



LA FLEXIBILIZACIÓN DE LOS SISTEMAS DE COGENERACIÓN CON TURBOGRUPOS DE GAS Y CALDERAS DE RECUPERACIÓN

A. Fushimi¹, L. Zárate², M. Hall², A. Afranchi³, C. Luzi⁴

Tycsalp. Calle 45 No 531 T III 5° D, 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.

RESUMEN: Los sistemas de cogeneración con TG (turbogrupos de gas) y HRSG (Heat Recovery Steam Generator o caldera de recuperación) constituyen una solución básica adecuada para la mayoría de las aplicaciones industriales, en los que se requieren cantidades importantes de energía en forma de calor. La ingeniería básica de estos sistemas consiste en seleccionar el conjunto de TG y HRSG de una o más presiones, a través de un modelo de diseño. Pero como todos los sistemas reales, existe un diseño básico en el que el rendimiento es máximo, que luego es sometido a condiciones operativas diferentes, que determinan las performances técnicas y resultados económicos operativos, que quedan degradados respecto a los de diseño. Si se opera con fluctuaciones de demanda considerable, o habrá una ampliación de su demanda térmica, se deben considerar estas circunstancias en el esquema conceptual con el que se confeccionará el modelo de análisis y evaluación. En el presente trabajo se aborda este tema, y se enuncian las conclusiones.

Palabras clave: Cogeneración, Ciclo Combinado, Suministro de Vapor, Eficiencia Energética.

INTRODUCCIÓN

La importancia de los sistemas térmicos en el uso racional de la energía se evidencia por la proporción en que los combustibles intervienen en nuestra matriz energética. Como puede verse en la Fig. 1, en 2005, la demanda de electricidad fue del 17%, siendo el resto en la forma de algún combustible (Balances energéticos, S. de E.).

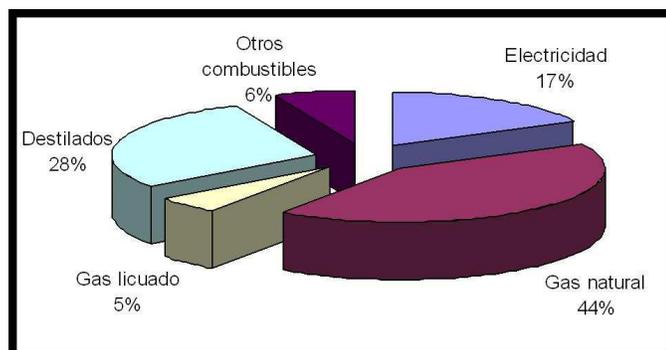


Figura 1: Demandas de energía secundaria del País en %, año 2005.

Una industria que tiene un requerimiento de 100 MW de calor en la forma de vapor, tradicionalmente satisfizo su demanda mediante una caldera convencional que idealmente consume 117.5 MW en la forma de un combustible si su rendimiento térmico fuera del 85%. La masiva degradación de la energía que produce la caldera convencional puede ser reducida notablemente si se la reemplaza por un proceso de transferencia de energía en la forma de electricidad, cuyo calor residual se utiliza para la generación del vector calórico necesario. Supuesto que el HRSG puede hacerlo con una eficiencia del 75%, se requeriría un ingreso de energía a la caldera, de 133.3 MW.

Una TG del 35% de eficiencia requiere 204.6 MW de energía en la forma de un combustible adecuado, generando 71.5 MW de electricidad según cálculo. La eficiencia marginal de generación eléctrica resulta del 82.2%, valor imposible de lograr con unidades no integradas de generación eléctrica, ni las integradas (ciclos combinados) si estas no destinan energía en la forma de calor a una aplicación técnicamente posible. El valor de la eficiencia mencionada depende de muchos factores, la eficiencia de la caldera convencional con la que se compara, la del turbogrupos que en unidades actualmente existentes en el mercado alcanzan valores del orden del 40% o mayores (la unidad LM 6000 del 40%+, la unidad LMS-100 del 45%+, etc.), de la temperatura de los gases de escape, las condiciones de diseño del sistema, y los parámetros de localización incluidos los ambientales, y que en la etapa de análisis preliminar del sistema, se definen como parámetros de diseño.

