

Facultad de Ingeniería – Universidad de la República

Cogeneración: análisis exergético de caso aplicable a una refinería

Trabajo de Tesis – Maestría de Ingeniería de la Energía



Autor: Horacio Mourglia
Tutor: Pedro Curto

Montevideo, 2022

Contenido

1	Introducción.....	2
1.1	Objetivos.....	2
1.2	Conceptos generales y relevancia en el sector energético.....	2
1.3	Cogeneración y District Heating: un vínculo conveniente.....	12
1.4	Beneficios, aplicabilidad de la cogeneración y la “paradoja CHP”.....	17
1.5	El dilema de las definiciones precisas: el caso europeo.....	23
2	Políticas, regulaciones y capacidad de cogeneración.....	32
2.1	El caso de Estados Unidos.....	32
2.2	Europa.....	38
2.3	Región.....	43
3	Estado del arte de las tecnologías aplicadas a cogeneración.....	51
3.1	Configuraciones usuales.....	51
3.2	Máquinas alternativas de combustión interna.....	69
3.3	Turbinas a gas.....	73
3.4	Turbinas de vapor.....	78
3.5	Celdas de combustible.....	81
4	Exergía.....	86
4.1	Definición y conceptualización.....	86
4.2	La utilidad del análisis exergético.....	91
5	Análisis exergético de caso práctico.....	95
5.1	Contextualización y descripción del ciclo.....	95
5.2	Diagramas y balances.....	99
5.3	Estudio de Sensibilidad.....	111
6	Conclusiones.....	117
7	Anexo I.....	120
	Evolución histórica de la cogeneración.....	120
8	Anexo II.....	134
9	Anexo III.....	136
	Bibliografía.....	137

1 Introducción

1.1 Objetivos

Los objetivos del presente trabajo son:

- Presentar a la cogeneración como un conjunto de tecnologías disponibles para satisfacer la demanda de energía eléctrica y calor, remarcando que su aplicabilidad no es universal, sino que es aplicable bajo determinadas condiciones, que deben ser definidas a los efectos de determinar la viabilidad del emprendimiento.
- Repasar los métodos aplicados por los Organismos Reguladores de cada país para definir y evaluar una instalación cogeneradora.
- A la luz de las regulaciones actuales, presentar a la eficiencia exergética como una forma objetiva de realizar la evaluación de la instalación.

1.2 Conceptos generales y relevancia en el sector energético

La disponibilidad energética es condición necesaria para el desarrollo económico y social. No obstante, la mayoría de la energía producida y consumida en el mundo se realiza de manera insostenible (bajo el supuesto de que la tecnología permanece inalterada, y las cantidades consumidas se incrementan sostenidamente), como parecen indicar las cifras globales, fundamentalmente por el crecimiento de la clase media en los países del bloque BRICS ¹.

La combinación del incremento en el consumo global de energía sumado a la disminución de las reservas convencionales [1] convierte a la cuestión energética en un tema esencial del futuro inmediato a nivel mundial. Existen tres formas de salvar el problema, la primera es brindar y mejorar el acceso a fuentes de energías nuevas y renovables, como la solar o la eólica; la segunda es mejorar la eficiencia energética en el uso de la energía. La tercer manera es mejorar los sistemas convencionales de conversión de energía, de manera de usar las fuentes de energía existentes más eficientemente y por más tiempo, como ocurre con la cogeneración.

La cogeneración o CHP (por la sigla en inglés de *Combined Heat and Power*) es un conjunto de tecnologías para la producción simultánea en sitio de energía eléctrica y/o mecánica, y energía térmica útil a partir de una única fuente de energía.

¹ El bloque BRICS lo constituyen las cinco naciones con economías emergentes o recientemente industrializadas más importantes del planeta: Brasil (B), Rusia (R), India (I), China (C) y Sudáfrica (S).

Aunque la cogeneración es un sistema de conversión de energía conocido y probado, en los últimos 15 a 20 años ha resurgido el interés por ella debido a que el asunto energético se ha integrado a la agenda de los países.

La cogeneración ofrece soluciones probadas, confiables y económicamente factibles que contribuyen a alcanzar las demandas globales térmicas y de electricidad [2] [3].

Debido a su eficiencia en el suministro energético y al eventual uso de fuentes energéticas renovables y de bajo carbono, la cogeneración es parte importante del paquete de estrategias para reducir la emisión de gases de efecto invernadero de los países.

Mientras en una central térmica de generación eléctrica que quema combustibles fósiles aproximadamente el 65-63% del calor generado no se utiliza [4], en una planta CHP puede usarse gran parte de este. El calor con bajos niveles de temperatura puede utilizarse para producir agua caliente o para calefaccionar espacios habitables, mientras que a altos niveles de temperatura puede generarse vapor, el cual es útil en la industria de proceso. De esta manera el calor desechado por la central térmica puede remplazar -en una planta CHP- calor o vapor, que de otra manera se producirían consumiendo energéticos de gran valor, como gas natural, derivados del petróleo, o incluso electricidad.

La cogeneración -al minimizar o anular los sistemas de transmisión y distribución- incrementa la confiabilidad de la energía útil, produciéndola en el punto de consumo, y mejorando significativamente la eficiencia energética.

La Figura 1 muestra la mejora en la eficiencia que logra un sistema de cogeneración típico respecto a la generación eléctrica convencional, más la producción de vapor o agua caliente con una caldera en sitio.

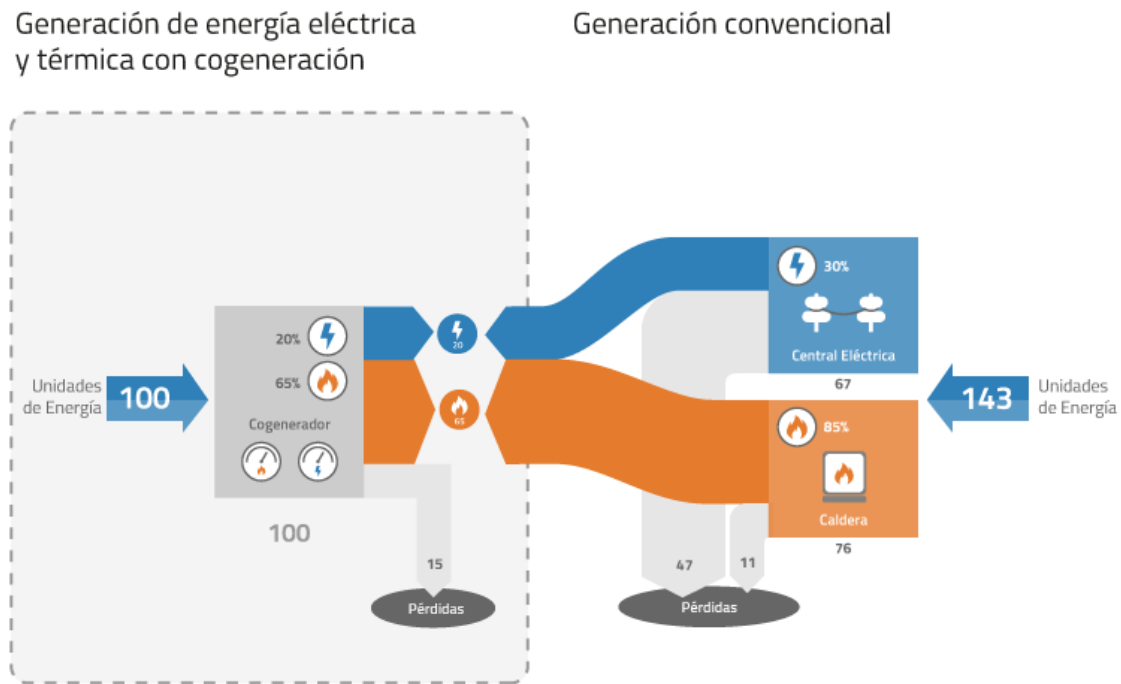


Figura 1 – Comparación de eficiencias: Procesos independientes vs. Cogeneración [5]

Para ello se supusieron rendimientos típicos en cada uno de los procesos: 30% para la central térmica productora de electricidad que vierte a la red, 85% para la caldera que cubre las necesidades térmicas, 65% para la producción térmica en el sistema de cogeneración y 20% para la producción de electricidad dentro del mismo sistema, lo que da un razonable rendimiento global de 85% en la cogeneración.

Con esos valores de rendimiento se abastece una hipotética instalación con 20 unidades de energía eléctrica y 65 unidades de energía térmica, utilizando 143 unidades de combustible en el caso tradicional y solo 100 unidades de combustible en el caso de cogeneración.

Por otra parte, mientras la eficiencia total de la instalación CHP proporciona una medida de la energía capturada a través de la electricidad y vapor producidos, esto no refleja adecuadamente el hecho de que la electricidad y el vapor tienen distintas "calidades". La calidad y valor de la producción eléctrica es mayor que la de la producción térmica, evidenciado en el hecho de que la electricidad puede transmitirse a grandes distancias y ser convertida en otras fuentes de energía. A modo de ejemplo, para tomar en cuenta este punto, la legislación federal de Estados Unidos para los servicios públicos de 1978 (PURPA por sus siglas en inglés) descuenta la mitad de la energía térmica para el cálculo de la eficiencia estándar (EFF_{FERC}). La EFF_{FERC} se calcula como el cociente de la generación neta eléctrica más la mitad de la generación térmica, dividido el combustible total usado en la instalación CHP [6]. La explicación física de las distintas calidades energéticas se aborda en el Capítulo 4.

Los sistemas CHP más eficientes (que superan el 80% de rendimiento) son aquellos que suministran una gran carga térmica produciendo relativamente poca electricidad. A medida que la temperatura de la energía recuperada se incrementa la relación Electricidad-Calor decrecerá.

Para visualizar el bajo rendimiento de la central térmica tradicional (banda azul, a la derecha, en la Figura 1), en la Figura 2 se muestra una comparativa de las pérdidas energéticas -para el caso de una central térmica de generación eléctrica que quema carbón en una caldera de vapor- donde el vapor generado es enviado luego a una turbina que mueve un generador eléctrico. La mayor fuente de pérdida es claramente el calor transferido al agua de enfriamiento de la planta que condensa (mediante un intercambiador de calor) el vapor saliente de la turbina, seguida por el calor de los humos salientes por la chimenea.

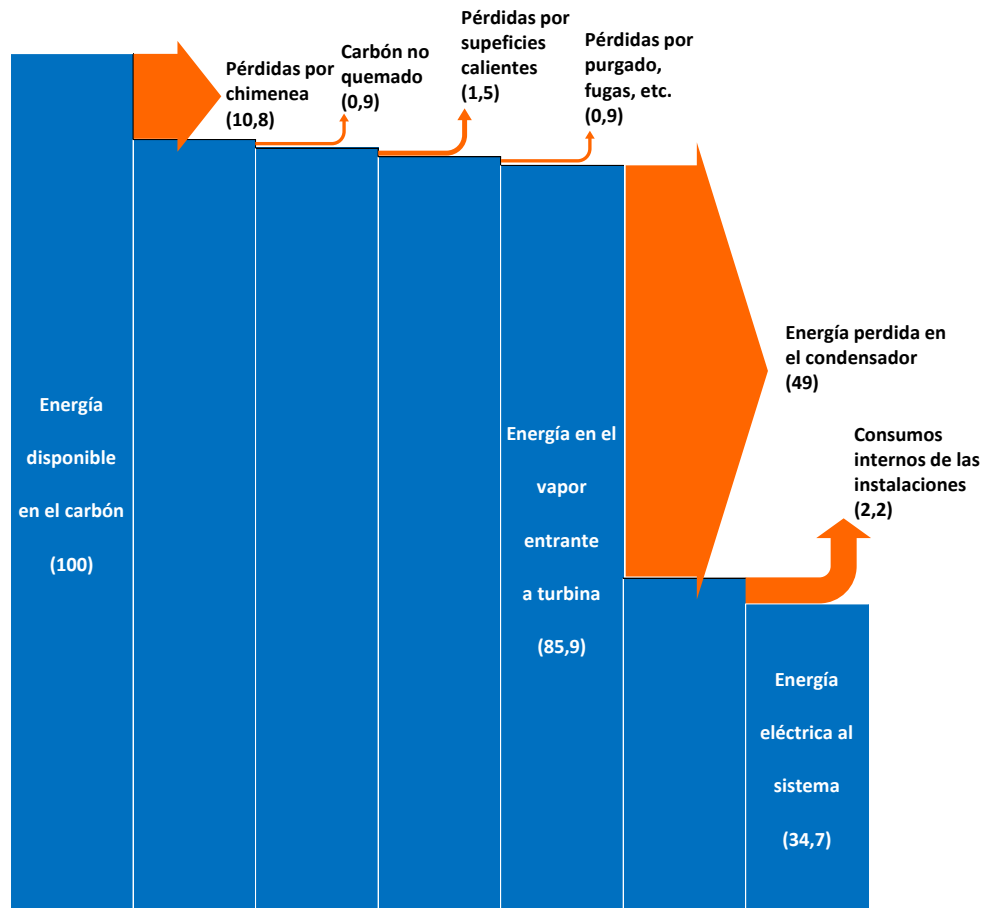


Figura 2 – Pérdidas de energía en una central térmica convencional [4]

En la Figura 3 se presenta el rendimiento global de energía eléctrica por fuente energética.

Se visualiza que, según cifras de la Agencia Internacional de Energía (IEA) ² un 74,2% del total de las fuentes energéticas utilizadas para la producción de electricidad corresponde a combustibles fósiles. Además, las pérdidas inherentes a la producción eléctrica de centrales térmicas son equivalentes en términos de energía a la producción de todas las centrales a carbón (45,8%) y nucleares (16,9%) a nivel mundial [7].

Esto evidencia una de las fortalezas en la aplicación de la cogeneración: maximizar la recuperación del calor producido por la máquina térmica principal y por los fluidos calientes que dejan el ciclo. De esta manera la eficiencia del sistema puede llegar a valores cercanos al 85%, como muestra la Figura 1, pudiéndose reducir la quema de combustibles para una misma cantidad de energía demandada.

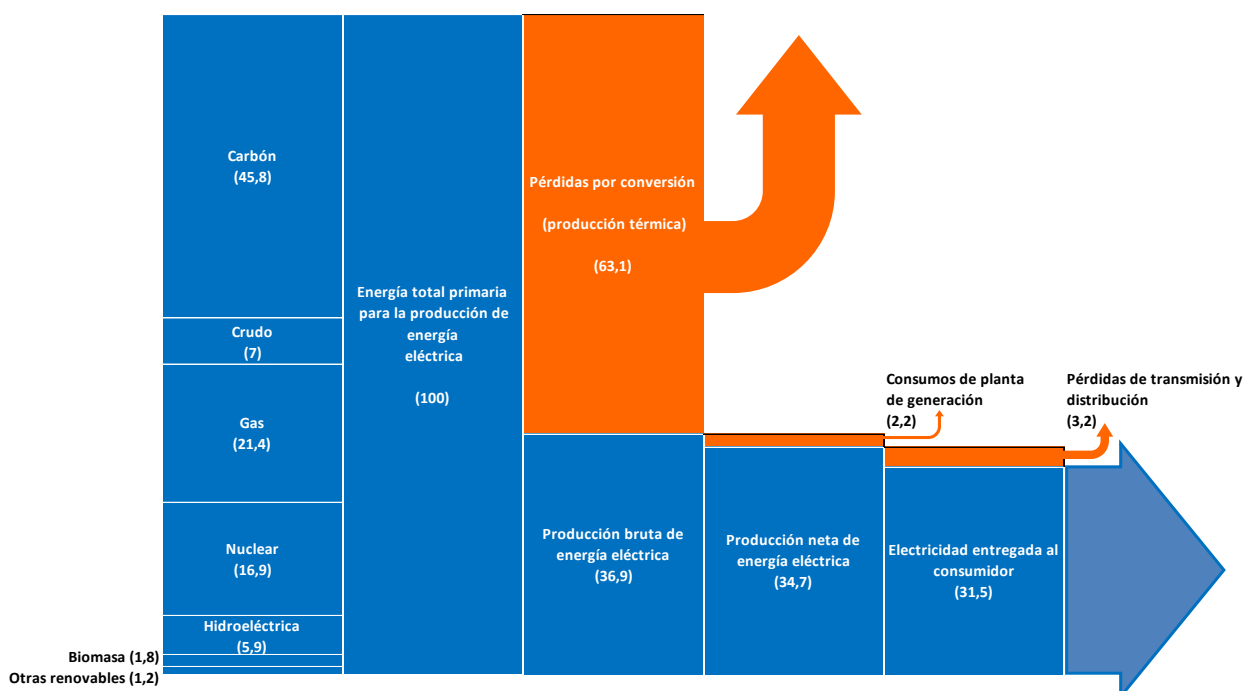


Figura 3 – Participación de las distintas fuentes de energía en la generación eléctrica a nivel mundial [4]

A pesar de las acciones tomadas por los gobiernos y por el sector industrial para mitigar las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI), las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) por combustión, se han incrementado según la IEA un 32% en la primera década del siglo XXI [8]. En efecto, se pasó de 23.000 Mt ⁽³⁾ de CO₂ en el año 2000, a 30.000 Mt de CO₂ en 2010 y a 33.500 en 2018 (ver Figura 4).

² La Agencia Internacional de Energía, o IEA por su sigla en inglés, es una organización conformada por 30 países de alto nivel de desarrollo, que de acuerdo a su definición institucional trabaja para asegurar energía confiable, accesible y limpia.

³ 1 Megatonelada = 1 Mt = 10⁶ tons = 10⁹ kg

Según estimaciones de la IEA, de no mediar acciones correctivas las emisiones llegarían a 57.700 Mt de CO₂ en 2050 [1].

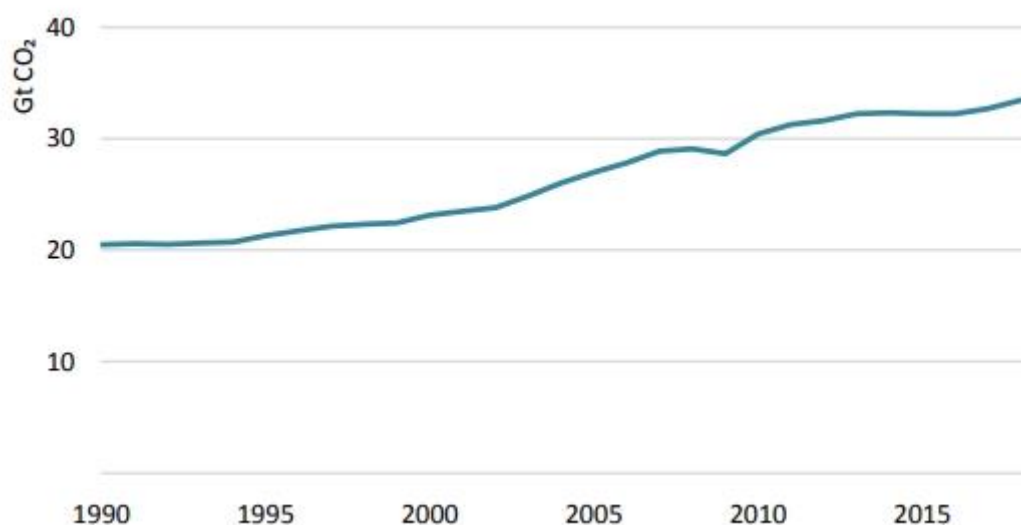


Figura 4 – Emisión de CO₂ debido a combustión, en Gt [9]

Una de esas acciones correctivas actualmente disponible, es la cogeneración. La reducción en la quema de combustibles fósiles, así como otros beneficios de aplicar la cogeneración se tratan en detalle en el Capítulo 1.4.

De acuerdo a cifras de Worldwatch Institute⁴ solamente el 8% de la generación eléctrica mundial incluye CHP de una forma u otra [10]. La mayoría de esta capacidad (el 80% de acuerdo al Worldwatch Institute) es asociada a las industrias energéticamente intensivas como papeleras, químicas, refinerías e industria alimenticia. La mayoría de la generación restante probablemente sea relacionada a casos de calefacción y agua caliente. La capacidad de generación de electricidad mundial fue de 6400 GW en 2015 de acuerdo con IEA, lo que –aplicando el 8% mencionado como penetración de CHP en la generación eléctrica– fija la capacidad global de CHP para 2015 en 512 GW [1].

La Figura 5 muestra la comparación a nivel mundial entre la generación de electricidad convencional y CHP en lo referente al uso de las fuentes energéticas. De acuerdo con las cifras expuestas, la participación de energías renovables es limitada también en el caso de CHP: hay algunas plantas de energía geotérmica que generan electricidad y proveen calefacción para el *District Heating* (DH,

⁴ El Worldwatch Institute fue fundado en 1974 como un instituto de investigación independiente abocado a los problemas ambientales globales. Actualmente desarrolla soluciones innovadoras a problemas complejos, enfatizando la coparticipación de gobiernos, empresas privadas y de la acción ciudadana.

servicio de calefacción para instalaciones edilicias), y plantas de biomasa importantes en industrias como la papelera y maderera. CHP nuclear no está incluida en la Figura 5, no obstante, hay una pequeña capacidad de cogeneración en Rusia, y algunas instalaciones rusas proveen energía térmica a los países de la ex Unión Soviética.

