

Perspectivas de repotenciación de un ciclo de vapor con recalentamiento

Perspectives for improvement a reheating steam cycle

A. Fushimi* y M. I. Sosa
Área Térmica, Departamento Mecánica,
Facultad de Ingeniería, UNLP
Universidad Nacional de La Plata
Avda 1 esq. Calle 47 (1900) La Plata,
Pcia. Buenos Aires, Argentina.
Tel 54 221 422 1862. Fax: 54 221 425 9471
*afushimi@volta.ing.unlp.edu.ar

Resumen

En el presente trabajo, se describe un caso de repotenciación de un ciclo de vapor de 142 bar, 525°C con simple recalentamiento, 7 etapas de precalentamiento regenerativo, 162 MW de potencia en bornes, y un consumo específico bruto de 1944 kcal/kWh (8138 kJ/kWh), rendimiento bruto de 44.2%, y neto próximo al 40%. Se basa en un estudio realizado en el año 1999, habiendo sido su objetivo la visualización de las perspectivas del ciclo repotenciado que resultara de la máxima confiabilidad operativa, y en lo posible de reducida inversión. Adicionalmente, se consideró que el límite del incremento de la potencia de generación por la capacidad actual de las líneas de transporte es del orden de 250 a 300 MW. Después de considerar una cantidad de alternativas se llegó a la conclusión de la conveniencia de adoptar un ciclo combinado de dos presiones, con una eficiencia en bornes de 48.94%. Este valor es considerablemente inferior al que es posible lograr en un ciclo combinado dedicado, y se debe a las restricciones impuestas por los equipos existentes, y las especificaciones conceptuales establecidas

Palabras claves: Repotenciación, ciclo combinado, caldera de recuperación, eficiencia térmica.

Abstract

In this work, the improvement of a combined steam cycle (142 bar, 525°C, 162 MW output, single reheat, 7 stages of BFW preheating, heat rate of 8138 kJ/kWh, and 44.2% gross thermal efficiency) is described. It is based on a study carried out in the year 1999, having been its objective the visualization of the perspectives of the repowered cycle that was of the maximum operative dependability, and as much as possible of reduced investment. Additionally, it was considered that the limit of the increment of the generation output for the current capacity of the electric lines of transport is in the order of 250 to 300 MW. After considering a quantity of alternatives the conclusion of the convenience of adopting a two pressures combined cycle, with a net thermal efficiency of 48.94% was reached. This value is considerably lower than the one that is possible to achieve in a dedicated combined cycle. This is due to the restrictions imposed by the existing equipments, and the conceptual specifications established for the case

Key words: Improvement, combined cycle, heat recovery steam generator, thermal efficiency

1 Introducción

Los ciclos derivados del ciclo Rankine de vapor sobrecalentado, con el agregado de conceptos como el de recalentamiento para elevadas presiones, y el

precalentamiento regenerativo dominaron el panorama de la conversión termoeléctrica basada en combustibles fósiles durante la mayor parte de la pasada centuria. La generación termoeléctrica de base muestra una etapa inicial caracterizada por la utilización de la economía de

escala en grandes unidades de turbinas de vapor capaces de quemar combustibles de baja calidad y precio. A nivel mundial, las potencias unitarias superan los 1300 MW en centrales que utilizan combustibles fósiles, y los 1500 MW en las nucleares (Reinker et al., 1996), alcanzando los parámetros del ciclo 31 MPa y temperaturas de 620°C / 566°C / 358°C para el fluido intermediario en ciclos con doble recalentamiento y nueve (9) etapas de precalentamiento regenerativo. (Retzlaff et al., 1996). Las eficiencias netas superaron el 40%, con costos específicos mayores de 1000 U\$/kW, aumentando en la medida en que se pretendía una pequeña ganancia en la eficiencia, la utilización de combustibles de baja calidad, o una reducción del impacto ambiental.

Con la rápida evolución tecnológica de la turbina de gas TG, cuyo fluido intermediario evoluciona actualmente en el intervalo de 600°C a 1400°C, y su eficiencia se encuentra en el orden de 36% al 40%, se impusieron los ciclos combinados TG-TV [turbina de gas – ciclo de vapor], enlazados por la caldera de recuperación o Heat Recovery Steam Generator (HRSG), con eficiencias netas próximas al 60%. Cuando la TG quema gas natural libre de contaminantes y aplica tecnologías de baja producción de óxidos de nitrógeno, la contaminación producida por unidad de potencia generada es mínima, comparada con otras tecnologías de conversión térmica convencional.

