

CONSIDERACIONES BÁSICAS DE DISEÑO Y PERFORMANCES DE CICLOS COMBINADOS

A. Fushimi⁽¹⁾, L. Zárate⁽²⁾

Tycsalp. Calle 2 N° 1072 2° B, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com
Tycsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina. E-mail: lzarate@tycsa.com.ar

RESUMEN: En el desarrollo de la generación termoeléctrica, los ciclos de vapor tuvieron un papel preponderante en los comienzos de la era industrial, por la posibilidad de disponer de grandes unidades capaces de consumir combustibles de bajo costo por la despreocupación por las condiciones ambientales del “inmenso planeta que habitamos”. Adicionalmente, la disponibilidad y precio de los combustibles evidencian una sustentabilidad cada vez más precaria, forzando la búsqueda de procesos de conversión más sofisticados y eficientes en la transición hacia los recursos renovables y sus tecnologías. Actualmente los ciclos combinados (CC) con turbinas de gas (TGs) y de vapor (TVs) constituyen las unidades más eficientes cuando se disponen de combustibles adecuados para turbinas de gas. En el presente trabajo se discuten los lineamientos generales de los tres tipos más importantes.

Palabras clave: Sistemas térmicos. Integración de ciclos. Ciclos combinados. Eficiencia energética. Cogeneración.

INTRODUCCIÓN

En el desarrollo de la generación termoeléctrica, la turbina de vapor, (TV) tuvo un papel preponderante por la posibilidad de utilizar combustibles baratos en cantidades discrecionales por ausencia de preocupación por las cuestiones ambientales, y porque la tecnología de corrientes alternadas permitía el transporte de la energía generada a grandes distancias. Consecuente con la economía de escala de fuerte incidencia en estos proyectos, sus tamaños crecieron llegando a unidades de más de 1000 MW, con parámetros tales como presiones supercríticas mayores de 300 bar, temperaturas máximas superiores a los 600°C con varios recalentamientos y múltiples etapas de precalentamiento regenerativo, [1] [2], que permitían obtener eficiencias netas del orden del 45% una vez descontados los consumos de los equipos auxiliares.

La integración del ciclo de vapor con las turbinas de gas (TG) de desarrollo posterior, permitió mejorar la eficiencia del ciclo resultante, aunque con ganancias pequeñas en las primeras unidades, en la que la eficiencia de la TG era de unos 20%, y que se integraba con un ciclo de vapor de una presión con parámetros moderados. En nuestro País, las calderas de los ciclos de vapor se alimentan con gas natural por el notable y meritorio esfuerzo de la Empresa Estatal Gas del Estado, que llevó este combustible hasta la mayoría de las puertas de las principales centrales termoeléctricas, industrias, y ciudades del País, existió y aún existen centrales capaces de ser convertidas a ciclos combinados en operaciones denominadas de repotenciación, que fueron ignorados en casi todos los casos. Aún actualmente siguen existiendo centrales con ciclos de vapor y turbinas de gas, consumiendo gas natural por separado por no haberse practicado la repotenciación. Pero debe mencionarse que existió un caso, meritorio por cierto, que fue Centrales Térmicas Mendoza, perteneciente en aquella época a la Empresa Estatal Agua y Energía Eléctrica que armó el primer ciclo combinado del País, utilizando equipos existentes. Los valores de eficiencia neta de generación del ciclo combinado no alcanzaban el 40%, pero debe considerarse que las TGs tenían rendimientos del 24%, (turbogrupos de gas de primera generación tipo “frame 5”) con temperaturas de gases de escape bajas (400 a cerca de 500°C), y escasa experiencia en la construcción de las calderas de recuperación (HRSGs). Y los ciclos de vapor de baja o media capacidad, unos 30 MW sin recalentamiento, del orden del 30 al 35%. Actualmente los ciclos combinados modernos pueden alcanzar eficiencias netas del 60% y mayores, constituyendo las unidades termoeléctricas de base “solo electricidad” de la mayor eficiencia neta, y de menor costo de generación, especialmente cuando se dispone de gas natural de costo razonable como combustible, como el autóctono tradicional en nuestro País.

ASPECTOS TERMODINÁMICOS BÁSICOS.-

El ciclo de Rankine es el ciclo básico de vapor, del que derivan las demás, que incluyen al ciclo de Hirn (ciclo de Rankine cuando el vapor de alimentación a la turbina es sobrecalentado), el ciclo de Ferranti cuando se añade el recalentamiento para permitir aumentar la presión de admisión del vapor a la turbina y su rendimiento sin un aumento de la humedad del vapor a valores inadmisibles al final de su expansión con efectos abrasivos, o el de Cotteril, o ciclo con

¹ Capacitación TYCSA. Profesor jubilado, UNLP. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A.

² Ingeniero de proyecto, Dto. Ingeniería TYC SA.

precalentamiento regenerativo del agua de alimentación de la caldera (BFW o “boiler feed water”) para reducir el consumo de combustible del generador de vapor, a través de una “cogeneración interna” del ciclo.

Estos ciclos son intrínsecamente ineficientes para la generación termoeléctrica, lo que es atribuible a las propiedades del agua como fluido intermediario, que aún con temperaturas y presiones sumamente elevadas tienen valores de exergia muy bajos respecto a la entalpía que debe adicionarse para obtenerlos.