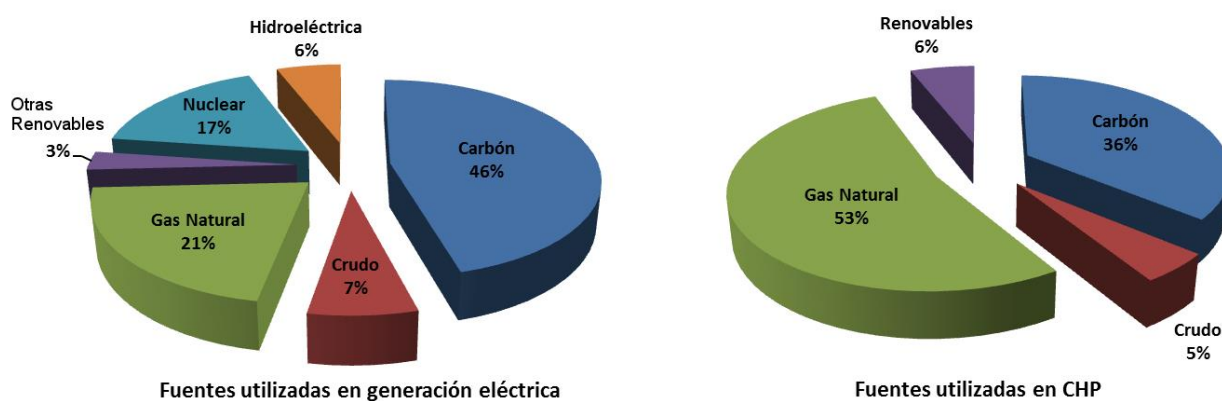


Figura 5 - Fuentes energéticas utilizadas en generación eléctrica vs. Cogeneración

Con una mirada histórica, la participación de la cogeneración en la producción de electricidad a nivel mundial en 1973 (medido en consumo de energía primaria) fue de 8,3%, mientras que en 2010 fue de 7,9% [11], esto es una participación casi constante de la cogeneración durante casi cuatro décadas, a pesar, como se mencionó, de los esfuerzos realizados fundamentalmente en los países desarrollados por incluir esta tecnología en sus sistemas de generación eléctrica.

Parte del problema radica en la preferencia histórica y ampliamente difundida de construir grandes centrales térmicas para la generación de electricidad. Las instalaciones grandes son relativamente más eficientes, y están construidas normalmente cerca de las líneas principales de transmisión, de manera que la energía eléctrica pueda ser vertida fácilmente a la red. También pueden estar ubicadas cerca de la fuente de abastecimiento del energético usado. Ambas posibilidades implican que, casi seguramente, la central térmica esté alejada de los consumidores finales, que son los que pueden hacer uso del calor desechado por la central.

En el pasado, los gobiernos municipales en algunas ciudades de Europa y Estados Unidos construyeron centrales térmicas dentro de los núcleos urbanos con el objetivo de acceder a los consumidores con el *District Heating* y electricidad, pero no es una solución que haya sido frecuentemente adoptada y las consideraciones ambientales hacen inviables la construcción de tales plantas hoy [12].

Hay casos de centrales térmicas construidas cerca de polos industriales, de forma que puedan proporcionar electricidad y vapor de alta presión, pero no es la regla en relación a las centrales de gran porte [12].

El *District Heating* es una aplicación de la cogeneración particularmente importante pues hay un mercado disponible en el calentamiento de hogares urbanos y oficinas, no obstante, como se mencionó, su uso es dispar.

La Tabla 1 muestra las cifras de penetración a principios del siglo XXI en algunos países europeos [13]. Esa penetración no es atribuible totalmente a la cogeneración; en Islandia por ejemplo, gran parte del District Heating es geotérmico.

Más allá de Europa, hay un uso limitado del *District Heating* en Estados Unidos y en Japón, siendo también escaso en China. Todo ello, sumado al aumento constante de la población urbana, crea una oportunidad de aplicación a escala global para la cogeneración.

País	Penetración (%)
Islandia	95
Dinamarca	60
Estonia	52
Polonia	52
Suecia	50
República Checa	49
Finlandia	49
Eslovaquia	40
Alemania	22
Hungría	16
Austria	12,5
Holanda	3
Reino Unido	2

Tabla 1 – Porcentaje de penetración de District Heating en países de Europa [2]

En un mundo con restricciones energéticas crecientes y ambientalmente comprometido, la eficiencia energética representa una de las mejores maneras de reducir el consumo y las posteriores emisiones atmosféricas.

El gobierno alemán estima que el 50% de su electricidad podría ser generada por CHP [2]. Hay además ventajas económicas que pueden hacer de la cogeneración una inversión atractiva. No obstante, el crecimiento en el uso de CHP ha sido muy lento y permanece como un debe a nivel global.

Las políticas de incentivos y regulaciones relativas a la cogeneración en distintas partes del mundo se tratan específicamente en el Capítulo 2.

En un reporte publicado en 2008, la IEA sugiere que se podrían reducir las emisiones por la construcción de nuevas plantas de generación que incluyan CHP en un 4% en 7 años, y un 10% en 22 años, así como reducir la inversión necesaria en el sector eléctrico en un 7% en los próximos 25 años.

En resumen, mejorar la eficiencia en el suministro de electricidad y calor útil es una oportunidad de mejora al alcance de la mano, ya que la aplicación de la cogeneración incluye tecnologías maduras, ampliamente conocidas en la industria. La eficiencia promedio de una planta tradicional de generación eléctrica que quema combustibles fósiles ha permanecido estancada por décadas en valores cercanos al 35%, es decir que cerca de 2/3 de la energía primaria utilizada para producir electricidad se pierde en forma de calor, el cual se desecha de una forma u otra. A veces, a través de una torre de enfriamiento, otras a través de un intercambiador de calor, siendo absorbido por la atmósfera, o por una corriente de agua cercana. Desde el punto de vista ambiental este calor puede considerarse una forma de contaminación.

El punto clave es que, dependiendo de los niveles de temperatura alcanzados, el calor desechado podría usarse, en parte, para satisfacer la demanda térmica tanto en industrias como en ciudades, barrios o edificios.

Si bien la cogeneración conlleva los beneficios descritos, su adopción debe planearse mediante un análisis preciso de las demandas eléctrica y térmica que solicitará el usuario final. Este análisis debería evaluar la máxima demanda y las curvas diarias, mensuales y estacionales, tanto para la electricidad como para la energía térmica, lo que convierte a la cogeneración en un sistema no generalizable en absoluto; la elección de la tecnología apropiada y el dimensionamiento de la instalación debe evaluarse para cada caso particular.

En el siguiente Capítulo (1.3) se presenta al District Heating (DH) como una de las aplicaciones típicas del CHP.

En el Capítulo 1.4 se plantean los beneficios de la cogeneración, y el por qué no existe una aplicación de dicha tecnología acorde con esos beneficios, que se define como “la paradoja CHP”.

En el Capítulo 1.5 se estudia una de las razones de esa paradoja para el caso europeo: la regulación de la actividad CHP.

En el Capítulo 2 se estudian las regulaciones actuales en algunos países de Europa, en Estados Unidos y en la región.

En el Capítulo 3 se presentan distintos criterios de clasificación de la actividad CHP, las configuraciones más utilizadas, así como el estado del arte del elemento motriz del ciclo, o *prime mover*.

En el Capítulo 4 se presenta la exergía y el análisis exergético como una posible herramienta de evaluación de la cogeneración.

En el Capítulo 5 se aborda el estudio de un caso práctico en una refinería de petróleo: diagramas y balances, cálculo de rendimiento energético y exergético, así como el estudio de sensibilidad en la turbina del ciclo y el cálculo de rendimientos para los distintos casos. Esto último permite concluir que el rendimiento exergético puede ser un buen instrumento para medir el comportamiento de la instalación.

1.3 Cogeneración y District Heating: un vínculo conveniente

El calor generado como subproducto durante la producción de electricidad, tiene un contenido energético significativo en comparación con la energía útil obtenida. Ese subproducto es aprovechado en la CHP y es la razón de la mejora en los valores de rendimiento presentada en el capítulo anterior. En los trabajos escritos en lengua inglesa sobre CHP este calor es llamado “waste heat”, pues de no ser utilizado en alguna aplicación concreta, se desecharía.

Una forma de dar destino a ese calor es la aplicación del District Heating (DH).

El DH implica el acondicionamiento térmico de un grupo de edificaciones, en las cuales el calor y/o el frío se distribuyen mediante la circulación de agua caliente o vapor de baja presión a través de cañerías subterráneas [14]. En efecto, el calor entregado a las edificaciones puede utilizarse también para generar aire frío mediante un chiller de absorción. Cuando esto último ocurre, el sistema se llama -en lugar de District Heating (DH)- District Heating and Cooling (DHC) o más genéricamente District Energy (DE).

Desde la perspectiva del DH, la fuente energética principal de estos sistemas es el “waste heat” [15], solucionando un requerimiento básico de las personas: generar condiciones confortables en los espacios habitados, y elevando así el rendimiento del proceso, al darle un destino útil a esa energía.

La Figura 6 muestra el calor suministrado a los sistemas de DH, para los cuatro métodos de suministro de calor usados, a escala mundial [15]. La participación de CHP es históricamente mayor al 56% donde a su vez la CHP con renovables aumenta su participación a través de los años.

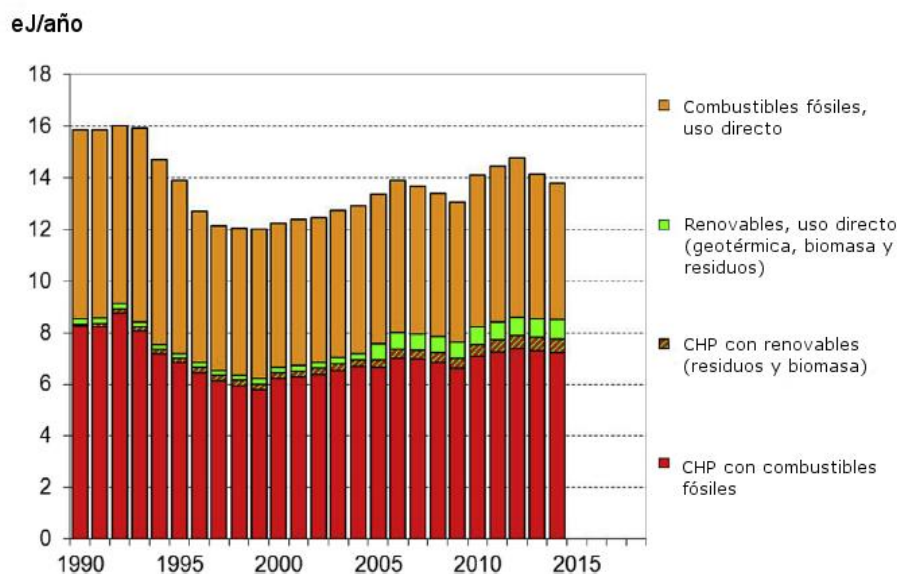


Figura 6 – Calor suministrado a los sistemas de DH a nivel mundial en el período 1990-2014

Las participaciones de los cuatro métodos de suministro de calor se diferencian sustancialmente de acuerdo a la región. En efecto, la Unión Europea tiene una participación del calor proveniente de CHP del 72% (y alcanza el 79% para los países de la OCDE). Esa participación cae al 50% aproximadamente en China y Rusia, debido a que el DH no ha sido completamente implementado en estos dos países, poseedores de los mayores sistemas de distribución de DH del mundo [15].

Desde la perspectiva de la cogeneración, la estrategia más común para cogenerar es la producción de electricidad en conjunto con la producción de calor para el DH [14]. Es así como las plantas CHP tienen una eficiencia global mayor, pudiendo también ser alimentadas por fuentes renovables, lo que favorece la sostenibilidad del proceso.

Si el calor para consumo doméstico se produce individualmente, los gases de combustión, de alta temperatura, son utilizados para poder disponer de una fuente de calor de relativamente baja temperatura, lo que no es exergéticamente eficiente. Si en cambio el subproducto del proceso es una fuente de calor de baja temperatura -como en las plantas CHP- y se utiliza ese mismo calor para consumo doméstico, se tiene una eficiencia exergética mayor. Por lo tanto, la Cogeneración es favorable en términos energéticos y exergéticos. Los conceptos de exergía y eficiencia exergética se definen en el Capítulo 4.

Los sistemas de DH en Europa han sido usados desde el siglo XIV, cuando se construyó un circuito con aguas termales conducidas por cañerías de madera en la localidad francesa de Chaudes-Aigues. La academia naval de Estados Unidos construyó el primer sistema de DH en su campus de Annapolis en 1853, y el primer circuito comercial de DH se construyó en Nueva York en 1877.

Históricamente se definen cuatro generaciones de DH. La primera generación se dio entre 1880 y 1930 con redes que proveían calor a clientes muy localizados, desde una fuente única de suministro y con algún sistema primitivo de almacenamiento de vapor. Estos sistemas son los más ineficientes, no obstante, siguen operativos en metrópolis como París o Nueva York. La segunda generación se dio entre 1930 y 1980, y fue gestada por la utilización de fuentes multienergéticas que podían proveer calentamiento a pequeños núcleos urbanos; la temperatura de suministro era cercana a los 100 °C. La mayoría de los DH de Europa del este y de la antigua Unión Soviética están basados en esta tecnología.

En la tercera generación, desde 1980 hasta el presente, se introdujeron energías renovables a gran escala como solar, geotérmica y biomasa. La capacidad del sistema es suficiente como para soportar

núcleos urbanos de gran porte. La mayoría de las redes de DH a lo largo del mundo se basan en esta tecnología.

La cuarta generación de DH, que está emergiendo en el presente, utiliza los avances en la tecnología de enfriamiento y en el uso de calor para proveer tanto calentamiento como refrigeración. Los sistemas se integran con múltiples fuentes renovables y fuentes diversas de “waste heat”, y tienen sistemas de control inteligentes que brindan calor para diferentes aplicaciones, desde residencial hasta comercial e industrial [16].

En ese sentido, la mayoría de las investigaciones en CHP no se enfocan en la tecnología, sino en mejoras, combinaciones híbridas, variaciones del combustible y análisis de su consumo, debido a que se trata de tecnologías maduras (excluyendo CHP con celdas de combustible). Se han publicado también varios estudios de optimización de la operación de sistemas CHP-DH [17], y herramientas de modelado para implementar estrategias de control en la operación y manejo del calor proveniente de CHP. El objetivo de estos algoritmos es optimizar termo-económicamente la demanda y la oferta en una red concreta [18].

La Figura 7 muestra el desarrollo del District Heating desde la creación de los primeros sistemas de distribución hasta el presente.

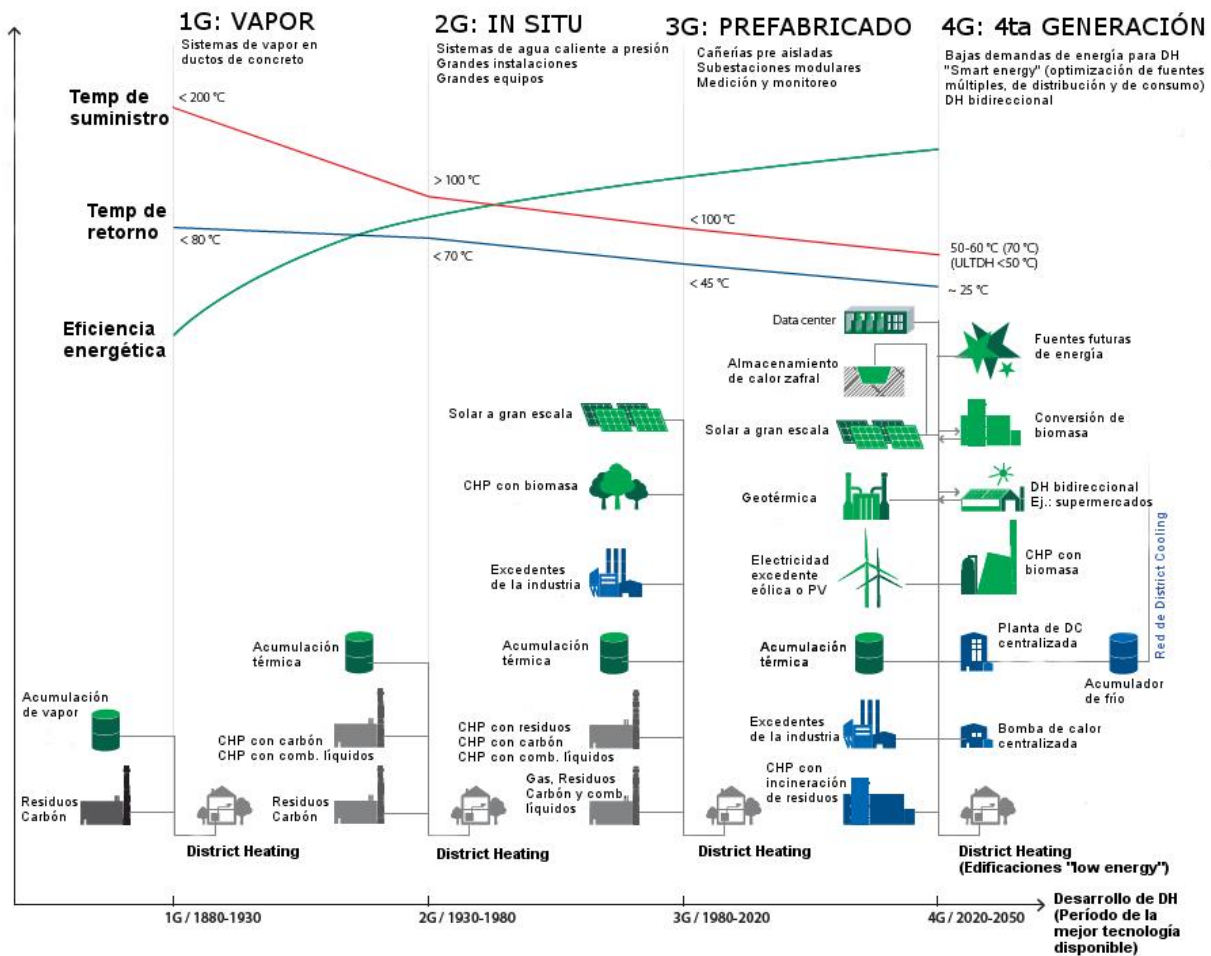


Figura 7 - Desarrollo del District Heating [19]

Respecto al potencial de aplicación del DH, en la Figura 8 se aprecia las necesidades de calentamiento a nivel global, medidas en horas°C, tomando como punto neutro 18 °C de temperatura ambiente. El fondo de la escala, en azul oscuro, corresponde a 8000 horas°C. Si bien están incluidas vastas áreas con poca densidad de habitantes, los países con mayor nivel de consumo energético están en estas zonas [20].

Por otro lado, en la Figura 9 se aprecia las necesidades de enfriamiento a nivel global, medidas en horas°C, tomando también como punto neutro 18 °C de temperatura ambiente. El fondo de la escala, en rojo, corresponde a 6500 horas°C. Se observa que la gran mayoría de los territorios de países desarrollados requieren este servicio, lo cual puede generar una oportunidad para que CHP desplace otras formas de enfriamiento existentes. Por otro lado, también hay un gran potencial de aplicación del District Cooling en zonas pobladas de economías emergentes, como India y China y el sudeste asiático [20].

