



Ciclo combinado Diesel-Vapor como repotenciación de una central termoeléctrica: caso de estudio

Combined Cycle Diesel-Steam as Power Plant Repowering: study case

Alberto Eduardo – Calvo González
Victor – Vizquerra Rojo

Recibido: septiembre de 2013

Aprobado: diciembre de 2013

Resumen/ Abstract

La necesidad imperiosa de cubrir el déficit de generación eléctrica ampliando el potencial de generación con motores diesel a fuel oil, cuya instalación requiere de muy poco tiempo, es una solución adecuada. La idea de aprovechar los nodos del sistema electro energético, como son las subestaciones y las centrales eléctricas, para instalar los grupos electrógenos es una solución apropiada. Pero en el caso de una central termoeléctrica, al montar estas instalaciones de forma independiente, no se aprovechan las posibilidades que la combinación de procesos ofrece como la disminución del consumo de combustible, y de la contaminación ambiental por unidad de energía producida. El presente trabajo explora la posibilidad de instalar plantas eléctricas diesel a fuel oil como ciclo combinado diesel-vapor. Se demuestra la conveniencia de instalar plantas eléctricas diesel a fuel oil como ciclo combinado diesel-vapor, aprovechando la sinergia que se logra por la combinación de los procesos térmicos.

Palabras clave: ciclo combinado diesel-vapor, plantas eléctricas diesel, repotenciación de centrales a vapor.

The pressing need of covering generation deficit to satisfy the demand in the shorter possible time, by enlarging the generation potential with fuel oil fueled diesel motors, it's an appropriate solution. The idea of taking advantage of electric grid existent nodes facilities to place the generating electricity diesel motors is a non-unwise solution. But in the case of the node of steam power station place these motors in an independent way, don't take advantage of the possibilities that the processes combination offers, as the combined cycle diesel vapor for example. The work presented herein explored and showed the possibility of installing the electric diesel plants as a repowering the existing steam power plant by combined cycle diesel-steam taking advantage of the synergy achieved by thermal processes combination.

Key Words: combined cycle diesel-steam, diesel electric plants, repowering steam power station.

INTRODUCCIÓN

La necesidad imperiosa de cubrir el déficit de generación eléctrica en el menor tiempo posible, ampliando el potencial de generación con motores diesel a fuel oil, cuya instalación requiere de muy poco tiempo, es una solución no desacertada. Sobre todo si se carece de combustibles como el gas natural o el llamado acompañante, necesarios para operar económicamente las turbinas de gas.

La idea de aprovechar las facilidades existentes en los nodos del sistema electro energético, como son las subestaciones y las centrales eléctricas, para instalar los grupos electrógenos es una solución adecuada. Pero en el caso del nodo de una central termoeléctrica, al montar estas instalaciones de forma independiente, como unidades independientes, no se aprovechan las posibilidades que la combinación de procesos ofrece [1] como la disminución del consumo de combustible, y de la contaminación ambiental por unidad de energía producida, como por ejemplo el ciclo combinado diesel vapor. El propósito del presente trabajo es explorar la posibilidad de instalar plantas eléctricas diesel a fuel oil como ciclo combinado diesel-vapor, aprovechando de esta forma la sinergia que se puede lograr por la combinación de los procesos térmicos.

La combinación de procesos térmicos para el mejoramiento de la eficiencia

La combinación de procesos térmicos es considerada como la solución más eficaz para lograr el mejor aprovechamiento de la energía [2], tal como había ya esbozado en 1983 el profesor Jan Zargut [1]. Hoy en día uno de los ejemplos más comunes de la combinación de procesos térmicos, es la calefacción a partir de calor de desecho de instalaciones productoras de frío en hoteles y otros edificios públicos. Existen además una infinidad de casos dentro de la industria metalúrgica, azucarera y otras, donde es empleada la combinación de la producción de energía eléctrica y de calor, conocida actualmente como cogeneración o combinación de potencia y calor, designada por sus siglas en inglés CHP (Combined Heat and Power). También, en la generación eléctrica es empleada la combinación de aquellos ciclos cuya eficiencia radica en las altas temperaturas, con otros cuya ventaja radica en las bajas temperaturas, como el llamado ciclo combinado de instalaciones de vapor con turbinas de gas [3].

