.400 \left[\frac{kCal}{kg} \right]}{78.000 [kW]} = 2.472,4 \left[\frac{kCal}{kWh} \right]$$

Los consumos específicos se han reducido en un gran porcentaje al trabajar en ciclo combinado, llegando a valores más eficientes que trabajando como ciclo simple.

Los rendimientos de las máquinas serán los siguientes:

Para Gas Natural:

$$Pot. entrada = \frac{25.792 \left[\frac{m^3}{h} \right] * 8.300 \left[\frac{kCal}{m^3} \right] * 4,187 \left[\frac{kJ}{kCal} \right]}{3.600 \left[\frac{s}{h} \right]} = 249 [MW]$$

$$\eta_{GN} = \frac{Pot. salida}{Pot. entrada} = \frac{78 [MW]}{249 [MW]} * 100\% = 31,3 \%$$

Para Gas Oil:

$$Pot. entrada = \frac{18.543 \left[\frac{kg}{h} \right] * 10.400 \left[\frac{kCal}{kg} \right] * 4,187 \left[\frac{kJ}{kCal} \right]}{3.600 \left[\frac{s}{h} \right]} = 224 [MW]$$

$$\eta_{GN} = \frac{Pot. salida}{Pot. entrada} = \frac{78 [MW]}{224 [MW]} * 100\% = 34,8 \%$$

Como observamos, el rendimiento para cada uno de los combustibles se ha elevado al trabajar en ciclo combinado. Recordando que para las turbinas de gas teníamos rendimientos del orden de 21 %.

Ahora compararemos en qué porcentaje ha aumentado la eficiencia de combustible. Para ello compararemos con el consumo de las tres máquinas en estudio, considerando en ambos casos a las turbinas de gas trabajando 24 horas por día y además, previo al ciclo combinado consideramos el consumo de la turbina de vapor.

Para Gas Natural (previo al ciclo combinado)

- TG-13: 10.901 m³/h
- TG-21: 12.012 m³/h
- TV-8: 10.412 m³/h
- **Total: 33.325 m³/h**

Para Gas Natural (ciclo combinado)

- TG-13: 10.901 m³/h
- TG-21: 12.012 m³/h
- TV-8 (HRSG): 2.879 m³/h
- **Total: 25.792 m³/h**

$$disminución del consumo de GN_{\%} = 1 - \frac{25.792}{33.325} = 23 \%$$

Se observa una gran disminución del consumo de Gas Natural al trabajar en ciclo combinado. Esta gran reducción nos permite defender la conveniencia de esta implementación, con los beneficios económicos y ambientales que esto conlleva.

El análisis para Gas Oil carece de sentido, ya que, previo al ciclo combinado la turbina de vapor trabaja con Fuel Oil en julio, y para el ciclo combinado se utilizará Gas Oil para la caldera de recuperación, siendo el mismo combustible utilizado en la turbina de gas.

5.5 Análisis económico del gasto de combustible

Ahora evaluaremos el precio del combustible para un mes con Gas Natural y el otro con Gas Oil, teniendo en cuenta los precios de los combustibles especificados en la tabla 3.7.

Los siguientes cálculos son referidos al combustible quemado en la caldera de recuperación de calor:

$$Precio_{Gas\ Natural} = 2.072.880 \left[m^3/mes \right] * 0,92978 \left[\$/m^3 \right] = 1.927.322 \left[\$/mes \right]$$

$$Precio_{Gas\ oil} = \frac{1.654.560 \left[kg/mes \right] * 4.544 \left[\$/m^3 \right]}{825 \left[kg/m^3 \right]} = 9.113.116 \left[\$/mes \right]$$

En la tabla 5.3, encontraremos las 3 máquinas que trabajan en ciclo combinado, con su gasto anual de combustible, considerando 11 meses con Gas Natural y el mes de julio con Gas Oil, con todas las máquinas trabajando las 24 horas del día. Donde el consumo de la turbina de vapor, será referido al ya analizado de la caldera de recuperación. Los precios se mostrarán en dólares con la cotización a la fecha.

$$1\ U\$\$ = 9,34\ \$$$

Tabla 5.3 Consumos de combustible trabajando en ciclo combinado

Tipo Gen.	Grupo	Potencia nominal [MW]	Consumo anual [\$]	Consumo anual [U\$S]	Total [U\$S]
TG	MDPATG13	24	111.841.625	11.974.478	28.211.165
TG	MDPATG21	25	121.336.997	12.991.113	
TV	MDPATV08	29	30.313.658	3.245.574	

Analizaremos ahora, como se hizo en el capítulo 3, el gasto económico de estas 3 máquinas previo a estar trabajando como ciclo combinado. Con la salvedad, de que se tomarán a las tres máquinas trabajando las 24 horas del día, para poder comparar los valores.

Tabla 5.4 Consumos de combustible previo al ciclo combinado

Tipo Gen.	Grupo	Potencia nominal [MW]	Consumo anual [\$]	Consumo anual [U\$S]	Total [U\$S]
TG	MDPATG13	24	111.841.625	11.974.478	34.859.313
TG	MDPATG21	25	121.336.997	12.991.113	
TV	MDPATV08	29	92.407.363	9.893.722	

Entonces, el ahorro anual será:

$$\text{Ahorra anual de combustible} = (34.859.313 - 28.211.165)[U\$S]$$

$$\text{Ahorra anual de combustible} = 6.648.148 [U\$S]$$

$$\text{Ahorra anual de combustible} [\%] = \frac{6.648.148 [U\$S]}{34.859.313 [U\$S]} * 100 \% = 19,07 \%$$

Como se observa, se logra un gran ahorro anual al trabajar con las máquinas analizadas en ciclo combinado, aun cuando es necesaria la post-combustión. Este gran ahorro justifica la implementación del ciclo combinado.

