

EVALUACIÓN DE LA INTEGRACIÓN DEL RECALENTADOR Y EL SOBRECALENTADOR

Dra. María Isabel Sosa

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica - Area Térmica
Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel. +54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
misosa@volta.ing.unlp.edu.ar

Ing. Vanesa I. Vásquez

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica - Area Térmica
Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel. +54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
vvasquez@volta.ing.unlp.edu.ar

Ing. Alberto Fushimi

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica - Area Térmica
Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel.: + 54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
afushimi@volta.ing.unlp.edu.ar

Resumen. *El objetivo del presente trabajo es evaluar la integración del recalentador y el sobrecalentador en un único paquete de tres fluidos, en comparación a la alternativa de recurrir a la secuencia de dos paquetes convencionales de dos fluidos, sobrecalentador y recalentador, en la caldera de recuperación. La mencionada evaluación no incluye las consideraciones económicas, y se refiere solo a las irreversibilidades producidas por la transferencia de calor, no así las de fricción de los fluidos que depende de factores de diseño no disponibles en el contexto del trabajo. La determinación de los parámetros se realiza mediante los balances másico y entálpico, con ellos se realiza el estudio exergético para la comparación cualitativa, y su comparación para la obtención de conclusiones. El estudio realizado encuentra ventajas termodinámicas y de transferencia térmica y posibilidades de reducir las irreversibilidades de flujo, que justifican adopción del esquema integrado.*

Palabras clave: HRSG, ciclo combinado, sobrecalentador, recalentador, exergía.

1. Introducción

Las mayores eficiencias de los ciclos combinados modernos de turbina de gas - turbina de vapor (TG – TV) se obtienen en aquellos con ciclo de vapor del tipo Ferranti, con un único recalentamiento, factible para las temperaturas de escape de las TG actuales. El mejor aprovechamiento de la exergía de los gases de escape de la TG en el ciclo de bottoming se realiza en la caldera de recuperación HRSG (heat recovery steam generator) de tres presiones, alta AP, media MP y baja BP, de tal forma de maximizar la transferencia exergética en la caldera de recuperación.

La caldera de recuperación convencional consiste en un intercambiador globalmente en contracorrientes, compuesto de trece paquetes de transferencia, cada uno de ellos de dos fluidos en corrientes cruzadas:

- I. Recalentador (RH)
- II. Sobrecalentador (SH)
- III. Vaporizador de AP (alta presión)
- IV. Economizador 2 de AP
- V. Sobrecalentador de MP (media presión)
- VI. Economizador 1 de AP
- VII. Vaporizador de MP
- VIII. Economizador 2 de MP
- IX. Sobrecalentador de BP
- X. Economizador 1 de MP
- XI. Vaporizador de BP (baja presión)
- XII. Economizador de BP
- XIII. Precalentador de condensado

En la siguiente figura, Fig. (1), se presenta el esquema considerado en el presente trabajo, que corresponde al ciclo de bottoming del ciclo Brayton-Ferranti de tres presiones, alta AP, media MP y baja BP, con el bloque integrado RH-SH, recalentador - sobrecalentador.