Muchos estudios posteriores profundizan en lograr mayor eficiencia [4-6]. El ciclo binario vapor de agua-Hg, es otro ejemplo actualmente solo abordado en estudios teóricos [2]. Esta combinación de procesos tipo ciclo combinado gas vapor, ha sido también empleada como forma de extender la vida útil de instalaciones a vapor [7-9] con más de 30 años de explotación y en condiciones de continuar trabajando por otros 30 años más, superponiendo la turbina de gas al ciclo de vapor existente. Esta forma de realizar el ciclo combinado es llamada en español Repotenciación como traducción de su versión original en inglés *Repowering*. Con ella se logra una importante disminución del consumo específico de combustible y de la contaminación ambiental.

EXTENSIÓN DE VIDA ÚTIL DELAS CENTRALES TERMOELÉCTRICAS

El envejecimiento de las costosas unidades de fuerza a vapor y con posibilidades de seguir trabajando por muchos años más llevó al desarrollo de nuevos conceptos en la explotación de las termoeléctricas. Este movimiento fue denominado **extensión de vida útil**. Posteriormente apareció el término **optimización de la vida útil** como una definición más precisa porque en realidad, vida útil le queda a la planta, lo necesario es el aumento de la competitividad de estas viejas instalación. El concepto de repotenciación [3-9] hasta ahora realizado, está basado en la adición de turbinas de gas superpuestas a la instalación a vapor existente que se desea mejorar, empleando diferentes composiciones, aumentando la eficiencia de la misma según sea el tipo de combinación escogido, ver figuras 1 y 2.

Esto permite que también las turbinas de gas puedan trabajar con mayor eficiencia mediante la sinergia que se logra. Como se reportaba ya hace algunos años (Smock, R., Power plant life extension trend takes new directions, Power Engineering, February 1989) el rendimiento de la central puede hasta triplicarse y reducirse el consumo específico de calor (Heat Rate) en 3165,18 kJ/KW-h (1 190 kcal/kW-h, 3000 Btu/kW-h) y de combustible en 119 g/KW-h, a un costo de capital de \$370 por el nuevo kW instalado. Existe una variante muy empleada, la de utilizar los gases de escape como comburente, ya que los mismos tienen un contenido de oxígeno de un 16%, que en este caso no amerita analizar.

El ciclo combinado Diesel Vapor

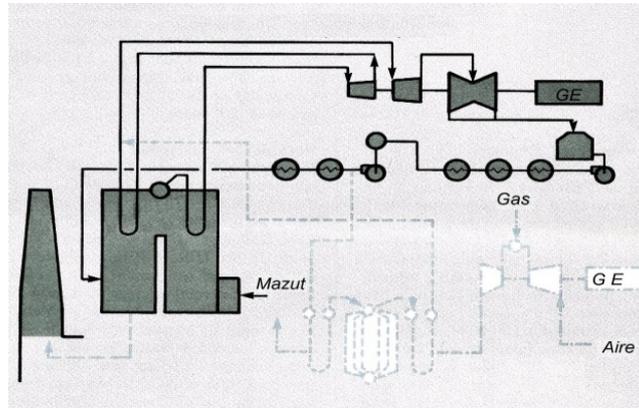


Fig. 1. Empleando caldera recuperadora adicional.

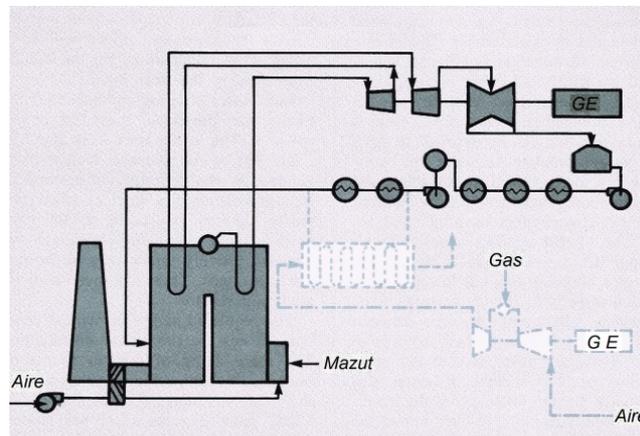


Fig. 2. Sustituyendo el calentamiento del agua de alimentación.

Esta variante, de emplear el ciclo combinado diesel vapor como repotenciación de la central a vapor objeto de estudio del presente trabajo, modifica la solución clásica de la repotenciación con turbinas de gas [4-9] al ser sustituidas por motores diesel a fuel oil no se ha encontrado en la bibliografía consultada [10-14]. La variante conocida de ciclo combinado con motores diesel, que a su vez comercialmente se oferta, difiere de la que se propone en el presente trabajo, ya que es un ciclo combinado típico, donde el calor de desecho de los motores se aprovecha en un ciclo de vapor diseñado al efecto, de pequeñas dimensiones. Con el mismo han logrado una eficiencia del 47%. Por lo tanto en este caso no es una repotenciación de una instalación de turbina de vapor existente de grandes dimensiones, sino una mejora a la instalación de motor diesel.