Parecería que con un diseño basado en las condiciones nominales definidas el problema queda solucionado, y que la eficiencia de diseño calculada permite la evaluación económica del proyecto. Pero en la práctica de la ingeniería esto no es suficiente por las siguientes razones:

¹ Director de Pasantes, convenio Tycsa - UNLP. Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA). Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la Pcia. de Buenos Aires.

² Profesional Dto. Ingeniería Tycsa.

³ Docente, Facultad de Ingeniería, UNLP

⁴ Practicante, Convenio Tycsa - UNLP.

- a) El sistema operará con la máxima eficiencia si opera en las condiciones de diseño; en condiciones diferentes a las de diseño (off design), sus performances se reducirán en relación directa con el apartamiento en que se incurra y acorde a las características técnicas que hayan sido definidas para el proyecto.
- b) La imposibilidad de almacenar la energía (tanto electricidad como calor), hace necesario asegurar la paridad eléctrica y la térmica, lo que en un sistema aislado (sin interacción con otros sistemas), produciría una doble complejidad en su operación y una mayor intervención de los mecanismos de flexibilización que deberán preverse. De existir una red eléctrica, el sistema de cogeneración puede despreocuparse de la paridad eléctrica, puesto que la operación en paralelo con la red le permitiría intercambiar energía entregando excedentes o recibiendo faltantes. Cabe señalar que en Estados Unidos, se establece por ley Nacional (Federal Energy Act, 1978) y posterior regulación por la Comisión Federal de Regulación Energética (FERC), que a los cogeneradores calificados (QFs o “qualifying facilities”) les debe ser permitido comprar o vender energía (PURPA, 1978). En consecuencia, de existir un marco regulatorio que establezca una estipulación similar, sería necesario ocuparse sólo de mantener la paridad térmica, lo que reduciría las fuentes de ineficiencia a las que estará sometido el sistema de cogeneración al operar en condiciones “off design”. Esta hipótesis será adoptada como vigente en el presente trabajo.
- c) El sistema podrá operar en condiciones que no se aparten excesivamente de las condiciones de diseño; pero en la práctica las demandas de calor y electricidad no serán iguales a los valores previstos como valores nominales, sino que habrán fluctuaciones que podrán ser minimizadas, pero no anuladas.
- d) Frecuentemente, la industria tiene proyectos de expansión de sus actividades, por lo que cada vez que se concreta alguna de ellas, el sistema deberá responder a los cambios, idealmente con la menor pérdida de eficiencia.

FLEXIBILIZACIÓN DEL SUMINISTRO DE CALOR EN SISTEMAS DE COGENERACIÓN CON TG Y HRSG.

Idealmente, el sistema debería ser diseñado de tal forma que todo el caudal del vector calórico necesario sea producido por calor recuperado de los gases de escape de la TG. La operación de esta máquina a cargas parciales reduce la cantidad de calor de su corriente de gases de escape, pero también reduce su eficiencia, por lo que se considera técnicamente correcto operarla a su carga nominal. Aceptado esto, los gases de escape tendrán un caudal y parámetros aproximadamente constantes. El HRSG producirá pues un caudal de vapor (caudal nominal) que puede o no estar en equilibrio con la demanda. Si la demanda de vapor es menor que la producción del HRSG, este debe ajustar su producción a efecto de conservar la paridad. La reducción del caudal de vapor se hace generalmente derivando parte de los gases de escape de la TG al exterior a través de una chimenea de by pass, con lo que el calor en exceso es venteado, reduciendo la eficiencia energética (Fig. 1).

Si por el contrario se requiere más caudal de vapor, es posible incrementar el caudal de producción aumentando la temperatura de los gases de escape antes de que ingresen a la sección de transferencia térmica, a través de la combustión de combustible adicional en quemadores suplementarios. Dado el elevado exceso de aire con que se realiza la combustión en los quemadores de la TG, (el contenido de O₂ de los gases de combustión de las TGs es del orden del 11 al 15%), no se requiere mayor aporte de aire de combustión, y el combustible suplementario se inyecta directamente en la corriente de gases de escape de la turbina. Esto hace que la eficiencia de generación de vapor con combustión suplementaria sea mayor que la de una generación en calderas convencionales, requiriendo menos energía primaria en la forma de combustible. Se ha encontrado en ciertos casos, que la temperatura de chimenea se reduce al aumentar el fuego suplementario, como resultado de variaciones de los parámetros termo físicos de los gases de combustión, lo que incrementa la eficiencia del HRSG levemente por encima del 100% (Sosa et al, 2003). En estos casos, la TG puede seleccionarse de manera que el HRSG pueda generar sin fuego suplementario el caudal medio o mínimo de la demanda con lo que el venteo de gases por el by pass casi no operará y la paridad térmica se obtendrá por regulación de los quemadores suplementarios. El combustible destinado a los quemadores suplementarios constituye una componente “no cogeneración” o “sólo calor”, que si bien puede ser necesario desde lo operativo, es contraproducente desde la eficiencia y debe minimizarse en lo posible.