En efecto, si se define como condiciones iniciales y finales de expansiones del vapor las siguientes:

- Parámetros del vapor al inicio de la expansión definidos arbitrariamente.
- Expansiones isoentrópicas
- final de su expansión, a una presión de 0.08 bar, 41.5°C

se obtienen los resultados que se presentan en la Tabla 1:

Vapor inicio de la expansión				Vapor al final de la expansión					Performances			
Pres	Temp	h	s	Pres	Temp	h	s	Título	h _{condense}	h _{aportada}	Ex	Ex / Δh
bar	°C	kJ/kg	kJ/(kg.K)	bar	°C	kJ/kg	kJ/(kg.K)	%	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	%
10	200	2827,36	6,6930	0,08	41,50	2093,46	6,6930	79,9%	173,74	2653,61	733,90	27,66%
10	300	3051,13	7,1229	0,08	41,50	2228,74	7,1229	85,5%	173,74	2877,39	822,39	28,58%
10	400	3262,81	7,4634	0,08	41,50	2335,86	7,4634	90,0%	173,74	3089,07	926,94	30,01%
10	500	3475,98	7,7586	0,08	41,50	2428,74	7,7586	93,8%	173,74	3302,23	1047,23	31,71%
50	300	2924,82	6,2086	0,08	41,50	1941,04	6,2086	73,5%	173,74	2751,08	983,78	35,76%
50	400	3196,73	6,6474	0,08	41,50	2079,13	6,6474	79,3%	173,74	3022,99	1117,60	36,97%
50	500	3432,62	6,9743	0,08	41,50	2182,00	6,9743	83,5%	173,74	3258,87	1250,62	38,38%
50	600	3662,37	7,2538	0,08	41,50	2269,93	7,2538	87,2%	173,74	3488,63	1392,44	39,91%
100	400	3099,05	6,2157	0,08	41,50	1943,27	6,2157	73,6%	173,74	2925,31	1155,77	39,51%
100	500	3374,64	6,5982	0,08	41,50	2063,65	6,5982	78,6%	173,74	3200,90	1310,99	40,96%
100	600	3621,71	6,8989	0,08	41,50	2158,25	6,8989	82,6%	173,74	3447,97	1463,46	42,44%

Tabla 1: Valores calculados de los parámetros en rangos de interés y performances de la expansión isoentrópica del vapor

Los valores de “Performances” fueron obtenidos considerando que los parámetros del vapor al inicio de la expansión se logran por aumento de su entalpía (h_{aport} , o entalpía aportada en su calentamiento) desde su estado líquido a la temperatura de condensación (41.5 °C), hasta la temperatura de inicio de la expansión. La columna titulada Ex es el salto entálpico isoentrópico de la expansión, y la última columna es la relación entre el “efecto loggable” (Ex) y la entalpía aportada como costo del efecto loggable en condiciones ideales. Los valores indicados en la última columna muestran claramente la baja eficiencia de la producción de trabajo por expansión del vapor en una máquina ideal. Estos valores, se reducen si se agregan las demás consideraciones, el rendimiento isoentrópico que tiene en cuenta las irreversibilidades del flujo por fricción del vapor con los elementos de máquina, corrientes de by-pass por los huelgos entre las partes móviles y fijas de la máquina, etc., las irreversibilidades mecánicas de los mecanismos de la máquina térmica y generador, las pérdidas en el cobre y el hierro de los elementos del generador y sistema eléctrico, y finalmente el consumo de los equipos auxiliares y otros necesarios para la operación del sistema. Todo ello conduce a valores del rendimiento neto de la generación eléctrica de los ciclos de vapor bastante inferiores a las cifras dadas en la última columna de la tabla 1.

Queda claro que la ineficiencia de los ciclos de vapor es intrínseca como se indicó arriba, y es debida a las relativamente bajas temperaturas con que opera, y cuyo aumento se ve limitado por las elevadas presiones que la acompañan y la necesidad de reforzamiento y uso de materiales especiales que encarecen notablemente estas instalaciones.

La integración de este ciclo con el ciclo de la turbina de gas (CC o ciclo combinado) es una solución adecuada para aumentar notablemente la eficiencia eléctrica del sistema, generalmente con parámetros moderados del ciclo de vapor no muy superior a los 100 bar si se quiere limitar el costo del sistema a valores “competitivos” actuales en los CCs de una o dos presiones, en los que presiones superiores pueden producir humedades excesivas al final de la expansión del vapor, con efectos abrasivos en los álabes de las últimas filas de la turbina. Esta limitación deja de existir para el ciclo de Ferranti, pero aparece otra que es el mayor costo de estos sistemas, que como se verá en el presente trabajo, conduce a eficiencias mayores.

ESTADO ACTUAL DELDESARROLLO DE LOS TURBOGRUPOS DE GAS

El notable desarrollo de la tecnología de las turbinas de gas, permitió la penetración de estas máquinas en el mercado de generación, originalmente como unidades de punta, y luego en la integración de los procesos de las mismas con el ciclo de vapor (ciclos combinados) o la utilización calórica de la energía térmica (ciclos modernos de cogeneración, CHP). Con ellos se obtienen saltos cualitativos favorables de gran magnitud, tanto en eficiencia energética, costos específicos, e impacto ambiental que permiten la continuidad de la generación centralizada en grandes unidades como los ciclos combinados, con utilización de gas natural u otros combustibles derivados de recursos alternativos. Con las tecnologías actuales de turbinas de gas, las temperaturas máximas (firing temperature) de los gases de combustión llegan a los 1600°C, con perspectivas de llegar a los 1700°C, con temperaturas de salida de gases de la unidad a más de 600°C. [3]. En las Tablas 1 y 2 se dan las características de los turbogrupos de la serie M501 fabricada por la MHI, desde el modelo DA de 1980, hasta el modelo J (el mas moderno) en ciclo simple y su aplicación a ciclos combinados de gran capacidad, en la que se muestra la evolución que han seguido el desarrollo tecnológico, y los niveles de eficiencias que pudieron ser logrados.

