

CAPÍTULO II

Conceptos básicos de Cogeneración

II.1) Introducción

El comienzo del desarrollo histórico de las diferentes técnicas que el hombre empleó para la utilización de los combustibles en su provecho, se produce con el descubrimiento del fuego, o sea de la producción de calor por la combustión. Individualizaremos este grupo de tecnologías como conversión "combustible a calor" ("Fuel to Heat", o "F t H").

Mucho tiempo después, se produce el descubrimiento de que también es posible convertir la energía contenida en un combustible en trabajo mecánico, lo que desencadena el desarrollo de las máquinas térmicas, tecnologías que denominaremos conversión "combustible a trabajo". ("Fuel to Power", o "F t P").

Aceptado pues que con la energía de un combustible es posible obtener calor y/o trabajo, los procesos definidos muestran los siguientes inconvenientes:

- a) en los procesos "F t H" no se utiliza la capacidad de producción de trabajo que el combustible posee. Ésta generalmente se destruye (degrada) sin producir ningún efecto útil.
- b) En los procesos "F t P" la eficiencia está limitada por el enunciado de Carnot del Segundo Principio de la Termodinámica, y existe una producción de calor residual que debe ser enviada a la fuente fría, ocasionando una pérdida, y adicionalmente un costo en términos energéticos y económicos.
- c) Como consecuencia del consumo de recursos, se produce una reducción de sus existencias, (irreversible en el caso de los no renovables), y una carga de contaminación ambiental no solo por la combustión en sí, sino también por todos los demás procesos asociados.
- d) La maximización del aprovechamiento entálpico y exergético de la energía contenida en el combustible utilizado (uso racional de la energía), no puede ser lograda mediante ninguno de los procesos (a) o (b) aplicados separadamente.

Estos inconvenientes pueden ser reducidos sustancialmente mediante la producción integrada de las dos formas de energía secundaria útil a partir de la energía contenida

en un combustible (o una fuente de calor de alta temperatura), mediante los procesos denominados de "Cogeneración", o "Combined Heat and Power" (CHP), o "Kraft-Wärme-Kopplung".

Puede ser realizado en la práctica ubicando adecuadamente las utilidades para su conversión en energía mecánica y en calor útil, en la cascada térmica, denominándose "Cogeneración por Topping" si se encuentran ordenados en la secuencia indicada, o "Cogeneración por Bottoming" si se encuentran en sentido contrario.

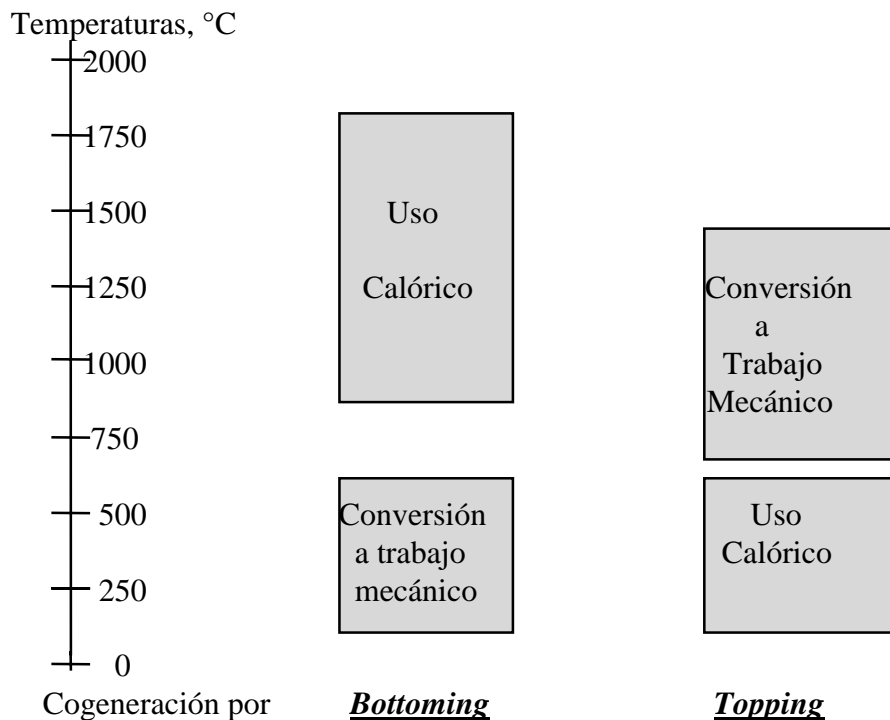


Figura II.1: Rangos de temperatura de casos de cogeneración por topping y bottoming

Un ejemplo típico de cogeneración por *bottoming* lo constituye un *steam reforming* para conversión de gas natural a gas de síntesis, seguido de una caldera de recuperación y turbina de vapor, mientras que una máquina térmica de combustión interna con recuperación de calor de escape para uso calórico es el caso mas frecuente de cogeneración por *topping*.

Puesto que para una misma temperatura de referencia la exergía de un fluido aumenta con su temperatura, en la mayoría de los casos la cogeneración por *topping* resulta ser la solución termodinámicamente racional. La aplicación de la cogeneración por *bottoming* se limita a la recuperación de calor residual de procesos continuos de muy elevada temperatura como los de calcinación, reformación de gas natural, algunos procesos de craqueo térmico o catalítico, etc., que permite la generación de vapor de parámetros adecuados para accionar una turbina.

Para que exista la posibilidad de aplicación práctica de la cogeneración, es condición necesaria que exista una demanda de calor de una cierta temperatura, magnitud y constancia que deben ser evaluadas para cada caso específico en función del esquema seleccionado, sus parámetros y condiciones de borde. La demanda eléctrica generalmente no es limitante si el sistema está conectado a la red, y puede intercambiar energía con la misma en las cantidades necesarias.

La temperatura del calor útil incide de diferente manera según el sistema de cogeneración sea implementado con turbina de vapor o de gas. En efecto, si el calor se destina a un proceso en el que se requiere una temperatura elevada, digamos unos 550°C y los gases de combustión que suministran el calor salen del proceso a 600°C, en el caso de turbina de vapor solo podrá ser aplicada la cogeneración por *bottoming*, mientras que si se recurre a una turbina de gas, es técnicamente posible la cogeneración por *topping* poniendo un conjunto [TG + Combustor suplementario] previo a la aplicación calórica y si se quiere, una turbina de vapor entre ambos.

II.2) Cogeneración por topping con turbina de contrapresión.

En un ciclo ideal de cogeneración por *topping* con turbina de contrapresión, la eficiencia marginal de generación eléctrica, despreciando los trabajos de bombeo de las bombas de alimentación, puede llegar al 100%.

Esto puede verse en los diagramas siguientes en los que se representan el suministro y utilización de calor mediante vapor saturado sin subenfriamiento, y la superposición de un generador de vapor y turbina de contrapresión cuyo vapor de escape tiene el mismo estado que el de calefacción.