SH y RH en bloque

BOTTOMING DE UN CICLO COMBINADO DE TRES PRESIONES

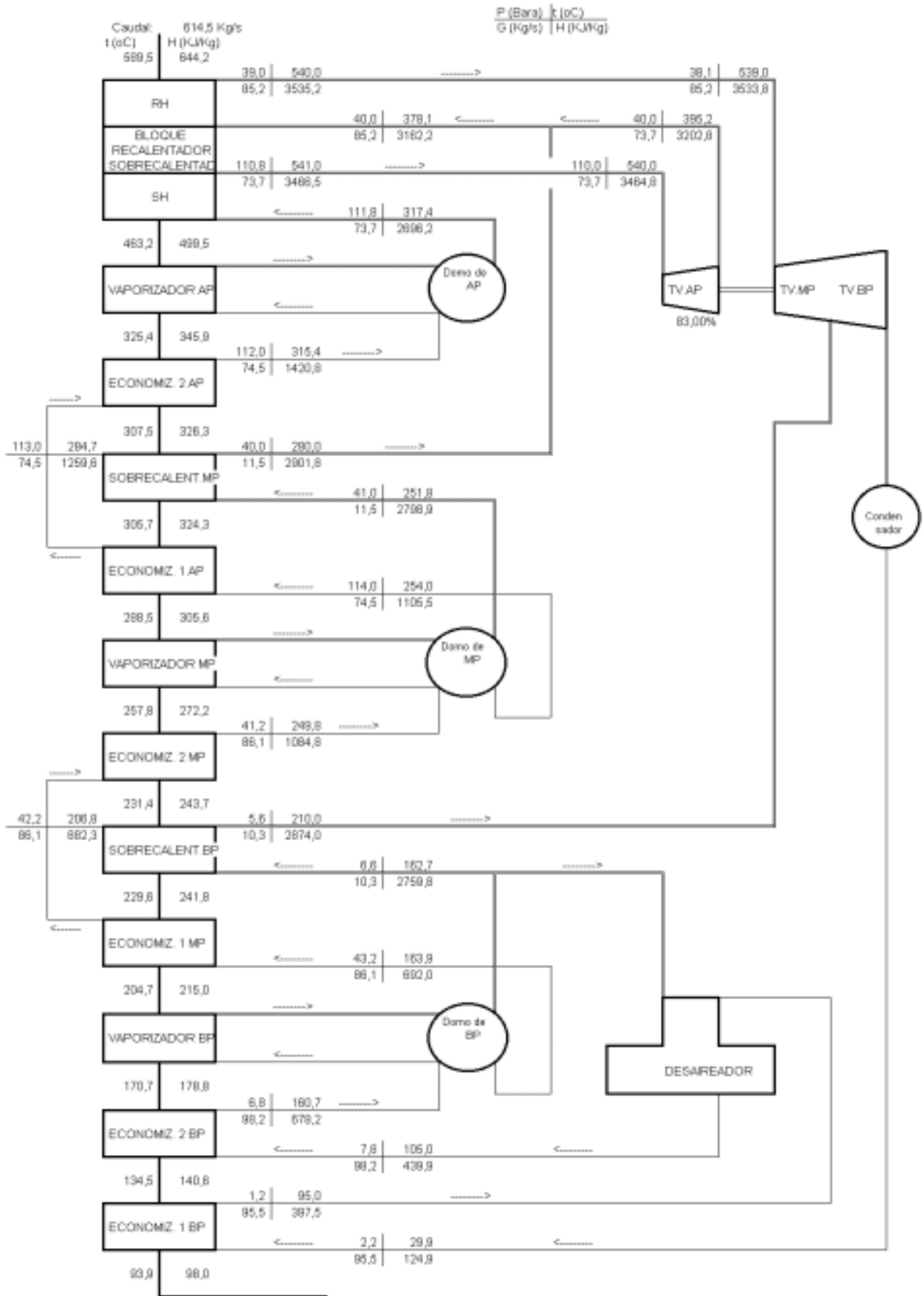


Fig. 1. Diagrama del ciclo de bottoming del ciclo combinado de tres presiones con bloque RH-SH integrado.

En un HRSG convencional, todos los paquetes de transferencia térmica son de dos fluidos: gases de escape de la turbina de gas como fluido caliente, y agua en fase líquida o gaseosa como fluido frío. Estos paquetes se acomodan de forma de maximizar la transferencia de exergía del fluido caliente al frío.

El sistema con el bloque recalentador – sobrecalentador integrado difiere del convencional en que ambas funciones son realizadas por un intercambiador de tres fluidos: gases de combustión, vapor de MP a recalentar, y vapor de AP a sobrecalentar. Se considera que esta configuración, con valores de *pinch point* inferiores a 10°C, y *approach point* nulos en las tres presiones consideradas, permite un notable acercamiento de las curvas de enfriamiento de los gases y de calentamiento del agua y vapor del ciclo de bottoming, minimizando las irreversibilidades de la transferencia térmica.

En la Fig. (2) se muestra el perfil de temperaturas del ciclo combinado de tres presiones convencional, que evidencia el logro alcanzado en este sentido.