DISEÑO DE LA NUEVA INSTALACIÓN DE REPOTENCIACIÓN POR CICLO COMBINADO DIESEL-VAPOR

Luego de haber analizado los diferentes tipos de repotenciación existentes, se seleccionó la sustitución del calentamiento regenerativo del agua de alimentación, conocido como **FWHR** por sus siglas en inglés, como método de repotenciación. Esto es debido a la característica ya mencionada de estos motores, de menores temperaturas de los gases de escape, como resultado de su alta eficiencia, que limita su empleo al calentamiento del agua de alimentar. Además en la composición de la nueva instalación, se ha tenido en cuenta facilitar la posibilidad del funcionamiento alternativo como unidades independientes de cada una las instalaciones componentes de la central resultante de la combinación. Otras soluciones empleando los

gases a la salida directamente de los cilindros serian temas para otras investigaciones, pues requiere del estudio de la sobrealimentación de los mismos.

Características de los motores a utilizar

Los Motores a emplear en el estudio son de potencia nominal de 18.9 MW, escogidos por las facilidades existentes en el país para la obtención de la información técnica requerida, así como por la experiencia de trabajo acumulada con los mismos. Para estos motores el flujo másico de gases de escape a la potencia nominal de 18.9 MW, es de 133.2 ton/h y el consumo específico de combustible es de 180 gr/KW-h. Cada motor emplea 1 ton/h de vapor saturado a 1, 2 MPa para calentar las Trazas, las Centrifugas, el Calentador de Fuel Oil, el Sistema Buster, los tanques de Fuel, Diesel y de agua de alimentar de la Caldera Recuperadora que llega a la misma con una temperatura que oscila entre (90 – 110) C. La temperatura de los gases de escape a la salida de la caldera recuperadora es de 320 C, relativamente baja, comparada con las temperaturas de salida de los gases de escape las turbinas de gas. Esto es debido a su alta eficiencia que se puede apreciar por su bajo consumo específico de combustible más arriba mencionado.

Características de la central termoeléctrica caso de estudio escogida

La unidad generadora escogida como caso de estudio es de una potencia nominal de 64MW, y se caracteriza por que sus instalaciones pasan de los 35 años de explotación [8-9]. Sus características fundamentales se exponen a continuación.

Características de la central termoeléctrica caso de estudio escogida

Sus características fundamentales se exponen a continuación:

- Caldera de alta presión de una capacidad nominal de **280 ton/h, 9,4MPa, 540 C**, temperatura del agua de alimentación de **210 C**, para quemar petróleo combustible de un poder calórico de **9600 Kcal/Kg**.
- Turbogenerador de una capacidad de **64 000 KW**, con unos parámetros iniciales y finales de **8,8 MPa y 535 C, 710 KPa**, y una temperatura final del agua de alimentación de **210 C**.
- Eficiencia de la central es del **30,01%**.
- Consumo específico de combustible **308,14 g/KW-h**.

El esquema térmico principal de la instalación escogida se muestra en la figura 3.

El esquema térmico principal ETP, nos muestra las características principales de la unidad caso de estudio, el mismo está formado por un bloque energético de una instalación de turbina de condensación de 64 MW de un solo eje, con un cilindro de alta y media presión y otro de baja presión. Como combustible se utiliza, diesel para el arranque, y fuel oil para el régimen de trabajo. A la turbina con potencia nominal llegan aproximadamente 255 ton/h de vapor vivo, cuyos parámetros iniciales, antes de la misma, son 9 180 kPa y 535°C, sin recalentamiento intermedio. El sistema de regeneración de seis tomas, consta de dos Calentadores de Alta Presión (CAP), 6 y 5, y de cuatro Calentadores de Baja Presión (CBP), 4, 3, 2 y 1, los de alta se alimentan de la 1ra y 2da extracción de la turbina, mientras que los de baja de la 3ra, 4ta, 5ta y 6ta extracción respectivamente; y un desaireador, de tipo de bandejas, de 392.7 KPa, que se abastece de 2.3 ton/h de vapor mediante el cabezal de servicio de planta que abastece a los calentadores de aire, de fuel oil y al eyector. Al cabezal llega el vapor procedente de la 2da extracción de la turbina. La temperatura del agua de alimentación es de 215°C y la presión del vapor a la entrada del condensador es de 9.282 kPa. La eficiencia mecánica de la turbina y del generador eléctrico son de $\eta_{mec} = 0.985$ y de $\eta_{ge} = 0.99$, respectivamente, en este caso no se tendrán en cuenta las pérdidas de vapor y condensado. Se conoce además que existe un flujo de extracción continua en el domo de la caldera de 5 ton/h. Los resultados obtenidos del cálculo del Esquema térmico Principal coinciden con los valores característicos de la unidad expuestos más arriba, a su vez se obtuvieron los flujos másicos