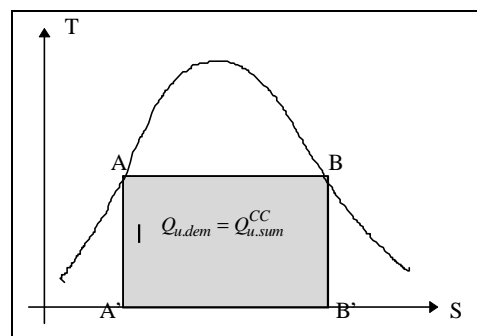
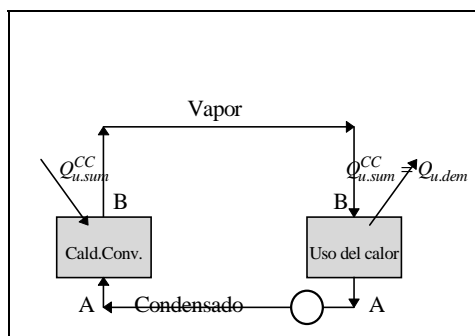


Figura II.2: Esquema y diagrama entrópico del suministro y uso de vapor saturado para una demanda calórica

En la Figura II.2 se muestra a la izquierda el esquema de producción de vapor saturado (proceso A-B) y su utilización sin subenfriamiento del condensado (proceso B-A), en un sistema ideal. A la derecha, en el diagrama entrópico del agua, el punto A corresponde al estado del líquido saturado y el B al vapor saturado, ambos a la presión del sistema. La superficie sombreada A'-A-B-B' indica el calor transferido por unidad de masa.

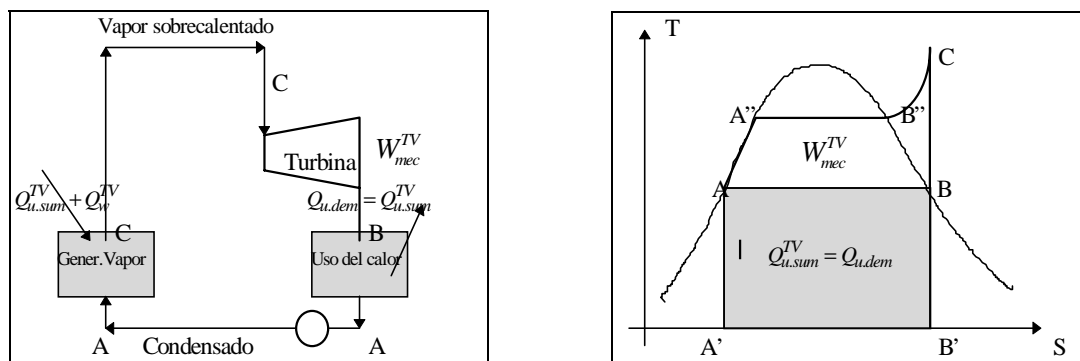


Figura II.3: Superposición de una turbina de contrapresión al sistema de la figura II.2

En el caso de la Figura II.3 se ha considerado una demanda de calor de la misma calidad y cantidad que el de la Figura II.2, representado por el rectángulo A'-A-B-B' del diagrama entrópico de la Figura II.3. Pero el vapor es generado en un generador de vapor sobrecalentado a una presión y temperatura mayores a la demandada (estado representado por el punto B), siendo A-A', A'-B', y B'-C las transformaciones en el economizador, vaporizador y sobrecalentador respectivamente. C-B es la expansión del vapor sobrecalentado en una turbina ideal, llegándose a los parámetros de demanda (B), al final de la expansión con producción de trabajo mecánico W_{mec}^{TV} . En el diagrama entrópico, la superficie A-A''-B''-C-B-A representa la magnitud del trabajo W_{mec}^{TV} por unidad de masa del fluido.

Si denominamos:

$Q_{u.dem}$ = Calor útil demandado

$Q_{u.sum}^{cc}$ = Calor útil suministrado por el vapor de la caldera convencional

$Q_{u.sum}^{TV}$ = Calor útil suministrado por el vapor de escape de la turbina

W_{mec}^{TV} = Trabajo mecánico producido por la TV.

Q_w^{TV} = Energía térmica transformada en trabajo por la TV.

Si tanto el sistema convencional como el de cogeneración son ideales y satisfacen la demanda térmica:

$$Q_{u.dem} = Q_{u.sum}^{cc} = Q_{u.sum}^{TV}$$

El primer sistema producirá solo calor útil, mientras que el segundo (cogeneración) producirá como energías secundarias en la unidad de tiempo:

$$W_{mec}^{TV} \text{ unidades de energía mecánica, y}$$

$$Q_{usum}^{TV} \text{ unidades de energía térmica,}$$

insumiendo la turbina de vapor:

$$(Q_{u.sum}^{TV} + Q_w^{TV})$$

siendo Q_w^{TV} = la energía equivalente al trabajo mecánico W_{mec}^{TV} , según el Primer Principio de la Termodinámica.

Estas unidades de energía térmica deberán ingresar al sistema a través de un generador de vapor ideal del 100% de rendimiento, despreciando en ambos casos los trabajos mecánicos de bombeo.

En consecuencia, si partimos del sistema convencional en el que no existe producción de trabajo mecánico, y consideramos incremental o marginal la producción de trabajo a través de la cogeneración:

$$W_{mec}^{TV} = Q_w^{TV}$$

lo que indica que si por encima de una demanda térmica obtenemos W_{mec}^{TV} el sistema demandará Q_w^{TV} de la misma magnitud, o sea una transformación de energía térmica en mecánica con un rendimiento térmico marginal (Primer Principio) del 100%. Este valor no tiene en cuenta el gasto mayor de energía de bombeo que el segundo sistema requiere, puesto que el generador de vapor debe operar a una presión superior a la necesaria para la aplicación calórica. Siendo el sistema ideal, no se consideran la eficiencia del generador de vapor, de la turbina, ni las pérdidas de carga y de calor.

II.3) Cogeneración por topping con turbina de gas y caldera de recuperación (HRSG).

Estos sistemas han reemplazado a los antiguos sistemas de vapor, debido por un lado a razones termodinámicas, y por

el otro a la asombrosa evolución que ha sufrido la tecnología de las turbinas de gas.

Si en lugar de un sistema a vapor con turbina de contrapresión consideramos un sistema TG + HRSG (turbogruppo de gas con caldera de recuperación), se puede realizar un razonamiento similar, aunque en este caso el generador de vapor se encuentra a continuación de la turbina y algunas de las características técnicas y operativas de ambos sistemas son sustancialmente diferentes.

En efecto, en el caso de la turbina de contrapresión, el fluido que produce trabajo y entrega el calor útil es el mismo, por lo que es posible razonar separando el generador de vapor o suponer que su rendimiento es del 100%.

En el caso del sistema TG+HRSG por el contrario, el trabajo de expansión es realizado por los gases de combustión, los que posteriormente transfieren el calor residual al agua que es el que entrega el calor útil. En consecuencia el HRSG es parte del sistema y no puede ser separado o abstraído del mismo.

Pero si suponemos un sistema en el que la demanda térmica puede ser satisfecha mediante el vapor generado en el modo *Unfired* por el HRSG de un sistema TG + HRSG en lugar de una caldera convencional y que ambos productores de vapor son ideales, el rendimiento de la generación eléctrica marginal será también del 100%. Podemos agregar que esto constituye una propiedad de los sistemas ideales de cogeneración, que en los sistemas reales mostrarán apartamientos que deberán ser considerados en cada caso.