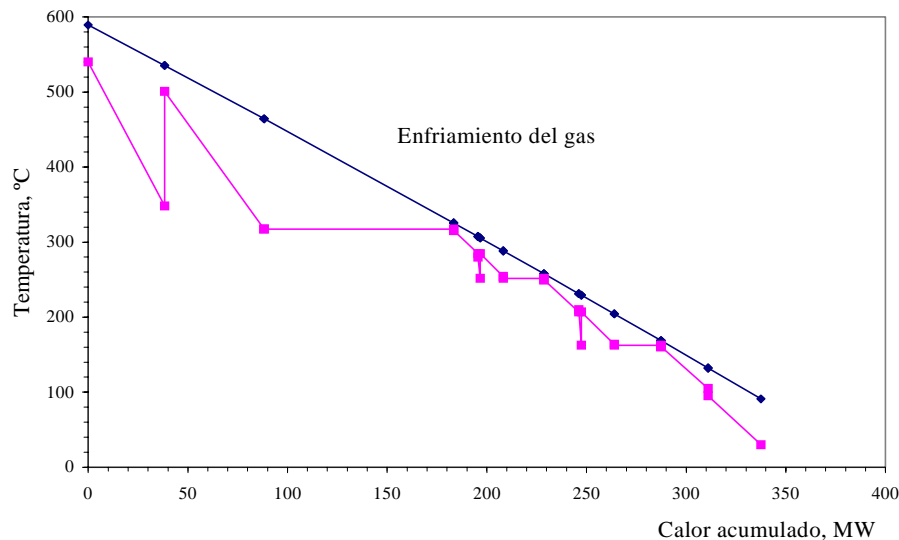


Fig. 2. Perfil de temperaturas del HRSG de tres presiones del ciclo combinado en estudio, con recalentador y sobrecalentador secuencial (convencional).

Por otro lado, las irreversibilidades derivadas de la fricción de los fluidos se minimizan en la ingeniería de detalles del equipo. En un estudio anterior (Sosa y Fushimi, 2001) se analizó la incidencia sobre la eficiencia del ciclo combinado, de la partición de la transferencia térmica en los economizadores, lo que incrementa el número total de paquetes de transferencia en tres unidades.

2. Metodología del análisis

El análisis global del ciclo combinado hace necesaria la confección de modelos computacionales, (Fushimi y Mestroni, 1997, 1998) que han sido corridos adoptando parámetros normales para varios turbogrupos de gas disponibles en plaza, y dejando como variables de decisión la presión de MP y BP, cuyos valores óptimos dependiendo de los parámetros adoptados resultaron del orden de 3 a 4 MPa para MP y 0.4 a 0.8 MPa para BP, y de 10 a 12 MPa en AP. Estos modelos se confeccionan para cada esquema conceptual a analizar, mediante la composición de módulos que corresponden a las unidades componentes del sistema, o de procesos que se cumplen en el mismo. Esto permite la modelización de sistemas complejos en forma rápida y relativamente fácil, vinculando los módulos en forma directa o mediante funciones lógicas en los casos en que hubieran condicionantes.

Conceptualmente, es fácil comprender que la exergía específica del vapor de AP obtenible mediante un esquema secuencial [recalentador - sobrecalentador] será menor que en un esquema integrado para condiciones similares, puesto que en este último podrá llegarse a los valores máximos de temperatura en ambos fluidos, lo que es imposible de obtener en el esquema no integrado para el vapor sobrecalentado. Basta para ello observar los perfiles de temperaturas del recalentador y sobrecalentador de ambos sistemas, convencional e integrado, presentados en la Fig. (3) y Fig. (4).