correspondientes a cada extracción de vapor para el calentamiento regenerativo del agua de alimentar, así como el vapor necesario para el servicio de planta que se toma de la extracción número 2. Estos flujos de vapor de cada extracción regenerativa son los que serán sustituidos según sea el caso, por el calor procedente de los gases de escape que abandonan los motores.

Las variantes de sustitución de los calentadores regenerativos del agua de alimentación por gases de escape que fueron analizadas para llevar a cabo la repotenciación de la central, son las siguientes:

1. Sustitución de los Calentadores Regenerativos No. 3 y el No. 4, ambos de baja presión, y de los Calentadores Regenerativos No. 5 y 6, de alta presión.
2. Sustitución de todos los Calentadores Regenerativos.
3. Sustitución de los Calentadores Regenerativos de Alta Presión solamente.

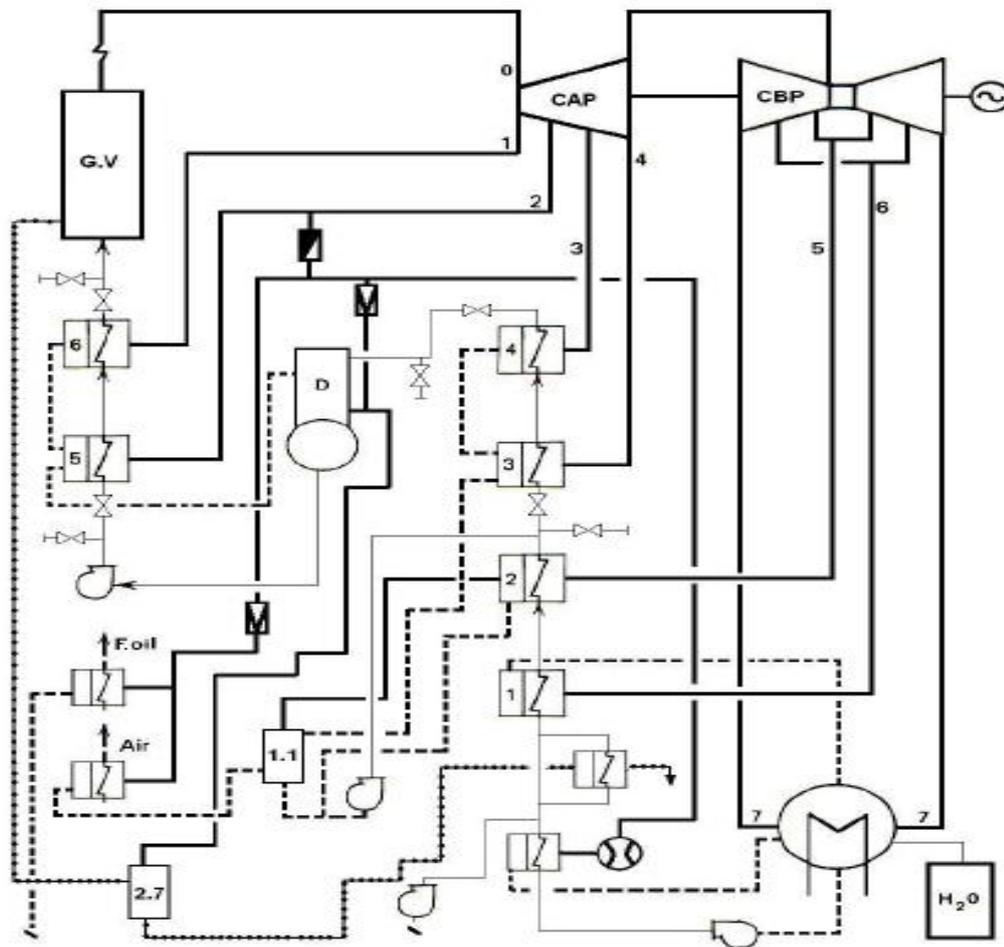


Fig. 3. Esquema térmico principal de la unidad escogida de 64 MW.