El rendimiento eléctrico del turbogrupo M501J ha sido informado [3] “por encima del 40%”, lo que indica que no se han completado las pruebas de homologación de performances de la unidad, cuyo lanzamiento al mercado se supone que será

en el corriente año 2011. Un balance entálpico de la unidad puede dar una cifra calculada de valor orientativo si se conociera la composición de los gases, cuya temperatura es de 1170°F (632°C). Un cálculo preliminar basado en una correlación típica [temperatura – entalpía] da como resultado un rendimiento en bornes del 43%. Pero las elevadísimas temperaturas a las que se encuentran sometidos algunos elementos de la máquina, demandan tecnologías de materiales y refrigeración de álabes muy especiales. En las unidades modernas se tratan de materiales monocristalinos sumamente costosos, o en el caso de la turbina M501J la aleación MGA 1400 en los álabes rotóricos y MGA 2400 en los estatóricos, con procesos de solidificación direccional, y protección térmica (thermal barrier coating, TBC). La refrigeración de los componentes sometidos a muy altas temperaturas como los combustores se hace con vapor de agua de baja presión.

Evolution of 501 series simple cycle power plants

About every 10 years, MHI introduces a new gas turbine series which leverages existing engineering design capabilities of the latest production series with advances in technology to introduce a new series. The 501J, for example, has a 100°C higher firing temperature and 15% increase in pressure ratio that contribute to a 20% boost in power and an estimated one percentage point gain in efficiency.

GT Model	Market Intro	ISO Base Output	Turbine Inlet Temp	LHV Efficiency	Pressure Ratio	Air Flow lb/sec	Exhaust Temp
M501J	2011	320,000 kW	1600°C	**41%	23.0	**1320 lb	*1170°F
M501GAC	2011	272,000 kW	1500°C	39.7%	20.0	1320 lb	1138°F
M501G1	1997	267,500 kW	1500°C	39.1%	20.0	1320 lb	1113°F
M501F3	1989	185,400 kW	1400°C	37.0%	16.0	1011 lb	1136°F
M501DA	1980	113,950 kW	1250°C	34.9%	14.0	763 lb	1009°F

These are GTW estimates; ** MHI simply reports "over 40%" gas turbine efficiency.

Tabla 1 Evolución 1980 - 2011 de la TG. M501 [3]

Evolution of 501 series combined cycle power plants

The single-shaft 501J combined cycle plant delivers 15 percent more power than the G series design and over 61% plant efficiency (at least 2.6% points higher than the G). Unofficially, industry observers expect more like 62% or 63% based on the 501J gas turbine's 1600°C firing temperature and 23:1 pressure ratio.

Single-Shaft GTCC Plant	Gross Plant Output	Turbine Inlet Temp	Heat Rate Btu/kWh	LHV Efficiency	Gas Turb Power	Steam Turb Power
M501J	460,000 kW	1600°C	5592 Btu	61.0%	320,000 kW	140,000 kW
M501G1	398,900 kW	1500°C	5843 Btu	58.4%	264,400 kW	134,500 kW
M501F3	285,100 kW	1400°C	5976 Btu	57.1%	182,700 kW	102,400 kW
M501DA	167,400 kW	1250°C	6635 Btu	51.4%	112,100 kW	55,300 kW

Tabla 2: Ciclos combinados con la M501J [3]

Aplicada la unidad M501J a un ciclo combinado de 3 presiones y con recalentamiento, arroja un rendimiento en bornes del 61%, como se muestra en la Tabla 2 [3] (60.3% acorde a nuestro análisis con el modelo CC3 INT [4]).

Existen en el mercado mundial de turbogrupos de gas, varios cientos de unidades de diferentes fabricantes y características, cuyas performances se dan en condiciones ISO [15°C de temperatura ambiente, 60% de humedad relativa, a nivel del mar, y sin contrapresión ocasionada por filtros de aire de entrada ni de los gases de escape]. Estos datos son publicados anualmente por la revista Gas Turbine World (GTW) [5], con el que hemos confeccionado una base de datos para usarlos en la confección de modelos. Pero para cada aplicación, las condiciones ambientales varían proporcionalmente a las condiciones en las que se realizan los ensayos de homologación, por lo que es necesario corregir las performances ISO publicadas, mediante correlaciones [performances del turbogrupo como función de las condiciones ambientales del lugar en el que será instalado]. Estas correlaciones no son fáciles de conseguir, por lo que en nuestro caso, habiendo conseguido las correlaciones para un modelo de turbogrupo por gentileza de sus fabricantes, hemos optado por aplicarlas en el resto de los modelos por considerar que se comete menor error de esta forma que ignorando las condiciones de localización. En efecto, la temperatura ambiente y elevación sobre el nivel del mar, producen variaciones importantes de la potencia y eficiencia de estas máquinas.

Un turbogrupo, como sistema térmico, debe cumplir con el primer principio, o sea responder al balance energético, en el que habrá

Un ingreso de energía en concepto de masa de aire, y del combustible con su energía física y química

Un egreso de energía en la forma de electricidad en bornes del generador

Un egreso de energía asociado a la corriente de materia de los gases de combustión y otras pérdidas,

Un considerar en todos los casos, las componentes menores de energía como ser las de presión, velocidad, posición, etc. que en general no se consideran en los análisis preliminares.