Pero la exergía total cuya transferencia se pretende maximizar, depende también del caudal de la corriente de vapor cuyo valor es función de los parámetros adoptados y de las variables manipuladas, y consecuentemente debe ser considerada en el análisis. En general, los caudales obtenibles en el sistema integrado son levemente menores que en el sistema secuencial, por lo que no es posible predecir con seguridad cual de ellos es más conveniente, y en que proporción. Resulta pues necesario recurrir a la comparación de los valores numéricos que se obtienen de los modelos de ambos sistemas. A efecto de clarificar esta cuestión, se procedió de la siguiente forma:

1. Se confeccionó el modelo computacional entálpico CC3-INT de un ciclo combinado de tres presiones Brayton – Ferranti con recalentador – sobrecalentador integrado, sobre la base del turbogrupo PG 9331FA cuyo caudal de

gases es de 614.5 kg/s a 589.5°C. El mismo fue corrido para el sistema operando en condiciones nominales, con parámetros normales de diseño.

2. A continuación, se confeccionó el modelo computacional entálpico CC3-SEC del ciclo combinado de tres presiones con recalentador – sobrecalentador secuencial, para el mismo turbogrupo, el que fue corrido para los mismos parámetros de diseño y operación que el anterior.
3. Con el modelo integrado CC3-INT y el secuencial CC3 SEC se confeccionó el CC3 COMP de comparación entre los anteriores, que dan los parámetros de estado de las corrientes de vapor y gases de combustión, y calcula las exergías de las corrientes en los componentes a analizar, permitiendo la comparación de los resultados para la obtención de conclusiones.

3. Modelo computacional entálpico del ciclo combinado

Los modelos CC3-INT y CC3-SEC contienen hojas interactivas de análisis de los diferentes componentes del ciclo combinado, que incluyen datos y performances del turbogrupo de gas, análisis y perfil de temperaturas del HRSG, análisis del ciclo de la turbina de vapor completa, una hoja de integración y cálculos del ciclo combinado, y módulos auxiliares según se requieran, confeccionados para el esquema conceptual definido.

El HRSG del esquema conceptual definido, de tres presiones y trece paquetes de transferencia térmica, reúne la información necesaria para los balances que se realizan secuencialmente en el sentido de circulación de la corriente de gases de escape de la turbina.

Considerando la siguiente nomenclatura , para un paquete genérico i de los trece existentes indicados anteriormente

a, b, c	constantes numéricas	\dot{m}	caudal másico, kg/s	p	purgas, pérdidas
h	entalpía específica, kJ/kg	T	temperatura, K		
Subíndices					
e	entrada	s	salida	i, j	genérico
Supraíndices					
a	agua, líquido o vapor	g	gas de combustión	q	calor

las ecuaciones aplicables son las siguientes

$$\left(\dot{m}_s^a\right)_i \cdot \left(h_s^a - h_e^a\right)_i \cdot \left(1 + \frac{p^q\%}{100}\right) = \left(\dot{m}_e^g\right)_i \cdot \left(h_e^g - h_s^g\right)_i \quad (1)$$

$$\left(T_e^a\right)_i = \left(T_s^a\right)_{i-1} \quad \text{en paquetes consecutivos respecto al flujo de agua} \quad (2)$$

$$\left(T_e^g\right)_i = \left(T_s^g\right)_{i-1} \quad (3)$$

$$\left(\dot{m}_e^g\right)_i = \left(\dot{m}_s^g\right)_{i-1} \quad \text{en paquetes consecutivos respecto al flujo de gases} \quad (4)$$

$$\left(\dot{m}_e^a\right)_i = \left(\dot{m}_s^a\right)_{i-1} \quad (5)$$

salvo para los vaporizadores, en los cuales se cumple:

$$\left(\dot{m}_s^a\right)_i = \left(\dot{m}_e^a\right)_i \cdot \left(1 - \frac{p^a\%}{100}\right) \quad (6)$$

La correlación temperatura - entalpía de los gases de escape utilizada es polinómica de segundo grado de la forma:

$$h_T = a \cdot T^2 + b \cdot T + c \quad (7)$$

siendo a, b, y c los coeficientes de la mezcla de j componentes de los mencionados gases:

$$a = \sum a_j \cdot x_j \qquad b = \sum b_j \cdot x_j \qquad c = \sum c_j \cdot x_j \qquad (8)$$

Para el balance entálpico del vaporizador:

$$\left[m_s^a \cdot \left(1 - \frac{p^a \%}{100} \right) \cdot (h_s^a - h_e^a) + m_s^a \cdot \frac{p^a}{100} \cdot (h^p - h_e^a) \right] \cdot \left(1 + \frac{p^q \%}{100} \right) = m_e^s \cdot (h_e^s - h_s^s) \qquad (9)$$