Esto induce a pensar que la modernización de un ciclo de vapor por el agregado de un conjunto “turbina de gas + caldera de recuperación”, (TG+HRSG) sustituyendo a la caldera convencional, proceso conocido como “repotenciación por topping”, es simple. La calidad del ciclo resultante dependerá de la eficiencia de la turbina de gas y del ciclo de vapor. El ciclo repotenciado permitirá recoger la totalidad de los beneficios del ciclo combinado.

Los resultados de las experiencias recogidas de trabajos de este tipo realizadas por nuestra Unidad de Investigación y Desarrollo (UID, 1997) indican que ninguna de las tres suposiciones son correctas, y que los resultados que se obtengan dependerán fuertemente del trabajo creativo en la búsqueda de la compatibilización entre los parámetros de la TG, del ciclo de vapor, y de la caldera de recuperación.

Solamente la caldera de recuperación está parcialmente libre de condicionamientos de diseño, puesto que en un problema de repotenciación por un lado, debe considerarse la TV existente, y por otro, la TG no es una unidad cuyos parámetros puedan ser especificados discrecionalmente por el analista.

Ciclo de vapor existente a repotenciar

En el presente trabajo se considera como ciclo de vapor existente uno de 14.2 MPa, 525°C con recalentamiento simple, siete (7) etapas de precalentamiento regenerativo, 162 MW de potencia en bornes, consumo específico bruto de 8139 kJ/kWh y rendimiento en bornes de 44.2%, siendo el neto próximo al 40%.

En la Tab.1 se indican los parámetros principales del ciclo de vapor a repotenciar considerado.

Tabla 1. Parámetros termodinámicos del ciclo a repotenciar

Corriente	P MPa	T °C	h kJ/kg	g kg/s
Vapor SH admisión a TV AP	14.2	525.0	3395.1	136.4
Escape turbina AP	4.1	353.3	3099.5	132.2
Derivación a precalentador 7	4.1	353.3	3099.5	9.2
Derivación al recalentador	41	353.3	3099.5	123.0
Vapor recalentado a TV MP	3.69	525.0	3505.6	123.0
Fugas de vapor de AP a MP			3358.2	2.8
Admisión de vapor a TV MP			3502.3	126.0
Derivación a precalentador 6	2.31	458.8	3372.0	5.1
Derivación a precalentador 5	1.35	392.7	3241.8	7.8
Derivación a precalentador 4	0.567	282.1	3025.0	5.5
Cross-over, MP BP	0.567	282.1	3025.0	107.3
Derivación a precalentador 3	0.216	151.8	2832.4	3.3
Derivación a precalentador 2	0.120	130.1	2734.8	3.5
Derivación a precalentador 1	0.0595	húmedo	2624.3	7.5
Vapor a condensación	0.006	36.2	2342.9	93.0
Bomba extracción de condensado		36.5	152.8	114.5
Entrada condensado a desgasificador		151.0	637.2	114.5
Impulsión bomba alimentación	18.50	193.6	831.1	136.5
Entrada agua de alimentación a caldera		247.7	1075.5	136.5

Estos parámetros corresponden a las condiciones nominales del ciclo. Algunos de ellos no se encuentran en el intervalo usual de los ciclos combinados y que en conjunto definen un sistema de alto rendimiento. Un ejemplo de ello es la presión de admisión de la turbina de vapor de alta presión (AP), de 14.2 MPa, considerablemente mayor que en la mayoría de los ciclos combinados.