Mediante el balance de estas componentes de energía es posible determinar la energía asociada a la corriente de escape de la TG, que se enviará al HRSG para la generación del vapor para el ciclo inferior, o de bottoming. Esto es, el caudal de gases, su composición y su temperatura. De ellos, el fabricante de la máquina da valores homologados (condiciones ISO) de caudal y temperatura, no así la composición química de los gases que depende de las características del combustible a quemar, y otros parámetros específicos que determinan las propiedades termodinámicas y termo físicas rigurosas de los gases, imprescindibles para el diseño preciso del HRSG, y su simulación operativa, aunque no para una evaluación preliminar en el que se aplican un conjunto de simplificaciones.

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS CICLOS COMBINADOS

En casi todos los casos que se presentan en la práctica, el rendimiento energético del ciclo combinado es una de las principales cualidades que se buscan en el diseño del ciclo. Las características en ese sentido del turbogrupo de gas son de suma importancia puesto que toda la energía ingresante al ciclo lo hace a través de esta máquina, salvo alguna componente de combustión suplementaria que pudiera ser necesaria o beneficiosa en casos especiales. Un rendimiento de la TG del 40% implica que el 40% de la energía del combustible que ingresa al sistema es devuelta como energía en

bornes al usuario en la forma de electricidad. El resto de la energía (60%) es anergia para la turbina pero no para el ciclo combinado puesto que es mayormente energía asociada al flujo de gases de escape que mantiene un desequilibrio importante con los alrededores con los que interactúa. Se recupera electricidad (CC) o electricidad + calor (CHP) mediante el ciclo de bottoming a diseñar.

Las características y performances del turbogruppo de gas no pueden ser especificadas por un tercero que no sea el fabricante del equipo, quien ha aportado sus mejores esfuerzos de investigación y desarrollo de elevado costo para ofrecer su producto al mercado. Por ello, no tiene sentido pretender especificar una relación de compresión u otro parámetro diferente a los que tienen los modelos existentes. Cada unidad seleccionable, constituirá para el analista o consultor, un conjunto definido de características, performances, y precios.

CONFIGURACIONES BÁSICAS DE LOS CICLOS COMBINADOS

Aceptado que la TG no es una unidad provista por el mercado de estas máquinas bajo especificaciones del usuario, y por lo tanto debe ser seleccionada de entre las existentes en el mismo, una vez realizado esto, solo resta elaborar el ciclo inferior (ciclo de bottoming), en el que las principales unidades (la TV y el HRSG) constituyen sistemas cuyas características pueden en cierta medida ser especificadas para ajustarse a los requerimientos que pudiera imponer el usuario

Como se indicó arriba, la corriente de gases de escape de la TG a más de 600°C contiene suficiente exergía para transferirla al vapor de alimentación de una TV a una presión elevada, digamos unos 100 bar, y temperatura superior a los 550°C en CCs de una y dos presiones. Dados los elevados parámetros del vapor a generar por el HRSG, el caudal de recuperación que puede realizar el HRSG con un pinch point razonable es limitado, quedando a la derecha del perfil de temperaturas las cantidades de calor no recuperables para tal propósito. Estas cantidades, se destinan a calentar el agua de alimentación (BFW) en el economizador y precalentador, por lo que no es necesario realizar el precalentamiento regenerativo mediante las extracciones de vapor de la TV. En consecuencia, las TVs de CCs no tienen bocas de extracción, y todo el vapor de admisión es expandido hasta las condiciones de condensación. Es el esquema conceptual del CC de una presión.

Pero en general, aun con esta recuperación, quedan remanentes de calor de bajas temperaturas, y los gases de combustión escapan por la chimenea con cantidades de energía que solo pueden ser recuperables mediante utilidades fuera del ciclo, a menos que se implemente en el HRSG una recuperación de vapor sobrecalentado de presión y temperatura menores que pueda ser inyectado a la TV por una boca de inducción, aumentando ligeramente la potencia eléctrica del CC y su rendimiento. Este es el esquema conceptual del CC de dos presiones.

Un aumento considerablemente mayor de potencia y rendimiento puede lograrse mediante un ciclo de bottoming con recalentamiento y de tres presiones lo que se fundamenta en la posibilidad de generar vapor de mayores presiones al aliviarse la limitación por excesiva humedad al final de la expansión del vapor en la turbina, y a una mejor transferencia de exergía en el HRSG a través del recalentamiento.

En el presente trabajo se presentan los CCs en el que la unidad de topping (TG) es una M501J, de una, dos, y tres presiones con recalentamiento, a efecto de poder realizar comparaciones académicas, puesto que en la práctica es poco probable que una unidad de estas características pueda ser utilizado en un CC de una presión, salvo casos especiales, por las inconsistencias cualitativas y de costos que se plantearían.

Siendo el ciclo de topping el mismo, los ciclos se diferenciarán solo en el ciclo de bottoming, o sea de la capacidad que ellos tengan para recuperar la exergía de los gases de escape de la TG, problemática que debe ser resuelta a través de la configuración que se decida darle, y la selección de los parámetros del mismo. Teóricamente, una curva de calentamiento de agua – vapor saturado y sobrecalentado, con la máxima aproximación a la curva de enfriamiento de los gases sería lo ideal, pero esta solución es impracticable por lo que es necesario buscar las formas posibles, y de todas ellas, la que mejor se comporte en la maximización de los resultados económico financieros, o a la eficiencia energética, a la minimización del impacto ambiental, o algún otro criterio que se considera relevante.