El rendimiento obtenido, para el Gas Natural como combustible, es del 31 %. Esto quiere decir que se ha mejorado el rendimiento de la instalación, aun así, no hemos llegado a los rendimientos a los que se logra llegar con un ciclo combinado de diseño. Esto se debe a que para el diseño de un ciclo combinado, se eligen las máquinas de gas y vapor que mejor se adapten entre ellas. Es decir, si tuviéramos que diseñar el ciclo de vapor para las turbinas de gas TG-13 y TG-21, se elegirá una menor temperatura de sobrecalentamiento del vapor, y también una menor presión del mismo, esto debería analizarse evaluando la humedad que quedaría en las últimas etapas de la expansión dentro de la turbina de vapor.

En general, se debería diseñar de tal modo de evitar una combustión suplementaria, para maximizar la eficiencia del combustible utilizado. Logrando menores emisiones, menores consumos de combustible, y un mayor ahorro económico.

Capítulo 6. Beneficios económicos y proyecto de inversión

Como se mencionó en capítulos anteriores, al trabajar las tres máquinas en estudio como ciclo combinado, se obtiene un gran ahorro de combustible y, por tanto, un gran ahorro económico.

La inversión que debe hacerse para poder operar en ciclo combinado es sobre la caldera de recuperación de calor (HRSG). Para ello, se buscaron los fabricantes de las mismas alrededor del mundo, y los mismos se exponen en la tabla 6.1.

Tabla 6.1 Fabricantes de calderas de recuperación de calor

Fabricantes de HRSG				
Ansaldo Caldaie	NEM	Bertsch energy	Greens Holdings	Kawasaki
Cleaver Brooks	OPEX energy	Victor Energy	Daechang HRSG Corporation	IHI Japan
GEA Iberica	Doosan	Novargi	Cimtas	Hanjung
Bertsch energy	Rentech	Badcock Power	CGV Energy	Fainser
Thermax	Cmi	Hamon Deltak	Vickers Hoskins	Aalborg Engineering

Se solicitó información sobre una caldera de recuperación acorde a los requerimientos de este proyecto y su valor aproximado a cada uno de los fabricantes antes expuestos. Se logró obtener la respuesta de uno de ellos, FAINSER S.A. el cual es un fabricante nacional.

El mismo nos facilitó un precio aproximado de 9.500.000 U\$, y además un costo de montaje de 1.800.000 U\$.

A su vez, se logró contactar con personal de la Central de Dock Sud. La misma tiene instalado dos ciclos combinados de 400 [MW] cada uno.

Ellos nos facilitaron el precio que se pagó por las calderas de recuperación de calor en el año 2000, el cual fue de 22.656.850 [U\$] cada una.

Para adecuar el costo de la caldera de recuperación debemos traer el costo al año presente y estimarlo para la potencia de nuestro proyecto en estudio.

6.1 Actualización del costo de la caldera de recuperación

En general, los costos de inversión no crecen en la misma proporción que lo hace el tamaño. Por esto, cuando se dispone de datos de un proyecto similar pero de diferente capacidad del deseado, pueden aproximarse los costos de equipos con la siguiente ecuación:

$$I_A = I_B * \left(\frac{Q_A}{Q_B} \right)^x \quad (6.1)$$

Dónde: I_A = Inversión deseada para la capacidad Q_A

I_B = Inversión conocida para la capacidad Q_B

El exponente x es el factor costo-capacidad. Existen tablas bibliográficas que dan valores del factor costo-capacidad para equipos y plantas de proceso. En caso de no encontrar el equipo deseado, se recomienda tomar un valor promedio para este factor, el cual es 0,67³.

Entonces:

$$I_A = 22.656.850 \text{ [US\$]} * \left(\frac{78 \text{ [MW]}}{400 \text{ [MW]}} \right)^{0,67}$$

$$\text{Costo de HRSG}_{\text{año 2000}} = 7.577.444 \text{ [US\$]}$$

Tenemos, entonces, el precio aproximado de una caldera de recuperación de 78 [MW] en el año 2000. Ahora debemos actualizar el valor, al valor del año presente.

Esta actualización se hará mediante un interés compuesto anual 3 %. Con la siguiente expresión actualizaremos el valor de la caldera:

$$C_n = C_0 * (1 + i)^n \quad (6.2)$$

Dónde: C_n = Costo al año actual

C_0 = Costo del año de referencia

n = cantidad de años entre el costo de referencia y el actual

³ Ingeniería económica. Apuntes de cátedra.

Además se analizará el tiempo de repago, que es el mínimo período de tiempo teóricamente necesario para recuperar la inversión realizada.

$$\text{Tiempo de repago, } n_r = \frac{\text{Inversión realizada}}{\text{Flujo de caja promedio}} \quad (6.5)$$

Donde el flujo de caja representa los flujos de dinero que ingresan y egresan en un período de tiempo.