La determinación de los parámetros de las corrientes de agua y vapor se complementa con el análisis del ciclo de vapor, que se hace en hoja separada. Para los objetivos del presente trabajo, se confeccionaron y corrieron los modelos de tres presiones con el recalentador y sobrecalentador secuencial (uno a continuación del otro), e integrado (único paquete que contiene ambos haces tubulares), imponiendo las siguientes condiciones de diseño y operativas:

- La misma turbina de gas para ambos ciclos combinados, operando en las mismas condiciones y con el mismo combustible.
- Los mismos valores de *pinch*, *approach point*, pérdidas de carga, de calor y de purgas en el HRSG
- Iguales rendimientos de bombas y otros equipos del ciclo de vapor.
- Iguales rendimientos isoentrópicos y orgánicos de la turbina de vapor, que se supone es la misma para ambos ciclos combinados, aunque operando con las mismas presiones pero con caudales y temperaturas ligeramente diferentes, en especial la temperatura del vapor sobrecalentado que es considerablemente menor en el esquema secuencial.

En estas condiciones, las diferencias que muestren los resultados de ambos modelos son atribuibles solamente a la diferencia conceptual de los esquemas que se desean comparar.

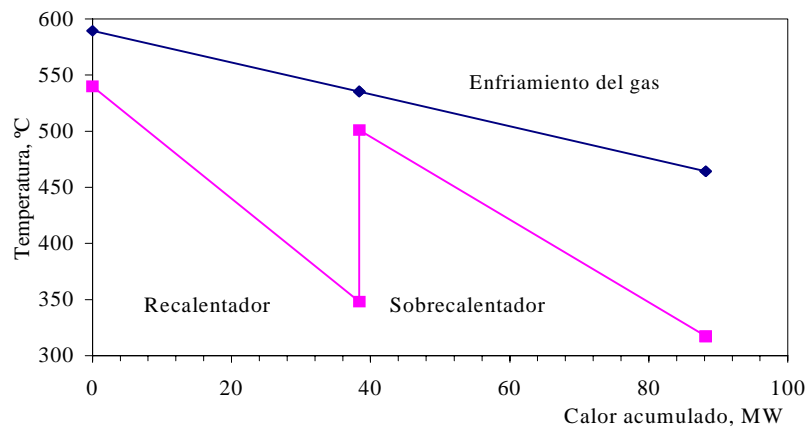


Fig. 3. Perfil de temperaturas en la sección del recalentador y sobrecalentador del HRSG secuencial.

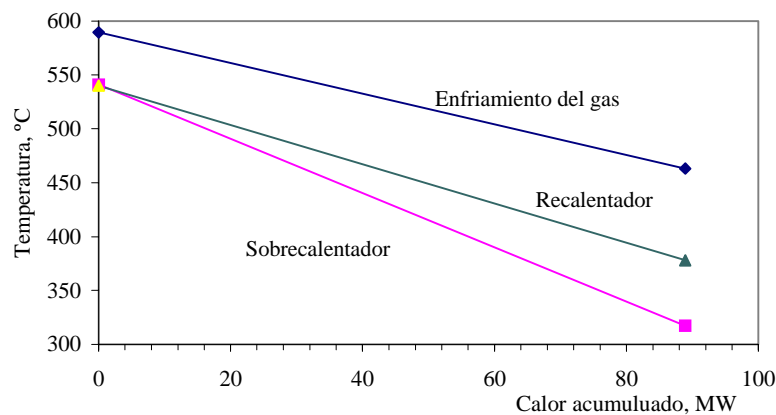


Fig. 4. Perfil de temperaturas en la sección del recalentador y sobrecalentador del HRSG integrado.