Si bien este valor puede ser variado, al hacerlo varían el volumen específico, y consecuentemente el flujo volumétrico, las velocidades internas del vapor, y el rendimiento isoentrópico que se suponen son óptimos para las condiciones nominales, por lo que no es

recomendable hacerlo. Cabe agregar que, si bien una mayor presión del vapor aumenta su exergía específica, esto de por sí no es una pauta de optimización puesto que el flujo másico generable en el HRSG se reduce, repercutiendo el balance al resto de las corrientes que la caldera de recuperación produce. La mencionada reducción del flujo másico de vapor de AP puede ser compensada en cierta medida por una generación de vapor de menor presión, coincidente con la presión del vapor recalentado, que denominaremos vapor de media presión (MP). La búsqueda de las condiciones en que se logra la máxima transferencia de exergía total en el HRSG en el contexto de parámetros aceptables para la turbina de vapor existente constituye la problemática a resolver, que se caracteriza por ser de múltiples variables por lo que es recomendable recurrir a un programa informático confeccionado para el análisis del sistema.

Los valores de los indicadores cualitativos son función de las condiciones operativas, pero puesto que estas relaciones funcionales no están disponibles, se introduce como hipótesis simplificada, que éstos se mantienen constantes. Esto resulta suficientemente aproximado siempre que las nuevas condiciones a las que serán sometidos los equipos existentes no difieran significativamente de las condiciones nominales, lo que por otra parte, constituye uno de los objetivos del estudio de repotenciación.

2 Repotenciación

El análisis cuantitativo de un ciclo combinado puede ser realizado siempre que al menos se haya definido su esquema conceptual. Pero esto es parte del problema a resolver en el que no todos los factores que intervienen son técnicos. Por ejemplo, la configuración de un ciclo combinado de tres presiones es posible en este caso a pesar de que el ciclo de vapor existente es de dos presiones, puesto que se puede inyectar vapor de baja presión en la tubería conocida como “cross over”, pero se debe desistir de esta alternativa debido, además de a factores técnicos, a la especificación de baja inversión que ha sido establecida.

La definición del esquema conceptual del ciclo combinado se concreta en estos casos por aproximaciones sucesivas, siendo de suma utilidad realizar la tarea en computadora. Esto ayuda enormemente la tarea de cálculo de las magnitudes e indicadores cualitativos de interés de los sistemas a comparar, o los de uno de ellos cuando se varía alguno de sus parámetros.

Las características de este caso y el condicionamiento en cuanto a la limitación de los valores de inversión, indican la conveniencia de un ciclo combinado de dos presiones, con parámetros coincidentes con los del vapor sobrecalentado (SH) y recalentado (RH) del ciclo existente. En la Tab. 2 se dan los parámetros principales del vapor en el ciclo combinado, y las pérdidas de carga, flujos másicos y temperaturas adoptados.

Tabla 2. Parámetros de vapor en el ciclo combinado CC y pérdidas consideradas

Parámetros generales del ciclo			Pérdidas de carga, flujos másicos y temperaturas		
Presión del vapor SH AP	14.2	MPa	Purgas en domo de AP	0.1	MPa
Temperatura vapor SH AP	525	°C	Purgas en domo de MP	0.1	MPa
Presión de escape TV AP	4.1	MPa	ΔP caño [SH AP a TV]	0.08	MPa
Temperatura vapor RH MP	525	°C	ΔT caño [SH AP a TV]	1	°C
Temperatura vapor SH MP	310	°C	ΔP en sobrecalentador AP	0.1	MPa
Presión en el desaireador	1.28	MPa	ΔP en recalentador MP	0.1	MPa
Presión de condensación	0.006	MPa	ΔP caño [RH MP a TV]	0.09	MPa
Temperatura en desaireador	190.9	°C	ΔP en sobrecalentador MP	0.1	MPa
Temperatura condensado a desaireador	190	°C	ΔP caño [TV MP a TV BP]	0.09	MPa
Temperatura make up agua	80	°C	ΔT caño [TV MP a TV BP]	1	°C
Temperatura inicial ECO's AP	195.6	°C	ΔP ingreso agua a domo AP	0.02	MPa
Temperatura intermedia, relación 55%	258.4	°C	ΔP ECO 2 de AP	0.1	MPa
Temperatura final ECO's AP	309.8	°C	ΔP ECO 1 de AP	0.1	MPa
Temperatura final, ECO MP	243.3	°C	ΔP ECO 2 de MP	0.1	MPa
Presión de escape, TV MP	0.567	MPa	ΔP ingreso agua a domo MP	0.02	MPa
Presión extracción. a desaireador	1.35	MPa	ΔP Precalentador BFW	0.1	MPa
Flujo másico vapor SH AP	99	kg/s	ΔP ingreso agua al desaireador	0.2	MPa
Flujo másico vapor SH MP	16	kg/s	Fugas en sellos de la TV AP	0	kg/s
Título del vapor a condensación	96.03	%	Fugas en sellos de la TV MP	0	kg/s