II.4) Indicadores cualitativos.

Existen en la bibliografía, una cantidad de tales indicadores, de los cuales muchos de ellos son inapropiados por lo que es conveniente hacer una reseña y discusión de los mas utilizados, y su aplicabilidad y fundamentación científica.

A continuación, se presentará un nuevo indicador como aporte del autor del presente trabajo a este tema.

II.4.1) Rendimiento térmico

Genéricamente el rendimiento térmico de un sistema térmico, (Primer Principio), se define como:

$$\eta = \frac{\Sigma(\text{energías} \cdot \text{netas} \cdot \text{útiles} \cdot \text{producidas})}{\Sigma(\text{energías} \cdot \text{insumidas})}$$

para un sistema ideal de cogeneración con turbogruppo de vapor es:

$$\eta_{ter}^{COG} = \frac{Q_{u.dem} + W_{mec}^{TV} - W_{dem.BFW}}{\left(\frac{Q_{u.dem} + W_{mec}^{TV}}{\eta^{GV}} \right)} \quad [II.1]$$

siendo $W_{dem.BFW}$ = Trabajo mecánico demandado por la bomba de alimentación de agua de caldera en la unidad de tiempo, y η^{GV} el rendimiento del generador de vapor.

Si debido al comparativamente bajo valor de $W_{dem.BFW}$ se lo desprecia, resulta:

$$\eta_{ter}^{COG} \cong \eta^{GV}$$

lo que en la práctica se verifica con bastante aproximación.

El rendimiento térmico de un sistema de cogeneración es un indicador cualitativo inadecuado, debido a que valora de igual forma a la energía mecánica y la térmica, lo que el Segundo Principio diferencia claramente.

Obsérvese que si la turbina de vapor tuviera un menor rendimiento cualitativo, la energía no convertida en trabajo mecánico o degradada por roces internos del fluido saldría del sistema como energía térmica, por lo que el rendimiento térmico no varía, a pesar de que éste sistema sería de menor "calidad" debido a que produciría menor cantidad de trabajo mecánico.

Para los mismos parámetros del vapor de admisión y entalpías totales de escape, la turbina producirá mayores cantidades de trabajo mecánico cuanto menores sean las presiones de escape que se fijen, lo que concuerda con el criterio ortodoxo de "calidad" del sistema de cogeneración, aunque no reflejado en la magnitud del rendimiento térmico.

En un sistema ideal con turbina de gas y caldera de recuperación las mayores pérdidas se producen en el HRSG, cuya eficiencia entálpica es considerablemente menor que el de una caldera convencional, por lo que, aún considerando que afecta a la porción $(1-\eta^{TG})$ de la energía ingresante al sistema, los rendimientos térmicos alcanzan

valores menores que en los sistemas con turbinas de contrapresión.

Sin embargo, un sistema TG+HRSG es cualitativamente superior a un sistema a vapor, lo que se explica termodinámicamente por que el factor exergético [Blok, K. 1994] del fluido intermediario al comienzo de la expansión es, en términos generales, el doble en la turbina de gas en comparación a la turbina de vapor. El generador de vapor es señalado pues como la unidad térmica que produce la mayor degradación de la energía, reduciendo el factor exergético del vapor al orden del 35% dependiendo de su estado, y llegando a superar ligeramente el 40% en estado supercrítico con temperaturas mayores de 500°C. En las TG modernas, los gases a la entrada a los álabes, con temperaturas mayores a los 1340°C, tienen un factor exergético superior al 70%.

Por otra parte, la capacidad de recuperación de calor de un HRSG disminuye en la medida en que se requieren mayores presiones del vapor, por lo que su eficiencia y consecuentemente el del sistema se reduce, conclusión que puede no ser termodinámicamente adecuada debido que se estaría recuperando menor cantidad de calor, pero de mayor calidad. Esta circunstancia debe ser evaluada considerando su impacto sobre los efectos finales.

Por ejemplo, si se tratara de una producción de frío por absorción, se debe evaluar la cantidad de frío que se puede obtener con vapor de baja temperatura proveniente del HRSG en un ciclo frigorífico de una etapa, o con vapor de mayor temperatura en un ciclo de dos etapas y comparar los resultados. [Fushimi, (2) 1984, (3) 1990/98]. El rendimiento térmico tampoco en este caso brinda una información de utilidad.

II.4.2) Rendimiento eléctrico.

Si llamamos:

C^{COG} = Energía del combustible insumido por el sistema de cogeneración

C^{CC} = Energía del combustible insumido por la caldera convencional.

η^{CC} = Rendimiento térmico caldera convencional.

$Q_{u.sum}$ = Calor útil suministrado a la demanda.

W_{mec} = Trabajo mecánico cogenerado.

FCP = "Fuel Chargeable to Power".

η_{elec} = Rendimiento eléctrico.

Será:

$$C^{CC} = \frac{Q_u}{\eta^{CC}} \quad [II.2]$$

Se denomina "consumo específico de un sistema de cogeneración" o "cantidad de combustible imputable a la generación de trabajo mecánico" o "*Fuel Chargeable to Power*" (FCP) de un sistema de cogeneración por *topping* a la magnitud determinada según la siguiente expresión:

$$FCP = \frac{C^{COG} - C^{CC}}{W_{mec}} \quad [II.3]$$

o sea que se considera imputable a la generación de energía mecánica de un sistema de cogeneración que produce

W_{mec} unidades de trabajo mecánico, y
 $Q_{u.sum}$ unidades de calor útil

a la relación entre la diferencia entre los consumos de combustible del sistema de cogeneración y el de la caldera convencional que reemplaza, expresadas en unidades energéticas, y el trabajo mecánico cogenerado.

Si el FCP se expresa como cociente de magnitudes de unidades homogéneas, su recíproca se denomina η_{elec} o "Rendimiento Eléctrico". Es también una relación cuantitativa derivada del Primer Principio de la Termodinámica.

$$\eta_{elec} = \frac{1}{FCP} \quad [II.4]$$

La principal objeción a este indicador cualitativo es que la diferencia

$$(C^{COG} - C^{CC})$$

depende de η^{CC} que corresponde a un equipo que no es del sistema de cogeneración. En consecuencia tanto el η_{elec} como el FCP no son indicadores cualitativos intrínsecos del sistema sino referidos a una cierta caldera convencional de rendimiento η^{CC} . En sistemas de cogeneración en los que la producción de calor útil es muy elevada comparada con la producción de trabajo mecánico, si se adopta un bajo rendimiento de tal caldera, el FCP puede llegar a ser menor a la unidad (1.00), con lo que el rendimiento eléctrico llegará a valores superiores a 1 (100%). A veces, una manipulación inadecuada del rendimiento de la caldera convencional de referencia puede producir el mismo efecto.

II.4.3) Calidad del sistema de cogeneración: Conservación de recursos.

El concepto de calidad depende del criterio de valoración que se defina. Así por ejemplo, una misma instalación de cogeneración merecerá juicios de valor diferentes según el criterio que utilice la persona que emite un juicio de valor: un inversor, un conservacionista, un artista, un especialista en operación o mantenimiento, etc.