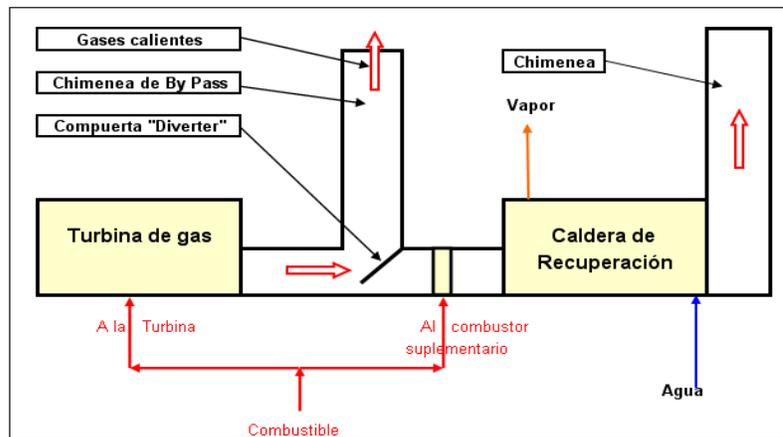


Figura 2: Mecanismos de flexibilización en un sistema TG + HRSG.

Cuando se requiere reducir el costo de inversión, se pueden explorar soluciones con TG's más chicas, o más baratas, aunque no sea lo mejor desde el URE, por lo que es recomendable que la legislación (cuando exista), provea incentivos que tiendan a la adopción de las mejores soluciones hacia la sustentabilidad. Si el proyecto a analizar incluye como especificación de diseño un incremento del calor a suministrar en el futuro, la complejidad de la problemática a resolver aumenta. En estos casos se debe llegar a caudales que pueden ser sustancialmente mayores, lo que obligaría a cambios en el hardware del sistema. Es posible, establecer una modularización de varios sistemas de pequeña capacidad, entrando en servicio la cantidad de módulos hasta completar la generación de vapor, aunque con la contrapartida de tener que recurrir a unidades que por su menor tamaño son en general más caras en términos específicos y menos eficientes, (economía de escala), y de operación más engorrosa por mayor complejidad del sistema.

La flexibilización de un sistema de cogeneración con TG y HRSG es posible, pero a un costo de inversión y de pérdidas de eficiencia, que deben ser resueltos de la mejor forma. La calidad de la solución a la que se pueda llegar, determinará los beneficios económico-financieros, y macroeconómicos en términos de menor consumo de recursos y del impacto ambiental del proyecto. Estos efectos pueden ser muy significativos en algunos casos específicos, como ser cuando se tienen demandas de calor fluctuantes en los que los mecanismos de flexibilización deben operar continuamente con apartamientos considerables a las condiciones de diseño, o bien se estipule un crecimiento importante de la demanda calórica en el futuro a ser resuelto con los mecanismos de flexibilización. Ellos resultarán ser, un sobre diseño en la condición actual con operación continua de venteo de gases, y combustión suplementaria cuando se produzca el aumento de la demanda calórica.

DATOS BÁSICOS DE UNA AMPLIACIÓN PRÁCTICA A ANALIZAR.

Los proyectos de cogeneración basados en TG+HRSG generan una cantidad de electricidad sustancialmente mayor a los basados en turbinas de vapor, y por lo general superan las necesidades de la industria que requiere vapor, por lo que no es recomendable limitar el tamaño del proyecto a la demanda eléctrica. Por el contrario, es ventajoso dimensionar el sistema de tal forma que satisfaga razonablemente la demanda térmica, dejando que el excedente de energía eléctrica generada con una elevada eficiencia sea canalizada a otros usuarios a través de las redes de distribución y/o transporte.