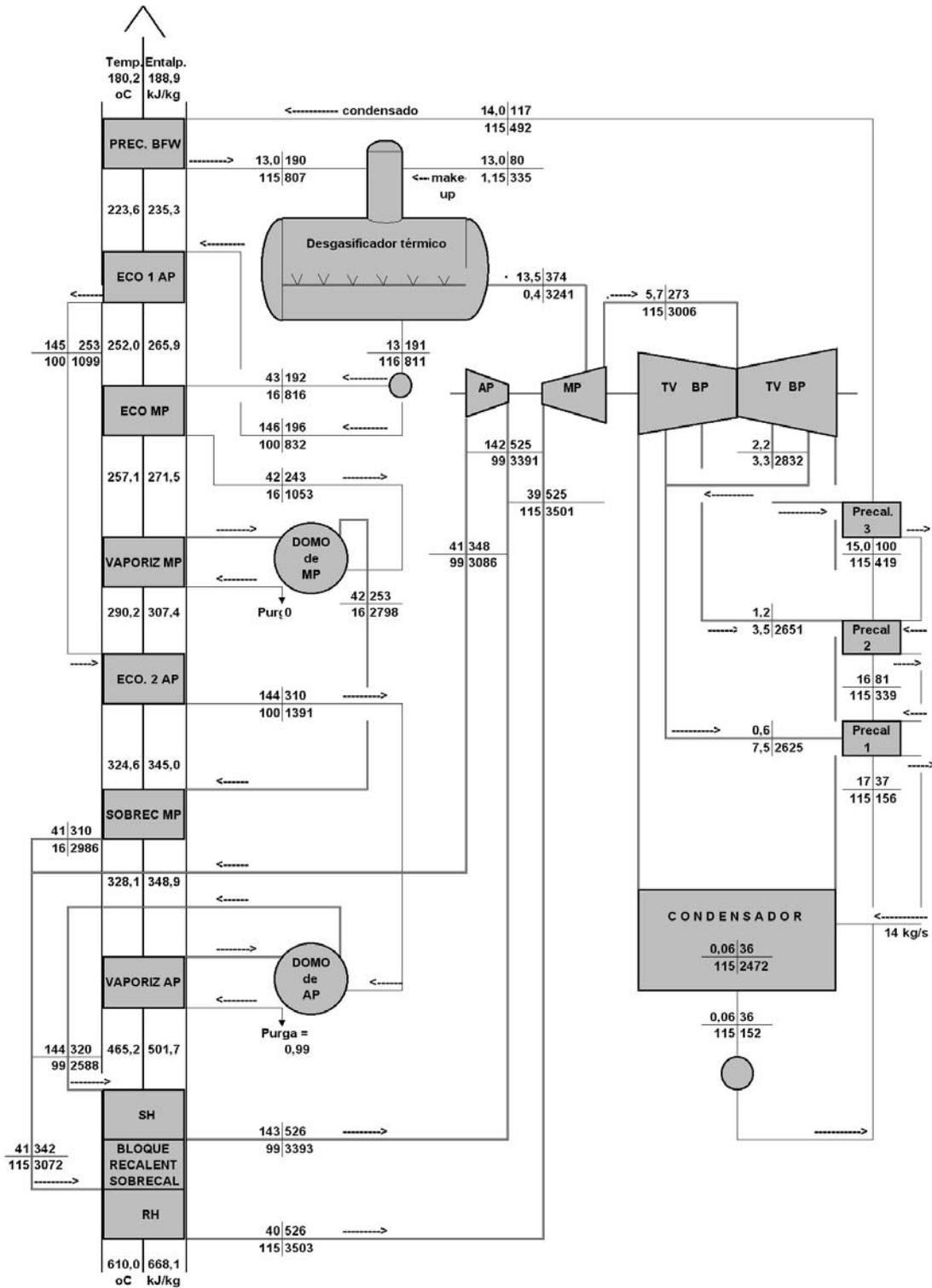


Fig.1. Diagrama del ciclo de vapor, (inferior), del ciclo repotenciado

3 Selección del turbogruppo de gas

El turbogruppo de gas adecuado para esta repotenciación es aquel que:

- su calor de escape sea tal que pueda, (con o sin la mínima combustión suplementaria), transferir la exergía total que el ciclo de bottoming requiere, con el mínimo exceso, el que de existir, deberá ser desperdiciado.
- tanto su costo instalado como su consumo específico sean mínimos o razonablemente bajos, y su confiabilidad y disponibilidad sean elevados.