Los indicadores cualitativos pueden o no ser significativos para definir la calidad de un sistema de cogeneración.

El ahorro absoluto de recursos es la diferencia entre los recursos que consumirían las instalaciones convencionales para la producción de las mismas cantidades y calidades de energías secundarias que el sistema de cogeneración, y los recursos que consume el mismo. Constituye una magnitud del ciclo de cogeneración.

El ahorro absoluto así determinado puede ser expresado en términos energéticos o de cantidades de combustible, o en % referido al consumo del sistema convencional (*Fuel to Power + Fuel to Heat*). Expresado en esta última forma, se denomina "ahorro de recursos" y constituye un indicador cualitativo adecuado para definir la calidad del sistema.

Puesto que la razón de ser de una instalación de cogeneración es la de minimizar el consumo de recursos para la satisfacción de demandas calóricas y de trabajo mecánico definidas, (que produce una renta por ahorro de recursos que en muchos casos justifica la inversión necesaria), el autor del presente trabajo considera que el ahorro de recursos constituye el indicador cualitativo de mayor importancia.[Fushimi, (4), 1993].

Sin embargo, debe reconocerse la debida importancia a los indicadores económico-financieros por cuanto definen la viabilidad de la implementación del sistema en el marco del sistema económico en que nos encontramos inmersos. Un proyecto en la que se obtiene el máximo ahorro de recursos (beneficios sociales) no tiene sentido si su tasa de retorno y demás indicadores económico-financieros no son suficientemente atractivos a los inversores como para llegar a ser implementado. Esta dicotomía generalmente existe en los proyectos de cogeneración, y debe ser adecuadamente tratado en el marco regulatorio para este tipo de proyectos.

Llamando:

C^{FiP} = Energía del combustible insumido por el proceso
Fuel to Power

C^{FiH} = Energía del combustible insumido por el proceso *Fuel to Heat*

C^{CONV} = Energía del combustible insumido por el sistema convencional.

C^{COG} = Energía del combustible insumido por el sistema de cogeneración

η^{FiP} = Rendimiento de la conversión *Fuel to Power*

η^{FiH} = Rendimiento de la conversión *Fuel to Heat*

W_{mec} = Trabajo mecánico producido por el sistema de cogeneración.

Q_u = Calor útil.

A_{rec} = Ahorro absoluto de recursos.

$A_{rec}(\%)$ = Ahorro de recursos

Será:

$$C^{FiP} = \frac{W_{mec}}{\eta^{FiP}} \quad [II.5]$$

$$C^{FiH} = \frac{Q_u}{\eta^{FiH}} \quad [II.6]$$

$$C^{CONV} = C^{FiP} + C^{FiH} = \frac{W_{mec}}{\eta^{FiP}} + \frac{Q_u}{\eta^{FiH}} \quad [II.7]$$

$$A_{rec} = C^{CONV} - C^{COG} \quad [II.8]$$

y el ahorro de recursos:

$$A_{rec}(\%) = \frac{C^{CONV} - C^{COG}}{C^{CONV}} \quad [II.9]$$

El rendimiento de la transformación *Fuel to Heat* es el de la caldera a ser reemplazada por el sistema de cogeneración, y es un valor conocido (para la condición operativa), o puede ser medido por ensayo, sin que puedan existir mayores impedimentos para ello. En un proyecto de planta nueva ("*grass roots*") en el que el equipamiento debe ser decidido, será el correspondiente al equipo más adecuado desde el punto de vista técnico-económico.

En cuanto al rendimiento de la transformación *Fuel to Power*, será el correspondiente al de la unidad de generación del sistema del servicio público que resulte desplazado por la energía producida por el sistema de cogeneración, incluyendo las pérdidas eléctricas por transmisión, transformación, etc. hasta el punto de suministro.

En la Argentina, para una carga del orden de los 6000 MW o mayor, el valor 30% puede ser representativo de la eficiencia marginal η^{FtP} , siendo tanto menor cuanto mayor es la carga.

II.4.4) Rendimiento FERC.

En 1978, la Legislatura Federal de los Estados Unidos promulgó el "Public Utility Regulatory Policies Act" (PURPA), [Federal Register, 1978] referida a los cogeneradores y pequeños generadores de electricidad, y cuya implementación (rulemaking) quedó a cargo de las autoridades estatales y del FERC (Federal Energy Regulatory Commission) en el ámbito federal.

El objetivo general del PURPA es alentar la conservación de la energía eléctrica, e incrementar la eficiencia en el uso de las instalaciones y recursos por parte de los generadores como uno de los medios para tender al uso racional de los recursos energéticos. La Ley tiende a promover la generación eléctrica por las instalaciones calificadas de cogeneración y pequeños productores. (Qualifying Cogeneration Facilities and Small Power Producers).

El FERC estableció reglas para la calificación de las instalaciones de cogeneración, y utilizó para las de topping que utilizan combustibles fósiles, un indicador cualitativo conocido como "Rendimiento FERC", o también como "Rendimiento PURPA".

Llamando:

η_{FERC} = Rendimiento FERC o PURPA

$Sk = \frac{W_{mec}}{Q_u}$ = Relación [Trabajo/Calor útil]

y utilizando las denominaciones dadas en el punto anterior:

$$\eta_{FERC} = \frac{W_{mec} + 0.5 \times Q_u}{C^{COG}} \quad [II.10]$$

que solo difiere del rendimiento térmico en que el calor útil que se suma al trabajo mecánico obtenido, está afectado por un "factor de valoración del calor útil" arbitrariamente establecido en 0.5. Este indicador se aplica para definir los valores de corte para incluir o no una planta de cogeneración por topping que utiliza gas natural o derivados del petróleo como instalación

calificada y consecuentemente merecedora de recibir ciertos beneficios (*qualifying facility*). [FERC, 1980]

Pero evidentemente se trata de un concepto simplista puesto que el factor 0.5 adoptado no asegura una correlación entre el ahorro de recursos del sistema y el η_{FERC} para diferentes relaciones S_k de producción de electricidad y calor, lo que hace necesario definir sus valores en función de dichas relaciones. El FERC establece en su reglamentación dos niveles de S_k pero expresados como porcentaje de calor útil producido con relación a la suma de las dos formas de energía producidas:

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u}$$

relacionado con el S_k por la expresión:

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u} = \frac{1}{(1 + S_k)} \quad [\text{II.11}]$$

En efecto, la Sección 292.296 del FERC, en el tratamiento de los *Efficiency Standards* para la calificación de las instalaciones de cogeneración establece, para los valores del "Rendimiento FERC", calculados sobre las cantidades anuales de energías producidas y consumidas:

- a) Un valor mínimo del 5% para $\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u}$ lo que es equivalente a $S_k < 19$.
- b) Cuando el calor útil producido es menor que el 15% del total (calor + trabajo), el η_{FERC} debe ser mayor o igual al 45%.
- c) Un valor mínimo de η_{FERC} del 42.5% para todo

$$\frac{Q_u}{W_{\text{mec}} + Q_u} \geq 15\%$$

Para los casos de cogeneración por *bottoming* en los que la energía utilizada es calor residual de algún proceso productivo, la reglamentación del FERC limita solamente el uso de combustible suplementario, siempre que este combustible se trate de gas natural o derivados del petróleo. Concretamente, se exige que la cantidad de trabajo mecánico generado en el período de 1 año calendario sea no menor del 45% de la energía ingresada suplementariamente al sistema en la forma de gas natural o derivados del petróleo

II.4.5) Rendimiento FI

Tanto el rendimiento térmico como el FCP y el rendimiento eléctrico presentan falencias por lo que no son representativas de la calidad de un sistema de cogeneración. El rendimiento FERC por su parte refleja un criterio normativo simple pero que no se correlaciona con la calidad en forma precisa.