Desde el punto de vista del retorno de la inversión, y teniendo en cuenta que el valor de la electricidad es considerablemente mayor que el del vector calórico, una mayor producción del primero tendrá un efecto favorable a la rentabilidad del proyecto, convergiendo también con el interés social, siendo razonablemente lógico prever que la regulación en torno a estas cuestiones dé directivas que favorezcan y orienten las decisiones teniendo en cuenta los de la sociedad, en la dirección mencionada.

En el contexto señalado, el tamaño del proyecto será función de la demanda térmica, debiendo ser dimensionado en función de las demás variables, cuyas magnitudes serán función de las condiciones específicas de cada caso. Para comparar diferentes alternativas posibles, se adoptarán:

Demanda de vapor saturado industrial:

Presión: 7 bar

Temperatura: 165°C

Los caudales necesarios de vapor son los siguientes:

Caudal máximo:	150 Ton/h = 41.67 kg/s
Caudal normal:	120 Ton/h = 33.33 kg/s
Caudal mínimo:	80 Ton/h = 22.22 kg/s

Una alternativa es adoptar una TG GT8C2 de 56.2 MW de potencia, 2544.7 kcal/kWh = 33.8% de rendimiento, 196,86 kg/s de caudal de gases a 507.8°C en condiciones ISO, y ligeramente diferentes en las condiciones en el lugar de implantación. Para las condiciones de diseño, se adopta el caudal normal de 120 Ton/h.

Acorde al modelo de diseño del esquema conceptual adoptado, se obtienen los parámetros en los puntos singulares del ciclo, y otros valores de interés, que indican que es posible obtener el caudal de diseño con un pinch point de 20°C, valor mayor a los usuales en ciclos combinados en los que se encuentran valores de un dígito, pero suficiente para una aplicación industrial como el que se trata. Esto se presenta en la Figura 3.

En la tabla 1 se dan los resultados de las corridas del modelo de simulación operativa del diseño nominal de la Figura 3.

Caudal vapor	Gases de combustión		Combus. supl
Ton/hora	Temp, °C	Ton/hora	MW
80	511,0	125,0	0,00
90	511,0	138,9	0,00
105	511,0	166,7	0,00
114	511,0	180,6	0,00
120	511,0	193,0	0,00
130	535,0	193,0	5,85
140	562,0	193,0	12,31
150	589,0	193,0	18,85

Tabla 1: Corrida del modelo de simulación operativa

Basado en los balances en cada paquete de transferencia térmica, y las ecuaciones convencionales de transferencia de calor, el modelo determina iterativamente para cada caudal de producción de vapor a la que se someta al HRSG, la temperatura de gases lograda por postcombustión, el caudal de gases que se envía a los paquetes de transferencia térmica del HRSG, y la energía insumida por los combustores suplementarios, resultados que se presentan en la tabla 1, en la que se señalan en color celeste los valores de producción nominal del HRSG. Para cada corrida en condición “off design” se observa una reducción del caudal de gases calientes que se deben enviar a los paquetes de transferencia térmica del HRSG cuando el caudal demandado es inferior al nominal, y un aumento de la temperatura de los gases cuando la demanda de vapor es superior a la nominal de 120 Ton/h. Este incremento de la temperatura hace necesario quemar un caudal de combustible que se da como energía química expresada por su poder calorífico inferior, en MW en la tabla.

Hasta el caudal nominal de producción del HRSG de 120 Ton/h, el vapor se genera sólo con calor recuperado y si sólo se usan 80 Ton/h de vapor, resultará una pérdida por menor recuperación de:

$$(120 - 80)/120 = 33.3\%$$

Por encima de 120 Ton/h, existe un costo marginal de combustible que incrementa la producción de vapor. Para una producción de 150 Ton/h, se requieren 18.85 MW de combustible, es decir

$$18.85 / (150 - 120) = 0.628 \text{ MW/Ton de vapor.}$$

En la figura 4 se muestran los resultados de las corridas del modelo de simulación operativa del diseño en condiciones nominales, para caudales de producción de vapor de entre 80 y 150 Ton/hora, que da una idea de las pérdidas económicas que sufre el proyecto por sus desviaciones operativas respecto a las nominales. Si estas desviaciones son frecuentes, su magnitud puede determinar la conveniencia de adoptar un sistema conceptual diferente, con mayor monto de inversión por tratarse de un sistema más sofisticado.