El resultado obtenido, del tiempo de repago, sólo coincidirá con el valor real cuando los flujos de caja sean iguales. Para obtener el tiempo de repago real, cuando los flujos de caja no sean constantes, se deberá aplicar un método gráfico.

6.3 Análisis de la rentabilidad del proyecto en estudio

Para analizar la rentabilidad de este proyecto, se estudiará si el mismo es viable en un plazo de 10 años. Ya que, si bien la caldera de recuperación es un equipo nuevo, el ciclo combinado será emplazado entre las turbinas de gas y la turbina de vapor, y con todos los elementos auxiliares ya existentes.

Esto no quiere decir que todos los equipos y elementos auxiliares de la Central tengan una vida remanente de 10 años. Pero tampoco sería lógico analizar la rentabilidad del proyecto a 20 años o más, cuando ya la central tiene 21 años en operación (según la fecha comercial establecida por CAMESSA, tabla 3.1).

Se analizarán dos proyectos de inversión, uno con la inversión total en el período inicial y otro con la inversión en los tres períodos previos a la implementación del ciclo combinado (proyectar la implementación en 3 años).

Para cada proyecto se presentará una tabla con ingresos y egresos del dinero, y su consecuente flujo de caja. La misma se proyectará hasta el horizonte del proyecto, el cual es de 10 años.

A efectos de considerar una tasa de descuento real, que refleje una rentabilidad aceptable para el proyecto, se considera un proyecto de mediano riesgo con una tasa de descuento del 20 % anual (tasa recomendada para proyectos de riesgo medio).

Además se considerará una tasa de inflación anual en dólares del 3 %. Y una tasa de depreciación anual para la caldera de recuperación del 4 %.

6.4 Proyecto de inversión 1 – Inversión total en el período inicial

Se considera hacer la inversión económica total en el período inicial (Per.0) donde se tiene en cuenta el costo de compra de la caldera de recuperación de calor más su costo de montaje.

Además se considera un valor residual de la caldera convencional del 10 % del valor de la caldera de recuperación y también se considerará el hecho de evitar la compra de una nueva caldera convencional (considerando su valor al 80 % de la caldera de recuperación), en caso de continuar trabajando con ciclo simple. Esto es debido al envejecimiento actual de las calderas.

Al final del período (año 10) se considera el valor residual de la caldera de recuperación con su valor indexado y depreciado.

En cada período se considera el retorno (ahorro anual de combustible) afectado por la tasa de inflación anual en dólares.

En la tabla 6.2 se resumen los datos necesarios para el cálculo del valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y la tasa interna de retorno modificada (TIRM).

Tabla 6.2 Datos para el cálculo de la VAN, TIR y TIRM

Depreciación anual % de CR	4,0
Inflación anual en dólares %	3,0
Costo CC (80%CR) U\$S	7.600.000
Costo CR U\$S	9.500.000
Mano de obra de CR U\$S	1.800.000
Retorno anual en U\$S	6.648.148
T. de dto anual	20%
Valor residual % de CC	10,0

Entonces, en la tabla 6.3 se muestran los resultados obtenidos:

Tabla 6.3 Inversión total en el período inicial

Inversión total en el período inicial							
	Per. 0	Per. 1	Per. 2		Per. 8	Per. 9	Per. 10
Compra CR	-9.500.000	0	0		0	0	0
Retorno deflacionado	0	6.648.148	6.847.592		8.176.383	8.421.675	8.674.325
Compra evitada de la CC	7.600.000	0	0		0	0	0
Mano de obra	-1.800.000	0	0		0	0	0
VR de la CC	760.000	0	0		0	0	0
VR de CR deflacionado y depreciado	0	0	0		0	0	6.451.296
Flujo de caja	-2.940.000	6.648.148	6.847.592		8.176.383	8.421.675	15.125.621
VAN	TIR	TIRM					
U\$S 23.933.793,78	229,1%	52,2%					

Además se obtuvo el tiempo de repago en forma gráfica, donde para cada periodo se van acumulando los flujos de caja precedentes, figura 6.1.



Figura 6.1 Tiempo de repago del proyecto de inversión 1

6.5 Proyecto de inversión 2 – Inversión total en 3 períodos previos

En este proyecto de inversión, se considera hacer la inversión en los tres períodos previos a la implementación del ciclo combinado. Al momento de hacer la tercera inversión, se considerará el período inicial (Per.0) y se comenzará a trabajar en ciclo combinado.

Al momento de hacer cada inversión se tendrá en cuenta el valor actual del dinero del período considerado, es decir, estará afectado por la inflación anual en dólares.

Las demás consideraciones tomadas para el proyecto de inversión anterior, rigen para este también.

Tabla 6.4 Inversión total en los 3 períodos iniciales

Inversión total en 3 períodos iniciales							
			Per. 0	Per. 1		Per. 9	Per. 10
Compra CR	-3.166.667	-3.261.667	-3.359.517	0		0	0
Retorno deflacionado	0	0	0	6.648.148		8.421.675	8.674.325
Evitado compra CC	0	0	7.600.000	0		0	0
Mano de obra	0	0	-1.800.000	0		0	0
VR de la CC	0	0	760.000	0		0	0
VR de CR deflacionado y depreciado	0	0	0	0		0	12.767.071
Flujo de caja	-3.166.667	-3.261.667	3.200.483	6.648.148		8.421.675	21.441.396
VAN	TIR	TIRM					
U\$S 15.860.572,22	64,7%	35,3%					

De la misma manera se grafican, en la figura 6.2, los flujos de caja acumulativos para obtener el tiempo de repago:



Figura 6.2 Tiempo de repago del proyecto de inversión 2

6.6 Conclusiones sobre los proyectos de inversión

Como se pudo verificar, ambos proyectos inversión resultan rentables en un plazo de 10 años. Esto justifica la conveniencia de implementar el ciclo combinado.