Análisis de la 1ra variante propuesta: sustitución de los Calentadores Regenerativos No. 3, 4, 5 y 6.

Basados en el cálculo del esquema térmico principal antes realizado se sustituyen las extracciones de vapor de las Tomas No. 1, 2, 3 y 4 de la turbina para el calentamiento del agua de alimentación de la caldera por dos calderas recuperativas de agua que aprovechan los gases de escape de los motores. No obstante, de la Toma No. 2 se extrae solamente el flujo másico requerido para abastecer el Servicio de Planta y el desaireador. Se calcula la nueva eficiencia de la Unidad objeto de estudio, su consumo específico de combustible y el flujo de gases de escape proveniente de los motores, necesario para el calentamiento sustitutivo del agua de alimentar. La eficiencia neta de la instalación a vapor crece en un 5.58 %, y la bruta en un 5.01%, disminuyendo de esta forma el consumo de específico de combustible neto de la misma en 48.31 gr /KWh y el bruto en 45.07 gr /KWh. El consumo específico neto resultante de

259.82 gr/KWh y de 241.64 gr/KWh el consumo específico bruto. Esta reducción se debe a la disminución del consumo de vapor de la turbina para esa misma potencia al suprimirse las extracciones correspondientes a los calentadores regenerativos sustituidos. El consumo específico de los motores diesel queda igual que si estuvieran trabajando separadamente. A continuación en la figura 4, se muestra el gráfico de Temperatura vs Calor Transferido al agua de alimentar por los gases de escape de los Motores 18V48/60. El espacio en blanco que aparece se refiere al desaireador. El resumen del cálculo económico de la variante 1, que es la sustitución de los calentadores 3,4,5, y 6, flujo de caja, aparece en la tabla 1.

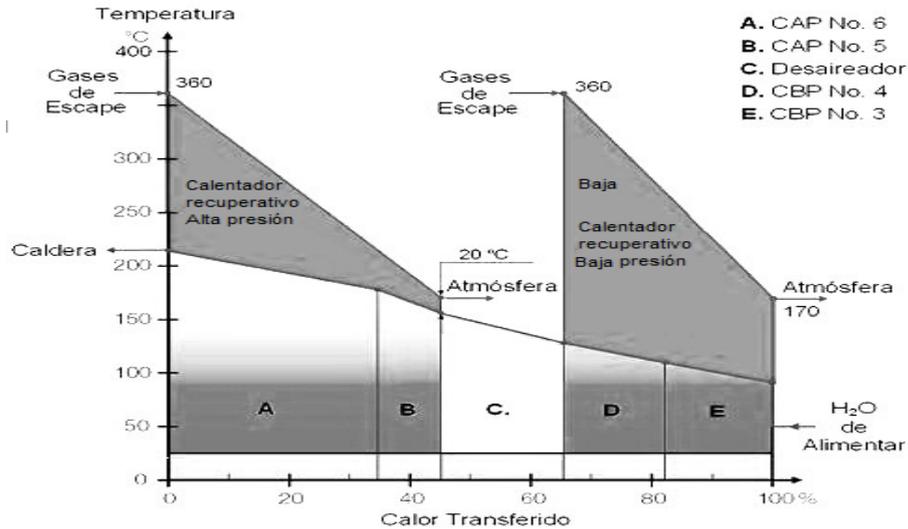


Fig. 4. Diagrama Temperatura VS Calor transferido al agua de alimentar por los gases de escape de los Motores

		132	786	132	786	132	786	132	786
Ingresos	-	108.00	786	108.00	786	108.00	786	108.00	786
G. D.	-	71 965.25	987	71 965.25	987	72 199 465.25	71 965.25	72 199 465.25	71 987
G. No. D	-	7 210 512.00		7 210 512.00		7 210 512.00		7 210 512.00	
U.A.I	-	53 587 630.75		53 587 630.75		53 376 130.75		53 587 630.75	
I.S.U	-	18. 755 670.76		18. 755 670.76		18 681 645.76		18. 755 670.76	
U.D.I	-	34 831 959.99		34 831 959.99		34 694 484.99		34 831 959.99	
G. No. D	-	7 210 512.00		7 210 512.00		72 199 465.25		7 210 512.00	
Inversión	90 131 400.00	-		-		-		-	
F.C.I	-	42 042 471.99		42 042 471.99		41 904 996.99		42 042 471.99	
F.C.A	- 90 131 400.00	- 48 088 928.01		- 6 046 456.02		35 858 540.96		77 901 012.95	