De la comparación entre los perfiles de temperatura de ambos sistemas (Fig. (3) y Fig. (4)) y los valores obtenidos del modelo se observa:

- 1) La temperatura del vapor recalentado y sobrecalentado en el sistema integrado puede alcanzar en ambos casos la temperatura de 540°C, mientras que en el secuencial la temperatura del vapor sobrecalentado no puede llegar a este valor, en el presente caso resulta de 501°C.
- 2) La cantidad total de calor transferido en el recalentador y sobrecalentador es ligeramente mayor en el sistema integrado, de 88.93 MW en el integrado contra 88.19 MW en el secuencial.
- 3) Los caudales de vapor recalentado y sobrecalentado son ligeramente inferiores en el sistema integrado, como se indican en Tab. (1).

Tabla 1. Caudales de vapor en los modelos secuencial e integrado.

	Tipo de paquete		
	Unidad	Secuencial	Integrado
Caudal de vapor en recalentador	kg/s	85.73	85.10
Caudal de vapor en sobrecalentador	kg/s	74.54	73.99

Dada la combinación de aspectos favorables y desfavorables que presentan simultáneamente estos sistemas, no es posible discernir cual de las opciones es mas conveniente con los valores obtenidos, siendo necesario determinar la diferencia entre las eficiencias exergéticas de ambas opciones.

Adicionalmente, se ha considerado de interés la comparación de los requerimientos de efectividad térmica que presentan los paquetes de transferencia, los que determinarán los valores de NTU (número de unidades de transferencia) que a su vez dan una pauta del costo de los paquetes de transferencia.

4. Análisis exergético y de transferencia térmica

Los valores de los parámetros de estado dados por los modelos CC3-INT y CC3-SEC, son ingresados en el modelo de comparación CC3-COMP, donde se determinan los que adicionalmente permiten calcular la exergía de las corrientes, mediante las correlaciones de Knacke et al, (1991), y el módulo denominado Vapor 000, (Área Térmica UNLP, 1996) confeccionado a partir de las correlaciones de González Pozo (1986) para vapor saturado, y del ASME (1967) para vapor sobrecalentado. Este módulo fue contrastado con los valores tabulados por Keenan et al, (1976).

La exergía química no es tomada en cuenta debido a que no existen transformaciones químicas en el vapor ni en los gases de combustión. Bejan et al., (1996) El estado muerto restringido se definió para la presión de 1 bar y la temperatura de 15°C. Los valores calculados resultantes son los presentados en la tabla siguiente, Tab. (2).

Tabla 2. Parámetros termodinámicos del sistema para el modelo secuencial y el integrado.

Corriente	Parámetro	Unidad	Secuencial	Integrado
Gas a la entrada al recalentador	Presión	Bar	1.067	1.065
Gas a la entrada al recalentador	Temperatura	°C	589.5	589.5
Gas a la entrada al recalentador	Caudal	kg/s	614.5	614.5
Gas a la entrada al recalentador	Entalpía	kJ/kg	-473.55	-473.54
Gas a la entrada al recalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	234.547	234.132
Gas a la entrada al recalentador	Exergía	MW	443.20	443.20
Gas a la salida del recalentador	Presión	Bar	1.063	
Gas a la salida del recalentador	Temperatura	°C	536.2	
Gas a la salida del recalentador	Caudal	kg/s	614.5	
Gas a la salida del recalentador	Entalpía	kJ/kg	-535.48	
Gas a la salida del recalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	231.999	
Gas a la salida del recalentador	Exergía	MW	404.13	
Gas a la salida del sobrecalentador	Presión	Bar	1.058	1.058
Gas a la salida del sobrecalentador	Temperatura	°C	464.8	463.1
Gas a la salida del sobrecalentador	Caudal	kg/s	614.5	614.5
Gas a la salida del sobrecalentador	Entalpía	kJ/kg	-617.76	-619.64
Gas a la salida del sobrecalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	228.947	228.872
Gas a la salida del sobrecalentador	Exergía	MW	352.25	351.06
Vapor a la entrada al recalentador	Presión	Bar	40	40
Vapor a la entrada al recalentador	Temperatura	°C	350.9	378.7
Vapor a la entrada al recalentador	Caudal	kg/s	85.73	85.10
Vapor a la entrada al recalentador	Entalpía	kJ/kg	3095.81	3163.52
Vapor a la entrada al recalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	6.59	6.69
Vapor a la entrada al recalentador	Exergía	MW	97.44	99.79

Tabla 2. Parámetros termodinámicos del sistema para el modelo secuencial y el integrado (Continuación).