Como se presenta a continuación en la figura 6.3, el proyecto de inversión 1 presenta un mayor Valor Actual Neto. Esto representa, en un valor del dinero actual, la ganancia obtenida al final del proyecto.

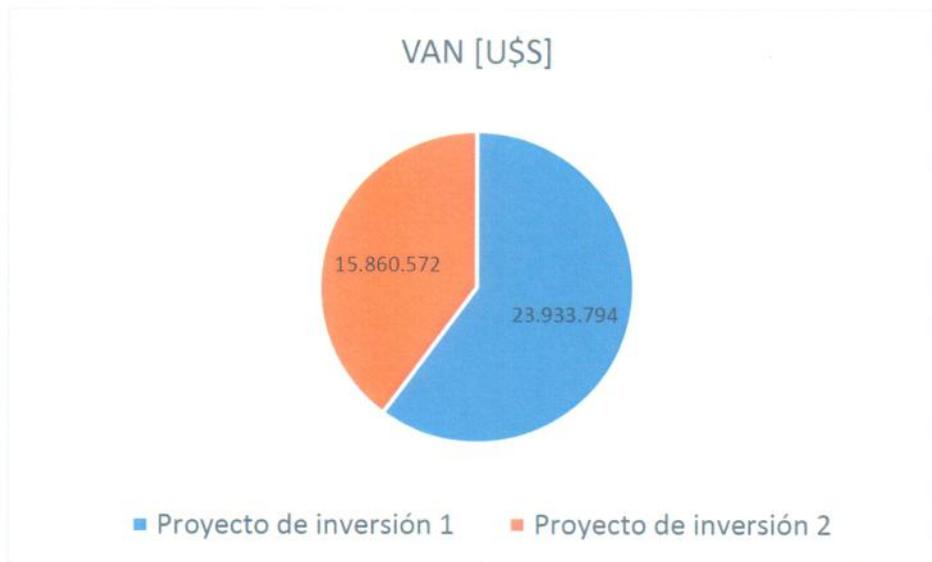


Figura 6.3 Resultados del VAN para los proyectos de inversión

Consecuentemente, también encontramos una mayor Tasa Interna de Retorno, figura 6.4, para el proyecto de inversión 1. No obstante, la TIR de ambos proyectos es mayor a la tasa de descuento (20 %) que previamente se consideró para evaluar la rentabilidad del proyecto.

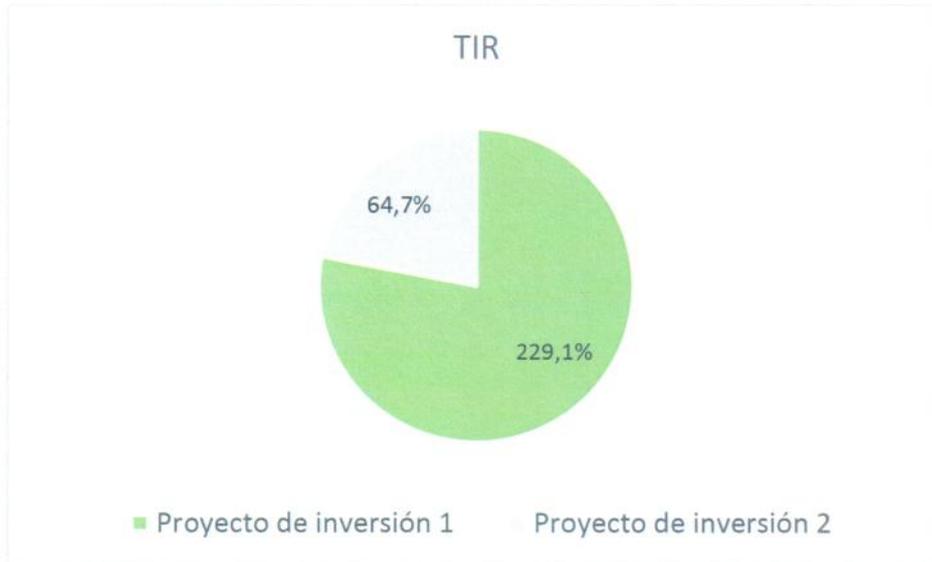


Figura 6.4 Resultados de la TIR para los proyectos de inversión

Dados los resultados de la VAN y de la TIR, podemos afirmar que el proyecto de inversión 1 es el más rentable y se debería optar por este.

No obstante, si no se dispone del total del capital a invertir, se debería optar por la segunda alternativa, permitiendo la inversión en tres períodos. Logrando, también, una rentabilidad aceptable.

En ambos casos, al comenzar a trabajar con un ciclo combinado, el tiempo de repago es menor al año. Logrando beneficios económicos en un muy corto período de tiempo, siendo esto, un atractivo para tomar la decisión de invertir.