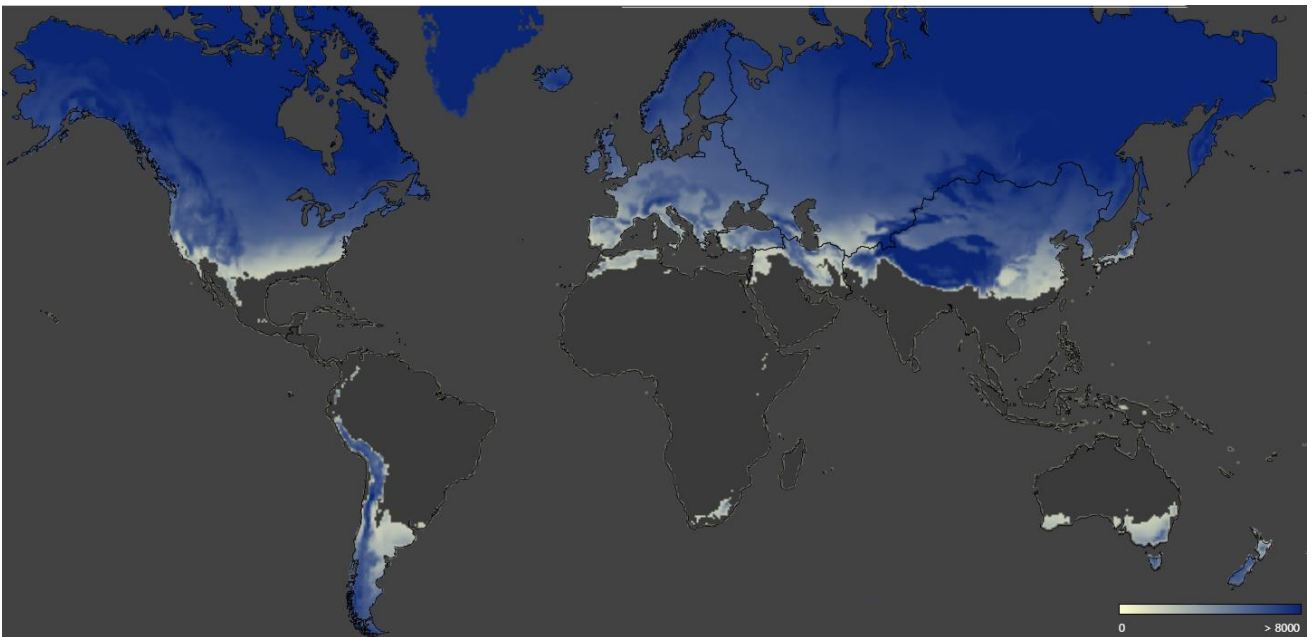


Figura 8 – Necesidades de calentamiento a nivel global [20]

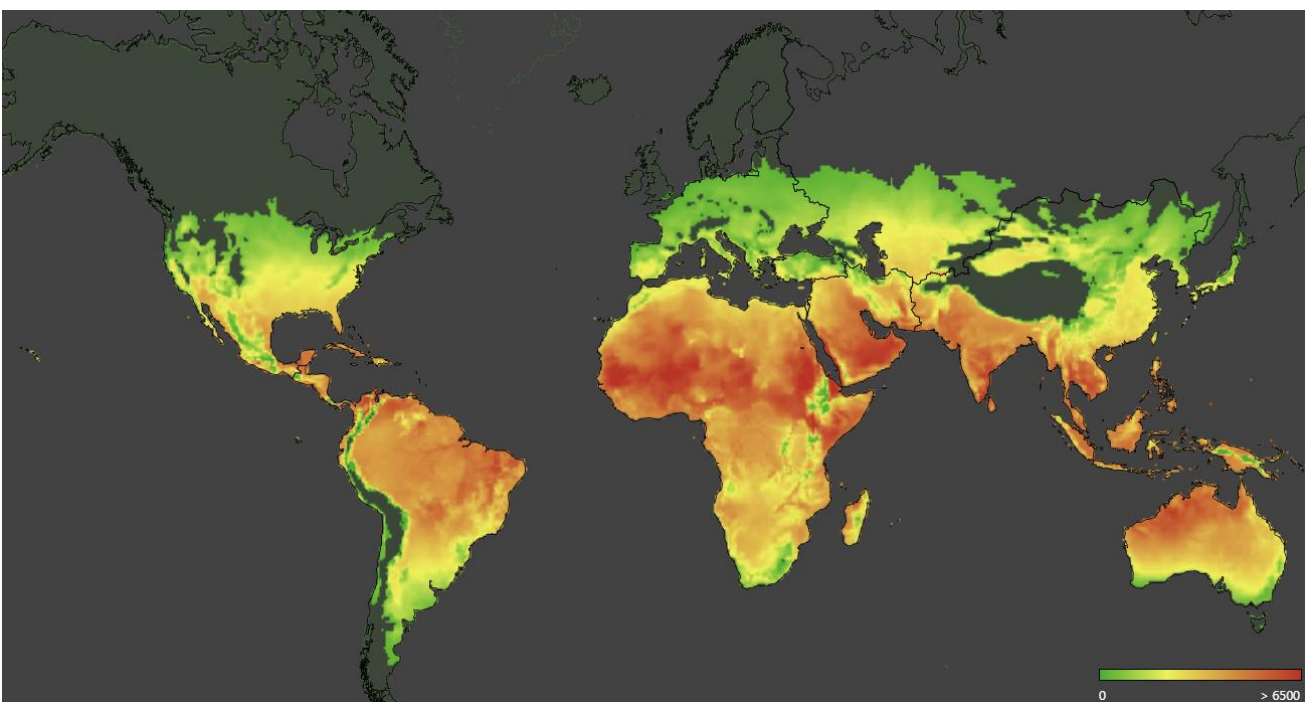


Figura 9 – Necesidades de enfriamiento a nivel global [20]

En resumen, la CHP y el District Heating están fuertemente ligados uno al otro. Internacionalmente, el uso de plantas de CHP ha sido el argumento más fuerte para la introducción de los sistemas de DH [15]. De esta forma, las pérdidas de calor inevitables en plantas de generación eléctrica pueden reciclarse con destino al calentamiento habitacional.

1.4 Beneficios, aplicabilidad de la cogeneración y la “paradoja CHP”

Los beneficios de la cogeneración están implícitos en su propia definición: la producción simultánea de calor y electricidad actúa positivamente sobre los usuarios, la industria y los gobiernos, manifestándose en términos de eficiencia, confiabilidad, costos e impacto ambiental.

El beneficio primario de un sistema CHP es la reducción en el consumo de combustible. Como se detalla en la Figura 1, para rendimientos típicos de instalaciones de cogeneración, térmica y de generación eléctrica, puede llegarse a un abatimiento del 30 % en el combustible para una misma demanda térmica y eléctrica.

En 2007 el G8 (grupo de las 8 naciones más industrializadas del planeta: Canadá, Estados Unidos, Francia, Italia, Alemania, Reino Unido, Japón y Rusia) concluyó en su reunión anual, entre otras cosas, que se deberían *“adoptar instrumentos y medidas para incrementar significativamente la participación de CHP en la generación de electricidad”* [4].

Al año siguiente la Agencia Internacional de Energía emitió un reporte como parte del Programa de Trabajo en Cambio Climático y Energía Limpia [4], impulsado por el G8 y que incluye por primera vez datos globales de instalaciones CHP y analiza los beneficios de incrementar la inversión en CHP en los países G8+5 (el grupo G8 más Brasil, China, India, México y Sudáfrica).

El reporte responde la primera pregunta hecha por los actores políticos: ¿cuáles son los potenciales beneficios económicos, energéticos y ambientales de una política comprometida en el aumento de CHP?

Algunos resultados significativos del informe son:

- CHP puede reducir las emisiones de CO₂ en más de 10% para 2030. Esto es una contribución fundamental hacia la necesaria estabilización de emisiones, que evite cambios disruptivos en el clima del planeta. Las reducciones de corto plazo en las emisiones utilizando CHP son alcanzables ofreciendo subsidios que se traduzcan en bajo costo o costo nulo para proyectos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.
- La instalación de plantas CHP atomiza la ubicación de los generadores de electricidad, con lo cual se reduce la necesidad de inversiones en transmisión y distribución, o el remplazo de grandes centrales de alto costo. Se concluye entonces que el uso de CHP puede reducir las inversiones en el sector eléctrico en unos USD 795.000 millones durante el período 2008-2028; cerca del 7% del total de inversiones proyectadas en el sector a nivel global.

- Otra ventaja de la atomización en la generación es que las plantas CHP se ubican más cerca de los consumidores, comparado con el escenario con grandes centrales, lo que reduce los costos de distribución. Esto es contrario al paradigma existente de que CHP y otras soluciones de energía descentralizada resultan en mayores costos para los consumidores.

Por otro lado, además del beneficio directo en la reducción de costos en combustible, en transmisión y en distribución, los sistemas CHP pueden ser beneficiosos en cuanto al abatimiento en los costos de capital. A este respecto, un estudio realizado en 2011 [21] concluye que la exposición al riesgo en inversiones de CHP es significativamente menor comparada con la exposición al riesgo de inversiones en plantas de condensación con la misma tecnología. La magnitud de este efecto es mayor aún en las plantas de gas que en las plantas de carbón.

Debido a los efectos arriba listados, muchos países de la Comunidad Económica Europea promueven la generación con CHP para acelerar la disseminación de esta tecnología. Medidas concretas como ingresos adicionales por venta de energía térmica, permisos para la emisión de CO₂, o la aplicación de tarifas “feed-in” contribuyen a la reducción de la exposición al riesgo de plantas CHP en comparación con las plantas de condensación de generación eléctrica.

Asimismo, existe un beneficio en la aplicación de CHP por aumento en la confiabilidad. Para usuarios de CHP existe la posibilidad de usar la instalación como back-up eléctrico, y suministrarse su propia energía eléctrica cuando los precios de la electricidad son muy altos. También los usuarios de CHP son menos dependientes de la red eléctrica y tienen menos probabilidad de sufrir cortes.

Las plantas CHP, tienen la característica de poder gestionar el par de valores electricidad-calor, y por ello son particularmente útiles para contribuir a la flexibilidad del sistema eléctrico y compatibilizarse con otras fuentes de generación.

En 2017 en Dinamarca por ejemplo, se esperaba que para 2020 los aerogeneradores cubran el 50% de la demanda eléctrica. El cumplimiento de este objetivo es un reto para la estabilidad del sistema eléctrico del país, ya que cuando se introducen grandes cantidades de electricidad de aerogeneradores al sistema, hay momentos en que sólo se cubrirá una parte menor de la demanda, y otros momentos en que se cubrirá la mayor parte de la demanda, o incluso se excederá la misma [22].

El sistema CHP y DH cuenta con medidas técnicas probadas para integrarse a este tipo de configuración: mediante el almacenamiento térmico las plantas CHP pueden disminuir su producción

cuando hay mucha electricidad proveniente de aerogeneradores, y aún ser capaces de suministrar calor; utilizando calentadores eléctricos o bombas de calor se puede complementar el suministro de calor cuando no es necesaria tanta electricidad; e implementando un by-pass a la turbina se puede suministrar calor (a la misma eficiencia que una caldera) cuando hay exceso de electricidad en el sistema [23].

Desde el punto de vista de los estados y su política energética, CHP contribuye a la estabilidad de la red eléctrica, reduciendo la congestión en la misma y atenuando los picos, debido a que las entidades generadoras de energía eléctrica son independientes en cuanto a su funcionamiento y distribuidas geográficamente en la red de suministro.

También las instalaciones CHP pueden reducir las emisiones a la atmósfera de monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO_x) y dióxido de azufre (SO₂) especialmente cuando ellas remplazan instalaciones –sistemas de calderas, turbinas o motores– ineficientes y/o desactualizados.

Aplicabilidad

Debido a que en una instalación CHP se utiliza generalmente un único combustible, el ahorro de costos y por lo tanto la viabilidad de concretar la instalación de la planta CHP, es dependiente de la diferencia de precios entre el combustible y la electricidad de la red que la cogeneración evita comprar.

Un estudio realizado en Estados Unidos en 2001 reveló que con gas natural a USD 2,5/MMBtu una planta CHP de 30 MW eléctricos es competitiva en un 90% de los casos relevados en la industria, pero, con el gas a USD 4,75/MMBtu la competitividad cae a 43%, asumiendo que el precio de la electricidad permanece constante [24]. Respecto al tamaño de la instalación, el estudio también reveló que una planta CHP de 5 MW es competitiva en el 37% de los casos relevados en la industria, mientras que una planta CHP de 30 MW lo es en el 68% de los casos. Estas comparaciones fueron hechas con un precio del gas natural a USD 3,5/MMBtu.

No obstante, aunque la rentabilidad del negocio de cogenerar generalmente recae en que el costo de la electricidad producida -combustible mediante- sea menor al costo de la disponible en la red, su éxito también depende de encontrar un uso práctico para el calor producido. Existe una regla básica para evaluar la prefactibilidad de proyectos de cogeneración, que establece un mínimo de 4500 horas anuales (aproximadamente el 50% del tiempo) de demanda térmica para que el proyecto sea viable [25]. La mejor situación posible sería aquella donde el calor y la electricidad sean consumidas en el

sitio de producción. Las industrias con más probabilidad de encajar en este escenario son las intensivas en el uso de energía como la industria petrolera, petroquímica, siderúrgica y minera.

En forma más genérica, considerando el *cómo* y el *cuándo* deberá producir la planta CHP, se pueden definir los siguientes escenarios [26]:

- *Diseño y Operación Aislada*: en este modo, la planta CHP se dimensiona para cumplir con el pico de demanda del sitio, con una reserva para transitorios de corto plazo y para operar sin conexión a la red eléctrica. Operando en este modo no se requieren compras a la red.
- *Diseño y Operación de Base*: en este modo, la planta CHP se conecta a la red eléctrica y se dimensiona de acuerdo al consumo de base del sitio. Operando en este modo se evita el funcionamiento intermitente, no se requiere capacidad redundante y solo se compra a la red eléctrica la demanda por encima de la demanda base.
- *Diseño y Operación con seguimiento de la carga*: en este modo, la planta CHP se interconecta a la red eléctrica y se dimensiona para seguir ya sea la carga eléctrica o la carga térmica del sitio. Estos dos modos suelen llamarse de *Paridad Eléctrica* (ver Figura 10) y de *Paridad Térmica* (ver Figura 11). Operando en estos modos puede requerirse comprar electricidad suplementaria a la red, desechar calor, o suplementar el suministro de calor con una caldera, pero ambos modos pueden diseñarse para cubrir la demanda pico.
- *Eliminación de Picos*: en este modo, la planta CHP se diseña para operar ya sea durante el pico de demanda del sitio, o durante el pico de demanda de la red. De esta manera se evita la compra de electricidad a alto precio.
- *Planta económicamente despachada*: en este modo, la planta CHP opera de manera tal que toma en cuenta el valor de la electricidad comprada, el valor del combustible para la cogeneración, los costos de mantenimiento y la capacidad de usar el calor generado. Bajo este modo es posible el uso de un sistema de control para ejecutar cálculos en tiempo real y tomar decisiones relativas a la operación.

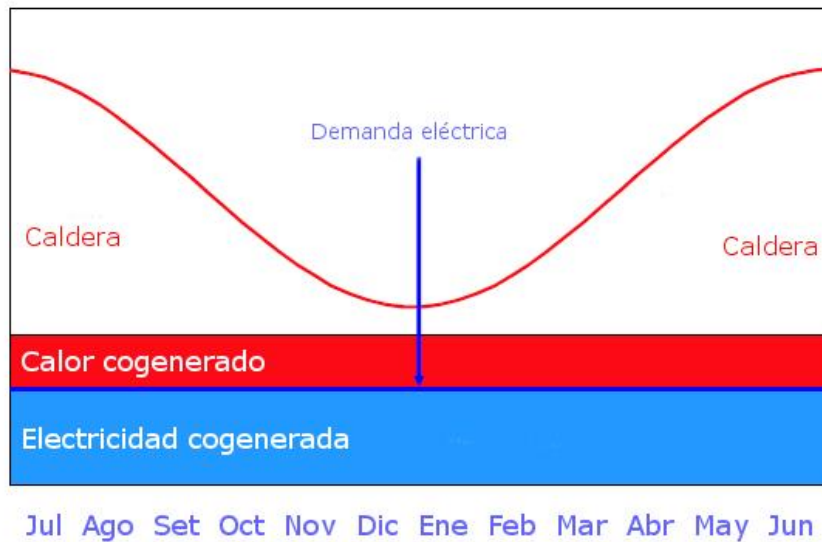


Figura 10 – Paridad eléctrica. La línea azul (simplificada como recta) muestra la demanda eléctrica y la línea roja la demanda térmica a lo largo del año. El área azul es la electricidad generada, que satisface la demanda. El área roja es el calor cogenerado, el cual no es suficiente para cubrir la demanda y debe suplementarse con una caldera.

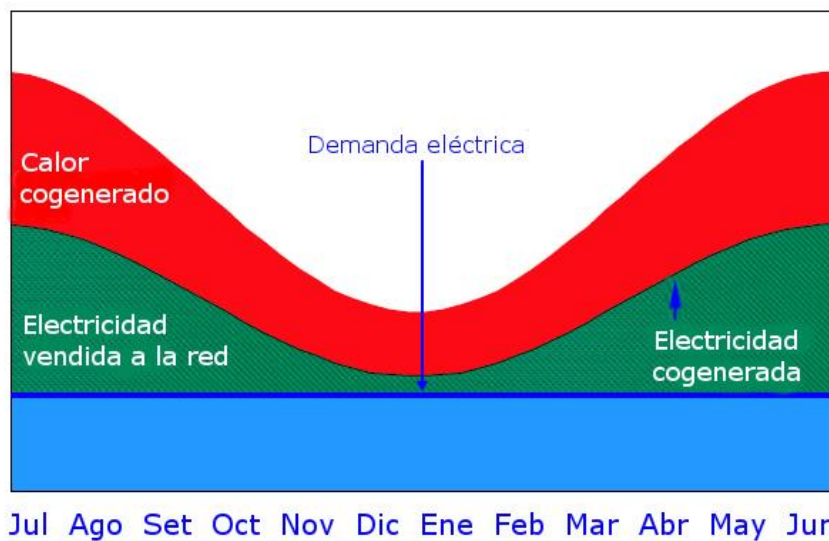


Figura 11 – Paridad térmica. La línea azul (simplificada como recta) muestra la demanda eléctrica y la línea roja la demanda térmica a lo largo del año. El área azul más el área verde es la electricidad cogenerada, que excede la demanda. El área roja es el calor cogenerado, que satisface la demanda.

En resumen, la cogeneración es una tecnología que, a pesar de su mayor eficiencia respecto a la producción de electricidad y calor separados, no es aplicable en todos los casos, por lo que debe evaluarse cuidadosamente en la etapa de factibilidad del proyecto de implementación los costos de combustibles, electricidad, servicio de calor y no menos importante, los perfiles de la demanda térmica y eléctrica de la planta.

La paradoja CHP

Las inversiones en nuevas plantas de cogeneración no están en consonancia con los beneficios económicos, sociales y ambientales que su implementación trae aparejado.

Tomando como ejemplo Estados Unidos, actualmente hay allí unas 4100 instalaciones de CHP agregando al sistema unos 82 GW de capacidad, lo cual representa un 9% de la capacidad de generación del país y cerca del 12% de la generación anual. Una cifra baja si se compara con los 130 GW de estimación potencial para la capacidad adicional de CHP considerando los sectores industrial comercial e institucional [27]. De acuerdo con un estudio del año 2013 del *National Resources Defense Council* [28] hay un potencial no explotado de cogeneración estimado en un mínimo de 50 GW y un máximo de 200 GW.

Esa distancia entre lo realizable y lo realmente concretado se define en la literatura inglesa como *CHP gap*, o - a la luz de las ventajas detalladas en este capítulo- *paradoja CHP*.

Esta paradoja CHP es más sorprendente aun cuando se consideran los estudios de viabilidad económica de los proyectos CHP. En su reporte de 2003 el *U.S. Department of Energy* estima que cerca del 60% de los candidatos potenciales de CHP en la industria pueden llegar a un período de repago de 4 años o menos (la vida estimada de un proyecto de cogeneración es típicamente 20 -25 años). De acuerdo con el *Mid-Atlantic Clean Energy Application Center*, aún sin incentivos y para el año 2012, el período de repago para un proyecto CHP es de 6,5 años, con una tarifa eléctrica de 9 cent/kWh y con una tarifa de gas de USD 7/MMBtu [29]. Ese año el precio promedio de la electricidad en el sector industrial fue de 7,69 cent/kWh y el precio promedio del gas fue de USD 8,66/MMBtu, lo cual no garantiza ese período de repago.

Todo lo anterior sugiere que debe haber factores que contribuyan a la paradoja CHP y que afectan las inversiones en instalaciones CHP.

De acuerdo a un trabajo de Lemar en 2001 [30], dada la reducción de emisiones inherente a la CHP, el sistema político debería esforzarse por ampliar la penetración de ésta en el mercado. Esto podría incluir precios favorables de venta de energía a la red eléctrica, precios reducidos cuando se debe comprar a la red, y procedimientos claros y simplificados de localización e interconexión.

Mueller en 2006 [31] indica que las empresas se muestran entusiastas en un principio respecto a la adopción de CHP, pero luego abandonan el proceso debido a la complejidad de los requisitos regulatorios. El autor concluye que se deberían adoptar estructuras regulatorias alternativas (como

las regulaciones basadas en resultados para reducir la complejidad del proceso de permiso ambiental, procedimientos de interconexión estandarizados y adopción de un Código legal específico) para potenciar el proceso de adopción de CHP. El estudio reconoce que además de lo anterior, se requieren otras medidas para resolver la paradoja CHP, como los programas de información y difusión, con énfasis en la rentabilidad de la técnica.

Howard et al. [32] proponen que mejorar la claridad en el marco regulatorio de las micro redes podría ayudar a explotar el potencial de la CHP, especialmente para consumidores residenciales de grandes áreas urbanas. Los autores reconocen otras barreras regulatorias (como los permisos de emisión a la atmósfera, procedimientos de interconexión, y Códigos locales) así como también barreras financieras, como las tarifas eléctricas cuando la instalación debe comprar a la red.

Por último, Athawale y Felder [29] agregan como explicación a la paradoja CHP la subestimación de costos de capital incurrida por los desarrolladores del proyecto CHP (considerando los requisitos específicos del sitio); y el bajo y volátil factor de capacidad de las plantas CHP comparadas con las plantas de generación eléctrica de base.

La explicación de la paradoja CHP recae entonces en factores no tecnológicos sino políticos, burocráticos o impositivos.

1.5 El dilema de las definiciones precisas: el caso europeo

La máxima de cualquier sistema gestionable “no se puede gestionar lo que no se mide” condiciona a los reguladores de la actividad de CHP a cuantificar correctamente los flujos de energía involucrados.

La cogeneración es cuantificada mediante tres flujos de energía: la cantidad de calor útil generado, la cantidad de electricidad cogenerada y la cantidad de combustible utilizado para ello.

La primera cantidad es fácilmente medible una vez acordado el cómo y dónde medir el (los) flujo(s) de calor útil.