Es fácil comprender que, salvo una extraña casualidad, es difícil encontrar en plaza una máquina ideal que cumpla con los requisitos mencionados para una repotenciación optima, por lo que se debe adoptar alguna cuya justificación que obedezca a criterios generales o elementos de juicio específicos.

Para el caso considerado en este trabajo los criterios empleados son:

- El calor de escape de las unidades TG de última generación mas grandes disponibles en plaza, tipo 9-FA, o similares, no alcanzan para lo que requiere el ciclo de bottoming.
- De recurrir a dos máquinas operando en paralelo, se estima conveniente que estas sean iguales.
- Dos máquinas tipo 9-C, son todavía insuficientes desde el punto de vista del calor de escape, y no son de última generación. Su eficiencia, sin ser la máxima, no es considerada inaceptable. Su costo específico es bajo, y su confiabilidad está asegurada como una de las mejores en su tipo.

Por las razones indicadas, en especial la última en lo referente a confiabilidad operativa, después de haber considerado otras alternativas, se decidió seleccionar dos (2) turbogrupos tipo 9-C, cuyas características para ambas unidades son:

Tabla 3. Características del turbogruppo

Potencia neta	240 MW
Consumo específico	10911 kJ/kWh
Caudal de gases	778.4 kg/s
Temperatura de gases	539 °C

Como se mencionó anteriormente, el calor de escape de estos dos turbogrupos es insuficiente, no solo por su temperatura, que obligaría a disponer de grandes superficies de transferencia en el sobrecalentador y el recalentador en los que el vapor debe alcanzar una temperatura de 525°C, sino también por el contenido entálpico total de los gases, cuya magnitud debe ser

incrementada por combustión suplementaria previo a su ingreso a las secciones de transferencia térmica.

4 Caldera de recuperación y ciclo de bottoming

Los caudales de vapor que debe producir el HRSG deben en lo posible ajustarse a los caudales nominales del ciclo de vapor, (Tabla 1) considerándose admisible una reducción hasta un caudal factible de obtener, o una sobrecarga de hasta el 10%. Para ello es posible mantener o sacar de servicio los precalentadores regenerativos según se requieran.

Siendo la temperatura tanto del vapor sobrecalentado como del recalentado de 525°C, es necesario recurrir al sobrecalentador-recalentador integrado, pero el diferencial mínimo de temperaturas de ambos fluidos con respecto a la de los gases de escape de las turbinas de gas es reducida, haciendo necesaria la combustión suplementaria para elevar su temperatura de 539°C a 625 °C.

A efecto de poder evaluar la incidencia de la variación de los parámetros del ciclo, se confeccionó un programa, para lo que fue necesario establecer una disposición (diseño conceptual) de dos presiones, el que fue evolucionando en sus detalles en la medida en que el avance del análisis proporcionaba los elementos de juicio que lo justificaran.

Finalmente se llegó al siguiente esquema del ciclo de bottoming:

- El sistema de alta presión (AP) del HRSG comienza en la bomba de AP que toma agua del desgasificador térmico, y lo envía al domo de AP pasando previamente por los economizadores 1 y 2. El vapor saturado que es separado en el domo del vaporizador de AP, es sobrecalentado en el bloque sobrecalentador-recalentador a 142 bara, 525°C y alimenta a la turbina de AP, en la que es expandido hasta la media presión (MP), de 41 bara.
- El vapor de escape de la turbina de AP se une con la corriente de vapor sobrecalentado de MP que el HRSG está en condiciones de producir y el caudal resultante pasa al recalentador del bloque sobrecalentador-recalentador integrado, en el que su temperatura aumenta hasta 525°C. Esta corriente de MP alimenta a la turbina de MP.
- Se eliminan los precalentadores 4, 6 y 7 debido a que los caudales disponibles de vapor son menores que los nominales de la turbina de vapor, conservando el 5 (desgasificador térmico), pero minimizando su caudal, aumentando la temperatura de ingreso del condensado mediante el precalentador de agua de alimentación, calentado con los gases de la caldera.