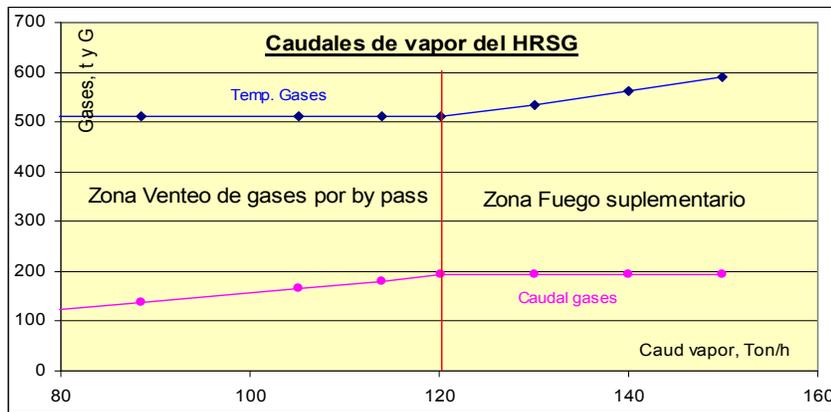


Figura 4: Flexibilización de la producción de vapor de la caldera de recuperación

FLEXIBILIZACIÓN AGREGANDO UN TURBOGRUPO DE CONDENSACIÓN CON EXTRACCIONES.

La magnitud de la potencia mecánica desarrollada por una turbina de vapor se encuentra penalizada por la baja exergía de la energía que recibe en la forma de vapor, pero su eficiencia puede ser elevada o muy elevada si el vapor de escape puede ser destinado a otros usos, generalmente usos calóricos de baja temperatura. Los turbo grupos de contrapresión son muy eficientes, pero son inflexibles en cuanto a la relación entre las energías transferidas en la forma de trabajo y de calor, puesto que el factor $Sk = W / Q$ es prácticamente constante. Cualquier variación de uno de ellos (electricidad por ejemplo) implica una variación en la misma dirección del otro vector (calor en este caso), obligando a la intervención de los mecanismos de flexibilización con reducción de la eficiencia.

En la implementación de los llamados “sistemas de energía total” (Total Energy Systems) en industrias con grandes consumos de energía como electricidad y como calor, se utilizaron las turbinas de vapor del tipo de contrapresión, y de condensación con extracciones controladas o no controladas capaces de alimentar todas las utilidades de energía (electricidad y calor) de la Planta. Actualmente, con el extraordinario desarrollo de la turbina de gas, especialmente si se cuenta con el suministro de un combustible adecuado en calidad y costo, estos sistemas tienen la posibilidad de ser repotenciados a ciclos combinados con cogeneración, con excedentes de electricidad que pueden ser exportados a la red pública, con una significativa mejora en la eficiencia energética.

En la figura 5 se muestra el esquema de una turbina de condensación con una extracción controlada de vapor, capaz de controlar la potencia mecánica producida y la presión del vapor de extracción. Para ello se vale de un control de caudal de admisión vinculado al control de presión de extracción y el regulador de velocidad que permite que el turbogruppo, a velocidad constante pueda entregar la electricidad necesaria, y el caudal de vapor de extracción a la presión establecida, dentro del rango de capacidades del equipo. Puesto que el generador opera en paralelo con la red, se alivia el control de carga eléctrica al absorber esta los excedentes respecto a la demanda que pudiera existir. En consecuencia, se podrá hacer que la turbina de vapor produzca la máxima cantidad de electricidad admitiendo todo el caudal de vapor que el HRSG pueda generar, enviando a condensación la diferencia entre el caudal de admisión y el de extracción, variable en función de las demandas de la planta industrial.