CICLO COMBINADO DE UNA PRESIÓN

El esquema conceptual de HRSG simple, de una presión, que utiliza el vapor sobrecalentado producido expandiéndolo en un turbogruppo de vapor de condensación (CC de una presión) es el mas simple y económico en términos de inversión. En la figura 1 se presenta el diagrama (esquema conceptual), sus parámetros principales y sus performances. Es evidente que, desde el punto de vista de la selección de los parámetros mas adecuados el interés se concentra en seleccionar los parámetros del vapor SH de admisión a la TV, teniendo en cuenta que mayores valores de la presión conducirán a mayores potencias y eficiencias, aunque a menores caudales de vapor generado por el HRSG. Con el aumento de la presión se hace necesario aumentar la temperatura para limitar la humedad del vapor al final de la expansión, es especial si el rendimiento isoentrópico de la turbina es elevado. Una mayor presión reduce el calor de vaporización, que tratándose de calor latente produce una separación menor entre las curvas de calentamiento y enfriamiento del HRSG reduciendo las irreversibilidades del proceso.

Pero la observación del perfil de temperaturas en la figura 1 indica que el acercamiento de las curvas de calentamiento del agua-vapor a la del enfriamiento de los gases de combustión es perfectible, el otras palabras, que la destrucción de exergía en la transferencia de calor en el HRSG puede ser mejorada, y que ello se logra escalonando el calentamiento en varios procesos, (2 y 3 presiones), los que mejoran la situación, pero a costos crecientes.

En la figuras 2 y 3, se muestran los esquemas conceptuales, parámetros y performances de un sistema de dos presiones (figura 2) y 3 presiones (figura 3), este último con sofisticaciones que se comentarán mas adelante.

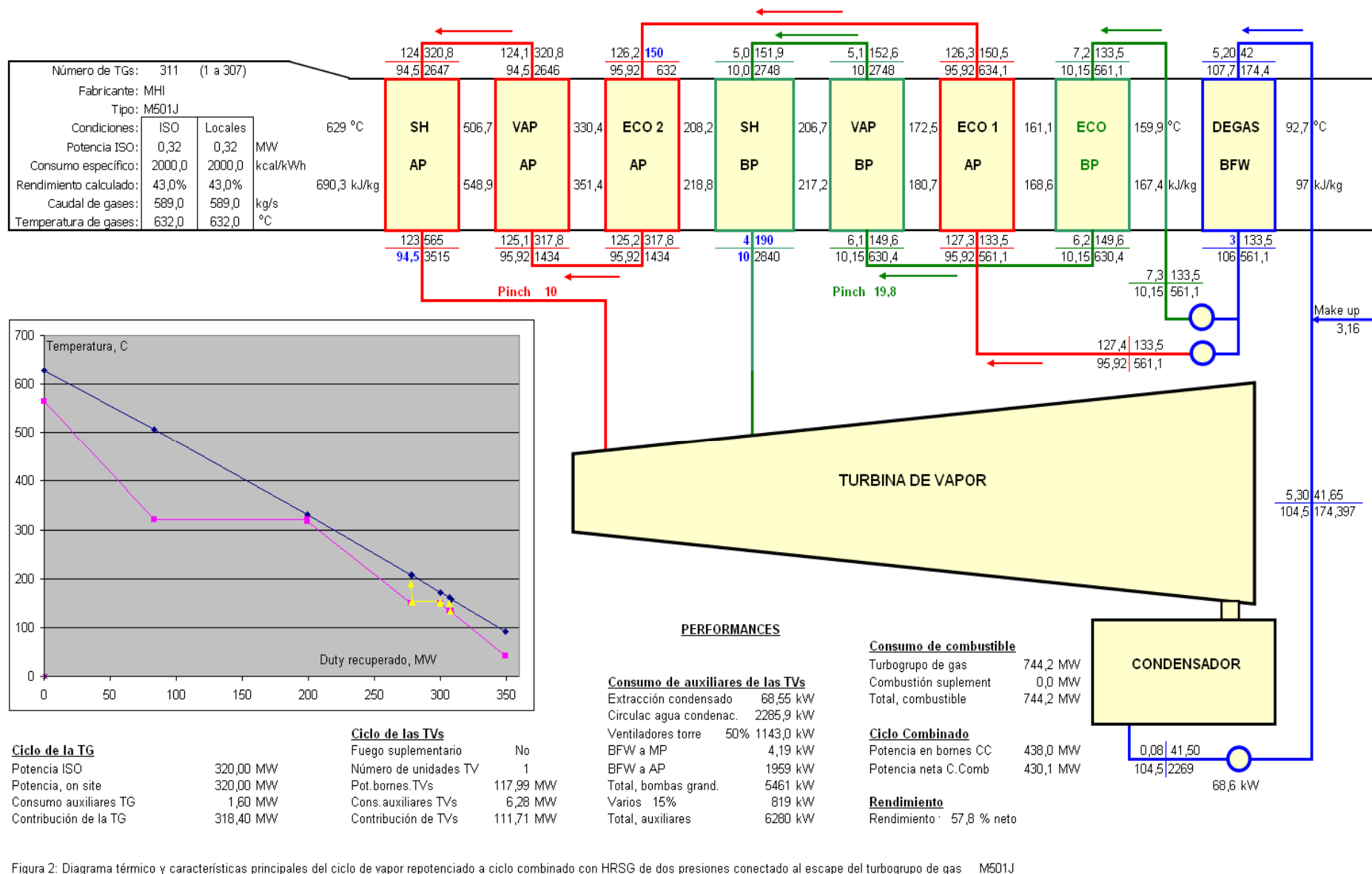


Figura 2: Diagrama térmico y características principales del ciclo de vapor repotenciado a ciclo combinado con HRSG de dos presiones conectado al escape del turbogrupos de gas M501J