- Se conservan los tres precalentadores 1, 2, y 3, a efecto de mantener el caudal de vapor que se expande en la turbina, en un valor que no exceda el 10% de sobrecarga establecido como máximo.
- Debido al elevado incremento de temperatura en el economizador de AP, ha sido dividido en dos, pudiendo variar la proporción en que ambas partes contribuyen al duty total, e intercalando entre ambos el economizador y vaporizador de MP.
- A continuación, siguen en sentido contrario al flujo de gases en el HRSG, el sobrecalentador de MP y el vaporizador de AP, y luego el bloque integrado mencionado arriba.

La disposición adoptada con los parámetros nominales del sistema se muestra en la Figura 1, y en la Tabla 4, se presentan algunos parámetros de la caldera de recuperación.

Como se observa, los valores del pinch point son bajos, no así los gradientes mínimos en el sobrecalentador de AP y el recalentador, lo que indica que la necesidad de la combustión suplementaria obedece mas a razones en tálpicas que a las relacionadas con los gradientes.

En la figura 2 se muestra el perfil de temperaturas del HRSG, que pone de manifiesto una generación de irreversibilidades, si bien no mínima, relativamente razonable en el contexto de este caso específico

Con los caudales que la caldera de recuperación HRSG puede procesar, se obtienen los valores comparativos de caudales que se dan en la Tabla 3 que difiere de los caudales originales del ciclo de vapor, y resultan de los esfuerzos para maximizarlos pero sin exceder el limite del 10% de sobrecarga establecido

como valor admisible.

Tabla 4: Parámetros de la caldera de recuperación (HRSG)

Parámetros de la caldera de recuperación (HRSG)	
Pinch resultante de AP	8.37 °C
Pinch resultante de MP	7.19 °C
Approach point AP	10 °C
Approach point MP	10 °C
ΔT mínimo en recalentador	84 °C
ΔT mínimo en SH AP	84 °C
ΔT mínimo en SH MP	18.2 °C
Transferencia total (duty)	371.2 MW

El esquema de caudales en la turbina de vapor de un ciclo convencional es decreciente en el sentido de la circulación del vapor debido a las extracciones que se realizan para el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación de la caldera.

En un ciclo combinado este calentamiento es preferible hacerlo con los gases de combustión recuperando calor que de otra forma se eliminaría por la chimenea, con lo que se permite que todo el caudal de vapor se expanda en la turbina hasta la presión de condensación

Si la caldera de recuperación es de varias presiones, las corrientes de vapor de presiones decrecientes deben ser inyectadas en los correspondientes puntos de la turbina, configurando un esquema de circulación a caudal creciente en la dirección de su flujo. Se produce pues un desajuste importante que constituye uno de los principales limitantes en la calidad de una repotenciación por topping.