En consecuencia, no habiendo encontrado en la bibliografía un indicador de calidad adecuado, en el estudio de las bases técnicas para sustentar una legislación de promoción de la cogeneración en el ámbito de la Provincia de Buenos Aires realizado por el grupo de trabajo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata durante el año 1993, se llegó a la conclusión de la necesidad de buscar un indicador fácilmente calculable que se correlacionara biunívocamente con la calidad técnica de una instalación de cogeneración.

El razonamiento realizado fue el siguiente:

De acuerdo a lo visto en II.3, y llamando C^{CONV} al consumo de combustible del sistema convencional (*Fuel to Heat + Fuel to Power*), será:

$$C^{CONV} = \frac{1}{\eta^{FiP}} \cdot \left(W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u \right) \quad [II.12]$$

y el ahorro de recursos:

$$A_{rec} = 1 - \frac{\eta^{FiP} \times C^{COG}}{W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u} \quad [II.13]$$

Denominando: [Fushimi, A.(4) 1993]

$$\eta_{FI} = \frac{W_{mec} + \frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}} \cdot Q_u}{C^{COG}} \quad [II.14]$$

lo que permite definir un indicador η_{FI} que depende de los parámetros energéticos principales del sistema de cogeneración: W_{mec} y Q_u producidos, y C^{COG} insumido, y las características del sistema convencional de comparación: η^{FiP} y η^{FiH} .

Llevando esta expresión a la del ahorro de recursos se obtiene:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta^{FiP}}{\eta_{FI}} \right) \times 100 \quad [II.15]$$

Cuando se comparan o califican diferentes alternativas o proyectos de cogeneración, el sistema convencional de referencia es común, o sea que η^{FiP} y η^{FiH} se mantienen constantes. En consecuencia, la ecuación anterior correlaciona en forma biunívoca el ahorro de recursos con el "Rendimiento FI".

Observando la expresión que la define, se ve que difiere de la del rendimiento térmico y del rendimiento *FERC* solamente en el factor de valoración del calor útil, que es de 1 para el rendimiento térmico, 0.5 para el rendimiento *FERC*, y la relación $\frac{\eta_{FiP}}{\eta_{FiH}}$ para el rendimiento definido, y que por no haber encontrado un nombre en la bibliografía ha sido denominado "Rendimiento FI" (por Facultad de Ingeniería).

A efecto de visualizar el comportamiento de los diferentes indicadores cualitativos, se comparan dos sistemas cualitativamente equivalentes, ambos de $W_{mec}=10$ MW y que producen un 20% de ahorro de recursos. Los dos sistemas se diferencian en la relación de producción de trabajo y calor:

$$Sk = \frac{W_{mec}}{Q_u} \quad [2.16]$$

siendo sus valores de 0.1 y 0.5 respectivamente.

Para el sistema convencional de referencia se adoptaron:

$$\eta^{FiP} = 30\% \quad \text{y} \quad \eta^{FiH} = 80\%$$

Los resultados obtenidos son:

Relación Sk:	0.1	0.5
Trabajo mecánico:	10 MW	10 MW
Calor útil:	100 MW	20 MW
Consumo <i>Fuel to Power</i> :	33.33 MW	33.33 MW
Consumo <i>Fuel to Heat</i> :	125.00 MW	25.00 MW
Consumo convencional:	158.33 MW	58.33 MW
Consumo cogeneración:	126.67 MW	46.67 MW
Ahorro de recursos:	31.66 MW	11.66 MW
Ahorro de recursos, %	20%	20%
Rendimiento térmico:	86.84%	64.28%

Rendimiento <i>FERC</i> :	47.37%	42.86%
Rendimiento FI:	37.5%	37.5%

Como puede verse, tanto los rendimientos térmico como el *FERC* son diferentes para instalaciones del mismo ahorro porcentual de recursos, mientras que los rendimientos FI calculados coinciden en el valor de 37.5%.

Dada la sobrevaloración del calor útil en el rendimiento térmico y en el *FERC*, éstos indicadores resultan mayores en el primero por producir mayor cantidad de vapor.

La correlación entre el rendimiento FI y el ahorro de recursos se muestra en la Figura II.4.

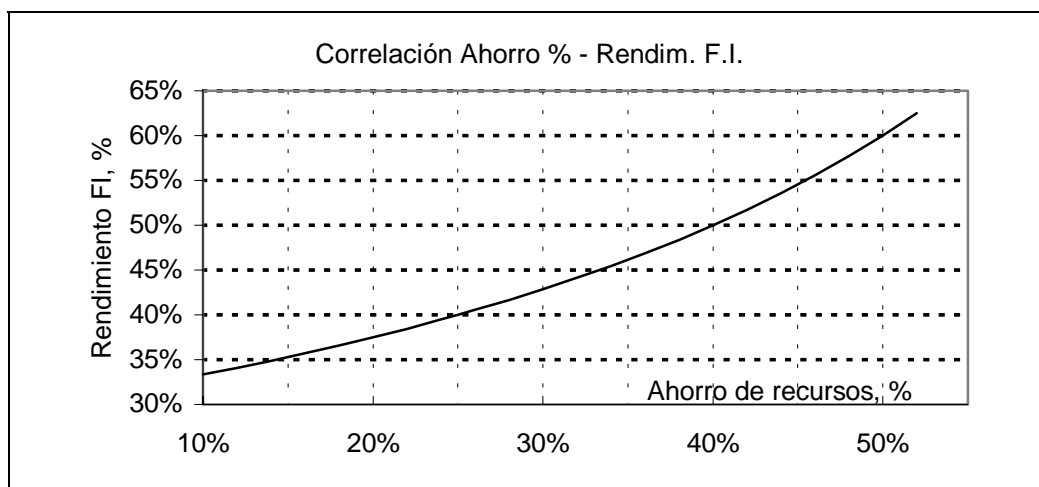


Figura II.4: Correlación Ahorro de recursos - Rendimiento F.I.

Si se trazaran las curvas del Rendimiento *FERC* para S_k constante, éstas configurarían un haz de curvas similares a la de la Figura II.4 pero por encima de ésta, apartándose cada vez mas cuanto menor es la relación S_k .

La curva del rendimiento *FERC* coincidirá con la del rendimiento FI solamente cuando

$$S_k \rightarrow \infty \quad \text{o bien} \quad Q_u \rightarrow 0$$

pero en este caso no hay cogeneración sino una mera transformación *Fuel to Power*.

Esta dependencia del rendimiento *FERC* con el ahorro de recursos y también con la relación S_k es lo que obliga a definir escalones de la relación definida en [2.11] que en el caso de la reglamentación del *FERC* se adoptan solamente dos estratos por simplicidad, aunque restándole rigurosidad.