Es evidente que la pérdida de exergía en el nuevo Calentador de Alta Presión (caldera recuperativa de agua caliente) es mucho menor que en el nuevo Calentador de Baja Presión, esto se debe a la menor diferencia de temperatura entre las sustancias que intercambian calor. Para el nuevo CAP es de 20 °C (la mínima permitida), mientras que para el nuevo CBP es de 74 °C.

Análisis económico de la primera variante

Los calculos económicos fueron realizados sobre la base de unidades monetarias UM, donde el CUC y el CUP tienen el valor correspondiente al establecido por los procedimientos de cálculo empresarial en el sector energético. El costo del fuel oil o mazut fue considrado igual a 282 UM, la generacion anual de 299

992.8 MWh y resultó un ahorro de 4 087 774.19 UM en el año por disminución de consumo de combustible al disminuir la generación de vapor necesaria para generar en la turbina 64 MW. El costo de los motores es de 90 000 000.00, ya que cada uno cuesta 18 000 000.00 UM. Los calentadores tienen un costo de 68 000.00 UM el de alta presión y de 63 400.00 el de baja presión. Estos precios fueron estimados a partir de ofertas de diferentes fabricantes. El análisis económico de esta primera variante se resume en la tabla 1, donde aparecen los Ingresos; los Gastos Desembolsables, G.D.; los Gastos No Desembolsables, G. No. D, con depreciación de un 8%; las Utilidades Antes del Impuesto, U.A.I., calculadas como (Ingresos - (G. Desembolsables + G. No. D)); el Impuesto Sobre Utilidades, I.S.U, calculado como 35% de U.A.I.; la Utilidad Después de Impuesto, U.D.I., calculada como (U.A.I - I.S.U); Flujo de Caja de Inversión, F.C.I., calculado como (U.D.I + G. No. D); y Flujo de Caja Acumulado, F.C.A, calculado como (Inversión + F.C.I

Segunda variante: sustitución de todos los Calentadores Regenerativos

Es evidente que esta variante no debe ser considerada, porque de no extraerse vapor en las tomas 1 y 2, aumenta notablemente la humedad en las últimas etapas de la turbina, lo cual está prohibido en las normas de explotación de la misma. Además aumenta a 7 la cantidad de motores requeridos, lo que equivale a un incremento de la inversión inicial en \$36 000 000.00 UM, ya que un motor con sus respectivos componentes tiene un costo de \$18 000 000.00 UM,

Análisis de la 3ra variante propuesta:

Sustitución los Calentadores Regenerativos de Alta Presión

Al sustituir solamente los Calentadores Regenerativos de Alta Presión los parámetros a la entrada del desaireador seguirán siendo prácticamente los mismos calculados en el acápite anterior. Esta tercera variante en comparación con la anterior resulta mucho más atractiva, en especial porque solo se necesitarían de 3 Motores, la eficiencia de la planta aumenta disminuyendo notablemente el consumo específico, además el espacio que ocuparían sería mucho menor y los costos de inversión también disminuirían al necesitar solamente un Nuevo Calentador. Aunque esta tercera variante resulte muy atractiva, si se compara con la calculada inicialmente, la número 1, se hace evidente que con respecto a aquella, el consumo específico de combustible se aumenta en 7.56 gr/kW-h para generar la misma potencia, cifra que a medida que aumente la generación hará que aumente de manera proporcional los costos de producción. Por ejemplo para producir 25 000 MW-h anuales se requerirían \$53 298.00 UM adicionales, además de que la potencia disponible de 3 Motores Man 18V48/60 sería de 53.64 MW, en total 117.64 MW.

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

De todo el análisis realizado se desprende que la solución que se propone es la repotenciación por sustitución del calentamiento regenerativo del agua de alimentación, **FWHR**, empleando 5 Motores de 18 MW como sustitución de los calentadores regenerativos 3, 4, 5 y 6 por ser la que mejores resultados presenta. De este modo se obtendrían 89.4 MW adicionales a los 64 MW de la central termoeléctrica en estudio, para un total de 153.4 MW. Además aumenta la eficiencia de la CTE en un 5.58 % y disminuyendo así el consumo de específico de combustible de la misma en 45.07 gr /KWh. Para esta solución el Valor Actual Neto (VAN) es de 43 034 293.23 UM y la Tasa Interna de Retorno (TIR) del 30.74%, y lo más importante: un Período de Recuperación (PR) de 2 años, 1 mes y 16 días. La figura 5, que por motivos de espacio aparece en página aparte, muestra la disposición final del Esquema Térmico Principal, ETP, para la solución finalmente escogida de repotenciación por ciclo combinado con 5 motores (grupos electrógenos).