Capítulo 7. Estudio de Impacto Ambiental

Los procesos convencionales de generación eléctrica, además de ser poco eficientes, producen efectos indeseables al medio ambiente. El progreso de la civilización ha conducido a consumos de energía crecientes, en especial la energía eléctrica, que acciona desde pequeños artefactos hogareños, las comunicaciones, transportes, y otros servicios, hasta complejas y pesadas maquinarias industriales. Paralelamente, las consecuencias negativas de las actividades que contribuyen al abastecimiento de las formas utilizables de la energía (reducción o agotamiento de las reservas de recursos no renovables, contaminación, alteraciones de los ecosistemas, etc.) se han incrementado hasta llegar a niveles cada vez más preocupantes.

En este escenario, el uso racional de los recursos primarios en los procesos de conversión y de la utilización de las formas secundarias, o sea la producción del efecto deseado con el mínimo consumo de recursos y afectación al medio ambiente, se impone como un primer concepto cuya necesidad de aplicación resulta imperiosa, y que debería evolucionar aún más en la medida en que los factores lleguen a una proximidad al límite de lo aceptable.

La combustión de los combustibles fósiles liberan en el ambiente gases que producen efecto invernadero, acidificación, adelgazamiento de la capa de ozono estratosférica, producción de ozono troposférico, etc.

El efecto invernadero se produce por el aumento de la concentración en la atmósfera de gases termoactivos, que impiden la salida de la radiación térmica emitida por la Tierra, con el consecuente aumento de su temperatura media. Entre los gases que producen este efecto se cuenta el CO_2 , principal producto de la combustión de combustibles fósiles utilizados como fuente energética en las centrales térmicas convencionales.

Otra emisión nociva de las centrales térmicas es la de NO_x , que no se produce por la presencia de compuestos nocivos en los combustibles, sino por combinación del nitrógeno que posee el aire con el oxígeno a altas temperaturas. Este gas contribuye a la acidificación, es tóxico para los humanos, y contribuye también a la eutrofización de los medios acuosos. Existen hoy técnicas para disminuir su intensidad, ya sea actuando en el proceso de combustión, inyectando por ejemplo vapor en los grupos turbogas, luego de la etapa de compresión, o bien por reducción catalítica.

Desde la perspectiva de este trabajo, se buscó una optimización de la utilización de los recursos naturales no renovables. Como se demostró, con la implementación del ciclo combinado se han logrado mayores valores de eficiencia, logrando producir la misma potencia utilizando menores volúmenes de combustibles. Logrando, así también, una disminución de la temperatura de los gases de la combustión que son despedidos a la atmósfera.

7.1 Emisiones de CO₂

En el análisis del consumo de la Central, se calculó cuanto combustible era consumido por día por cada máquina operando a plena carga.

En las tablas 7.1, 7.2 y 7.3 encontramos el consumo de combustible mensual de cada máquina, para las tres variantes estudiadas (mes promedio, enero y julio):

Para un mes promedio tenemos:

Tabla 7.1 Consumo de combustible mensual para un mes promedio

Tipo Gen.	Grupo	Potencia nominal [MW]	Combustible	Consumo de combustible mensual [m3/mes]	Total [m3/mes]
TG	MDPATG12	16	Gas Natural	3.513.253	36.831.489
TG	MDPATG13	24	Gas Natural	1.167.519	
TG	MDPATG19	15	Gas Natural	3.450.836	
TG	MDPATG20	15	Gas Natural	3.487.500	
TG	MDPATG21	25	Gas Natural	5.992.811	
TG	MDPATG22	25,88	Gas Natural	4.979.792	
TV	MDPATV07	27	Gas Natural	6.743.104	
TV	MDPATV08	29	Gas Natural	7.496.675	

Para el mes de enero tenemos:

Tabla 7.2 Consumo de combustible mensual para el mes de enero

Tipo Gen.	Grupo	Potencia nominal [MW]	Combustible	Consumo de combustible mensual [m3/mes]	Total [m3/mes]
TG	MDPATG12	16	Gas Natural	5.621.205	54.444.734
TG	MDPATG13	24	Gas Natural	7.848.867	
TG	MDPATG19	15	Gas Natural	5.367.470	
TG	MDPATG20	15	Gas Natural	5.400.000	
TG	MDPATG21	25	Gas Natural	8.648.675	
TG	MDPATG22	25,88	Gas Natural	7.318.739	
TV	MDPATV07	27	Gas Natural	6.743.104	
TV	MDPATV08	29	Gas Natural	7.496.675	

Y para el mes de julio:

Tabla 7.3 Consumo de combustible mensual para el mes de julio

Tipo Gen.	Grupo	Potencia nominal [MW]	Combustible	Consumo de combustible mensual [kg/mes]	Total [kg/mes]
TG	MDPATG12	16	Gas Oil	2.585.077	16.543.911
TG	MDPATG13	24	Gas Oil	852.186	
TG	MDPATG19	15	Gas Oil	2.492.984	
TG	MDPATG20	15	Gas Oil	2.504.293	
TG	MDPATG21	25	Gas Oil	4.135.113	
TG	MDPATG22	25,88	Gas Oil	3.974.257	13.331.902
TV	MDPATV07	27	Fuel Oil	6.290.229	
TV	MDPATV08	29	Fuel Oil	7.041.673	

Entonces, sumamos los volúmenes anuales consumidos de cada combustible:

$$\begin{aligned} \text{Consumo}_{\text{Gas Natural}} &= (10 * 36.831.489 + 54.444.734)[m^3] \\ &= 422.759.624 [m^3/año] \end{aligned}$$

$$\text{Consumo}_{\text{Fuel Oil}} = 13.331.902 [kg/año]$$

$$\text{Consumo}_{\text{Gas Oil}} = 16.543.911 [kg/año]$$

Una vez definidos los consumos de combustibles, se calcularán las emisiones de CO₂. Estas emisiones fueron calculadas a través del factor de emisiones por CO₂, el cual fue definido por la Secretaria de Energía y por la Secretaria de Ambiente y Desarrollo Sustentable.