Corriente	Parámetro	Unidad	Secuencial	Integrado
Vapor a la salida del recalentador	Presión	Bar	39	39
Vapor a la salida del recalentador	Temperatura	°C	540	540
Vapor a la salida del recalentador	Caudal	kg/s	85.73	85.10
Vapor a la salida del recalentador	Entalpía	kJ/kg	3535.23	3535.23
Vapor a la salida del recalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	7.21	7.21
Vapor a la salida del recalentador	Exergía	MW	119.08	118.19
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Presión	Bar	111.80	111.80
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Temperatura	°C	317.6	317.4
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Caudal	kg/s	74.54	73.99
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Entalpía	kJ/kg	2700.99	2700.99
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	5.54	5.54
Vapor a la entrada al sobrecalentador	Exergía	MW	78.61	78.00
Vapor a la salida del sobrecalentador	Presión	Bar	110.80	110.80
Vapor a la salida del sobrecalentador	Temperatura	°C	501	541
Vapor a la salida del sobrecalentador	Caudal	kg/s	74.54	73.99
Vapor a la salida del sobrecalentador	Entalpía	kJ/kg	3364.16	3466.45
Vapor a la salida del sobrecalentador	Entropía	kJ/(kg.K)	6.54	6.67
Vapor a la salida del sobrecalentador	Exergía	MW	105.79	109.69
Aumento de exergía del vapor en el recalentador		MW	21.63	18.41
Aumento de exergía del vapor en el sobrecalentador		MW	27.18	31.69
Aumento de exergía del vapor en el conjunto (RH + SH)		MW	48.81	50.10
Exergía aportada por los gases de combustión		MW	90.95	92.14
Rendimiento exergético del conjunto (RH + SH)		%	53.67	54.37
Efectividad térmica necesaria en el recalentador		%	80.07	77.29
Efectividad térmica necesaria en el sobrecalentador		%	85.79	83.00

5. Discusión

En general la búsqueda de minimizar las irreversibilidades en la transferencia de calor en el HRSG implica que la temperatura de salida del vapor sobrecalentado tanto del sobrecalentador como del recalentador alcancen el máximo valor posible, limitado a unos 540°C por cuestiones más de índole económico-metalúrgicas que termodinámicas.

Esto es posible en el esquema integrado, debido a que los gases calientes se encuentran a 589.5°C en la entrada, pero no en el secuencial, en el que después del recalentador los gases han sido enfriados a 536.2°C. La exergía específica de la corriente de vapor sobrecalentado será pues considerablemente mayor en el sistema integrado que en el secuencial, diferencia que es ligeramente menor dado que el modelo entálpico indica una pequeña reducción de los caudales de sobrecalentado y recalentado.

Además, el vapor que ingresa al recalentador es una mezcla del vapor de escape de la turbina de AP con la generación de sobrecalentado de MP en etapas siguientes del HRSG, se encuentra a mayor temperatura en el esquema integrado, reduciendo la exergía transferible en el calentamiento que en ambos esquemas llega a 540°C de temperatura.

Las ganancias de exergía total de las corrientes de sobrecalentado y recalentado son de 48.81 MW en el esquema secuencial y de 50.10 MW en el integrado, siendo la reducción de la exergía de los gases calientes de 90.95 MW y 92.14 MW respectivamente, determinando las eficiencias de transferencia de exergía de 53.67% y 54.37%.

Esta ventaja de naturaleza termodinámica del sistema integrado se complementa por la menor efectividad térmica que requieren ambos paquetes de transferencia comparado con el sistema secuencial, como puede verse en los valores calculados indicados en Tab. (1). A su vez, el requerimiento de valores menores de NTU puede ser utilizado en el diseño de los paquetes de transferencia para reducir las irreversibilidades del flujo, contempladas en el presente estudio, solo a nivel preliminar, no así el efecto beneficioso de poder reducir la contrapresión de escape sobre la turbina de gas.