Sin embargo, las cantidades de electricidad cogenerada y combustible consumido no son observables directamente en el caso de que la actividad de cogeneración se de en una instalación donde la turbina tenga parte de su salida –en general a muy baja presión y cercana a la temperatura ambiente– a un intercambiador de calor que condense esa corriente y el calor sea desechado al ambiente (en la literatura sobre el tema se abrevia como *cogeneración y condensación*).

Dicho de otra forma, parte del vapor que mueve los álabes de la turbina es vapor para suministrar calor útil (cogeneración) y la otra parte es vapor a condensación. La electricidad cogenerada corresponde exclusivamente al vapor que pasó por la turbina y luego suministró calor útil.

La cuantificación de electricidad y combustible consumido no es un problema cuando la instalación CHP se limita exclusivamente a la actividad de cogeneración (por ejemplo, una instalación con turbina de contrapresión), y no puede operar en modo condensación o mixto. Pero cuando tienen lugar la cogeneración y condensación al mismo tiempo, es necesario un método para dividir ambas actividades.

En 2004 la Unión Europea adoptó la Directiva 2004/8/EC [33] cuyo propósito es desarrollar *cogeneración de alta eficiencia* de calor y electricidad basado en la demanda de calor y en los ahorros en energía primaria.

El Anexo II de la Directiva introduce el concepto de “Electricidad por Cogeneración” [33]:

$$E_{\text{CHP}} = \sigma Q_{\text{CHP}} \quad (1)$$

Dónde:

- E_{CHP} es la electricidad por cogeneración
- σ es la Relación Eléctrico-Térmica (*power to heat ratio*) definido como “C” en el Anexo II de [33].
- Q_{CHP} es el calor útil por cogeneración, calculado para este propósito como el calor total producido menos el calor producido en calderas separadas de la instalación CHP, o menos el vapor vivo extraído del generador de vapor antes de entrar a la turbina, etc.

Y el ahorro de energía primaria (*PES* por su sigla en inglés) de acuerdo con el Anexo III se debe calcular con la siguiente fórmula:

$$\text{PES} = 1 - \frac{1}{\frac{\text{CHP } Q_{\eta}}{\text{REF } Q_{\eta}} + \frac{\text{CHP } E_{\eta}}{\text{REF } E_{\eta}}} \quad (2)$$

Donde:

- PES es el ahorro en energía primaria

- CHP Q_{η} es la eficiencia térmica en la cogeneración, definida como el calor útil anual (Q_{CHP}) dividido el combustible usado (F_{CHP}) para producir la suma de calor y electricidad por cogeneración
- REF Q_{η} es el valor de referencia de eficiencia, para la producción de calor por separado
- CHP E_{η} es la eficiencia eléctrica en la cogeneración, definida como la electricidad anual por cogeneración (E_{CHP}) dividido el combustible usado (F_{CHP}) para producir la suma de calor y electricidad por cogeneración
- REF E_{η} es el valor de referencia de eficiencia, para la producción de electricidad por separado

El Anexo III de la Directiva también define “Cogeneración de alta eficiencia” [33] como aquella que genera un PES de al menos un 10% comparado con la producción separada de calor y electricidad. Las instalaciones de pequeña escala (capacidad instalada menor a 1 MWe) y las unidades de microgeneración (capacidad instalada menor a 50 kWe) deben simplemente generar un ahorro en energía primaria, o sea $\text{PES} > 0$ para ser considerada como *cogeneración de alta eficiencia*.

A modo de ejemplo, para los valores presentados en la Figura 1 se tiene una PES de 30%.

Los valores de referencia de las eficiencias deben calcularse de acuerdo a los siguientes principios: (i) la comparación con la producción de electricidad por separado debe basarse en que se comparan combustibles del mismo tipo. (ii) cada unidad de cogeneración debe compararse con la mejor tecnología disponible del mercado, económicamente justificable, de calor y electricidad; en el año de construcción de la unidad de cogeneración. Éstos valores de referencia fueron publicados por primera vez en 2006 en la Decisión de la Comisión 2007/74/EC [34], diferenciados por año de construcción y por tipo de combustible. En 2011 se revisaron en la Decisión de la Comisión 2011/877/EC [35].

La metodología para determinar la *Electricidad por Cogeneración* y los otros parámetros involucrados en el cálculo de PES fueron pospuestos para futuras decisiones. Luego de la publicación de la Directiva 2004/8/EC [33], la Decisión de 2008 (2008/952/EC) [36], contenía una guía detallada para la implementación y aplicación del Anexo II de la Directiva 2004/8/EC, estableciendo que una unidad de cogeneración, operando con el máximo nivel técnicamente posible de calor recuperable en la unidad de cogeneración, se dice que opera en *modo pleno de cogeneración* (full cogeneration mode) y toda la electricidad es considerada electricidad producida en CHP. Para los casos en que la planta no opera en modo pleno de cogeneración, es necesario identificar la electricidad y calor no producidos bajo cogeneración, y distinguirlos de la producción CHP (ver esquema de la Figura 12). La energía de salida

y entrada de calderas que exclusivamente son para producir calor, que en muchos casos forman parte de las instalaciones, deben excluirse.

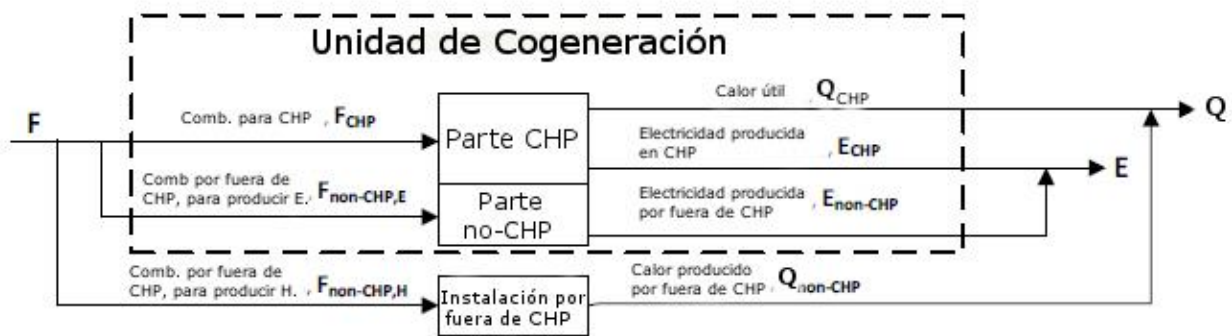


Figura 12 – Flujos de energía y convenciones, según Directivas de EC para unidades de cogeneración

Para distinguir qué parte de la electricidad producida no se reconoce como electricidad producida en CHP, es necesario calcular la eficiencia de toda la unidad de cogeneración, que es el cociente entre la energía saliente (electricidad, energía mecánica y calor útil) y el combustible entrante. Toda la unidad de cogeneración puede considerarse incluida dentro de la celda “Parte CHP” de la Figura 12 si la eficiencia de toda la unidad es mayor a:

- 80%, para ciclos combinados con turbinas de gas con recuperación de calor, y turbinas de vapor con extracción y condensación
- 75%, para otro tipo de unidades de cogeneración (turbinas de vapor de contrapresión, turbinas de gas con recuperación de calor, motores de combustión interna, microturbinas, máquinas Stirling, celdas de combustible).

Si la eficiencia total de la unidad de cogeneración es menor a estos valores (75% u 80% según el caso), entonces está teniendo lugar en la unidad la generación eléctrica “no-CHP”, y dicha unidad debe dividirse en dos partes virtuales: “Parte CHP” y “Parte no-CHP”, como se ve en la Figura 12.

Para la “Parte CHP”, el operador de la planta debe verificar el patrón de demanda del calor útil, y evaluar si la unidad operó en *modo pleno de cogeneración* durante ciertos períodos. Si éste es el caso, el operador de la planta medirá la energía térmica y eléctrica real generada, para esta situación y durante estos períodos. Estos datos le permitirán calcular la relación Eléctrico-Térmica (*Power to Heat ratio* en inglés, σ_{REAL}), lo que a su vez le permitirá calcular qué parte de la energía eléctrica medida durante el período reportado se reconoce como electricidad producida en CHP, E_{CHP} , de acuerdo a la Ecuación 1.

Para calcular el ahorro en energía primaria, PES, además de Q_{CHP} y E_{CHP} es necesario determinar el consumo de combustible F_{CHP} . Este consumo de combustible se determina como la diferencia entre el consumo total de la unidad de cogeneración y el consumo de combustible no-CHP: esto último es la electricidad no-CHP dividido la eficiencia específica de la planta para la producción eléctrica.

Realizando un estudio de las Directivas de la Unión Europea antedichas, Frangopoulos [37] concluye que el procedimiento anterior no es claro ni concluyente, y que hay preguntas claves que deben ser respondidas:

- i. ¿Cuál es la definición correcta de la relación Eléctrico-Térmica (*Power to Heat ratio*) usada en el Anexo II de la Directiva 2004/8/EC y cómo se calcula?
- ii. ¿Cómo se define el *modo pleno de cogeneración* (full cogeneration mode)?
- iii. ¿Cuánto es la electricidad y/o energía mecánica cogenerada (E_{CHP} en la Figura 12)?
- iv. ¿La E_{CHP} es cogeneración de alta eficiencia?
- v. ¿Cuál es la PES en un caso dado de una unidad de cogeneración?

Las respuestas a estas preguntas no solo son de interés académico sino también económico ya que:

- Los incentivos financieros (subsidijs a la inversión o tarifas eléctricas, por ejemplo) pueden depender de si la cogeneración es de alta eficiencia o no.
- Se emiten certificados garantizando el origen de la electricidad en cogeneración de alta eficiencia, los cuales se usan en el mercado eléctrico en términos especiales.

Verbruggen [38] coincide en el diagnóstico, recordando que, en el generador de la planta, solo se mide una única energía eléctrica por parte del operador. Esta energía eléctrica es la suma de dos flujos eléctricos: el *cogenerado* y el asociado a la *condensación*. El autor propone un método para el cálculo de esas dos magnitudes, basado en el análisis termodinámico de la instalación.

El método es aplicable a cualquier tecnología de CHP, es auditable y gestionable por el operador de las instalaciones.

El indicador principal del desempeño de la actividad de cogeneración es la electricidad cogenerada, E_{CHP} , durante el período considerado. La electricidad cogenerada está vinculada al calor recuperado, Q_{CHP} , por la Ecuación 1 donde σ es el "*power to heat ratio*". Como Q_{CHP} es fácilmente medible, para obtener E_{CHP} resta conocer σ , que representa también la calidad de la actividad de cogeneración que está teniendo lugar.

Aunque la principal conveniencia de la CHP es la habilidad de recuperar un calor que de otra manera sería desechado, debe evitarse medir el desempeño de la instalación CHP únicamente a través de este calor recuperado Q_{CHP} . Maximizar únicamente Q_{CHP} implicaría efectos perversos, porque no se estimularía el aumento de σ , o sea, de la calidad termodinámica del proceso. Hay por lo tanto un amplio consenso de que la actividad CHP debe evaluarse mediante la electricidad cogenerada E_{CHP} , que como muestra la Ecuación 1, combina el desempeño en calidad (σ) con el desempeño en cantidad (Q_{CHP}).

Encontrar la cantidad E_{CHP} para un período de tiempo dado (un año, por ejemplo) puede ser simple en algunos casos, pero intrincado y confuso en otros.

Los casos simples son plantas de cogeneración sin instalaciones para ceder calor al ambiente, como turbinas de contrapresión (sin condensador), o turbinas a gas con su salida de gases dirigida a una caldera de recuperación sin bypass para ceder parte del calor de los gases de combustión al ambiente. En estos casos toda la electricidad producida es E_{CHP} . No es necesario conocer el “*power to heat ratio*” σ , por el contrario, el valor de σ puede calcularse como el cociente entre la electricidad generada y la cantidad de vapor producido durante el mismo período.

La dificultad reside en hallar E_{CHP} cuando la *cogeneración y condensación* ocurren simultáneamente en una planta térmica de generación eléctrica. El ejemplo por excelencia es el de una turbina de vapor con extracciones y condensación simultánea, como en la Figura 13. Es importante señalar que en ese caso la generación de calor Q_{CHP} implica la resignación de generación eléctrica, ya que el vapor se extrae de la turbina en alguna etapa intermedia, impidiéndole recorrer la totalidad de álabes de la turbina y disminuyendo el valor de E_{CHP} . La bibliografía analizada define β como la tasa de sustitución de calor por electricidad (*power loss factor* en inglés).

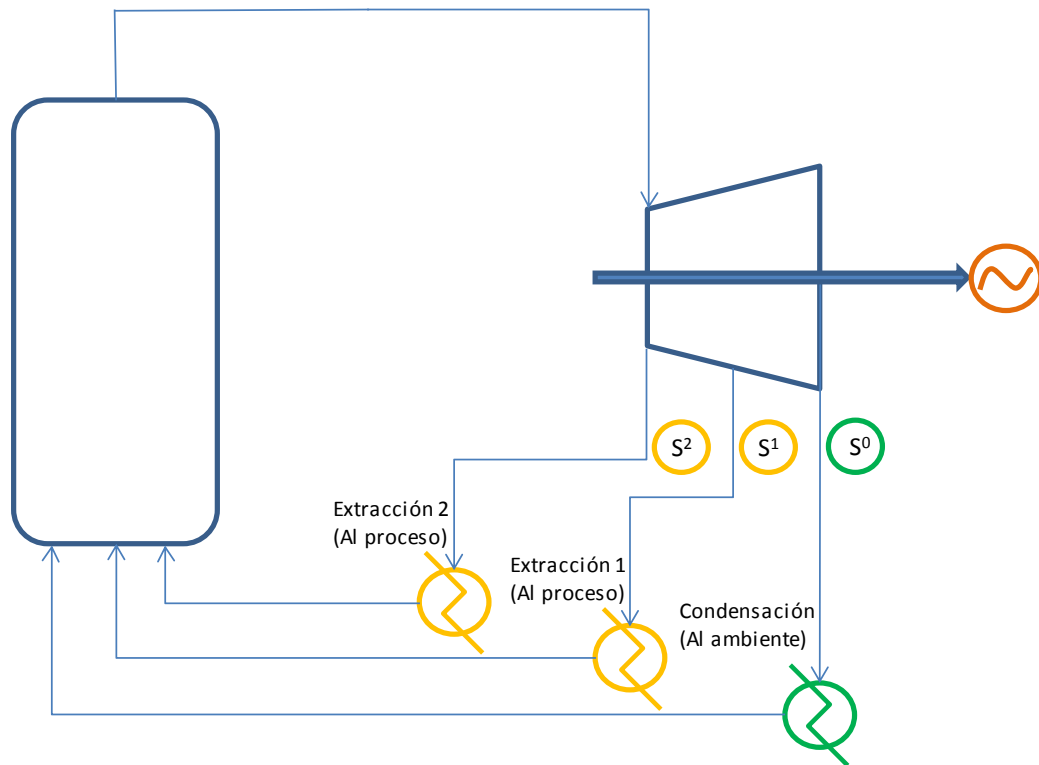


Figura 13 – Esquema utilizado por Verbruggen [39]: turbina de vapor con doble extracción y condensación

Verbruggen [39] plantea la determinación gráfica de σ en el cuadrante Energía Eléctrica-Calor E-Q, para un caso como el de la Figura 13, donde el autor plantea 3 situaciones: la condensación total S0, la extracción a 100 °C S1 y la extracción a 200 °C S2. Los casos se analizan separadamente, es decir que la extracción 1 ocurre con la extracción 2 cerrada, y viceversa.

Los datos son:

- Energía entrante con el combustible: 1000 MW, con un 8% de pérdidas (gases de chimenea, pérdidas por superficies calientes, etc.)
- En modo condensación total se generan 442 MW de electricidad con 478 MW de calor cedidos en el condensador
- En la extracción S1 a 100 °C se generan 160 MW de calor, disminuyendo la generación eléctrica a 419,5 MW
- En la extracción S2 a 200 °C se generan 172 MW de calor, disminuyendo la generación eléctrica a 408,2 MW.

Como primera reflexión, las pendientes de las rectas rojas en la Figura 14 no son los σ buscados, ya que los valores de electricidad en el eje de las abscisas son los totales, y no los debidos a la cogeneración.

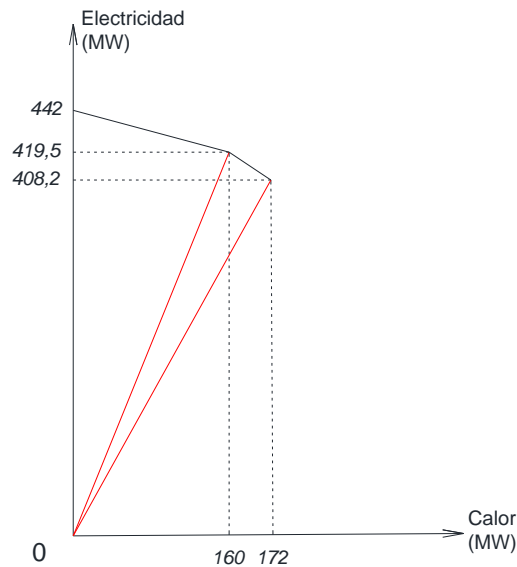


Figura 14 – Representación gráfica de los valores Electricidad - Calor

Para el desarrollo del método, el autor emplea el ciclo de extracción-condensación con dos condensadores a $T > T_{AMB}$. No solamente es un caso importante de cogeneración, sino que ha probado ser el caso más desafiante para identificar y medir la cantidad de electricidad cogenerada E_{CHP} [38].

Considerando la Figura 15, los puntos E_{COND} , Q_{COND} y S_0 son los valores de referencia, ya que se producen en el modo de condensación total, esto es, con las extracciones cerradas y direccionando el vapor en su totalidad hacia el condensador atmosférico. Considerando el primer principio de la termodinámica en los puntos de funcionamiento S^0 , S^1 y S^2 , se tiene la Ecuación 3 siendo E la energía eléctrica, F la energía que entra con el combustible, Q el calor generado y L las pérdidas de calor.

$$E = F - L - Q$$

(3)

Si la producción de vapor se mantiene constante y las pérdidas estabilizadas, entonces $E = cte - Q$, es decir que la recta $S^0S^1S^2$ tiene pendiente -1.

Los valores de β_1 y β_2 se obtienen midiendo en la instalación cuántos MW de electricidad se dejan de producir por MW de calor adicional.

Los valores de S_1 y S_2 se determinan por la intersección de las rectas con pendiente β_1 y β_2 con la recta por S_0 y pendiente -1.

Finalmente, σ_1 y σ_2 son las pendientes de las rectas OS^1 y OS^2 respectivamente.

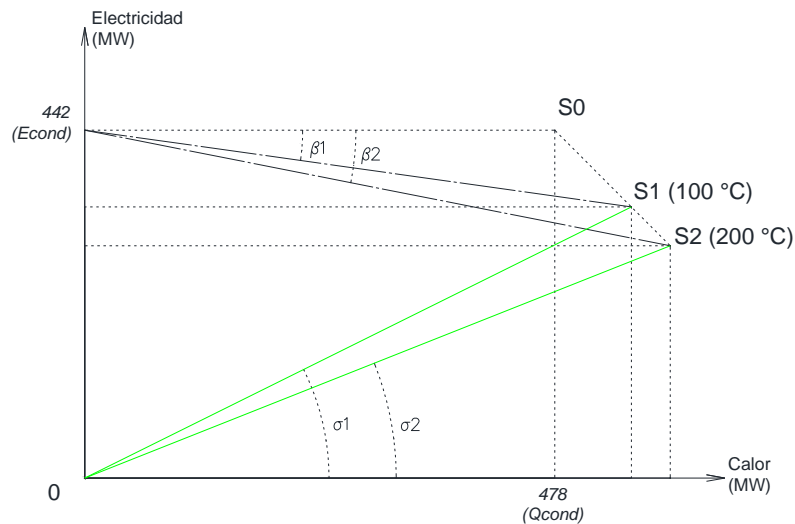


Figura 15 – Caso planteado en [39] por Verbruggen

Como se ha visto, según el autor del trabajo [38] la Unión Europea a través de su Comisión falló en proveer un método robusto al publicar la Directiva de 2004 y luego la de 2012.

El método presentado establece entonces que E_{CHP} es un indicador necesario y suficiente para evaluar la actividad de cogeneración, y resuelve la confusión en la identificación y medición de E_{CHP} .

2 Políticas, regulaciones y capacidad de cogeneración

2.1 El caso de Estados Unidos

Los precios y las dificultades en la disponibilidad energética en la década del 70 promovieron el interés en el buen uso de la energía y en la eficiencia energética. En respuesta a estas preocupaciones las *National Energy Acts* se volvieron ley en 1978 para establecer las bases de una política energética nacional comprensiva. Los objetivos de esta legislación fueron reducir la dependencia extranjera del petróleo, promover fuentes alternativas de energía, la eficiencia energética y diversificar la industria eléctrica [26]. Los cinco estatutos que componen las *National Energy Acts*, son leyes públicas y son las siguientes:

- Public Utility Regulatory Policies Act
- Energy Tax Act
- National Energy Conservation Policy Act
- Powerplant and Industrial Fuel Use Act
- Natural Gas Policy Act

La Public Utility Regulatory Policies Act (PURPA) fue promulgada para aumentar la generación de electricidad como servicio público, con electricidad producida más eficientemente. Para lograr este objetivo, PURPA creó una nueva clase de generadores de energía y buscó promover la cogeneración exigiendo a las compañías del servicio eléctrico comprar electricidad a las instalaciones de cogeneración y a aquellas alimentadas con combustibles de fuentes renovables [26].