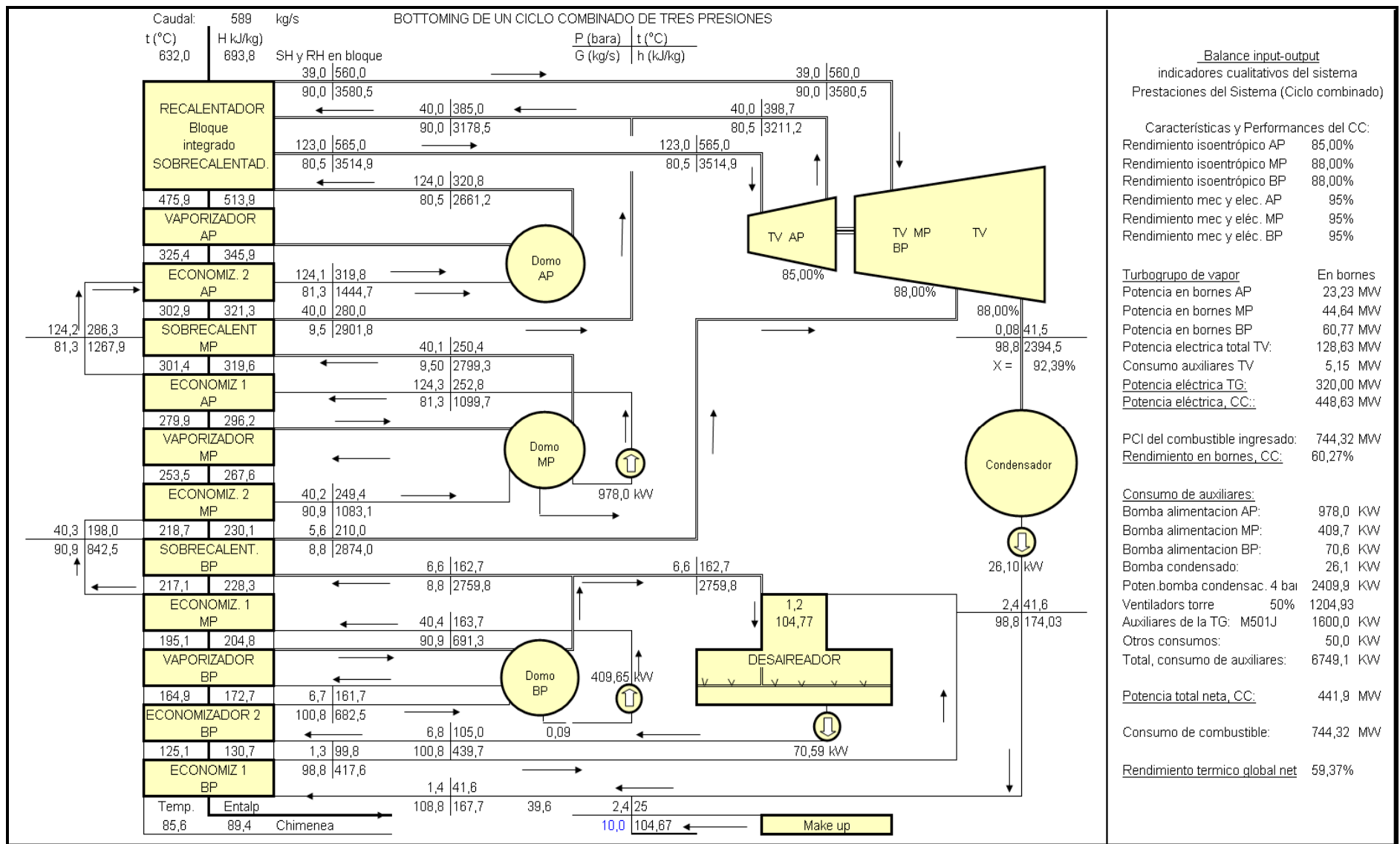


Figura 3: Diagrama Bottoming del CC3 de tres presiones con recalentamiento, AP a 120 bar, 560°C, MP a 38 bar, 560°C, y BP a 5.6 bar, 210°C, condensación 0.08 bar, 41.5°C. TG M501J

CICLO COMBINADO DE DOS PRESIONES

En la figura 2 se presenta el CC de dos presiones para la TG M501J operando en condiciones ISO. Conceptualmente solo difiere del CC1 en que la recuperación de calor en el HRSG se hace a dos presiones. En efecto, en la Fig. 1 se observa que la temperatura de chimenea del HRSG del CC1 es de 133.1°C, que en el sistema de 2 presiones, al generar adicionalmente una corriente de vapor de menor presión y temperatura permite una mayor recuperación, pudiendo salir los gases de chimenea a 92.7°C. Esto produce un pequeño aumento de la potencia y rendimiento del CC. El efecto resulta reducido debido a que el vapor recuperado por la segunda presión es de parámetros bajos, (4 bar, 190°C, 10 kg/s), y que la contribución del ciclo de bottoming a la potencia del CC es de menos de la mitad del ciclo de topping.

CICLO COMBINADO DE TRES PRESIONES

En la figura 3 se presenta el CC de tres presiones para la TG M501J operando en condiciones ISO. Su esquema conceptual es más sofisticado que el anterior. En efecto, el proceso de recalentamiento del vapor, si bien produce un aumento de entropía en los recalentadores convencionales, aleja el riesgo de una excesiva humedad al final de la expansión del vapor en las últimas etapas de la expansión en la turbina de BP, permitiendo admitir vapor de mayores parámetros. El recalentador del CC se integra en el bloque sobrecalentador – recalentador, lo que permite llegar a la prácticamente misma temperatura máxima al vapor sobrecalentado, y recalentado maximizando la transferencia de exergía.