6. Conclusiones

Del análisis de los resultados pueden enunciarse las siguientes conclusiones:

- El modelo computacional es imprescindible para realizar el análisis basado en el planteo entálpico y exergético.
- El estudio entálpico por sí sólo no da pautas claras de la conveniencia de un sistema con relación al otro, lo que se pone de manifiesto en el estudio exergético.
- La integración del recalentador y sobrecalentador en un único paquete permite mejorar la transferencia térmica y exergética de los gases al vapor en la zona de alta temperatura de la caldera de recuperación.

- El esquema integrado recalentador - sobrecalentador es más complejo en cuanto a su construcción, pero es superior al esquema secuencial cuando se busca maximizar la eficiencia energética del ciclo combinado.
- Adicionalmente el sistema integrado demanda valores menores de efectividad térmica, compensando en cierta medida el costo de la mayor complejidad en la construcción del mismo.

7. Referencias

- ASME, American Society of Mechanical Engineering, 1967, "Correlations for superheated steam properties", USA.
- Área Térmica-FI-UNLP, Facultad de Ingeniería-Universidad Nacional de La Plata, 1996, "Vapor 000- Módulo de predicción de las propiedades termodinámicas del vapor saturado y sobrecalentado", La Plata, Argentina.
- Bejan A., Tsatsaronis G. and Moran M., 1996, "Thermal Design and Optimization", John Wiley and Sons, USA.
- Fushimi, A. y Mestroni, J., 1997, "Consideraciones de diseño en calderas de recuperación de ciclos combinados", Anales del III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, La Habana, Cuba, Publicación en CD ROM.
- Fushimi, A y Mestroni, J., 1998, "Transferencia térmica en los HRSG", VII Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, LATCYM 98, Actas del Congreso, Universidad Nacional de Salta, Argentina., Tomo 1, pp. 68 - 73.
- Gonzalez Pozo, V., 1986, "Formulas estimate properties for dry, saturated steam" Chemical Engineering, May 12, pp.123
- Keenan, J., Keyes, F., Hill and Moore P.J. , 1976, "Steam Tables", John Wiley & Sons, USA.
- Knacke, O, Kubachewski, O, and Hesselmann, K., 1991, "Thermochemical Properties of Inorganic Substances", 2nd Edition, Springer Verlag, Berlin, Alemania
- Sosa, M.I. y Fushimi, A., 2001, "Economizador, Calor o Exergía?" Memorias del 8º Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor y Materia, (LATCYM 2001), Veracruz, Méjico, Vol. 1, pp. 78-81.

EVALUATION OF THE SUPERHEATER AND REHEATER INTEGRATION

Dra. Maria Isabel Sosa

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica- Área Térmica.
 Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel.: + 54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
misosa@volta.ing.unlp.edu.ar

Ing. Vanesa Ileana Vásquez

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica - Área Térmica.
 Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel.: + 54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
vvasquez@volta.ing.unlp.edu.ar

Ing. Alberto Fushimi

UNLP - Universidad Nacional de La Plata - Facultad de Ingeniería - Departamento de Mecánica. Área Térmica.
 Avda. 1 y 47 , 1900, La Plata, BA, Argentina Tel.: + 54 221 422 1867, Fax. 54 221 425 9471
afushimi@volta.ing.unlp.edu.ar

***Abstract.** The objective of the present work is to evaluate the integration of the reheater and the superheater in a single heat transfer package of three fluids, in comparison to the alternative of appealing to the sequence of two conventional packages of two fluids, reheater plus superheater, in the heat recovery boiler. The aforementioned evaluation doesn't include the economic considerations, and refers only to the irreversibilities taken place by the heat transfer. Those caused by friction of the fluids are not considered since it depends on design factors, not available in the context of this work. The determination of the parameters is carried out by means of the mass and enthalpy balances, with them exergy studies are performed for the qualitative comparison, and its comparison for the obtaining of conclusions. The performed study finds advantages, of thermodynamic, heat transfer, and of fluid flow nature, that justify the adoption of the integrated outline.*

Keywords. HRSG, combined cycle, superheater, reheater, exergy.