En efecto, la Sección 210 de PURPA exige que las compañías del servicio eléctrico compren el exceso de energía generada por las instalaciones calificadas o QF. De acuerdo con PURPA los cogeneradores deben usar al menos un 5% de su energía térmica para procesos industriales o calentamiento de espacios habitados (10% si se trata de instalaciones que queman derivados del petróleo o gas natural). En algunos casos, este requisito históricamente forzó a los cogeneradores independientes a vender vapor a muy bajos caudales con el objetivo de llegar a ese mínimo de 5% o 10% y calificar como QF [40].

Aunque las compañías del servicio eléctrico son obligadas a comprar el exceso de energía producida por las QF, el precio de compra está basado en el *costo evitado* de dichas compañías, determinado por la Comisión de Servicios Públicos. El costo para las compañías de producir o comprar esa electricidad extra se define como *costo evitado*. Típicamente el costo evitado se determina como el costo de la electricidad producida por la próxima nueva planta de generación eléctrica. Las compañías

del servicio eléctrico con capacidad de generación en exceso tienen generalmente costos evitados extremadamente bajos. La Comisión de Servicios Públicos determina este costo como igual al costo del combustible. Esta situación puede crear barreras a la cogeneración [26].

En 1992 la *Energy Policy Act* (EPACT) avanzó un paso más y creó un mercado más competitivo para la generación eléctrica permitiendo el acceso a las redes de transmisión y eximiendo a algunas empresas no-proveedoras del servicio público de ciertos requisitos regulatorios, habilitando su participación en el mercado mayorista de venta de electricidad. Esta legislación creó una nueva clase de generadores de energía eléctrica, conocidos como *Exempt Wholesale Generators (EWGs)*. Estos generadores están eximidos de la *Public Utility Holding Company Act (PUHCA)* de 1935 y pueden vender electricidad competitivamente a clientes mayoristas. Una instalación de cogeneración puede ser (pero no tiene que ser) una QF para PURPA y una EWG para EPACT. Esto pasa cuando la instalación está exclusivamente en el negocio de venta de electricidad en el mercado mayorista y no realiza ventas de electricidad minoristas a sus clientes de energía térmica.

Las compañías del servicio eléctrico son exigidas por PURPA a conectarse y comprar, a su costo evitado, la electricidad producida por una instalación que cumpla ciertos criterios establecidos por el *Federal Energy Regulatory Commission (FERC)*. En la FERC 1996 emitió dos disposiciones que afectarían la actividad CHP. La disposición 888 estableció la competencia en el mercado mayorista abriendo la transmisión a compañías no pertenecientes al servicio eléctrico, y la disposición 889 exigía a las compañías del servicio eléctrico a establecer sistemas electrónicos para compartir información sobre la capacidad de transmisión disponible. Una compañía no perteneciente al servicio eléctrico clasificada como QF bajo PURPA, debe cumplir ciertos criterios de posesión, operación y eficiencia establecidos por FERC. Los requisitos operativos estipulan la proporción de la energía producida que debe ser energía térmica, los requisitos de eficiencia estipulan el máximo valor del cociente energía de entrada sobre energía de salida. Las QFs son pequeños productores de energía para autoconsumo que pueden ocasionalmente tener excedente de energía, o son instalaciones que generan energía eléctrica como subproducto de otras actividades.

Cuando una instalación como las anteriores cumple los requisitos del FERC en posesión, operación y eficiencia, las compañías pertenecientes al servicio eléctrico están obligadas a comprarles la energía eléctrica al precio evitado.

Para cumplir los requisitos de FERC relativos a posesión, operación y eficiencia, deben satisfacerse los siguientes requisitos [26]:

- Posesión: no más del 50% de la instalación sea propiedad de una compañía perteneciente al servicio eléctrico o a un holding de ellas. Esto aplica tanto a la configuración Topping como Bottoming (ver la definición de estos términos en 3.1).
- Operación: un mínimo de 5% de la energía generada en una instalación CHP debe ser en forma de calor útil. Aplica sólo a la configuración Topping.
- Eficiencia: la eficiencia de una instalación CHP, como se define abajo, será de al menos 45% para la configuración Topping; si la cantidad de calor útil producido excede el 15%, entonces el umbral de eficiencia decrece a 42,5%. Este requisito aplica solo a la configuración Topping. No hay requisitos de eficiencia para la configuración Bottoming o para plantas que funcionan con combustibles de fuentes renovables. De acuerdo con las reglas de FERC, la eficiencia se define como la suma de la energía eléctrica de salida más la mitad de la energía térmica útil dividido la energía de entrada al sistema, medida mediante su poder calorífico inferior.

Los efectos combinados de las dos políticas presentadas, *Public Utility Regulatory Policies Act (PURPA)* de 1978 y la *Energy Policy Act* de 1992 resultaron en una cuadruplicación de la capacidad CHP para comienzo de los 2000s (ver Figura 67).

La incertidumbre creada por la volatilidad en los precios del gas natural, también a comienzos de los 2000s, combinada con las recesiones de 2001 y 2007-2009, provocaron un largo estancamiento de la adición de la capacidad de CHP en el sector industrial. A pesar de estos factores, la capacidad de CHP en los sectores institucional y comercial continuó creciendo en este período, debido probablemente en parte a la capacidad de financiamiento de las instituciones, como universidades y hospitales. Éstas frecuentemente aceptan horizontes más largos de inversión que el sector industrial, ayudando a mantener un incremento moderado del sector [40].

En la década presente, con la recuperación económica y los precios relativamente bajos del gas natural, se ha visto retornar el interés por la CHP, particularmente cuando se evalúa el aumento en la confiabilidad del suministro eléctrico (ver Capítulo 7). Otro factor que actúa en el mismo sentido es la demanda creciente por reducción de emisiones, incentivado por el *Clean Power Plan* de la *Environmental Protection Agency (EPA)*.

No disponiéndose de datos a nivel nacional más actuales que los presentados, es conveniente por último plantear la presidencia de Donald Trump como un hecho disruptivo en las políticas relacionadas a CHP.

En mayo de 2017 se proponía por parte del presidente Donald Trump un recorte del 32% en el presupuesto de la EPA, lo cual eliminaría el programa *Combined Heat and Power Partnership* y el esquema *Energy Star*⁵ para la eficiencia energética [41].

Ambos programas siguen operativos, pero en marzo de 2019 la administración Trump propuso para el presupuesto 2020 un drástico corte del 86% en los fondos para el *Department of Energy (DoE)* que gestiona los programas de eficiencia energética.

El DoE aún no tiene una evaluación detallada, pero se estima que eliminaría el *Combined Heat and Power Partnership* y transformaría al programa *Energy Star* de forma que sea financiado por los propios usuarios [42].

Capacidad de cogeneración

La CHP representa el 8% de la capacidad total de generación eléctrica de los Estados Unidos; pero representa el 12% de la generación anual de todo el país, lo que marca una mayor cantidad de horas operativas de este tipo de instalaciones, en comparación con las instalaciones convencionales de generación eléctrica. La CHP es utilizada en un amplio rango de sectores de actividad. La Figura 16 muestra que el 86% de la capacidad de CHP se encuentra en la industria que primariamente proveen electricidad y vapor a industrias de gran porte como químicas, del papel, refinerías, alimenticias y de transformación de metales [43].

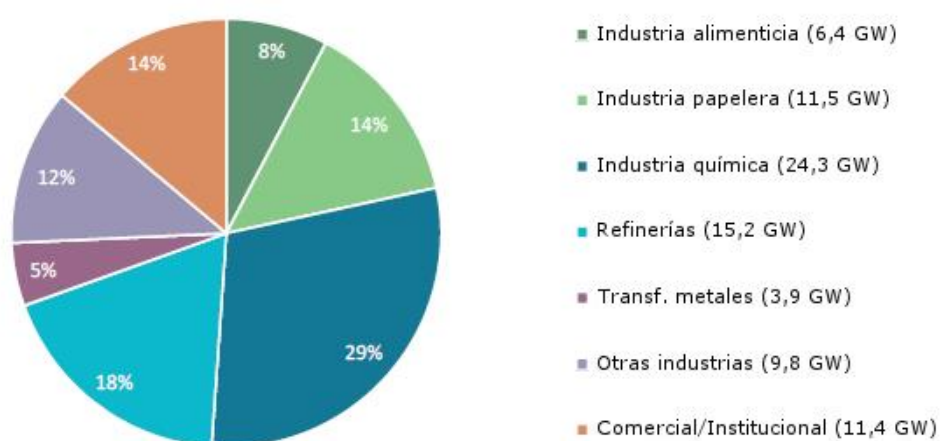


Figura 16 – Capacidad existente de cogeneración en Estados Unidos, por sector (2012)

La CHP tiene un aporte limitado en el sector servicios (14% del total), pero es creciente en la provisión de calor, electricidad -y en algunos casos refrigeración- a hospitales, escuelas, campus universitarios,

⁵ Energy Star es un programa patrocinado por la Agencia de Protección Ambiental y el Departamento de Energía de Estados Unidos. Su objetivo es ayudar a consumidores, empresarios e industria a bajar costos y proteger al ambiente mediante el uso de productos y adopción de prácticas energéticamente eficientes.

hoteles, y complejos de apartamentos y oficinas. En este sector la cogeneración es utilizada también para el *District Heating and Cooling*, que actualmente llega al 23% de la capacidad de CHP del sector.

Las instalaciones CHP existentes en los Estados Unidos utilizan diversos combustibles, siendo el gas natural el más común, con un 70% del total de capacidad de cogeneración. El carbón y las corrientes residuales de la industria de procesos hacen el 15% y 8% respectivamente, seguidos de biomasa, madera e hidrocarburos líquidos y combustible generado con residuos. En los últimos años ha incrementado el interés en instalaciones que operen con biomasa o combustible de residuos ya que tanto los consumidores como los generadores de políticas buscan fuentes renovables y localmente disponibles.

En cuanto al tipo de instalación CHP, el factor económico hace que el uso del gas natural como combustible para cogeneración, y el ciclo combinado (por definición de ciclo combinado ver 3.1.7) prevalezcan sobre el resto [43]. Adicionalmente, las regulaciones relativas a la calidad del aire y a las emisiones tienden a favorecer al gas natural sobre los otros combustibles fósiles, especialmente en zonas urbanas densamente pobladas. La Figura 17 muestra que el ciclo combinado representa la mitad de la capacidad total del sistema, aunque los motores alternativos son más comunes en número de instalaciones. Los sistemas con caldera y turbina de vapor representan el 33% de la capacidad total y típicamente son alimentados con combustible sólido como carbón y madera.

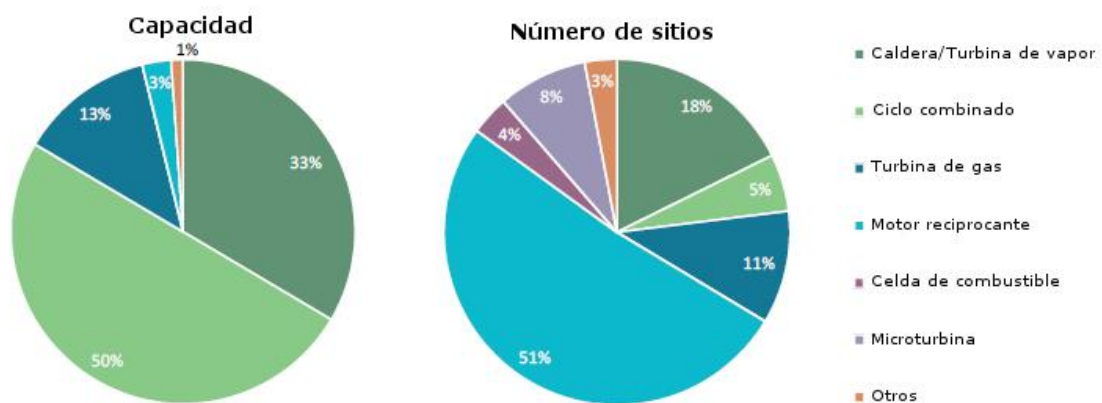


Figura 17 – Capacidad de cogeneración y números de sitios discriminados por tecnología adoptada

En cuanto a las diferencias regionales en la distribución de tipos y capacidad de CHP, cabe señalar que la *Federal Energy Regulatory Commission (FERC)* tiene autoridad sobre las cuestiones interestatales, no sobre las cuestiones intraestatales, lo cual deja a las políticas eléctricas de los estados un rol clave.

Algunos Estados están muy alejados de otros en términos de políticas adoptadas que impulsen el crecimiento de CHP. Los casos más notables son California, Nueva York y Connecticut, que ofrecen financiamiento y otros incentivos a proyectos de cogeneración. Otras causas de variación entre regiones son el precio de la electricidad, el desarrollo industrial y la estructura del mercado energético. Por ejemplo, las industrias químicas y refinerías son más comunes en los estados de la Costa del Golfo, y la producción de papel en el Sureste. En general, los estados con mayor demanda energética, con industrias energéticamente más intensivas y con centros urbanos densamente poblados tienen los valores más altos de capacidad de CHP [40].

2.2 Europa

El Consejo de la Unión Europea comenzó con la promoción del concepto de cogeneración en 1974 [44]. En ese entonces un grupo de expertos se reunió a investigar las posibilidades de aumentar la eficiencia de las plantas generadoras y promover la cogeneración. No obstante, tomó mucho tiempo producir un documento que pudiera ser considerado necesario y suficiente para la promoción efectiva de la cogeneración. Puede afirmarse que la Directiva adoptada en 2004 (ver Capítulo 1.4) fue tal documento. Esta Directiva fue reconfirmada en 2012. Ambas presentan indudables fortalezas, pero también debilidades, como se vio en el Capítulo 1.4.

En investigaciones realizadas evaluando las plantas de cogeneración, resulta evidente que los planes establecidos para incrementar la cogeneración en el viejo continente no fueron totalmente cumplidos [45]. Además de la complejidad inherente al mercado energético, parte de la responsabilidad es debido a que las directivas promulgadas no están claramente definidas, incompletas y descoordinadas.

La falta de definiciones y lineamientos claros propició la adopción de varios criterios dentro de los países de la Unión Europea.

En España, el Decreto Real 661 [46] utiliza en su redacción el concepto de rendimiento eléctrico equivalente (REE), donde una fracción del combustible utilizado es sustraída del denominador de la ecuación de eficiencia. El REE se expresa como:

$$\text{REE} = \frac{E}{F - \frac{Q}{\text{REF}Q_{\eta}}}$$

(4)

Dónde:

- E = electricidad producida en la planta cogeneradora en el período considerado [kWh]
- F = combustible utilizado en la planta cogeneradora en el período considerado [kWh]
- Q = calor producido en la planta cogeneradora en el período considerado [kWh]
- $\text{REF}Q_{\eta}$ = Valor de referencia del rendimiento para la producción separada de calor extraído de [34]

La planta de referencia puede determinarse basándose en la mejor tecnología disponible, o estableciendo un caso promedio de las instalaciones existentes. La adopción de una u otra afectará

el posicionamiento de la planta CHP, lo cual es materia de intensas negociaciones entre las partes involucradas.

Con la definición de la Ecuación 4 se supone que la energía aportada por el combustible a la instalación CHP se reduce una cantidad igual a la necesaria para producir el calor Q en una caldera con eficiencia $REFQ_{\eta}$. Lo anterior implica que el calor se produce, en cualquier caso, a una eficiencia $REFQ_{\eta}$, y el combustible restante se asigna a la producción eléctrica con una eficiencia igual a REE.

En Portugal, se calcula la REE con una variación de lo anterior:

$$REE = \frac{E}{F - \frac{Q}{REFQ_{\eta} - 0,2 \frac{F_d}{F}}}$$

(5)

Donde F_d es la energía aportada por el combustible derivado de productos de desecho en procesos industriales, en el período considerado. Esta formulación reduce la cantidad de combustible computada para la generación de electricidad y por lo tanto, incrementa el valor de REE.

En ambos países de la península ibérica el valor de referencia $REFQ_{\eta}$ está fijado en 0,9; y para que la actividad de CHP sea reconocida como tal la REE debe ser mayor a 0,55.

La PES, como se define en la Ecuación 2 y en la Directiva de la Unión Europea para CHP [33] es utilizada como parámetro para medir la eficiencia. En la región de Flandes, Bélgica, la PES se usa como criterio para definir la generación de certificados verdes transables. En esta legislación $REFQ_{\eta}$ se fija en 0,85 para la producción de vapor y 0,9 para la producción de agua caliente. La $REFE_{\eta}$ se fija en 0,55 (o 0,50 cuando se entrega a una red a un voltaje de 15 kV o menos). En casos donde se entrega directamente energía mecánica, la eficiencia de referencia correspondiente es 0,53.

En los Países Bajos, los ahorros energéticos se expresan en términos de la electricidad que se generaría (E_{FREE}) en una instalación de generación eléctrica de referencia, usando el combustible ahorrado en la instalación CHP (éste es el PES de la Ecuación 2; o sea:

$$E_{FREE} = (PES)(REFE_{\eta})(F_{REF})$$

(6)

Donde F_{REF} es la suma del consumo de combustible utilizado en la planta de referencia térmica y en la planta de referencia eléctrica para producir la misma cantidad de electricidad y calor, E y Q , que la instalación CHP.

Al ser PES la diferencia del consumo de combustible entre la producción por separado de calor y electricidad versus CHP, normalizado por F_{REF} , la multiplicación por F_{REF} lo convierte efectivamente en el ahorro de combustible por la utilización de CHP. Tanto E_{FREE} como F_{REF} se evalúan en un período determinado (generalmente un año) por lo cual ambos tienen unidades de energía kWh o equivalente.

Los valores de las eficiencias de referencia en los Países Bajos dependen del año de construcción de las instalaciones. Por ejemplo, para la década 1994-2004 los valores de referencia son de 0,9 a 0,92 para vapor; 0,94 a 0,96 para agua caliente y 0,53 a 0,56 para electricidad.

En el Reino Unido se estableció un parámetro algo distinto a los anteriores: el índice de calidad (QI por su sigla en inglés).

$$QI = X \cdot CHP E_{\eta} + Y \cdot CHP Q_{\eta}$$

(7)

Donde X es un coeficiente relacionado con las distintas opciones de producción de electricidad, e Y es un coeficiente relacionado con las distintas opciones de producción de calor. Estos valores reflejan los distintos tipos de instalaciones CHP y varía según el tipo y tamaño de estas. Por ejemplo, para aquellas basadas en gas natural, X es 220 (en el rango 1 a 10 MW), 205 (en el rango 10 a 25 MW), 190 (25 – 50 MW) y 185 (50 – 100 MW), mientras que Y es 125 para todos los tamaños de plantas.

Una planta nueva es considerada como de “buena calidad CHP” si su QI es de al menos 105 y su $CHP E_{\eta}$ es de al menos 20%, en base anual.

Por lo expuesto anteriormente, se puede concluir que las historias de las distintas legislaciones y regímenes de incentivos en la Unión Europea son complejas y variadas. La cuestión de cómo y porqué se tomaron las decisiones relativas a la política de cogeneración vigentes en los distintos países, es tema de debate. Ellas involucran al sistema energético de cada país, la composición del parque generador, los usuarios finales, combustibles disponibles, tradiciones, y hasta la cantidad de formadores de opinión, con sus visiones personales.

Puede decirse entonces que la variabilidad de criterios tiene como génesis las Directivas CHP de la Unión Europea y su falta de precisión en la definición de una “buena instalación de CHP”.

Por esta razón la Directiva CHP y las directivas posteriores relacionadas, así como las metodologías definidas para la evaluación de la energía en plantas de cogeneración deberían revisarse, para definir

y controlar precisamente la sección de la planta de cogeneración para la cual se aplican los incentivos de una manera transparente y técnicamente correcta.

Obviamente, la diversidad de realidades se constata en la participación de la cogeneración a lo largo del continente. La Figura 18 muestra, para el año 2012, la participación en la producción de energía eléctrica en los países de la OCDE (22 países de Europa más Corea del Sur y EE.UU.) verificándose una amplia dispersión en los valores [47].

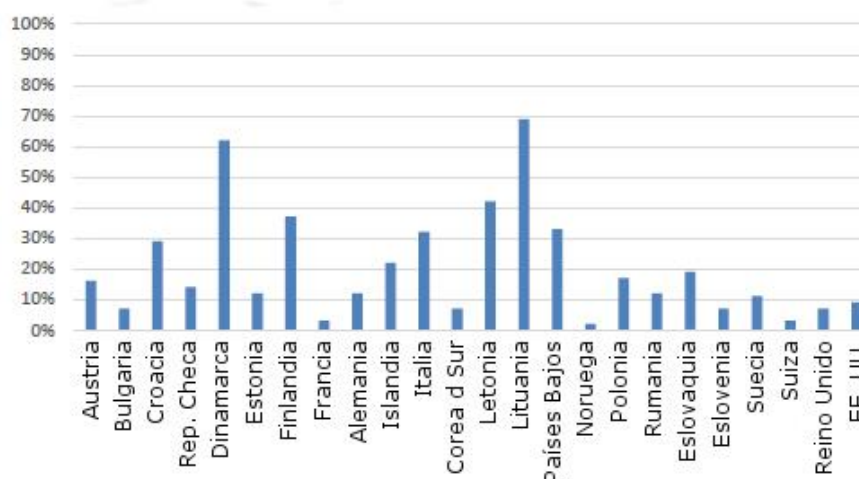


Figura 18 - Participación de CHP en la producción de energía eléctrica, en países de la OCDE

Finalmente, la Tabla 2 presenta valores de capacidad instalada y de conversión esperable para 28 países de la Unión Europea. La primera columna muestra la capacidad total instalada de centrales de generación eléctrica que usan combustibles fósiles como medio de generación y la segunda columna muestra la capacidad total instalada de cogeneración, medida en GW de producción eléctrica [47].