Una vez definidos los rendimientos de los procesos convencionales de referencia, la adopción del indicador FI permite prescindir de la relación Sk , y determinar con exactitud el ahorro de recursos.

II.4.5.1) Comportamiento de los rendimientos térmico, FERC y FI en la evaluación de la calidad (ahorro de recursos) de sistemas de cogeneración.

a) Si se considera una planta de cogeneración con una máquina térmica cuya eficiencia es coincidente con la eficiencia de generación de referencia, que supondremos del 30%, y opera sin suministrar calor útil, el ahorro de recursos será nulo, y los rendimientos térmico, FERC y FI coincidirán.

Si a partir de esta situación, se da utilización al calor residual de la máquina térmica que consume 100 MW y produce 30 MW, el ahorro de recursos aumentará debido a que no se usan recursos adicionales para generar el calor útil que hubiera requerido el sistema convencional, cuya eficiencia η^{FtH} supondremos del 80%.

En la figura II.5 se muestran las variaciones del ahorro de recursos, el rendimiento térmico, FERC y FI. La tendencia es creciente en todos los casos, pero las curvas del rendimiento FERC y térmico se ubican por encima de la del rendimiento FI, debido a la sobrevaloración del calor útil por encima del valor $\frac{\eta^{FiP}}{\eta^{FiH}}$ contemplado por el rendimiento FI.

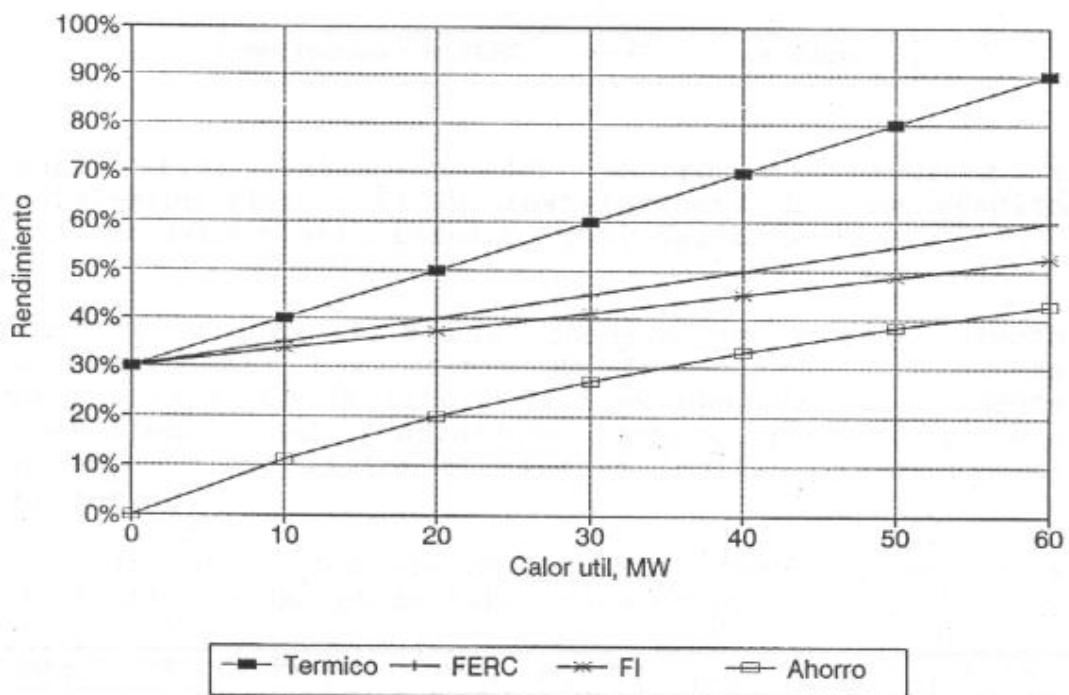


Figura II.5: Variación del ahorro de recursos y rendimientos térmico, FERC y FI de una instalación de cogeneración con motor térmico de 30 MW, $\eta = 30\%$, al variar la utilización del calor residual de 0 a 60 MW.

b) Si se comparan instalaciones de cogeneración del mismo rendimiento térmico (80%), pero de factores Sk variables de 0 a 1.7, se observa en la figura II.6 que el ahorro de recursos y los rendimientos FERC y FI aumentan, debido a que contienen una mayor cantidad de trabajo mecánico, reflejando la mejor calidad de los vectores energéticos secundarios.

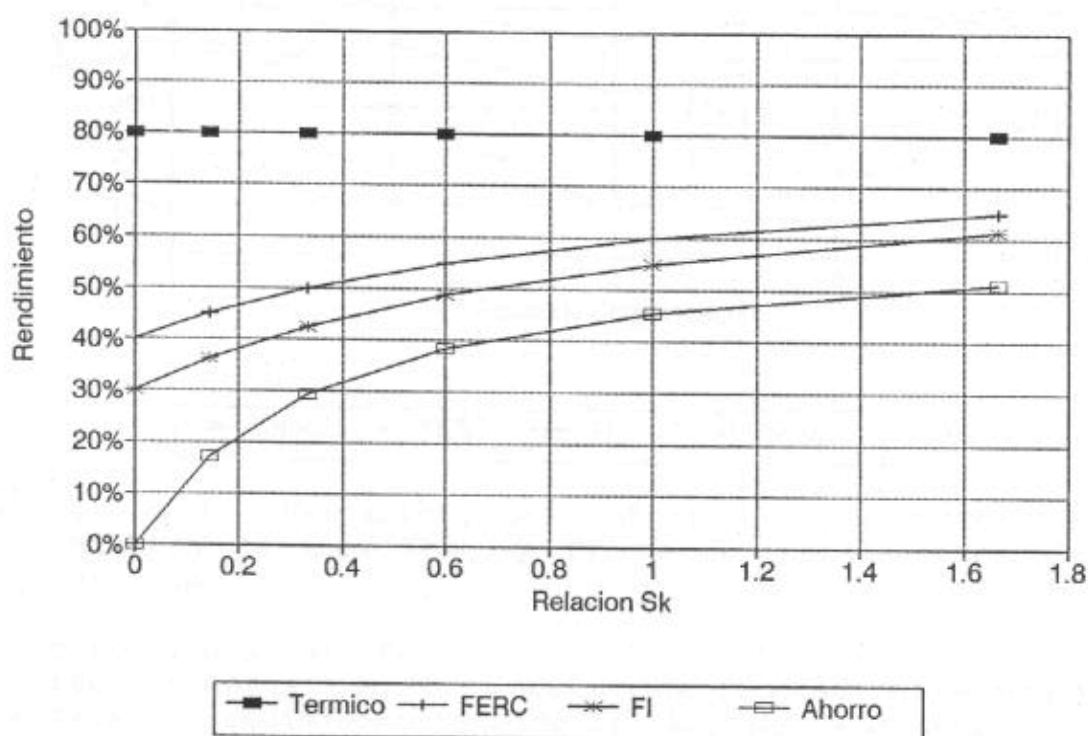


Figura II.6: Variación del ahorro de recursos y rendimientos FERC y FI de instalaciones de cogeneración del mismo rendimiento térmico, y Sk variable de 0 a 1.7.

c) En la figura II.5 se observa un comportamiento cualitativamente consistente de los cuatro indicadores representados. En la figura II.6 se observa una evidente inconsistencia del rendimiento térmico que se mantiene constante, mientras los otros tres indican una mejora al aumentar Sk .