En la tabla 7.4 encontramos el factor de emisión por tipo de combustible:

Tabla 7.4 Factor de emisión de CO₂ por combustible

Combustible	Factores de Emisión	
Gas Natural (NG)	1,951	tCO ₂ /dam ³
Fuel Oil (FO)	3,197	tCO ₂ /t
Gas oil (GO)	3,176	tCO ₂ /t
Cmi (Carbón Mineral) Nacional	2,335	tCO ₂ /t
Cmi (Carbón Mineral) Importado	2,803	tCO ₂ /t

Las emisiones de CO₂ por Gas Natural serán:

Emisiones de CO₂Gas Natural

$$= 1,951 \left[\frac{tCO_2}{dam^3} \right] * 1 \left[\frac{dam^3}{1000 m^3} \right] * 422.759.624 \left[\frac{m^3}{año} \right]$$

$$= 824.804 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

$$Emisiones de CO_{2Fuel\ oil} = 3,197 \left[\frac{tCO_2}{t} \right] * 1 \left[\frac{t}{1000 kg} \right] * 13.331.902 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

$$= 42.622 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

$$Emisiones de CO_{2Gas\ oil} = 3,176 \left[\frac{tCO_2}{t} \right] * 1 \left[\frac{t}{1000 kg} \right] * 16.543.911 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

$$= 52.543 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

Las emisiones totales anuales de CO₂ son:

$$Emisiones de CO_{2anuales} = 919.969 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

Los resultados anteriores muestran el nivel de emisiones de CO₂ de la Central Termoeléctrica 9 de Julio, al cabo de un año, en las condiciones operativas actuales.

7.2 Reducción de emisiones en Ciclo Combinado

Para hacer una comparación representativa, se tomarán los consumos de las máquinas a trabajar en ciclo combinado, las cuales son: TG-13, TG-21 y TV-8. Se calcularán las emisiones de este conjunto antes de trabajar como ciclo combinado, y sus emisiones como resultado de trabajar en ciclo combinado.

Como ya se ha mencionado, para trabajar en ciclo combinado, ambas turbinas de gas trabajarán las 24 horas del día. Por lo que tomaremos el caudal de Gas Natural del mes de enero y este se repetirá en los 11 meses del año, salvo el mes de julio. Entonces, para hacer la comparación, se tomarán las emisiones de las turbinas trabajando como ciclo abierto, pero con la mención anterior, funcionando 24 horas por día.

De las tablas anteriores podemos extraer los consumos de combustible para las tres máquinas mencionadas:

- Combustible: **Gas Natural**
- TG-13 (24 h/día): 7.848.867 m³/mes
- TG-21 (24 h/día): 8.648.675 m³/mes
- TV-8: 7.496.675 m³/mes

Sumando los consumos de las tres máquinas y evaluando 11 meses del año, tenemos un consumo total de Gas Natural de:

$$\text{Consumo de Gas Natural} = 263.936.387 \text{ [m}^3\text{/año]}$$

Emisiones de CO₂Gas Natural

$$\begin{aligned} &= 1,951 \text{ [tCO}_2\text{/dam}^3\text{]} * 1 \text{ [dam}^3\text{/1000 m}^3\text{]} * 263.936.387 \text{ [m}^3\text{/año]} \\ &= 514.940 \text{ [tCO}_2\text{/año]} \end{aligned}$$

- Combustible: **Fuel Oil**
- TV-8 (Julio): 7.041.673 kg/mes = 7.041.673 kg/año

$$\begin{aligned} \text{Emisiones de CO}_2\text{Fuel Oil} &= 3,197 \text{ [tCO}_2\text{/t]} * 1 \text{ [t/1000 kg]} * 7.041.673 \text{ [kg/año]} \\ &= 22.512 \text{ [tCO}_2\text{/año]} \end{aligned}$$

- Combustible: **Gas Oil**
- TG-13 (Julio – 24 h/día): 5.728.985 kg/mes = 5.728.985 m³/año
- TG-21 (Julio – 24 h/día): 5.967.692 kg/mes = 5.967.692 kg/año

Emisiones de CO₂Gas Oil

$$\begin{aligned} &= 3,176 \text{ [tCO}_2\text{/t]} * 1 \text{ [t/1000 kg]} * 11.696.677 \text{ [kg/año]} \\ &= 37.149 \text{ [tCO}_2\text{/año]} \end{aligned}$$

Las emisiones totales de CO₂ de las máquinas mencionadas, previo a trabajar como ciclo combinado, son:

$$\text{Emisiones de CO}_2 = 574.601 \text{ [}^t\text{CO}_2\text{/año]}$$

Trabajando como ciclo combinado, como ya hemos visto, las turbinas de gas TG-13 y TG-21 seguirán trabajando de la misma manera, pero el consumo de la turbina de vapor TV-8, se ha disminuido como hemos calculado anteriormente. Este consumo ahora, en la caldera de recuperación, es el necesario para elevar la temperatura de los gases de escape desde 500 °C hasta 691 °C.