	Capacidad instalada de centrales térmicas a combustibles fósiles (GW _{eléc}) 2013	Capacidad instalada de CHP (GW _{eléc}) 2013
Alemania	82,0	27,0
Austria	6,3	4,4
Bélgica	7,6	2,3
Bulgaria	4,6	1,2
Chipre	1,6	0,0
Croacia	1,7	0,7
Dinamarca	7,6	5,7
Eslovaquia	2,8	4,4
Eslovenia	1,2	0,3
Estonia	2,6	0,5
España	49,8	4,0
Finlandia	8,4	6,3
Francia	23,0	5,5
Grecia	10,7	0,6
Hungría	5,8	1,6
Irlanda	6,0	0,3
Italia	70,6	7,6
Lituania	2,8	1,2
Luxemburgo	0,5	0,5
Letonia	1,2	1,0
Malta	0,6	0,0
Países Bajos	21,4	9,2
Polonia	28,2	8,3
Portugal	6,4	1,4
Rumania	9,0	2,2
Reino Unido	59,0	6,2
República Checa	10,5	4,6
Suecia	6,6	4,5

Tabla 2 – Capacidades instaladas y máxima conversión de CHP en países de Europa

Los valores de la Tabla 2 son absolutos -no per cápita- mostrando el peso de países como Alemania, Italia y Reino Unido en lo referente a la capacidad de centrales térmicas con combustibles fósiles. Solo Alemania permanece en la lista de los 3 países con mayor capacidad instalada de CHP, los 2 restantes son Países Bajos y Polonia, marcando el éxito dispar entre los países de la Unión Europea respecto a la adopción de CHP para la producción de electricidad y calor.

2.3 Región

Brasil

Como se vio, la cogeneración comparada con la generación convencional en centrales termoeléctricas asegura un menor consumo de energía primaria y una disminución en las emisiones atmosféricas. Como una opción para la distribución de energía, la cogeneración puede también evitar grandes inversiones en expandir la capacidad de la generación eléctrica centralizada. No obstante, estas tres razones –conservación de energía primaria, disminución de emisiones atmosféricas y ser una alternativa a la generación centralizada- no habían despertado el interés en CHP en Brasil, hasta entrado el siglo XXI. [48]

Aunque el potencial de CHP se estimó que oscilaba entre 11 y 17 GW para 1998 [48], la capacidad instalada era de 2,6 GW como se ve en la Tabla 3.

Capacidad instalada en sistemas de cogeneración en Brasil (MW), año 1998 [49]	
Sector sucro-alcoholero	988
Papel y celulosa	702
Sector químico	390
Sector siderúrgico	338
Refinación de petróleo	182

Tabla 3 – Capacidad instalada de CHP en Brasil, año 1998

Las razones que se hallaron en los primeros años del siglo XXI para explicar esa cifra son cuatro [48]:

Primero, la masiva concentración de la generación de energía eléctrica en el sector hidroeléctrico. Éste tiene un alto factor de capacidad, por un régimen de lluvia abundante y relativamente predecible, sumado a una gran capacidad de represamiento. La generación no-hidroeléctrica es destinada principalmente a complementar la demanda durante la temporada seca y a abastecer de energía en áreas remotas no conectadas a la red.

Segundo, el sector eléctrico brasileño carecía de mecanismos de promoción de proyectos de CHP que transfieran energía a la red.

Tercero, los bajos precios de la electricidad desalentaron emprendimientos en CHP hasta mediados de la década del 90. Esta depreciación resultó en un bajo retorno para los proyectos del sector eléctrico, todo ello como consecuencia de la política adoptada por el gobierno brasileño para el combate de la inflación durante la década del 80.

Cuarto, en los últimos años de la década del 90 la disponibilidad del gas natural en Brasil fue escasa, siendo cercana al 3% en la matriz energética nacional [48]. Como el desarrollo tecnológico de las instalaciones de CHP se enfocaba en esos años en la quema de gas natural, se observó un número limitado de aplicaciones en el país.

Sumado a estas cuatro barreras, Brasil optó por un camino muy distinto a Europa y EE.UU. para manejar la salida de la crisis petrolera de los años 70. Mientras países como EE.UU., Dinamarca o los Países Bajos invirtieron fuertemente en sistemas CHP, Brasil optó por aumentar su producción de petróleo offshore, su generación hidroeléctrica y nuclear, y crear el “Programa de Incentivo para el Alcohol Carburante”. Aunque este último pudo haberles dado un empuje a las instalaciones generadoras por quema de bagazo, no puede decirse que la CHP haya constituido una estrategia de eficiencia energética, por lo menos hasta los primeros años del siglo XXI.

La crisis en el suministro de energía eléctrica de los años 2001-02 fue el disparador de cambios en la legislación para el cumplimiento de metas que aseguraran la energía necesaria a nivel país, a mediano y largo plazo.

El Decreto 5163 del año 2004 reglamenta la comercialización de energía eléctrica [50], así como el proceso de concesiones y autorizaciones de generación eléctrica. Las empresas pasan a ser divididas en generadoras, transmisoras y distribuidoras, y la producción de las generadoras pasó a negociarse en el mercado.

Es así como la energía producida por cogeneración se comenzó a negociar a través del mecanismo de subasta pública, operando en Ambiente de Contratación Regulada (ACR). Mediante este régimen las empresas distribuidoras contratan una cierta cantidad de energía ofertado por las generadoras; el precio tiene un techo y el proceso da preferencia a aquella que ofrece menor precio.

Para el año 2009 la capacidad instalada de cogeneración era de 4,86 GW, correspondiendo un 75% a instalaciones con quema de biomasa y un 25% con quema de gas natural [51], satisfaciendo un 4,3% de la demanda eléctrica brasilera.

Las fuentes bioenergéticas desempeñan un papel particularmente interesante en Brasil, ya que se trata de un país localizado en la zona tropical con una gran productividad primaria y con una economía basada en la actividad agraria.

La Tabla 4 muestra la composición de las distintas instalaciones de cogeneración que emplean biomasa como combustible para el año 2013 [52].

	Número de instalaciones	de Capacidad instalada (GW)	% de demanda eléctrica cubierta
Bagazo de caña de azúcar	367	8,532	7,05
Madera	45	0,379	0,31
Licor negro	14	1,246	1,03
Biogás	19	0,074	0,06
Cáscara de arroz	9	0,036	0,03
Total	454	10,267	8,48

Tabla 4 – Instalaciones de CHP que utilizan biomasa como combustible en Brasil [52]

La importancia de las instalaciones de quema de bagazo de caña reside en la complementariedad entre este residuo y el agua que abastece las represas, principalmente en la zona centro-sur del país. Los meses lluviosos en esa zona de Brasil son de enero a abril, mientras que el auge de la producción de residuos de caña de azúcar ocurre en los meses de mayor seca: de abril a noviembre, lo que hace que las instalaciones de quema de bagazo complementen a las hidroeléctricas, volcando a la red el exceso de energía proveniente del proceso productivo del etanol. Este exceso es la consecuencia del uso de procesos más eficientes, a partir de la década de 1980, lo que permitió el crecimiento observado en los años transcurridos del siglo XXI.

Para el año 2017 se llegó a 18,2 GW de capacidad de cogeneración instalada, con un rápido crecimiento desde 2010, donde un 62% corresponde a ingenios azucareros que queman el ya mencionado bagazo de caña, un 15% a industrias que queman gas natural y un 14% a la industria papelera que quema licor negro [53].

Finalmente, desde el punto de vista reglamentario, la Resolución de la Agencia Nacional de Energía Eléctrica N° 21, de enero de 2000, modificada por la Resolución N° 235 de noviembre de 2006 define una central termoeléctrica cogeneradora como productora de “cogeneración calificada” a aquella que cumple los siguientes requisitos:

$$i) \frac{Q}{F} \geq 15\%$$

$$ii) \frac{Q}{F} \frac{1}{X} + \frac{E}{F} \geq F_c \%$$

Donde:

- Q: calor producido en la planta cogeneradora, en su régimen operativo medio, en kWh/h (energía suministrada en el período/cantidad de horas)
- F: energía suministrada con el combustible utilizado en la planta cogeneradora, en su régimen operativo medio, en kWh/h (energía suministrada en el período/cantidad de horas).

- E: electricidad producida en la planta cogeneradora, en su régimen operativo medio, en kWh/h.
- X y $F_c\%$ son valores que dependen del combustible quemado y de la potencia eléctrica instalada, de acuerdo con la Tabla 5.

Conceptualmente, el factor X toma en cuenta la distinta “calidad energética” del calor y de la electricidad, penalizando al primero con un factor cercano a 2; y el factor $F_c\%$ establece un rendimiento mínimo global para la instalación cogeneradora.

Fuente	Potencia eléctrica instalada	X	$F_c\%$
Derivados del petróleo, gas natural y carbón	≤ 5MW	2,14	41
	Entre 5 y 20 MW	2,13	44
	≥ 20MW	2,00	50
Otros combustibles	≤ 5MW	2,50	32
	Entre 5 y 20 MW	2,14	37
	≥ 20MW	1,88	42
Calor recuperado de proceso	≤ 5MW	2,60	25
	Entre 5 y 20 MW	2,17	30
	≥ 20MW	1,86	35

Tabla 5 – Valores de X y $F_c\%$ (requisito ANEEL para ser considerada instalación cogeneradora calificada)

Argentina

El mercado de la cogeneración en Argentina es un mercado poco maduro; y aunque se barajan algunas estimaciones del potencial existente, no hay ningún estudio actualizado del potencial que las tecnologías de cogeneración pueden ofrecer en Argentina [54].

Los principales documentos donde se definen las instalaciones de cogeneración son los siguientes:

- Ley 24065/1992 sobre el Mercado Eléctrico Mayorista (MEM)
- Resolución SEE 61/92 Regulación del MEM
- Resolución SE 61/92 Anexo 12. Autogeneradores y Cogeneradores
- Resolución SE 269/2008. Autogenerador Distribuido

En el Mercado Eléctrico Mayorista (MEM) existen tres figuras diferenciadas a las que puede acogerse una instalación de cogeneración: el *autogenerador*, el *cogenerador* y el *autogenerador distribuido*. Mientras un *autogenerador* es un consumidor de electricidad que genera energía eléctrica como producto secundario -siendo el propósito principal la producción de bienes y servicios- el *cogenerador* tiene como objeto la generación conjunta de energía eléctrica y vapor u otra forma de energía para fines industriales, comerciales de calentamiento o de enfriamiento. Estas dos figuras se definen en la ley 24065. El *autogenerador distribuido* es una figura que aparece en la Resolución SE 269/2008 y a diferencia del autogenerador, este puede involucrar varias plantas de un mismo agente, vinculándose al Sistema Argentino de Interconexión (SADI) en diferentes nodos de conexión.

Estos tres agentes recibirán el mismo tratamiento que el resto de los generadores a la hora de vender su energía en el MEM. Además, no existe ningún tipo de diferenciación en cuanto a la tecnología utilizada para cada instalación (la cogeneración de alta eficiencia no está recompensada en el sistema).

Otra diferencia entre el autogenerador y el cogenerador es la vinculación comercial con el MEM. Un autogenerador puede vender, comprar o no realizar ningún tipo de operación con el MEM, en cambio un cogenerador realiza las mismas operaciones con el MEM excepto la compra, ya que el objetivo de los cogeneradores es la entrega de energía térmica a terceros y la energía eléctrica al SADI. Es por ello que una industria o comercio que tenga una instalación de cogeneración debe figurar como autogenerador del MEM; puntualizando que nunca comprará energía eléctrica del MEM.

Como dato a nivel nacional, se sabe que la energía cogenerada en la industria manufacturera fue de 2683 GWh en 2018, correspondientes a 1,9% de la generación neta de energía eléctrica [55]. Esta

cifra está muy alejada de la que presentan los países con activa promoción de la cogeneración (ver los casos de Brasil y la Unión Europea en este mismo capítulo).

En la Figura 19 se observa la energía producida por los autogeneradores y los cogeneradores en el período enero-octubre, para los años 2015 y 2016.

Finalmente, la baja penetración de la cogeneración en Argentina se puede explicar por barreras existentes, de naturaleza muy variada, entre las cuales se pueden destacar:

- La baja demanda de servicios de ingeniería, instalación y mantenimiento relacionados a las plantas de cogeneración no estimula la creación de emprendimientos que ofrezcan dichos servicios.
- No hay un estudio actualizado sobre el potencial que las tecnologías de cogeneración pueden ofrecer en Argentina.
- La falta de un marco regulatorio adecuado. Aunque Argentina sí define la cogeneración en su legislación eléctrica, ésta no está consiguiendo su objetivo de desarrollarla.
- El desconocimiento de la tecnología por parte de los potenciales usuarios.

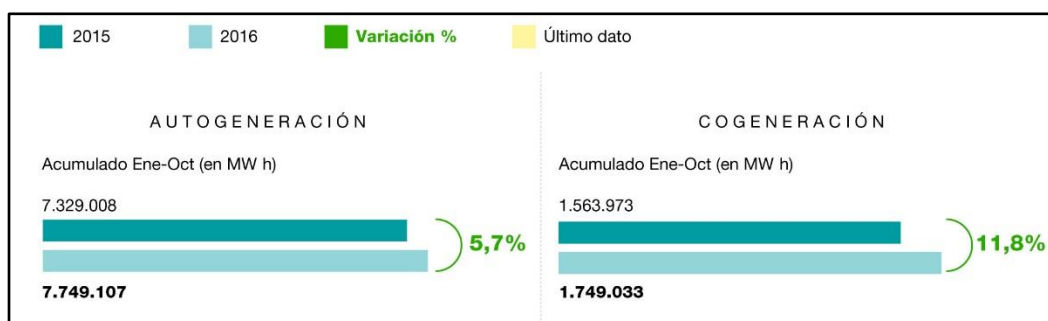


Figura 19 – Autogeneración y cogeneración en MWh y variación porcentual 2015-2016 (Fuente: INDEC Argentina)

Uruguay

El marco legal que regula la cogeneración, ante la ausencia de una regulación específica, es el marco legal del sector eléctrico, el cual se basa en la ley N°14.694 de 1977, con una reforma significativa a partir de la ley N°16832 de 1997. La principal modificación introducida por esta última es la desmonopolización de la generación, quedando abierta la posibilidad de que cualquier agente pueda realizarla.

Esta ley también creó el mercado de energía eléctrica, los organismos de administración y contralor pertinentes (ADME y URSEA⁶). La reglamentación corresponde al Decreto 22/999 “Reforma del Sistema Eléctrico”. Este decreto fue derogado en el año 2002 creándose definitivamente los siguientes reglamentos:

- Reglamento General del Marco Regulatorio del Sistema Eléctrico Nacional (Dto. 276/002)
- Reglamento de Distribución de Energía Eléctrica (Dto. 277/002)
- Reglamento de Transmisión de Energía Eléctrica (Dto. 278/002)
- Reglamento del Mercado Mayorista de Energía Eléctrica (Dto. 360/002)

Si un cogenerador se conectase a la red para comercializar su energía eléctrica, debe respetar las condiciones establecidas en los reglamentos técnicos elaborados por URSEA y UTE. Por un lado, URSEA como organismo regulador debe controlar el cumplimiento de las normas vigentes y establecer los requisitos que se deberán cumplir. Por su lado UTE como distribuidor debe mantener ciertos parámetros de calidad del servicio, para que la calidad final no se vea afectada.

Si bien el marco regulatorio no presenta barreras explícitas que impidan la cogeneración, sí se identifica como una barrera la ausencia de una tarifa regulada para la cogeneración [56]. Cualquier consumidor que instale una planta cogeneradora y que no quede comprendido en el marco del Decreto de microgeneración, automáticamente adquiere la figura de Autoprodutor⁷ o se asemeja a él (aunque la potencia instalada sea inferior a 500 kVA). Este aspecto implica la necesidad de establecer contratos bilaterales con el distribuidor (UTE) para la venta de energía, pero también para la compra de energía de complemento y de respaldo. Se negocia entonces un contrato particular, donde UTE podrá fijar la tarifa que considere adecuada independientemente de lo establecido en el

⁶ Antiguamente denominada UREE.

⁷ Autoprodutor: Es un Agente con una potencia instalada de generación superior a los 500 (quinientos) kVA y cuya energía anual generada vendida al Mercado Mayorista de Energía Eléctrica no puede superar el 50% (cincuenta por ciento) de su generación anual, que consume todo o parte de la energía que produce.

pliego tarifario. Si bien se intenta que los precios de dicho contrato reflejen los costos reales de brindar el servicio, estos son desconocidos por los eventuales inversores y complejos de determinar por parte de ellos.

En la Tabla 6 se presentan las plantas cogeneradoras instaladas en Uruguay a la fecha. Teniendo en cuenta que la generación eléctrica del país en el año 2018 fue de 12.574.315 MWh, el aporte de la cogeneración (energía volcada a la red) fue de 6,5% del total generado [57].

Empresa	Tecnología	Combustible	Energía entregada a la red en 2018 (MWh)
ALUR	Turbina de vapor en contrapresión	Bagazo, chips y aserrín de eucaliptus	9.716
Bioener	Turbina de vapor	Subproductos de aserraderos de la zona	53.957
Fenirol S.A.	Turbina de vapor	Subproductos forestales y cáscara de arroz	46.888
Galofer	Turbina de vapor	Cáscara de arroz	71.412
Ponlar	Turbina de vapor	Subproductos de industria forestal adyacente	26.607
UPM	Turbina de vapor	Licor negro	74.737
Montes del Plata	Turbina de vapor	Licor negro y residuos biomasa forestal	520.965
Weyerhaeuser	Turbina de vapor	Subproductos de producción de tableros contrachapados	11.256
TOTAL			815.538

Tabla 6 – Plantas cogeneradoras en Uruguay: tecnología, combustible y energía entregada a la red [57]

Algunos de estos casos son instalaciones que se asemejan más a una planta de generación, dado que la fracción de consumo térmico es pequeña frente a la generación eléctrica. Todos estos emprendimientos tienen asociada la disponibilidad de combustible pues se trata de un subproducto de la misma planta o de una industria asociada.

Si bien existen incentivos fiscales para la inversión en producción más limpia, y dentro de este ítem podemos incluir a la cogeneración, los precios de la biomasa y de la energía eléctrica hacen que aún con los incentivos actuales solo sea rentable cogenerar en casos excepcionales donde se tenga la biomasa como un subproducto del proceso productivo y el propio establecimiento tenga necesidades de energía eléctrica y calor, de forma tal de usar su biomasa y evitar los costos de traslado del combustible, que vuelven inviable el proyecto [56].

3 Estado del arte de las tecnologías aplicadas a cogeneración

3.1 Configuraciones usuales

Los sistemas de cogeneración son conformados por componentes individuales básicos: el elemento motriz principal (*prime mover* en la literatura inglesa), el generador eléctrico, el elemento recuperador de calor y las interconexiones eléctricas, configuran el sistema como un todo. Algunos sistemas pueden incluir equipamiento de refrigeración –como un chiller de absorción– cuando se requiere dicho servicio.

Para tener una idea cabal del potencial que ofrece la tecnología de cogeneración, es importante tener presente que los sistemas CHP se diseñan para convertir calor en trabajo en forma continua, mediante el arreglo de determinados procesos termodinámicos, colocados en un ciclo.

En este sentido, existe una clasificación de los sistemas de CHP en configuración *Topping* y configuración *Bottoming*, dependiendo de la secuencia de utilización de la energía química del combustible.

En la configuración *Topping* la energía del combustible se usa primeramente para generar electricidad. El calor saliente del elemento motriz principal es recuperado y utilizado en procesos industriales, calefacción o refrigeración. La Figura 20 ilustra el flujo de energía en el ciclo.

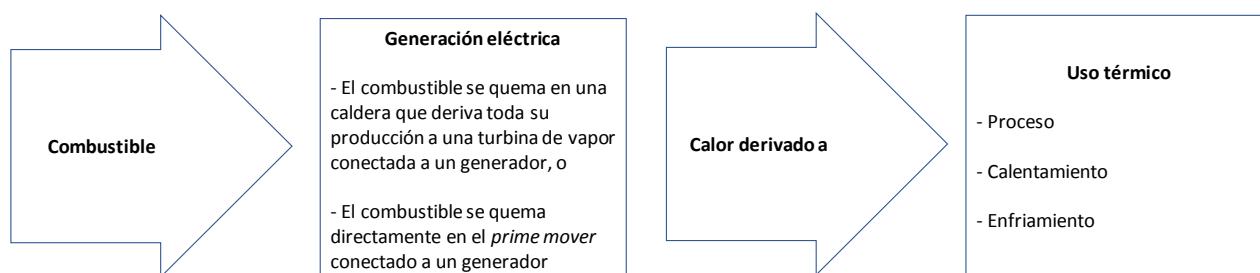


Figura 20 – Configuración Topping

En la configuración *Bottoming* se produce primeramente energía térmica de alta temperatura, para utilizarse en aplicaciones industriales como en la industria del vidrio, los altos hornos, o refinerías. El calor recuperado del proceso industrial es entonces usado para mover una turbina –previa generación de vapor– y así producir electricidad y eventualmente calor. Los sistemas con configuración *Bottoming* se usan generalmente en industrias que generan como producto residual

grandes cantidades de calor a alta temperatura. Consecuentemente esta configuración es menos común que la Topping.