En la figura 4 se muestra el perfil de temperaturas del HRSG del CC de la figura 3. El mismo permite comparar los perfiles de temperaturas de los tres tipos de CCs considerados en el trabajo:

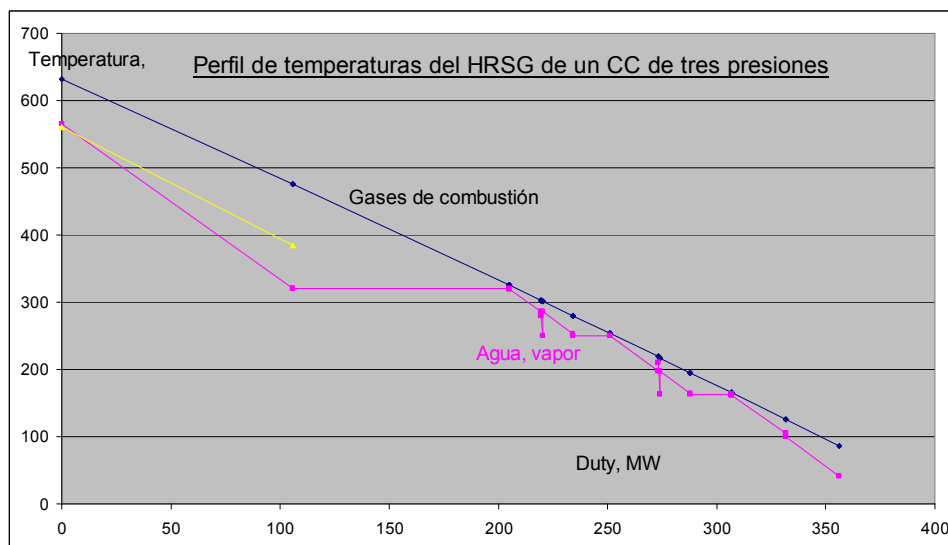


Figura 4: Perfil de temperaturas del HRSG del CC3 de Figura 3.

De la observación de la Figura 4, se ve el nivel de utilización de los conceptos termodinámicos a los que se ha recurrido en la búsqueda de maximizar la eficiencia del ciclo, que se explica a continuación.

- 1) Se ha representado en color negro la curva de enfriamiento de los gases de combustión, de color rosa la de calentamiento del agua / vapor de BP, MP, y AP, y de color amarillo el sobrecalentamiento del vapor en el recalentador. Los tramos horizontales corresponden a la vaporización en BP, MP, y AP, absorbiendo calor latente en los que se produce un apartamiento entre las temperaturas de los fluidos que transfieren calor (irreversibilidades mayores), lo que se reduce al aumentar el número de veces (en este caso de tres) en que estas vaporizaciones deben ser realizadas.
- 2) La integración del sobrecalentador y recalentador, que forman un paquete de tubos de calentamiento del vapor sobrecalentado y recalentado, lo que permite maximizar la temperatura de ambos fluidos a un nivel imposible de lograr con dos transferencias secuenciales (uno a continuación del otro).
- 3) Los economizadores de MP y AP se han particionado en dos partes para colocar el sobrecalentador de la presión inferior entre ellas. El modelo de diseño permite definir los porcentajes del calor que deben ser entregados en ambos semi-economizadores, de entre 0 y 100%, de tal forma que, introducir un valor 0 implica que la partición en el que está el sobrecalentador de la presión considerada se ubica al final del economizador de la presión menor en la dirección del flujo de gases, y un valor de 100 implica que el sobrecalentador se ubica en la partición que en este caso estaría en el inicio del mismo economizador. Si bien el calor de sobrecalentamiento del vapor de MP y BP son de escasa magnitud como se aprecia en el diagrama, el valor de la temperatura máxima a la que se puede llegar, es función del lugar en que se ubique el sobrecalentador considerado en la trayectoria de los gases de combustión.
- 4) El combustible es también precalentado previo a su inyección en la cámara de combustión, la magnitud de la recuperación es pequeña y no se lo ha indicado en los diagramas, pero indudablemente cada caloría que sea capturada y reciclada, reducirá que el requerimiento se dirija a un mayor consumo de combustibles.

CONCLUSIONES. COMPARACIÓN DE LAS PERFORMANCES DE LOS TRES TIPOS DE CCs.

En la Tabla 3 se presenta el cuadro comparativo de las tres alternativas analizadas

	3 Presiones	2 Presiones	1 presión
Potencia ISO de la TG	320 MW	320,00 MW	320 MW
Potencia en bornes TV AP	23,23 MW	44,7 MW	107,15 MW
Potencia en bornes TV MP	44,64 MW	----- MW	----- MW
Potencia en bornes TV BP	60,77 MW	73,3 MW	----- MW
Total potencia en bornes, CTV.	128,63 MW	118,0 MW	107,15 MW
Total potencia en bornes, CC.	448,63 MW	437,99 MW	427,15 MW
Rendimiento en bornes, CC	60,29%	58,06%	56,66%
Mejora rendim. Bottoming	26,53%	10,26%	0,00%
Mejora rendimiento CC	6,40%	2,47%	0,00%

Tabla 3: Comparación de performances de los ciclos de 1, 2, y 3 presiones

Los valores mostrados en la Tabla 3 son resultados de cálculos que los modelos usados presentan, basados en hipótesis simplificadoras y valores adoptados con criterios racionales que restan precisión a los resultados, pero que dan pautas de lo que es esperable en la realidad. Las conclusiones y observaciones generales a las que se llega son las siguientes:

- 1) La TG aporta la mayor cantidad de electricidad. Su rendimiento eléctrico es pues de fundamental importancia, por lo que se destinan importantes esfuerzos a nivel mundial para mejorarlo.
- 2) El precalentamiento regenerativo, concepto utilizado en todos los ciclos de generación termoeléctrica a vapor, que puede ser considerado como una cogeneración interna del ciclo, no es de aplicación en los ciclos combinados dedicados, puesto que, a partir del pinch point del vaporizador de menor presión del HRSG, el valor de oportunidad del calor residual de los gases calientes es nulo, por lo que es conveniente utilizar este calor para el precalentamiento del BFW, en lugar de las corrientes de vapor de extracción de la TV, dejando que las mismas continúen su expansión hasta la presión de condensación aumentando la potencia eléctrica de la turbina de vapor.
- 3) El CC de tres presiones permite la obtención de los mayores rendimientos. El CC de dos presiones es mejor que el de una, pero la diferencia es pequeña comparado con lo que se logra con el de tres. Como es lógico suponer, los valores de inversión de centrales de este tipo, son los menores en los CC de una presión, y máximos en el de tres presiones con recalentamiento. Pero debe considerarse también la posibilidad de la generación distribuida, concepto que gana la aceptación especialmente en los Países Avanzados por el enorme salto cualitativo que permite la utilización del calor mediante el concepto CHP, y que permite el logro de eficiencias “fuel efficiency” del 90% si se da utilidad al calor residual que aún con ciclos combinados de la máxima eficiencia puede representar un aprovechamiento mucho más completo del recurso combustible insumido. Esto no es una simple disquisición académica; en efecto, entre los Países industriales, Dinamarca tiene una generación eléctrica por CHP del 60% del total generado con centrales distribuidas de tal forma que cada una de ellas participa en un mercado del calor, siendo para el usuario de calor más conveniente esta modalidad de suministro, que abastecerse de combustible para “fabricar” el calor por combustión en su domicilio con lo que es penalizado por la contaminación que produce. Se ha informado también que Alemania tiene en consideración la prohibición de usar combustibles dentro de residencias.
- 4) En muchos casos, en centrales de CC de alta capacidad, se utilizan 2 conjuntos [TG + HRSG] y un único ciclo de bottoming. En ellos la proporción del costo del ciclo de bottoming se reduce, induciendo la adopción del CC de tres presiones. En nuestro País se han instalado ciclos combinados de 800 MW, verdaderos “mega-unidades de ciclos combinados” compuestos de dos turbogrupos de gas y un ciclo de bottoming, que son de dos presiones en lugar de tres como sería recomendable desde el punto de vista del buen uso de los recursos combustibles fósiles (minimizar su consumo).
- 5) Una elevada temperatura de los gases de escape de la TG permite una mejor recuperación en el ciclo de bottoming. Si esto es acompañado por un bajo caudal, la temperatura de chimenea puede reducirse, reduciendo el beneficio del sistema de dos presiones con relación al de una. Este efecto es perceptible si se utiliza fuego suplementario. Pero en este caso es necesario investigar en cada caso específico, las implicancias en cada parte del sistema, y su resultante.
- 6) El CC no es la panacea en generación termo-energética como lo considera la mayoría de los integrantes de nuestra Comunidad Tecnológica. Es solo una forma eficiente de generar solamente electricidad usando los tradicionales y finitos recursos fósiles cuyo consumo se debe tratar de reducir, en lugar de aumentarlo con subsidios insustentables. Un rendimiento eléctrico del 60% es meritorio, pero es muy bajo si se lo compara con el “fuel efficiency” del 90% (punto 3) o mayor que considera la demanda de electricidad y de calor, cuya existencia de ambos en la Sociedad es innegable. Adoptar la posición de decir “Mi negocio es vender electricidad, toda la energía que transfiere mi sistema que no sea electricidad no me sirve y tengo el derecho de eliminarla” puede ser aceptable ante los paradigmas ya obsoletos de comienzos de la Revolución Industrial. Actualmente sería más adecuado pensar que el calor que elimina puede ser utilizado por otros usuarios que requieren calor, y que lo generarán quemando más combustibles, que ya no sobran en nuestro País y los faltantes deben ser importados. Difundir estos conceptos debería constituir una prioridad y un deber para nuestro sistema tecnológico y educativo.

REFERENCIAS

- [1] Reinker, J.K.; P.B.Mason, P.B.: Steam Turbines for Large Power Applications. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3646 D, 1996.
- [2] Retzlaff, K.M.; Ruedger, W.A.: Steam Turbines for Ultra-super-critical Power Plants. G.E. Power Systems, Schenectady, N.J. Publicación GER 3945, 1996.
- [3]: V. De Biasi. "1600°C-Class M501J plant rated 460 MW and over 61% efficiency". Gas Turbine World. Volume 40 No 5. September – October 2010. Pequet Publishing Inc. ISSN 0747-7988.
- [4]: A. Fushimi y J. Mestroni: Modelo CC3INT de análisis de un ciclo combinado de 3 presiones con recalentamiento. F.I., UNLP. 1995
- [5]: Gas Turbine World Handbook, for Project Planning, Engineering, Construction and Operation. Revista mensual publicada por Pequet Publishing Inc. USA. ISSN 0747-7988

ABSTRACT:

In the development of thermal generation, steam cycles have had an important role in the early industrial era. The availability of large units capable of using low cost fuels, disregarding for environmental conditions under the concept "the planet we inhabit is so huge as to be polluted significantly". But the availability and price of fossil fuels show an increasingly precarious sustainability, forcing the search for more sophisticated and efficient conversion processes in the transition to renewable resources and their technologies. Currently combined cycles (CCs), comprising gas turbines (TGs) and steam turbines (TVs) are the most efficient units when they have clean and suitable fuel for gas turbines. In this paper we discuss the general outlines of the three most important types of combined cycles.

Keywords: Thermal Systems. Integrated cycles. Energy efficiency. Combined cycle. Cogeneration (CHP).