Como ya hemos calculado, para elevar la temperatura de los gases, necesitamos un caudal de Gas Natural de: 2879 m³/h.

Consumo de Gas Natural para HRSG

$$\begin{aligned} &= 2.879 \text{ [m}^3\text{/h]} * 24 \text{ [h/día]} * 30 \text{ [día/mes]} * 11 \text{ [mes/año]} \\ &= 22.801.680 \text{ [m}^3\text{/año]} \end{aligned}$$

Sumando el consumo de la caldera de recuperación al consumo de las turbinas de gas mencionadas, tenemos un consumo para trabajar en ciclo combinado de:

Consumo de Gas Natural para Ciclo combinado

$$\begin{aligned} &= 22.801.680 \text{ [m}^3\text{/año]} + (7.848.867 * 11) \text{ [m}^3\text{/año]} \\ &+ (8.648.675 * 11) \text{ [m}^3\text{/año]} = 204.274.642 \text{ [m}^3\text{/año]} \end{aligned}$$

Emisiones de CO₂ Gas Natural en ciclo combinado

$$\begin{aligned} &= 1,951 \text{ [}^t\text{CO}_2\text{/dam}^3\text{]} * 1 \text{ [dam}^3\text{/1000 m}^3\text{]} * 204.274.642 \text{ [m}^3\text{/año]} \\ &= 398.540 \text{ [}^t\text{CO}_2\text{/año]} \end{aligned}$$

Para el mes de julio, como se ha mencionado, las turbinas de gas trabajan con Gas Oil, y también lo hará la caldera de recuperación. El consumo de Gas Oil de la caldera es: 2.298 kg/h

Consumo de Gas Oil para HRSG

$$= 2.298 \left[\frac{kg}{h} \right] * 24 \left[\frac{h}{día} \right] * 30 \left[\frac{día}{mes} \right] * 1 \left[\frac{mes}{año} \right]$$

$$= 1.654.560 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

Sumando el consumo de las turbinas de gas, nos da un consumo anual de Gas Oil de:

Consumo de Gas Oil para Ciclo combinado

$$= 1.654.560 \left[\frac{kg}{año} \right] + 5.728.985 \left[\frac{kg}{año} \right] + 5.967.692 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

$$= 13.351.237 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

Emisiones de CO₂ Gas Oil en ciclo combinado

$$= 3,176 \left[\frac{tCO_2}{t} \right] * 1 \left[\frac{t}{1000 kg} \right] * 13.351.237 \left[\frac{kg}{año} \right]$$

$$= 42.403 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

Entonces las emisiones totales de CO₂ al trabajar en ciclo combinado son:

$$Emisiones de CO_2 = 440.943 \left[\frac{tCO_2}{año} \right]$$

En la figura 7.1 se resumen las emisiones totales para el ciclo convencional y para el ciclo combinado:

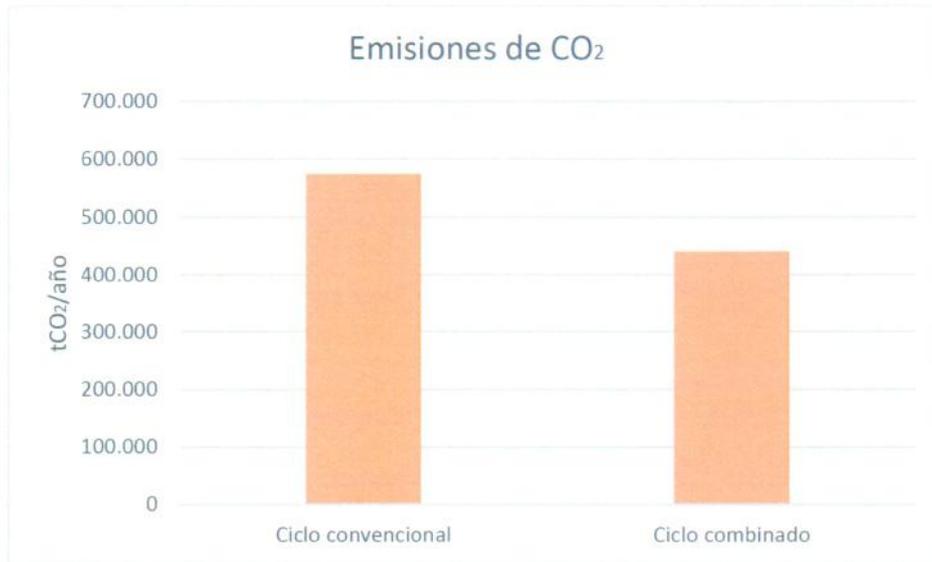


Figura 7.1 Comparación de emisiones de CO₂

La reducción de las emisiones de CO₂ al trabajar como ciclo combinado es:

$$\text{Reducción de Emisiones de CO}_2 = 1 - \frac{440.943}{574.601} = 23,3 \%$$

Como se observa, trabajando las máquinas mencionadas como ciclo combinado, se han logrado reducir los niveles de emisiones de CO₂ a la atmósfera en más de un 20 %.

Esto justifica, desde el lado ambiental, la implementación del ciclo combinado, ya que toda mejora que implique una reducción en los niveles de emisión es beneficioso para el medio ambiente.

Y una reducción en los niveles de consumo de los recursos naturales no renovables, hace también que, esta implementación resulte favorable.