La Figura 21 ilustra el flujo de energía en el ciclo.

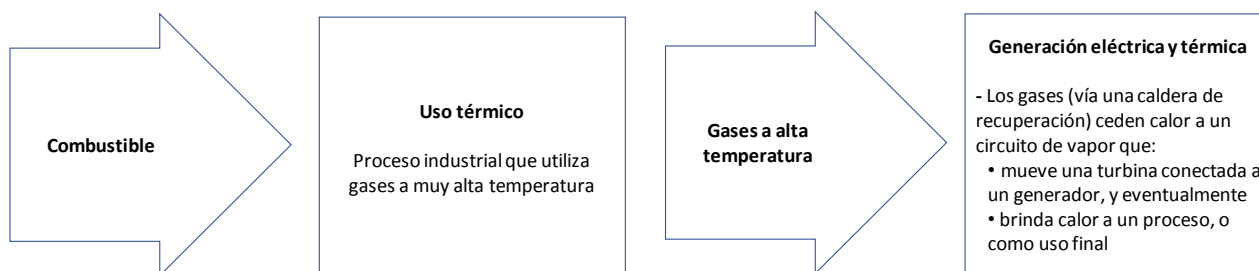


Figura 21 – Configuración Bottoming

A pesar de presentarse como configuraciones separadas, la configuración Topping y Bottoming pueden utilizarse en conjunto en un mismo ciclo creando un caso particular de *Ciclo Combinado*, que además de producir energía eléctrica en dos puntos del ciclo, exporta calor fuera de la instalación. En él, la energía eléctrica se produce mediante dos generadores separados. Uno es parte del ciclo Topping mientras que el otro es parte del ciclo Bottoming.

Cuando a la instalación CHP se le agrega un equipo de frío –como un chiller de absorción– el sistema resultante es llamado por algunos autores, de *Trigeneración*, aunque estrictamente es un sistema de cogeneración, pues se trata también de generación de electricidad y calor, con la salvedad de que este último es a baja temperatura-

Casi cualquier tipo de combustible gaseoso, líquido o sólido puede usarse para producir electricidad, pero el *prime mover* (cualquiera sea el caso), la caldera y el generador de vapor recuperador de calor, son diseñados para un tipo específico de combustible o combinación de combustible. La disponibilidad de combustible, así como su precio, manejo, transporte y almacenamiento también influyen sobre la selección y el diseño del sistema CHP. En los países o regiones con una legislación medioambiental que regula las condiciones de los efluentes de las industrias, los sistemas CHP que queman combustibles sólidos como carbón, típicamente incluyen equipamientos que limitan los valores de dióxido de azufre (SO₂), óxidos de nitrógeno (NO_x) y particulado (PM). En tal caso, el costo del equipamiento para lograr los estándares exigidos puede ser tal que la elección de gas natural sea la única opción práctica [26].

Los sistemas CHP también se clasifican de acuerdo al *prime mover* que integra el mismo:

- Máquinas alternativas
- Turbinas de gas
- Microturbinas
- Celdas de combustible
- Turbinas de vapor

La descripción de los componentes y características de operación de los *prime movers* se detallan más adelante. Por otro lado, la Tabla 7 muestra la clasificación de las plantas CHP instaladas en Estados Unidos al año 2014, según el criterio antedicho [58].

Las máquinas alternativas suman casi el 52% de los casos, pero en cambio suman tan solo el 2,7% de la potencia instalada, tratándose entonces de aplicaciones de pequeño porte. Contrariamente, las turbinas de gas (sumadas a los conjuntos turbina gas-turbina de vapor de los Ciclos Combinados) conforman menos del 16% de los casos, pero se llevan el 64% de la potencia instalada, haciendo de esta tecnología la receptora de aplicaciones de mediano y gran porte.

<i>Prime Mover</i>	Sitios	Porcentaje	Capacidad (MW)	Porcentaje
Máquinas alternativas	2194	51,9	2288	2,7
Turbinas de gas + Ciclo Combinado	667	15,8	53320	64
Microturbinas	355	8,4	78	0,1
Celdas de combustible	155	3,7	84	0,1
Turbinas de vapor	734	17,4	26741	32,1
Otros	121	2,9	806	1
Total	4226	100	83317	100

Tabla 7 – Número de sitios y capacidad instalada de plantas CHP, según su *prime mover*, en Estados Unidos [58].

Algo similar ocurre en los 28 países miembros de la Unión Europea en relación a la disparidad de porte entre turbinas y máquinas alternativas, con la salvedad de que en la Unión Europea las turbinas de vapor y no las de gas son las destinadas a aplicaciones de mayor porte [59].

La Tabla 8 muestra las principales características de los cinco sistemas mencionados [3]. La eficiencia eléctrica varía por tecnología y por tamaño, generalmente incrementando cuando incrementa la capacidad. La eficiencia eléctrica más alta es alcanzada por las celdas de combustible y máquinas alternativas, seguidas por turbinas de gas, microturbinas, y turbinas de vapor. Con la excepción de las turbinas de vapor, las eficiencias eléctricas se ubican entre 24 y 42 %. Las turbinas de vapor

funcionando en sistemas de CHP son únicas comparadas con otras tecnologías de CHP ya que en ese caso se diseña el sistema para entregar grandes cantidades de energía térmica con la electricidad como sub producto.

Una variable importante en el diseño de las instalaciones CHP es la relación Eléctrico-Térmica (ver definición en 1.5) ya que contempla simultáneamente la energía térmica y eléctrica a producir, que deben ser consistentes con las demandas planificadas.

La relación Eléctrico-Térmica sigue una tendencia similar a la eficiencia eléctrica, donde las celdas de combustible generalmente tienen el valor más alto, seguidas de las máquinas alternativas, turbinas de gas, microturbinas y luego las turbinas de vapor.

Característica	Máquina alternativa	Turbina de gas	Microturbina (def. en 3.1.5)	Celda de combustible	Turbina de vapor
Rango de tamaño	10 kW-10 MW	1 MW-300MW	30 kW-330 kW	5 kW-2,8 MW	100 kW-250MW
Eficiencia eléctrica	30 – 42 %	24 – 36 %	25 – 29 %	38 – 42 %	5 – 40 % (***)
Eficiencia energética (referida a Q_p^s)	77 – 83 %	65 – 71 %	64 – 72 %	62 – 75 %	80 %
Costo total instalado (USD/kW) (*)	USD 1400 a 2900	USD 1300 a 3100	USD 2500 a 3200	USD 4600 a 10000	USD 670 – 1100 (**)
Costos de O & M (USD cent/kWh)	0,9 a 2,4	0,9 a 1,3	0,8 a 1,6	3,6 a 4,5	0,6 a 1
Relación Eléctrico-Térmica	0,6 a 1,2	0,6 a 1	0,5 a 0,8	1,3 a 1,6	0,07 a 0,1
Performance según la carga	Buena, a carga parcial y plena.	Mejor a carga plena.	Mejor a carga plena.	Mejor a carga plena.	Buena, a carga parcial y plena.
Tipo de salida térmica	Vapor de baja presión, agua caliente, calefacción y agua fría (***)	Vapor de baja y alta presión, calor a proceso, agua fría (***)	Vapor de baja presión, agua caliente, agua fría (***)	Vapor de baja presión, agua caliente, agua fría (***)	Vapor de baja y de alta presión, agua caliente, agua fría (***)
Combustible	Pueden operar con una amplia gama de combustibles gaseosos o líquidos. El más común es gas natural.			Hidrógeno, gas natural, propano, metanol.	Principalmente sólido (carbón, biomasa) quemado en caldera.

(*) Los costos son referidos a Estados Unidos, año 2016
(**) Costos de la turbina, no incluye caldera, equipamiento para el combustible, sistema de vapor, ni sistema de control
(***) La producción de agua fría implica el uso de un chiller de absorción.
(***) Los valores más bajos corresponden a pequeñas turbinas de contrapresión y los más altos a turbinas supercríticas de condensación de gran porte

Tabla 8 – Comparación de los sistemas típicos de CHP, según su prime mover [3].

Como ya se mencionó, las turbinas de vapor en instalaciones de CHP se diseñan típicamente para producir grandes cantidades de energía térmica, con la electricidad como subproducto. Es por ello que los sistemas con turbinas de vapor tienen también una baja relación Eléctrico-Térmica.

También la relación Eléctrico-Térmica es útil para visualizar la diferencia entre las eficiencias de la instalación CHP versus las instalaciones térmica + eléctrica produciendo separadas.

En efecto, la Figura 22 muestra como la eficiencia total de CHP (para los 5 sistemas mencionados) y la eficiencia de producción separada de electricidad y energía térmica (ETS) cambia, a medida que cambia la relación Eléctrico – Térmica (σ).

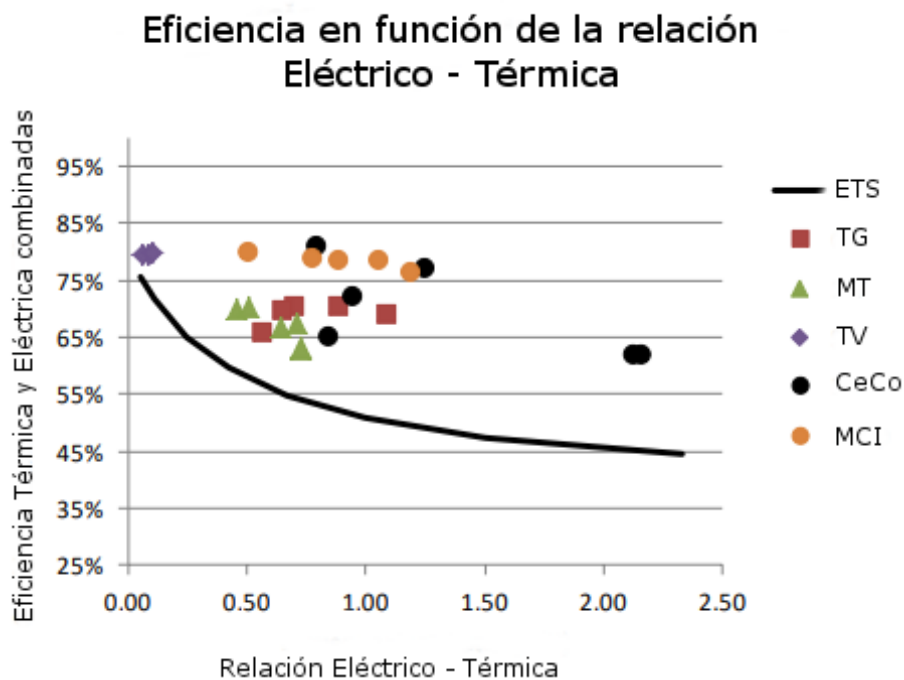


Figura 22 – Eficiencia Térmica + Eléctrica vs relación Eléctrico-Térmica
(para la ETS se supuso una eficiencia eléctrica de 36 % y una eficiencia térmica de 80%)

ETS = Producción eléctrica y térmica por separado; TG = CHP con turbina de gas; MT = CHP con microturbina; TV = CHP con turbina de vapor; CeCo = CHP con celda de combustible; MCI = CHP con motor de combustión interna [3]

Como muestra la curva ETS, a medida que σ aumenta, la eficiencia total baja, ya que tiene mayor peso la producción eléctrica (de menor eficiencia intrínseca) que la térmica. Esto es debido a que, por el Segundo Principio de la Termodinámica, se penaliza la producción de energía motriz o eléctrica con un calor cedido al ambiente.

En cuanto a los cinco sistemas CHP, a valores bajos de σ como es el caso de las turbinas de vapor (TV) la diferencia respecto a la curva ETS es de unos pocos puntos porcentuales. A medida que las eficiencias eléctricas de los sistemas CHP crecen (como también crece σ) la diferencia entre los sistemas CHP y la curva ETS aumenta considerablemente.

Por último, una tercera clasificación de los sistemas CHP, permite agruparlos según el destino de la electricidad y energía térmica útil producida, a saber:

- a. CHP industrial
- b. CHP comercial, institucional y residencial
- c. CHP para DHC (sigla en inglés de *District Heating and Cooling*)

a. Las industrias con un uso intensivo de la energía, como la alimenticia, papelera, química, procesamiento de metales y refinerías han sido tradicionalmente usuarias del CHP industrial; de hecho, estas industrias representan más del 80 % de la capacidad eléctrica global de CHP [8]. Estas plantas generalmente tienen altos requerimientos térmicos relacionados con sus procesos productivos, no sujetas por lo tanto a fluctuaciones diarias, estacionales o relacionadas con el clima, siendo la energía una parte central del negocio, y contando con personal de mantenimiento y operaciones competente y disponible para manejar los sistemas de CHP. Otra ventaja adicional de este sector es que algunas industrias disponen de combustibles de bajo costo, como residuos o productos pesados de difícil colocación en el mercado.

El grueso de producción se sitúa en potencias mayores a 1 MW eléctrico. El empleo y dimensionamiento de CHP en este sector depende de la demanda de calor y electricidad, y de la configuración de la conexión a la red (tanto para la venta de excedentes como para la compra de energía de respaldo). La red puede proveer energía de respaldo para las plantas CHP durante las paradas de mantenimiento, aunque hay que considerar también el nivel de tolerancia a la pérdida de suministro de energía térmica en ese período.

Por otro lado, la disponibilidad y precio del gas natural –el combustible elegido en la mayoría de las aplicaciones CHP industriales– es un factor clave en el desarrollo de CHP para el sector industrial.

b. En los últimos años el uso de CHP en edificios comerciales y complejos residenciales se ha incrementado sostenidamente [2]. Esto es, en esencia, debido a las mejoras técnicas y reducción de costos en las escalas más pequeñas de CHP –en general modulares– que alcanzan los requerimientos térmicos y eléctricos de esas instalaciones. Algunos ejemplos de CHP comercial, institucional y residencial son hoteles, edificios de oficinas, universidades y hospitales, en los cuales los costos energéticos son parte importante de sus costos operativos, así como cargas eléctricas y térmicas balanceadas y constantes.

El limitado alcance de CHP en este sector se debe en parte a que la cuestión energética no es parte del *core business*, con lo cual los dueños de las instalaciones no han reparado en los beneficios del CHP.

Las aplicaciones *micro* a nivel residencial también han empezado a desarrollarse y comercializarse para hogares, representando de esa manera un mercado masivo potencial para CHP.

c. El District Heating se enfoca en satisfacer demandas térmicas de baja y media temperatura –por ejemplo, calentamiento de espacios habitados o de agua para consumo doméstico– mediante la utilización del calor disponible en las plantas CHP. El agua se transporta a través de cañerías adecuadamente aisladas y llega a un intercambiador de calor que sirve de interfase entre la red de District Heating y el radiador del usuario final y/o su sistema de agua caliente. Para el servicio de frío se agrega al sistema un chiller de absorción.

En la mayoría de los casos la decisión de utilizar CHP para DHC recae en los mismos factores que para el sector industrial, incluyendo: distribución horaria y naturaleza de la carga térmica demandada, disponibilidad de combustible y viabilidad económica para el uso de la electricidad. La densidad de población es también un factor clave, ya que el sistema de distribución necesita una demanda concentrada para ser factible, de forma de minimizar distancias y costos de instalación.

Los países con mayor número de días fríos tienden a tener mayores grados de penetración en sus sistemas de District Heating (ver Tabla 1). Además, por tratarse de inversiones muy intensivas en capital, DHC requiere un gran involucramiento del gobierno local. En efecto, los sistemas DHC pueden pertenecer a la comunidad, pero ser financiados por el gobierno. Actualmente el District Cooling se intenta posicionar como alternativa al acondicionamiento de aire eléctrico o por gas; debido al uso de energía que de otra forma sería desechada o de difícil empleo, los sistemas de District Cooling se vuelven una opción más conveniente que los sistemas eléctricos convencionales o de gas para el acondicionamiento de aire.

En la Tabla 9 se resumen las principales características de los sistemas CHP para los tres sectores donde se aplica esta tecnología.

Característica	Industrial	Comercial, institucional y residencial	DHC
Usuarios típicos	Química, papel y celulosa, metalúrgica, alimenticia, textil, altos hornos, vidrio, refinerías	Manufactura liviana, hoteles, hospitales, grandes complejos de oficinas	Toda edificación al alcance de la red de distribución de calor (oficinas, hogares, campus universitarios, etc.)
Grado de integración con energías renovables o de desechos	Moderado a alto (particularmente en industrias con energía térmica disponible post-proceso)	Bajo a moderado	Alto
Nivel de temperaturas	Alto	Bajo a medio	Bajo a medio
Tamaños típicos	1 – 500 MWe	1 kWe – 10 MWe	Cualquiera
Prime mover típico	Turbina de vapor, turbina de gas, motor alternativo por compresión, o de chispa con gas natural. Ciclo Combinado en sistemas de gran porte.	Motor alternativo (de chispa), motor Stirling, celdas de combustible, microturbinas	Turbina de vapor, turbina de gas, ciclo combinado
Combustible	Cualquiera: líquido, gaseoso, sólido, o gases post-proceso (por ejemplo de altos hornos u hornos de coque)	Líquido o gaseoso	Cualquiera
Tipo de propiedad	Joint venture/Tercerizado	Joint venture/Tercerizado	Desde totalmente privada a totalmente pública, incluyendo empresas de servicios públicos, industrias o municipios
Patrones de demanda calor/electricidad	Específicos del proceso industrial	Específicos del usuario	Fluctuaciones diarias y estacionales, mitigadas por manejo de la demanda y almacenamiento energético

Tabla 9 - Características de los sistemas CHP según el sector de aplicación [4].

La integración de las distintas tecnologías que confluyen en la cogeneración puede ser un proceso trabajoso, pues las posibilidades termodinámicas de conformación del sistema CHP son ilimitadas, en la configuración y selección de sus componentes. Además, el diseño, arreglo y costo de los componentes están influenciados por los requisitos de temperatura del proceso, límites de presión y necesidades de energía eléctrica y/o térmica.

No obstante, la implementación de la cogeneración es principalmente un tema de selección del ciclo termodinámico, diseño de cañerías y arreglo de válvulas, y no de diferencias entre una u otra caldera, turbina, intercambiador de calor o generador eléctrico.

A continuación, se presentan las configuraciones más utilizadas dentro de la clasificación primaria *Topping* o *Bottoming*.

3.1.1 Configuración Topping con turbina de vapor

La Figura 23 muestra el arreglo de los componentes en un ciclo típico de configuración Topping. Estos componentes pueden integrarse en casi cualquier instalación existente o a construirse, siempre que la caldera produzca la cantidad suficiente de vapor, a la presión y temperatura requeridas [26].

En lugar de una caldera, puede colocarse un generador de vapor recuperador de calor (*HRSG* por sus siglas en inglés). Este equipo genera el vapor necesario sin combustión de ningún energético, sino que aprovechando el calor de corrientes calientes que vienen de fuera del sistema.

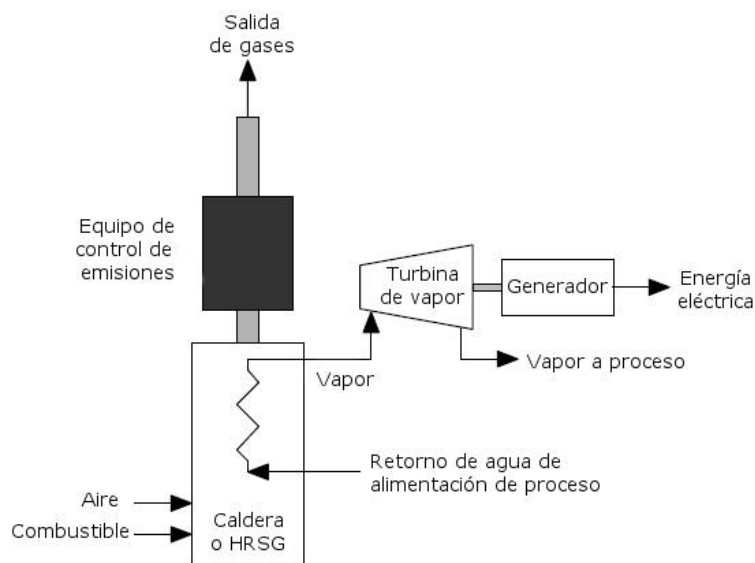


Figura 23 - Configuración general Topping con turbina de vapor [26]

Yendo a casos de aplicación concreta, las turbinas de vapor en el tipo de configuración Topping son usualmente de contrapresión o de extracción-condensación, como se muestra en la Figura 24 y Figura 25 respectivamente. En estos sistemas, la condensación ocurre aguas abajo de la turbina.

En las turbinas de contrapresión el vapor saliente no condensa, saliendo a presión atmosférica o mayor. De esta forma las turbinas de contrapresión sirven como reductoras de presión, regulando la misma para la corriente de vapor que va al proceso y produciendo energía eléctrica simultáneamente.