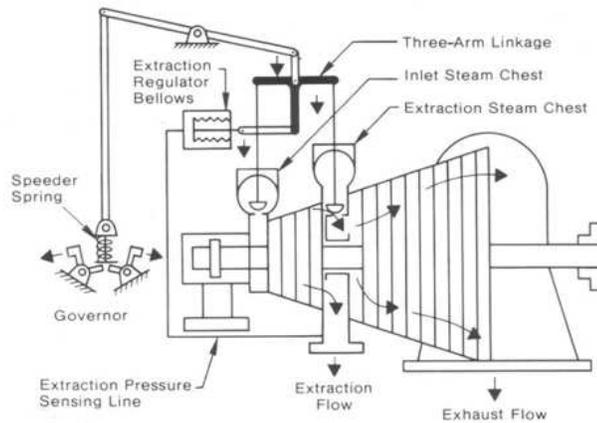


Figura 5: Esquema de una turbina de condensación con extracción controlada (Carrier, 1976)

El esquema conceptual para la implementación de un sistema TG + HRSG + TV con extracción/es consistirá en:

- El HRSG producirá en este caso, vapor sobrecalentado de mayor presión y temperatura que en el caso anterior.
- El vapor para las aplicaciones calóricas de la industria se extraerá a la presión correspondiente. Se plantean aquí variantes en los casos de usuarios de vapor de múltiples presiones, necesidades de sobrecalentamiento, aceptabilidad de fluctuaciones de la presión del vapor suministrado, relación entre caudales de las diferentes presiones, etc. que definirán las diferentes posibilidades que ofrecen las turbinas de vapor disponibles, las alternativas de los let down stations, extracciones no controladas, etc. que deberán ser seleccionadas en función de las condiciones que se planteen en cada caso específico. Por regla general, la obtención de mejores eficiencias del sistema implica mayores montos de inversión y mayor complejidad operativa, por lo que no en todos los casos resultan práctica y económicamente justificados.
- Frecuentemente, en especial si se adoptan parámetros elevados para el vapor de admisión, la temperatura de chimenea del HRSG resulta elevado, indicativo de excesivas pérdidas que pueden todavía ser recuperadas mediante la producción de vapor de baja presión en el HRSG, que pasaría a ser de dos presiones. Esta corriente de vapor se envía a la correspondiente demanda, mejorando la eficiencia del sistema, aunque con un incremento considerable del monto de la inversión.

Turbogruppo Tipo	R. Compr TG	Costo Espec U\$/kW	Potencia MW	Cons. Espec kcal/kWh	Rendim. %	G gases, total kg/s	T gases C	T máx C
PG6111 FA	15,6	316	75,9	2482,1	34,6%	210,15	606,5	606,5
PG6111 FA	15,6	316	75,9	2482,1	34,6%	210,15	606,5	606,5
PG6111 FA	15,6	316	75,9	2482,1	34,6%	210,15	606,5	606,5

Turbogruppo Tipo	V. vapor Ton/h	Pinch C	G vapor Ton/h	G condens Ton/h	Wrv MW	Caux. MW	W total neta MW	Q total neta MW
PG6111 FA	80,0	20,0	123,72	50,3	17,3	2,04	91,10	57,22
PG6111 FA	120,0	20,0	123,72	14,1	12,3	1,44	86,72	85,83
PG6111 FA	135,0	20,0	123,72	0,5	10,4	1,22	85,08	86,56

Turbogruppo Tipo	T chimen C	Consumo de combustible			Indicadores cualitativos			
		Caudales, gas natural, MW			Rendimientos, y ahorro			
		TG	Quemad.	Total	Total	Sk	CE Anexo 12	Ahorro
PG6111 FA	137	219,0	0,00	219,0	67,7%	1,59	1527,0	33,2%
PG6111 FA	139	219,0	0,00	219,0	78,8%	1,01	1320,3	37,2%
PG6111 FA	139	219,0	0,00	219,0	83,0%	0,88	1237,3	38,6%

Tabla 2: Resultados del modelo de diseño TG + HRSG + TV, para 80, 120 y 135 Ton/h, vapor de 7 bar para usos calóricos

Para la implementación de este sistema, se requiere un turbogruppo de gas de mayor tamaño que el del caso TG + HRSG, debido a que parte de la energía recuperada de los gases de escape, será utilizada por la TV para transferirla en la forma de electricidad. Se adoptará la unidad PG 6111 FA de 75.9 MW de potencia eléctrica en bornes del generador, y una temperatura de 606.5°C, adecuado para la generación de vapor de 42 bar (600 psia), 450°C, o parámetros mayores si fuera conveniente. En la tabla 2 se dan los resultados del modelo para caudales de hasta 135 Ton/h, lo que indica que para alcanzar los 150 Ton/h se deberá recurrir a la combustión suplementaria.