CONCLUSIONES

El aporte más importante que se demuestra en este estudio de caso, es la conveniencia de instalar plantas eléctricas diesel a fuel oil (mazut) como ciclo combinado diesel-vapor, aprovechando la sinergia que se logra por la combinación de los procesos térmicos. El análisis de pre factibilidad dio para esta solución el Valor Actual Neto (VAN) es de 43 034 293.23 UM y la Tasa Interna de Retorno (TIR) del 30.74%, y lo más importante un Período de Recuperación (PR) de 2 años, 1 mes y 16 días. El segundo aporte de este estudio de caso, es el haber determinado hasta donde es factible el aprovechamiento del calor de desecho

de estos motores, con temperatura limitada por el empleo de una primera recuperación de la energía de los gases para la sobrealimentación por turbocompresores. Es recomendable entonces continuar este estudio para determinar la conveniencia o no, de utilizar los gases a la salida de los cilindros, con mayor temperatura, realizando entonces la sobrealimentación mediante motores eléctricos o de vapor, aprovechando aún más la combinación de procesos. A su vez es recomendable también continuar este estudio de forma más exhaustiva que tenga en cuenta factores que en este estudio preliminar no se han hecho, como el estado más detallado de la central objeto de estudio; modelar el comportamiento de la instalación resultante para diferentes regímenes de explotación. Repetir el estudio con otro tipo de motores es también recomendable, así como el estudio más detallado del efecto del ruido y la posibilidad de insonorización.