Se consideran a continuación 5 casos, cuyos parámetros e indicadores se dan en la tabla siguiente:

Caso	W, MW	Q, MW	C^{COG} , MW	$\eta_{t\acute{e}rm}$	η_{FERC}	η_{FI}	A (%)
1	40	40	100	80	60	55	45.5
2	20	60	100	80	50	42.5	29.4

3	1	85	100	86	43.5	32.9	8.7
4	10	80	100	90	50	40	25
5	26	40	100	66	46	41	26.6

Estos valores se muestran en la figura II.7

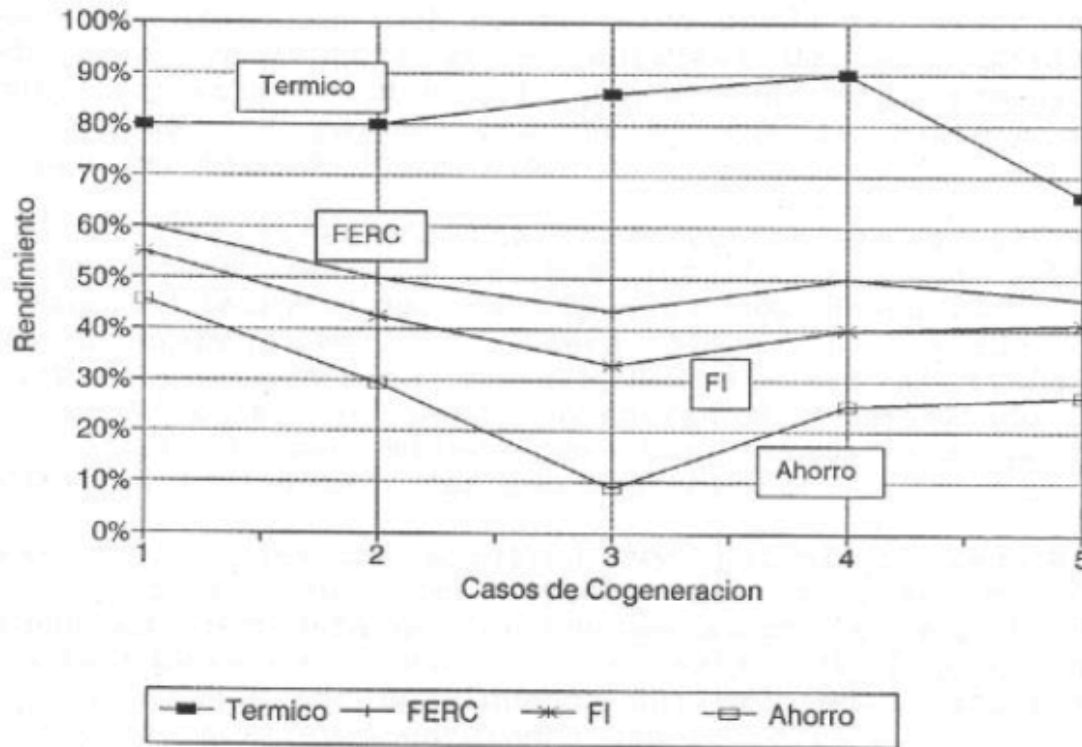


Figura II.7: Variación del ahorro de recursos y rendimientos térmico FERC y FI de 5 instalaciones de cogeneración.

Se observa lo siguiente:

Entre los casos 1 y 2, el ahorro de recursos disminuye, mientras el rendimiento térmico se mantiene constante.

Entre los casos 2 y 3 el ahorro de recursos disminuye, mientras el rendimiento térmico aumenta.

Entre los casos 4 y 5 el ahorro de recursos aumenta, mientras el rendimiento térmico y el FERC se reducen.

Solamente el rendimiento FI muestra en todos los casos tendencias consistentes, como era de esperar.

II.4.5.2) Consideraciones del rendimiento FI desde el punto de vista del Segundo Principio de la Termodinámica.

El uso eficiente de la energía no puede ser determinado por el análisis mediante solamente el Primer Principio de la Termodinámica. Esto quedó evidenciado por la

inadecuación de los indicadores cualitativos que se basan en éste, como el rendimiento térmico, el FCP, y el rendimiento eléctrico. El análisis riguroso debe realizarse teniendo en cuenta ambos (Primer y Segundo Principio) simultáneamente. [Bejan et al, 1996].

La energía no puede ser destruida, este es concepto del Primer Principio. La idea de que algo puede ser destruido es de suma importancia en el análisis de los sistemas térmicos, y esto conduce a la concepción de la exergía, como uno de los parámetros con el que se expresa el concepto del Segundo Principio.

Cuando un sistema térmico no se encuentra en equilibrio con los alrededores, es posible intercalar entre ambos una máquina térmica que, a expensas del desequilibrio, produzca trabajo mecánico hasta llegar al estado de equilibrio. Se denomina exergía del sistema al trabajo útil ideal máximo que puede obtenerse como resultado de la interacción del mismo con los alrededores hasta alcanzar el equilibrio. (estado muerto)

La exergía es pues una magnitud cuya definición requiere el conocimiento de los estados del sistema y los alrededores. Sin embargo, cuando se adopta el estado de los alrededores coincidente con el estado de referencia, la exergía puede ser considerado una propiedad extensiva del sistema, que representaremos con la letra E.

La exergía no es una magnitud conservativa y puede ser destruida, y en general no se conserva. El caso límite de la destrucción total de la exergía de un sistema se da cuando se permite llegar al estado de equilibrio con los alrededores en forma espontánea sin producción de trabajo mecánico. Será posible pues definir un rendimiento exergético η_E como la relación entre las exergías producidas y consumidas por el sistema:

$$\eta_E = \frac{E_{prod}}{E_{cons}} \quad [2.17]$$

En un sistema de cogeneración, las exergías producidas en la unidad de tiempo serán las correspondientes al trabajo útil obtenido W y el calor útil Q_u , o sea:

$$E_{prod} = W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_q}\right) \quad [2.18]$$

siendo T_q la temperatura del calor útil Q_u , y T_0 la temperatura de referencia o de los alrededores.