Cabe aclarar que el caudal a condensación es de 50,3 Ton/h cuando la demanda de vapor de la planta es de 80 Ton/h, que se reduce a 0.5 Ton/h para una demanda de 135 Ton/h. En la figura 6 se muestra el diagrama para el caudal de vapor de usos calóricos de 120 Ton/h

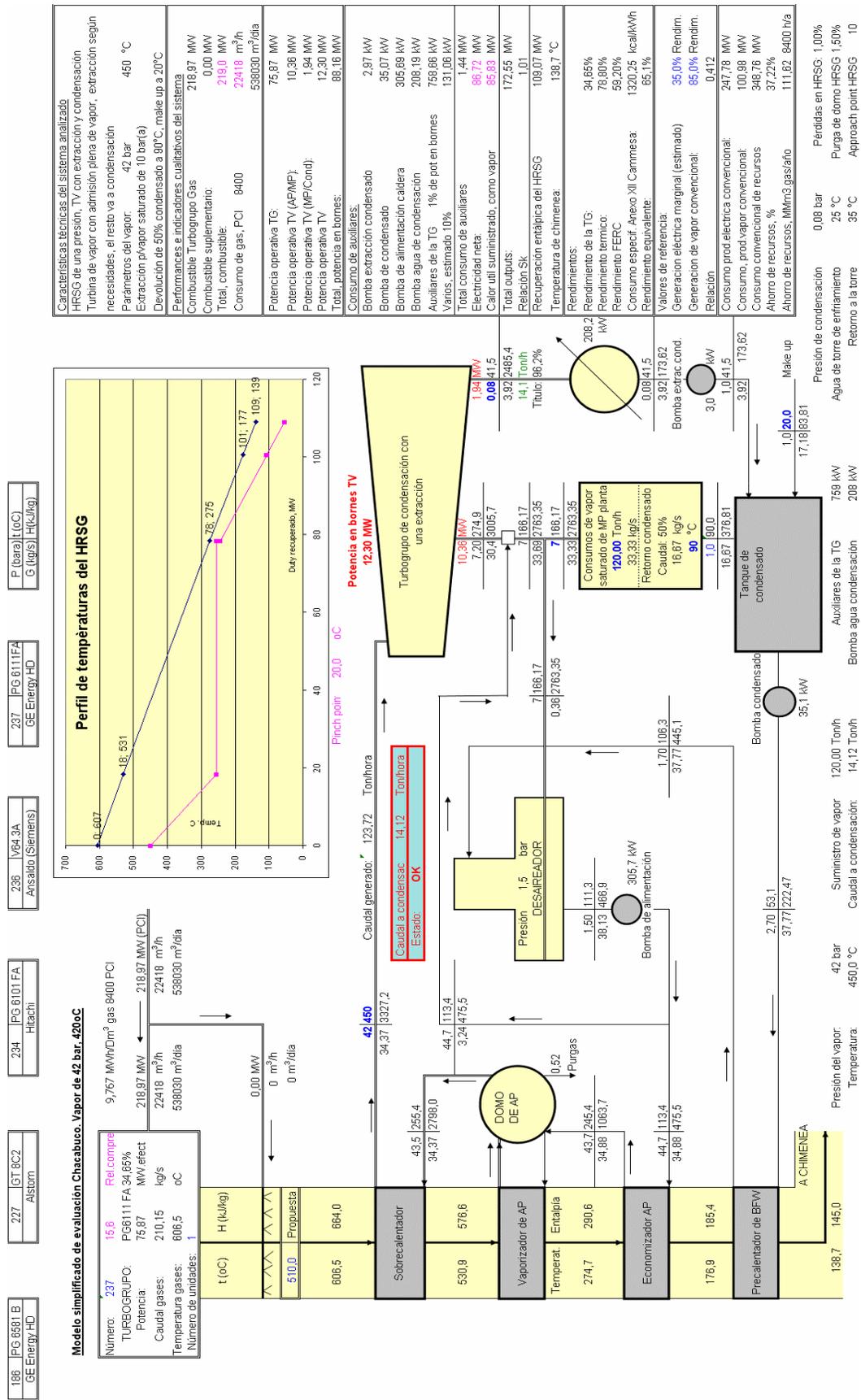


Figura 6: Diagrama del sistema TG + HRSG + TV para caudal de vapor de 120 Ton/h.