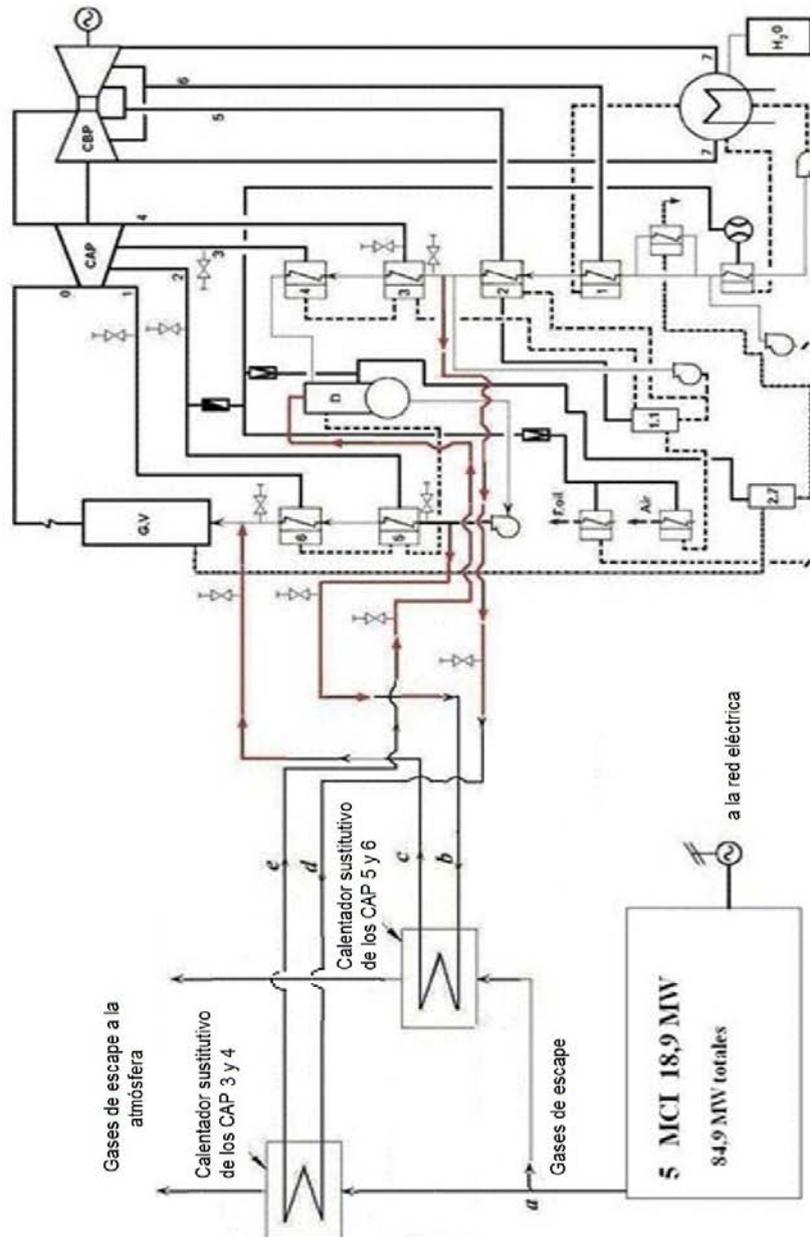


Fig. 5 Esquema térmico principal de la solución propuesta de repotenciación por sustitución de los calentadores regenerativos del agua de alimentar 3, 4, 5 y 6.

REFERENCIAS

[1]. SZARGUT, J., "Analiza Termodynamiczna i Ekonomiczna w Energetyce Premyslowej". Warszawa (Poland): Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1983, p 356-378, ISBN 83-204-0455-X.

- [2]. ÇENGEL, Y.; BOLES, M., "Termodinámica". McGraw-Hill, 2009, p. 595-599, ISBN 978-970-10-7286-8.
- [3]. LI, K.; PRIDY, A., "Power plant system design". John Wiley & Sons, 1985, p. 529-577, ISBN 0-471-88847-8.
- [4]. TIWARI, A.; *et al.*, "Thermodynamic Analysis of Combined Cycle Power Plant". International Journal of Engineering Science and Technology, 2010, vol.2, n.4, p. 480-491, ISSN 0975-5462.
- [5]. KHALIQA, A.; KAUSHIK, S., "Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat". Applied Energy, 2004, vol.78, p. 179-197, doi:10.4236/sre.2010.13019, [consulta: marzo 2012], Disponible en: www.elsevier.com, ISSN 1934-9424.
- [6]. BASSILY, A., "Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat steam-air cooled GT commercial combined cycle power plants". Applied Thermal Engineering, 2012, vol.40, p. 145-160, [consulta: marzo 2013], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1359-4311.
- [7]. WILLIAMS, R.; *et al.*, "Alternatives for Decarbonizing Existing USA Coal Power Plant Sites". Energy Procedia, 2011, vol.4, p. 1843-1850, Disponible en: www.elsevier.com/locate/procedia, ISSN 1876-6102.
- [8]. JEFFS, E., "Generating power at high efficiency Combined-cycle technology for sustainable energy production". Woodhead Publishing Limited and CRC Press LLC, 2008, p. 135-153, ISBN: 978-1-84569-454-8 (e-book).
- [9]. KEHLHOFER, R.; *et al.*, "Combined Cycle Gas & Steam turbine Power Plants". PennWell, 2009, p. 151-159, ISBN: 978-1-59-370-168-0.
- [10]. BOMBARDA, P.; *et al.*, "Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles". Applied Thermal Engineering, February 2010, vol.30, n.2-3, p. 212-219, [consulta: marzo 2012], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1359-4311.
- [11]. BORETTI, A., "Transient operation of internal combustion engines with Rankine waste heat recovery systems". Applied Thermal Engineering, December 2012, vol.48, n.15, p.18-[Consulta: marzo 2012], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1359-4311.
- [12]. SAIDUR, R.; *et al.*, "Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines". Renewable and Sustainable Energy Reviews, October 2012, vol.16, n.8, p. 5649-5659, [consulta: marzo 2012], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1364-0321.
- [13]. DOLZ, V.; *et al.*, "Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy Applied Thermal Engineering, April 2012, vol.36, p. 269-278, [consulta marzo 2012], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1359-4311.
- [14]. SERRANO, J.; *et al.*, "HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: Evaluation of alternative solutions. Applied Thermal Engineering, April 2012 vol.36, p. 279-287, [consulta: marzo 2012], Disponible en: <http://www.elsevier.com>, ISSN 1359-4311.

AUTORES

Alberto Eduardo Calvo González

Ingeniero Mecánico, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables, CETER, Facultad de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba.
e-mail: aegcalvo@ceter.cujae.edu.cu

Victor Vizquerra Rojo

Ingeniero Mecánico, estudiante de posgrado de la Maestría de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Mecánica, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría, Cujae, La Habana, Cuba.