La exergía consumida es la ingresada por el combustible que insume el sistema en la unidad de tiempo, y puede ser expresada como el producto del caudal insumido por el

sistema de cogeneración C^{COG} , por su exergía específica por unidad de contenido energético e^{COMB} .

$$E_{cons} = C^{COG} \cdot e^{COMB} \quad [2.19]$$

El rendimiento exergético del sistema de cogeneración será pues:

$$\eta_E^{COG} = \frac{W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)}{C^{COG} \cdot e^{COMB}} \quad [2.20]$$

Si consideramos ahora los procesos convencionales monopropósito que generan las mismas calidades y cantidades de los vectores energéticos, y que consumen el mismo combustible que el sistema de cogeneración, serán:

Para el proceso FtP: llamando η^{FtP} a la eficiencia del proceso FtP, el consumo de combustible será, según [2.5]:

$$C^{FtP} = \frac{W}{\eta^{FtP}}$$

Para el proceso FtH: llamando η^{FtH} a la eficiencia del proceso FtH, el consumo de combustible será, según [2.6]

$$C^{FtH} = \frac{Q_u}{\eta^{FtH}}$$

Siendo estos vectores idénticos a los producidos por el sistema de cogeneración, la exergía producida por el sistema convencional será la misma, no así la exergía consumida que será para este caso:

$$E_{cons} = \left(\frac{W}{\eta^{FtP}} + \frac{Q_u}{\eta^{FtH}} \right) \cdot e^{COMB} \quad [2.21]$$

El rendimiento exergético del sistema convencional será:

$$\eta_E^{CONV} = \frac{W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)}{\frac{1}{\eta^{FtP}} \cdot \left(W + Q_u \cdot \frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FtH}} \right) \cdot e^{COMB}} \quad [2.22]$$

Y la relación entre los rendimientos exergéticos del sistema de cogeneración y del sistema convencional:

$$\frac{\eta_E^{COG}}{\eta_E^{CONV}} = \frac{1}{\eta^{FtP}} \cdot \left(W + \frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FtH}} \cdot Q_u \right) = \frac{\eta_{FI}}{\eta^{FtP}} \quad [2.23]$$

que indica que la relación entre los rendimientos exergéticos del sistema de cogeneración y del sistema convencional que consumen el mismo tipo de combustible, y producen los mismos vectores energéticos secundarios, es igual a la relación entre el rendimiento FI y el de la conversión FtP del sistema convencional.

Si consideramos que el ahorro de combustible (recurso primario) es, [2.9]:

$$\begin{aligned} A_{rec} (\%) &= \frac{C^{CONV} - C^{COG}}{C^{CONV}} \\ &= 1 - \frac{C^{COG}}{C^{CONV}} \end{aligned} \quad [2.24]$$

Pero siendo iguales las exergías producidas por ambos sistemas, la relación entre sus rendimientos exergéticos será igual a la recíproca de la relación entre sus exergías consumidas, o sea:

$$\frac{\eta_E^{COG}}{\eta_E^{CONV}} = \frac{e^{COMB} \cdot C^{CONV}}{e^{COMB} \cdot C^{COG}} = \frac{C^{CONV}}{C^{COG}} \quad [2.25]$$

que reemplazado en [2.24] da:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta_E^{CONV}}{\eta_E^{COG}} \right) \cdot 100 \quad [2.26]$$

o por la [2.23]:

$$A_{rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FI}} \right) \cdot 100$$

que coincide con la [2.15], lo que indica que el rendimiento FI no colisiona con el Segundo Principio de la Termodinámica.

II.4.5.3) Valoración diferencial del trabajo mecánico y el calor.

En la expresión del rendimiento FI, la relación $\frac{\eta^{FtP}}{\eta^{FtH}}$ (<1) es considerado como el factor de valoración del

calor con relación al trabajo mecánico. Debe tenerse en cuenta que esto es válido solamente en la comparación de dos sistemas (convencional y cogeneración) en los que la producción de ambos vectores son cualitativa y cuantitativamente iguales, o sea en aquellos en que las exergías producidas:

$$W + Q_u \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_Q}\right)$$

lo son y puede prescindirse de su relación.

La valoración que propone el rendimiento FI tiene como objetivo determinar la aptitud que posee el sistema de cogeneración para producir un ahorro de recursos, cuando se lo compara con procesos convencionales de referencia.

Pero cuando la valoración diferencial del trabajo mecánico y el calor tiene otros propósitos (como podría ser el de un emprendimiento de cogeneración tipo *joint venture* entre varias industrias que consumen trabajo en cantidades diferentes y calor en cantidades y calidades diferentes, y se debe determinar un cuadro tarifario para todos los vectores producidos), la utilización del factor de valoración del rendimiento FI puede no ser adecuado.

Existen en la bibliografía métodos de asignación de costos basados en parámetros físicos de los vectores energéticos, que han sido propuestos. Básicamente los siguientes:

"Método físico" en la que se propone distribuir los costos por el contenido entálpico de cada vector [Komarov y Luknickij, 1949], en flagrante desconocimiento del Segundo Principio.

"Método termodinámico", que fue aplicado a sistemas de cogeneración con turbinas de vapor de contrapresión, en los que el vapor de escape es valorado por el trabajo que produciría si fuera expandido hasta las condiciones de condensación. [Schaff, 1955]. Este método tiene en cuenta el Segundo Principio y las características de los sistemas reales, pero de acuerdo a nuestra experiencia es resistido por los usuarios de calor, cuando se les presenta una tarifa en la que el vector calórico es valorado por su capacidad de producción de trabajo y no por su contenido de calor, que es lo que el usuario de calor requiere.

[Sama, 1980], [Campagne, 1981], y otros autores hicieron notar la irrelevancia de la exergía en los usos calóricos del vapor, presentando casos en que presiones y temperaturas en exceso a las adecuadas para la aplicación producen efectos contraproducentes. Esto suele suceder

típicamente en los procesos de evaporación con temperaturas de vapor que hacen que se supere el régimen de ebullición por burbujas (nucleate boiling) desplazándola a la pelicular (film boiling), reduciendo la transferencia térmica, y produciendo un estado de equilibrio inestable que afecta severamente la regulación del proceso.

Por otra parte, debe observarse que el costo de la generación de vapor (como vector calórico) es una función en la que intervienen una cantidad de variables entre las cuales la presión no es la más importante, pudiendo mencionarse muchos casos en los que el costo de la generación del vapor resulta menor en una caldera de mayor presión que en otra de menor presión. Pero la exergía del vapor generado es una función creciente de la presión, lo que indica claramente que la producción de vapor de baja presión proporciona una energía secundaria de baja calidad, sin que necesariamente sea más barato por ello. Esto no sucede en una instalación de cogeneración, en la que la producción de trabajo mecánico obliga a la valoración de la exergía.

[Marecki, 1988], concluye que:

- a) la asignación de costos del calor y la electricidad (trabajo mecánico) en una instalación de cogeneración es primariamente un problema económico, por lo que los criterios económicos deben prevalecer sobre los técnicos o físicos.
- b) el objetivo de la producción combinada de calor y electricidad es la obtención de beneficios económicos en una escala general, que debe alcanzar a todas las partes involucradas en el proyecto, contribuyendo a la maximización de los mencionados beneficios.
- c) propone que la correlación de beneficios entre ambos tipos de energía generada sea determinada a partir de los costos de su generación por separado.

De las conclusiones de Marecki se recoge el consejo de priorizar el interés general (maximización de los beneficios del proyecto) por sobre los individuales de los usuarios. Se debe observar asimismo que la recomendación de determinar los costos a partir de los costos de su generación por separado no implica la utilización de la relación η^{FtP}/η^{FtH} , puesto que la misma contempla el costo energético (del combustible), no así los otros costos operativos y los costos de capital que gravitan con mayor intensidad en la producción de trabajo mecánico que en la de calor. La asignación de costos de los vectores cogenerados constituye pues una problemática fuertemente específica.