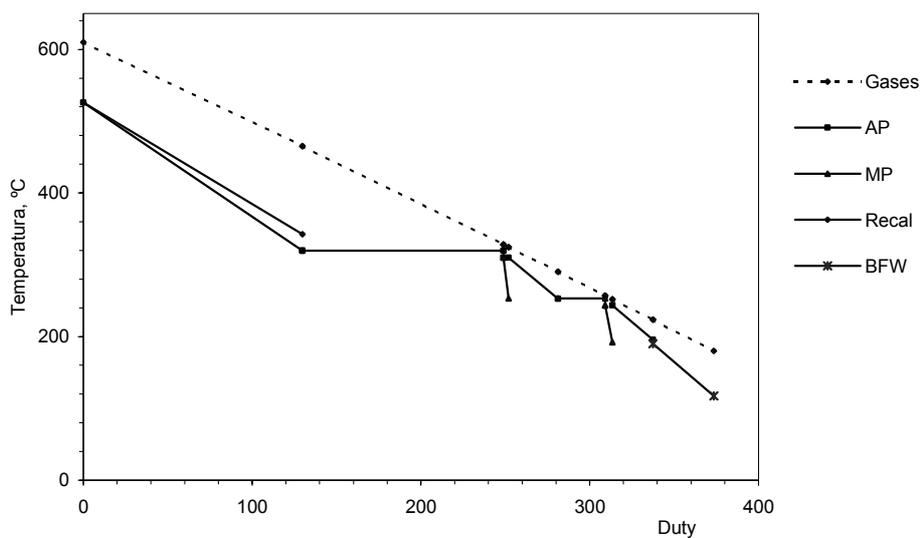


Fig. 2. Perfil de temperaturas de la caldera de recuperación (HRSG)

Tabla 5: Comparación de los caudales de vapor en la turbina

En boca de	Nominal deTV Kg/s	Real en CC Kg/s	% caudal nominal
Admisión TV AP	136.4	99	72.6
Escape TV AP	131.9	99	75.1
Extracción 7	9.2	0	0
Admisión TV MP	123.0	115	93.5
Extracción 6	5.1	0	0
Extracción 5	7.8	0.4341	5.6
Extracción 4	5.5	0	0
Escape TV MP	112.9	114.57	101.5
Admisión TV BP	107.3	114.57	106.7
Extracción 3	3.3	3.3	100
Extracción 2	3.5	3.5	100
Extracción 1	7.5	7.5	100
Condensación	93.0	100.25	107.8

El cierre de extracciones produce una sobrecarga de caudal que en este caso no debe exceder del 10% del valor nominal de la turbina, por lo que ha sido necesario mantener en servicio las extracciones 1, 2 y 3.

El caudal a condensación sufre una sobrecarga del 7.8 %, dentro del límite establecido. Desde el punto de vista racional, el calentamiento que produce el vapor de extracción 1, 2 y 3 podría haberse hecho con gases que, según se observa en el perfil de temperaturas (Fig. 2), salen por la chimenea a una temperatura suficientemente alta como para cumplir esta función.

Tabla 6. Prestaciones calculadas del ciclo combinado CC

Potencia en bornes, TG's	238.8	MW
Potencia en bornes, TV	148.4	MW
Potencia en bornes, CC	387.2	MW
Consumo de auxiliares	4.92	MW
Potencia neta, CC	382.28	MW
Consumo combustible, TG's	727.27	MW
Consumo combustible suplementario	63.96	MW
Consumo combustible total	791.23	MW
Rendimiento en bornes	48.94	%
Rendimiento neto	48.31	%

En la Tabla 6 se dan las performances del ciclo combinado calculadas por el programa.

6 Conclusiones

Un ciclo combinado obtenido por repotenciación de un ciclo convencional de vapor no podrá alcanzar la eficiencia de un ciclo combinado dedicado por las limitaciones que imponen los equipos que se conservan.

Un ciclo convencional de presiones elevadas, o supercríticas con uno o mas recalentamientos no implica una ventaja significativa en su conversión a ciclo combinado por cuanto profundiza su desajuste.

La necesidad del ciclo combinado de contar con una turbina de inducción colisiona con la realidad de tener una turbina con extracciones del ciclo a repotenciar. Se requiere un elevado nivel de creatividad en la compatibilización de los parámetros del nuevo sistema, siendo imprescindible el tratamiento informático de la problemática, mediante programas confeccionados para cada esquema conceptual a analizar

La ventaja principal es su relativamente baja inversión específica y menor período de instalación, obteniéndose incrementos de potencia y rendimiento elevados. Pero generalmente no es una solución recomendable en mercados competitivos de generación con régimen de despacho económico.

Referencias

- Fushimi A, 1997, Mejoramiento de la eficiencia en centrales termoeléctricas: Repotenciación, Apuntes de la Cátedra de Termotecnia IV, Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata.
- Reinker JK and Mason PB, 1996, Steam Turbines for Large Power Applications, G.E. Power Systems, Schenectady, N.J., Publicación GER 3646 D.
- Retzlaff K.M and Ruegger WA, 1996, Steam Turbines for Ultra-super-critical Power Plants, G.E. Power Systems, Schenectady, N.J., Publicación GER 3945.