CONCLUSIONES

- a) El turbogruppo de gas seleccionado para este caso tiene una eficiencia del 34,65% y una temperatura de más de 600°C, constituyendo un excelente punto de partida para la búsqueda de soluciones competitivas.
- b) En el caso TG + HRSG, la problemática es más sencilla, dado que sólo se recupera calor para usos calóricos de parámetros conocidos, y el aporte de creatividad se limita a la búsqueda de una turbina de elevada eficiencia y temperatura de gases de escape, y la minimización de la pérdida de energía por la chimenea del HRSG.
- c) En el caso en que interviene la TV, existe una reducción de las irreversibilidades en el HRSG, permitiendo la obtención de electricidad que varía cuantitativamente en función de los parámetros del vapor. Reducir estos implicará una menor cantidad de electricidad, pero podría resolver sin combustión suplementaria el déficit de 15 Ton/h de vapor cuando la demanda es de 150 Ton/h en la aplicación tratada. Este estudio no se incluye en el presente trabajo, pero debe serlo en las aplicaciones reales de la ingeniería.
- d) La conveniencia económica de este esquema conceptual debe ser determinado por comparación de los resultados de la evaluación económico financiera de cada una de las alternativas analizadas, siendo posible integrar el paquete de evaluación a los correspondientes modelos de análisis técnicos.
- e) Dada la temperatura de chimenea del orden de 135°C, habría todavía espacio para una mayor recuperación entálpica, mediante acciones tales como reemplazar producciones de frío por compresión por máquinas de absorción, proveer calefacción a la población en climas fríos (district heating), etc.
- f) La reducción de irreversibilidades en la utilización es una contribución por parte del usuario. Los intercambiadores de calor con excesivos diferenciales de temperaturas, irrelevantes cuando el vapor se genera en calderas convencionales, son de suma importancia en estos sistemas, que valorizan termodinámicamente las calidades de las energías en juego, lo que se evidencia al tratar de “armar” el conjunto de demandas energéticas en la búsqueda de mejores soluciones.

REFERENCIAS

- Pequet Publishing Inc.: Gas Turbine World. 2009 GTW Handbook for Project Planning, Engineering, Construction and Operation, Volume 27. ISSN 0747-797988.
- PURPA, Public Utility Regulatory Policies Act, Section 210: Rules for Cogeneration and Small Power Production. Secretaría de Energía. Balances energéticos anuales.
- Sosa, MI, Maspoli, M, y Fushimi, A.: “Comportamiento operativo de sistemas de cogeneración con turbinas de gas. Parte A: Fundamentación del modelo de análisis”. Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía CLAGTEE 2003, San Pedro, Brasil.
- Sosa, MI, Masopli, M, y Fushimi, A.: “Comportamiento operativo de sistemas de cogeneración con turbinas de gas. Parte B: Aplicación del modelo de análisis”. Congreso Latinoamericano de Generación y Transporte de Energía CLAGTEE 2003, San Pedro, Brasil.
- Elliott Multivalve Steam Turbines. Bulletin H-35^a. Carrier Corporation, USA, 1976.

ABSTRACT

Cogeneration systems with gas turbine and heat recovery boilers constitute an appropriate basic solution for most of the industrial applications with important quantities of energy required in the form of heat. The basic engineering of these systems consists on selecting the gas turbine generator set and associated recovery boiler by means of a design model. There is a basic design in which the efficiency is maximum but in real operation, the system is subjected to different operative conditions that determine its technical performances and economic results. They are downgraded regarding those of design. When the system is predicted to be operated with considerable demand fluctuations, or that an important extension of its heat demand will exist in the future, it is necessary to keep carefully in mind these circumstances to formulate the conceptual outline with which the analysis and evaluation model of the system is to be made. Presently work is approached this topic, and the conclusions are enunciated.

Keywords: CHP (Combined Heat and Power), Combined Cycle, Steam Suply, Energy Efficiency.