Conclusión

El ciclo combinado obtenido por la conversión de los ciclos termodinámicos de gas y vapor existentes no podrá alcanzar la eficiencia de un ciclo combinado de diseño, por las limitaciones que imponen los equipos que se conservan. Esto se debe a la necesidad de inyectar combustible adicional en la caldera de recuperación, provocando una disminución en la eficiencia del ciclo. En cambio, al diseñarlo desde cero, se seleccionarán dos ciclos termodinámicamente compatibles para su trabajo en conjunto, teniendo temperaturas de gases de escape mayores a la del vapor sobrecalentado y, además, una caldera de recuperación con dos niveles de presión para el mayor aprovechamiento del calor de los gases de escape a temperaturas más bajas.

No obstante, se ha demostrado que la eficiencia del conjunto al trabajar como ciclo combinado ha aumentado, logrando grandes beneficios, tanto económicos como ambientales.

La inversión a realizar, está fuertemente respaldada, obteniendo resultados de rentabilidad elevados, y un período de amortización muy corto. Esto, a su vez, considerando el problema existente con las calderas convencionales, las cuales requieren de una importante reparación o reemplazo.

Siendo un tema importante para la sociedad el uso eficiente de los recursos no renovables, la energía, el cuidado del medio ambiente y el cambio climático, con la conversión a ciclo combinado se logran disminuir las emisiones de CO₂ a la atmósfera de las tres máquinas en estudio.

Discusión

Para el desarrollo del trabajo se tomaron los consumos específicos del sitio web de CAMMESA, los mismos no se encuentran actualizados. El deterioro de las calderas convencionales ha generado un aumento de los mismos. Es decir, el consumo de combustible de estas calderas es más alto que el calculado y la diferencia al implementar el ciclo combinado será mayor.

En caso de llevarse a cabo la implementación de un ciclo combinado en la Central Termoeléctrica 9 de Julio, deberá estudiarse el lugar de emplazamiento de la caldera de recuperación. Consiguiendo las dimensiones de la misma, provistas por un fabricante, se podrán emplazar a la salida de las turbinas de gas, a la intemperie, y con una tubería aislada dirigir el vapor hacia la turbina. La otra alternativa, sería instalarla en el lugar donde se encuentra la caldera actual, para esto deberían llevarse los gases de escape hacia este lugar. En ambos casos, debería estudiarse la pérdida de carga y calor que se pierde al transportar el gas o vapor para decidir sobre la mejor alternativa.

Bibliografía

- S.S. García y F.G. Moñux. (2006) Centrales térmicas de Ciclo Combinado. Teoría y Proyecto.
- C. Mataix. (2000) Turbomáquinas Térmicas. Tercera edición.
- Y.A. Cengel y M.A. Boles. (2009) Termodinámica. Sexta edición.
- V. Ganapathy. (1996) Heat-Recovery Steam Generators: understand the basics.
- A. Afranchi, L. Zarate y A. Fushimi. (2011) Los efectos de la combustión suplementaria en la eficiencia de los ciclos repotenciados a ciclo combinado.
- A. Fushimi y M.I. Sosa. (2002) Perspectivas de repotenciación de un ciclo de vapor con recalentamiento.
- A. Fushimi y L. Zarate. (2011) Eficiencia energética: estudio de un caso de repotenciación de un ciclo existente de vapor.
- A. Fushimi y L. Zarate. (2011) Consideraciones básicas de diseño y performances de ciclos combinados.
- http://www.efunda.com/materials/common_matl/show_gas.cfm?MatlName=AirOC
- <http://www.energia.gov.ar>
- <http://www.cammesa.com>
- http://opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html
- Ingeniería económica. Apuntes de cátedra.

ANEXO

Anexo 1. Propiedades del agua

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Liq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

FACULTAD DE INGENIERÍA – UNIVERSIDAD NACIONAL DE MAR DEL PLATA

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v _f	Vapor sat., v _g	Liq. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Liq. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
		205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Anexo 2. Propiedades del aire

Temp.	Density	Viscosity	Kinematic Viscosity	Gas Constant	Constant Pressure Specific Heat	Constant Volume Specific Heat	Specific Heat Ratio
(°C)	(Kg/m ³)	(Pa-s)	(m ² /s)	(J/kg·K)	(J/kg·K)	(J/kg·K)	
0	1.29	1.71 × 10 ⁻⁵	1.33 × 10 ⁻⁵	287	1000	716	1.40
50	1.09	1.95 × 10 ⁻⁵	1.79 × 10 ⁻⁵	287	-	-	-
100	0.946	2.17 × 10 ⁻⁵	2.30 × 10 ⁻⁵	287	1010	723	1.40
150	0.835	2.38 × 10 ⁻⁵	2.85 × 10 ⁻⁵	287	-	-	-
200	0.746	2.57 × 10 ⁻⁵	3.45 × 10 ⁻⁵	287	1020	737	1.39
250	0.675	2.75 × 10 ⁻⁵	4.08 × 10 ⁻⁵	287	-	-	-
300	0.616	2.93 × 10 ⁻⁵	4.75 × 10 ⁻⁵	287	1040	758	1.38
400	0.525	3.25 × 10 ⁻⁵	6.20 × 10 ⁻⁵	287	1070	781	1.37
500	0.457	3.55 × 10 ⁻⁵	7.77 × 10 ⁻⁵	287	1090	805	1.36