En las turbinas de extracción-condensación el calor extraído se optimiza, saliendo el vapor a presiones menores a la atmosférica. Una vez que el vapor recorre la totalidad de la turbina, no es posible extraer calor a una temperatura aceptable para otros usos. Este tipo de turbinas tiene mayor eficiencia eléctrica que las de contrapresión, pero son más complejas de diseñar.

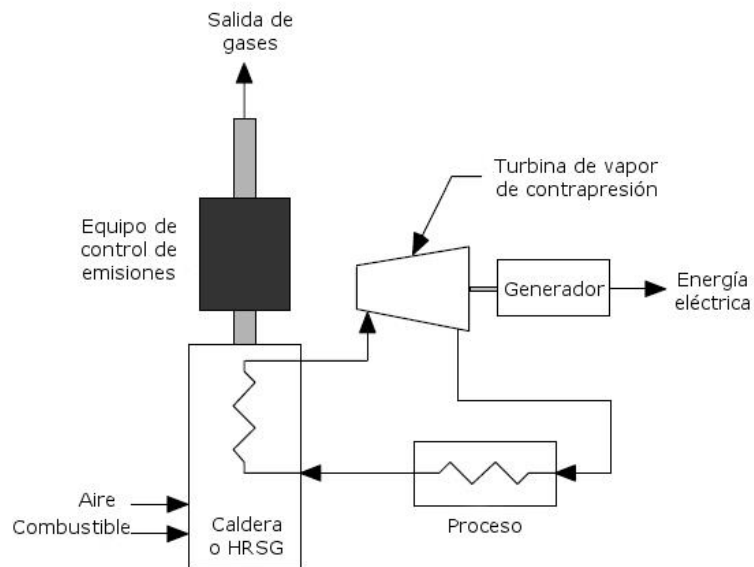


Figura 24 - Configuración Topping con turbina de contrapresión [26]

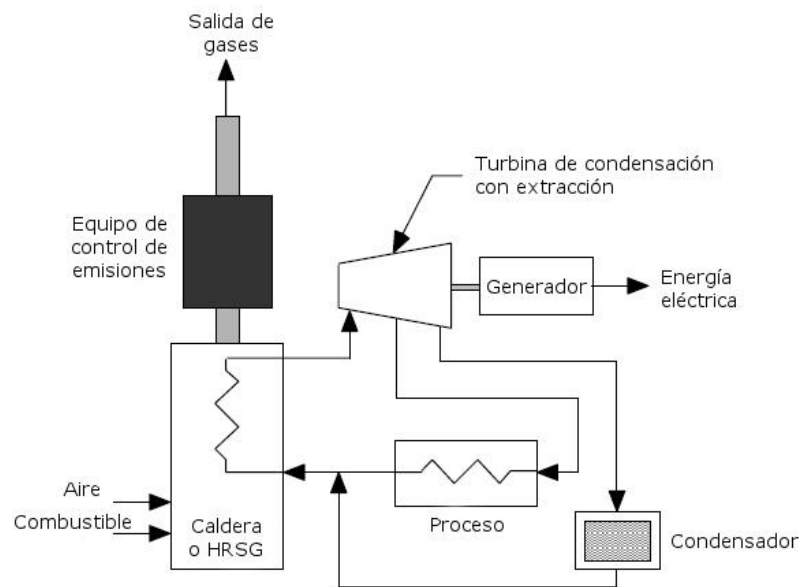


Figura 25 - Configuración Topping con turbina de extracción-condensación [26]

3.1.2 Configuración Topping con turbina de gas

Los sistemas de configuración Topping con turbinas de gas pueden dividirse en sistemas de ciclo cerrado o de ciclo abierto, y a su vez en sistemas con o sin regeneración [26].

En los sistemas abiertos, sin regeneración, los gases de escape de la turbina se envían directamente a la caldera o HRSG, como se ven en la Figura 26. Como alternativa el calor de los gases de escape se utiliza en parte para precalentar el agua de alimentación o para producir vapor por razones de proceso.

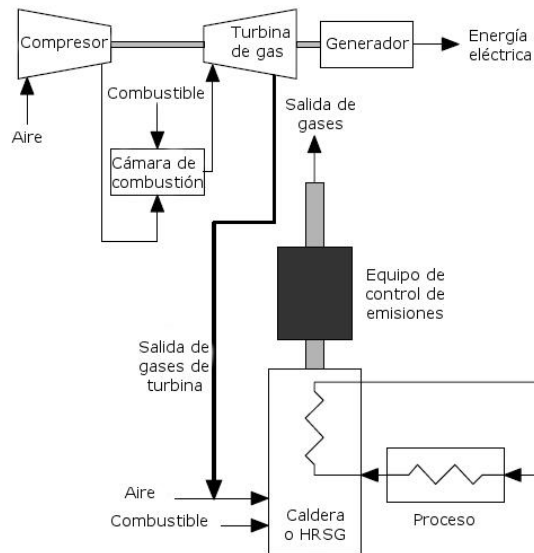


Figura 26 - Configuración Topping con turbina de gas, ciclo abierto, sin regeneración [26]

Los ciclos abiertos con regeneración (a veces llamado también recuperación) como se ve en la Figura 27 incluyen un intercambiador de calor que transfiere calor de los gases de escape de la turbina hacia la entrada de aire comprimido de la cámara de combustión. Los regeneradores incrementan la eficiencia del ciclo reduciendo la cantidad de combustible requerido para producir una determinada temperatura de entrada a la turbina, pero se reduce el calor disponible para aplicaciones de proceso. Aunque este tipo de ciclos son realizables desde un punto de vista técnico, el diseño confiable del regenerador puede ser una tarea compleja. La selección del material, la transferencia de calor, los esfuerzos inducidos por las altas temperaturas y su constructibilidad son factores claves a considerar, ya que los gases salientes de la turbina pueden alcanzar los 650 °C.

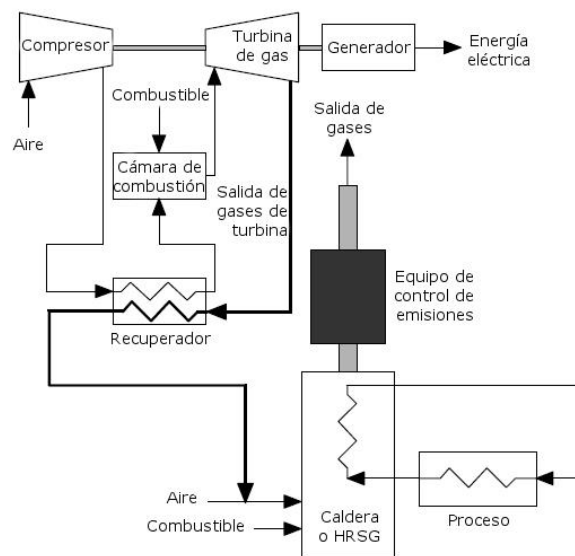


Figura 27 - Configuración Topping con turbina de gas, ciclo abierto, con regeneración [26]

Los ciclos cerrados por su parte, son más compactos en tamaño que los ciclos abiertos, pero requieren más cañerías e intercambiadores de calor. La unidad recuperadora de calor cumple dos funciones: recuperar calor del fluido de trabajo saliente de la turbina y proveer el calor adicional que el proceso industrial demande. También tienen la ventaja de poder trabajar con cualquier tipo de combustible, dado que la combustión es independiente del fluido de trabajo del ciclo.

Las calderas o HRSG diseñadas para manejar una mezcla de aire y gases salientes de la turbina deben ser capaces de manejar las altas temperaturas de los productos de combustión finales. En la Figura 28 se muestra el esquema de recuperación de calor de los humos en la HRSG.

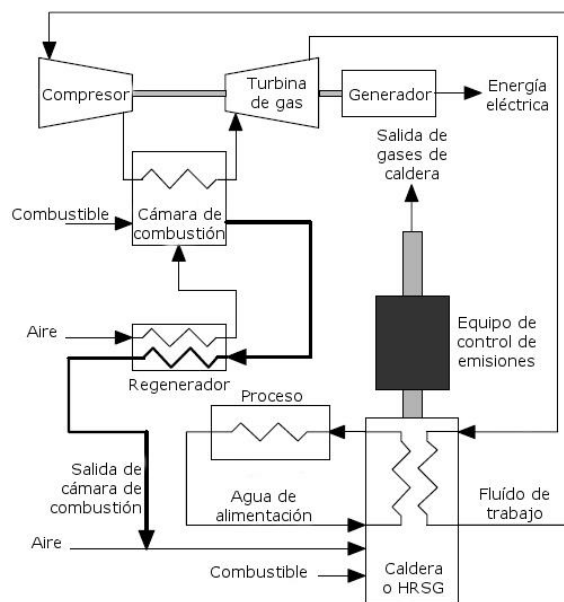


Figura 28 - Configuración Topping con turbina de gas, ciclo cerrado, con regeneración [26]

3.1.3 Configuración Topping con motor alternativo

Los principales componentes de un sistema en configuración Topping con motor alternativo son el motor alternativo de combustión interna, el equipo recuperador de calor y el generador eléctrico. En operación el motor de combustión interna directamente mueve el generador eléctrico, mientras que el equipo recuperador de calor captura el calor que desecha el motor [26].

Ese calor proviene del bloque del motor y otras superficies metálicas calientes, gases de salida, aceite lubricante, agua del sistema de enfriamiento, turbocompresor y *aftercooler*.

Por recuperación del calor proveniente de los gases de salida y de los sistemas de enfriamiento, se puede llegar aproximadamente al 70 – 80 % de recuperación de la energía del combustible.

El calor de los gases de salida del motor se recupera mediante un intercambiador de calor, incrementando la temperatura del agua de alimentación a caldera y/o la temperatura del vapor para aplicaciones del proceso industrial; diseñado también para reducir el ruido que produce dicha corriente de gases.

En cuanto a los sistemas de enfriamiento del motor, gran parte del calor puede recuperarse utilizando un sistema de circulación forzada para producir agua caliente o vapor de hasta 1 barg.

La configuración típica de este sistema de CHP se muestra en la Figura 29.

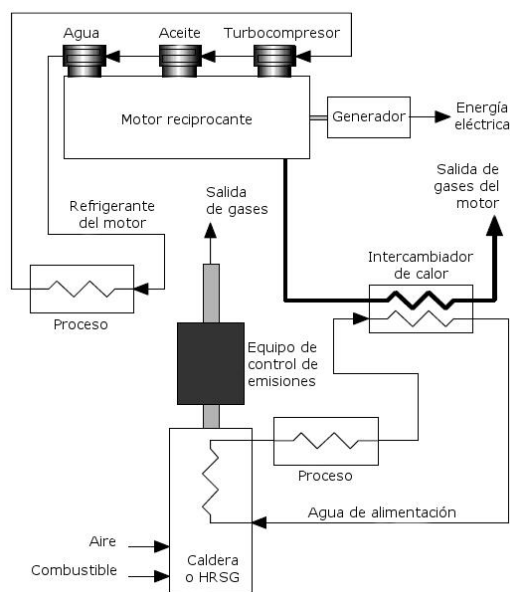


Figura 29 - Configuración Topping con motor alternativo [26]

3.1.4 Configuración Topping con celda de combustible

La celda de combustible es un dispositivo electroquímico que convierte la energía química de un combustible en electricidad, sin combustión. El hidrógeno y el oxígeno reaccionan produciendo agua en presencia de un electrolito y, en consecuencia, generando un potencial electroquímico que crea una corriente eléctrica en un circuito externo. La reacción antedicha produce calor, lo que la hace atractiva para aplicaciones CHP [26].

El hidrógeno usado por la celda se obtiene de combustibles fósiles, usualmente metano. El metano se obtiene a su vez del gas natural en la mayoría de los casos. En el caso que el carbón o la biomasa sea la fuente de hidrógeno, es necesario un proceso de conversión previo [26].

Las celdas de combustibles son una buena opción para operar durante picos de demanda, debido a su construcción modular, eficiencia casi constante en función de la carga, bajas emisiones y operación silenciosa. Una celda individual tiene un potencial eléctrico ligeramente inferior a 1 V (determinado por el potencial electroquímico de la reacción del hidrógeno con el oxígeno); las celdas pueden configurarse en serie para conseguir mayores potenciales o en paralelo para conseguir mayor potencia.

Un circuito CHP con celda de combustible incluye las celdas, un inversor que convierte la corriente continua a alterna y el sistema de tratamiento de combustible que suministra el hidrógeno⁸.

La energía térmica que se recupera de la celda de combustible puede usarse para producir agua caliente y/o vapor, dependiendo de la presión.

La configuración del ciclo Topping con celda de combustible se muestra en la Figura 30.

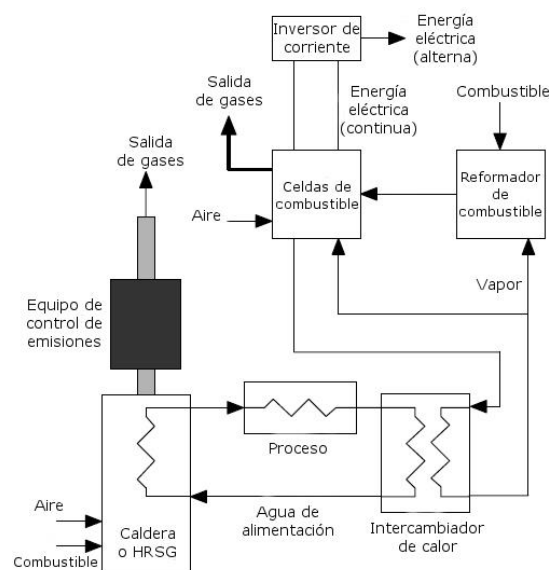


Figura 30 - Configuración Topping con celda de combustible [26]

3.1.5 Configuración Topping con microturbina

Una microturbina es una turbina de gas compacta, consistente en un compresor, recuperador (intercambiador de calor), cámara de combustión y turbina. Los sistemas de configuración Topping

⁸ El hidrógeno es el combustible más ampliamente involucrado en las celdas de combustible. No obstante, se utilizan también hidrocarburos livianos, típicamente metano.

con microturbina operan con el mismo ciclo termodinámico que los sistemas con turbinas de gas de mayor porte, descritas en 3.1.2.

En este ciclo, el aire atmosférico es comprimido, calentado y luego de la combustión, expandidos los humos. La potencia producida por la turbina es proporcional a la temperatura absoluta del gas. Por lo tanto, es ventajoso operar la turbina a la temperatura más alta posible, limitada por la metalurgia de la turbina y por la entrada de aire al compresor, que debe ser lo más baja posible (como forma de maximizar la masa por unidad de volumen).

Como las turbinas de gas de gran porte, las microturbinas operan a altas velocidades. La electricidad puede producirse de dos maneras [26]:

- en las microturbinas de un solo eje, por un generador de alta velocidad que rota solidario al eje de la turbina (puede llegar a 96000 rpm), o
- en las turbinas de doble eje (es el caso de la Figura 31) donde el compresor y una primera turbina comparten el eje, y una segunda turbina acoplada a una caja reductora y a un generador convencional giran a 3600 o 3000 rpm.

Los recuperadores (también llamados regeneradores) en los sistemas con microturbinas son intercambiadores de calor que usan el calor de los gases de escape de la turbina, para precalentar el aire comprimido antes de entrar a la cámara de combustión. Por reducir la cantidad de combustible necesario –al calentar el aire comprimido- los recuperadores pueden más que duplicar la eficiencia. Esta última condición no es de aplicación general, ya que existen turbinas de gases con valores de relación de presiones muy altas, que si se les incorpora un regenerador, bajarían el rendimiento. Aunque los recuperadores aumentan la eficiencia, bajan la temperatura de salida de gases, disminuyendo el calor disponible para aplicaciones térmicas, e incrementan la caída de presión en el conjunto compresor-turbina, resultando en una pérdida de potencia en el eje de 10 -15 % comparado con una microturbina sin recuperador.

La temperatura de salida de los gases del recuperador se ubica en 200 – 300 °C. Esta carga térmica puede utilizarse para producir agua caliente o vapor, o para precalentar agua de alimentación a la caldera. Eventualmente también puede mezclarse con el aire de combustión a la caldera, como se muestra en la Figura 31.

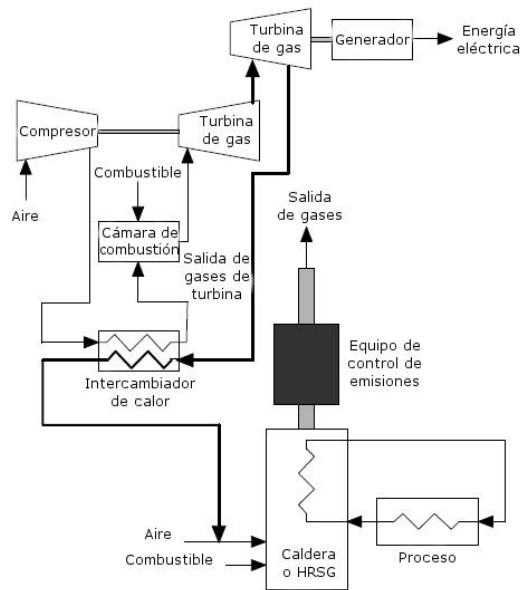


Figura 31 - Configuración Topping con microturbina [26]

3.1.6 Configuración Bottoming

Para los sistemas Bottoming, la energía se usa primeramente en un proceso industrial con alta demanda térmica. El calor saliente de ese proceso se convierte en la fuente de calor para CHP.

En este caso, el calor proveniente del proceso industrial se utiliza en el HRSG; y el vapor producido allí alimenta la turbina de vapor que mueve el generador eléctrico. A su vez, el calor que sale con el vapor de la turbina está disponible para otras aplicaciones. La configuración que se muestra en la Figura 32 representa solo una de las posibles configuraciones del sistema.

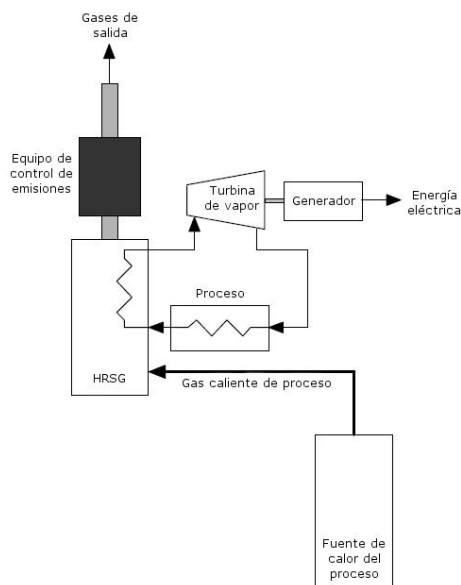


Figura 32 - Configuración Bottoming [26]

3.1.7 Configuración con Ciclo Combinado

Como se dijo, los sistemas CHP con Ciclo Combinado tienen dos ciclos operando a diferentes temperaturas. El ciclo *Topping* de altas temperaturas expulsa calor que es recuperado por el ciclo *Bottoming* para producir energía eléctrica adicional. Los componentes principales del Ciclo Combinado son la turbina de gas y el generador eléctrico asociado, la caldera o HRSG, y la turbina de vapor también con su generador eléctrico.

El calor de los gases de salida de la turbina de gas se usa para aumentar la temperatura en el circuito de vapor, como se muestra en la Figura 33, aunque también ese calor podría mezclarse con el aire de combustión antes de entrar a la caldera, ya que el alto porcentaje de oxígeno de los gases de salida de la turbina –alrededor del 15%- permiten una combustión suplementaria eficiente.

Cualquiera de esas dos configuraciones es similar a la configuración Topping con turbina de gas de ciclo abierto descrita en 1.2.2, excepto por el hecho de que el vapor saliente de la caldera o HRSG se direcciona primeramente a generar electricidad y luego a las aplicaciones térmicas del proceso.

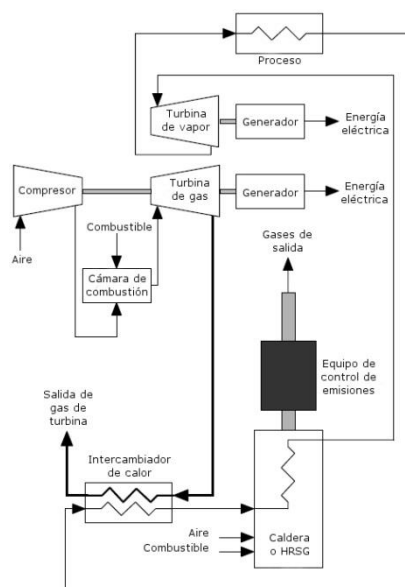


Figura 33 - Configuración de Ciclo Combinado con calentamiento en circuito de vapor [26]

3.1.8 Trigeneración⁹

Trigeneración se define como el proceso de obtención de tres formas de energía a partir de la energía primaria de un combustible: calor, frío y electricidad. Este sistema es aplicable a instalaciones que requieren –además de la energía térmica y eléctrica de CHP– acondicionamiento de aire y/o enfriamiento en algún proceso industrial.

Una instalación típica de trigeneración consiste en una instalación CHP más un chiller de absorción que usa calor recuperado del sistema CHP para producir agua fría. En la Figura 34 se muestra un sistema de trigeneración que integra un chiller a un ciclo combinado.

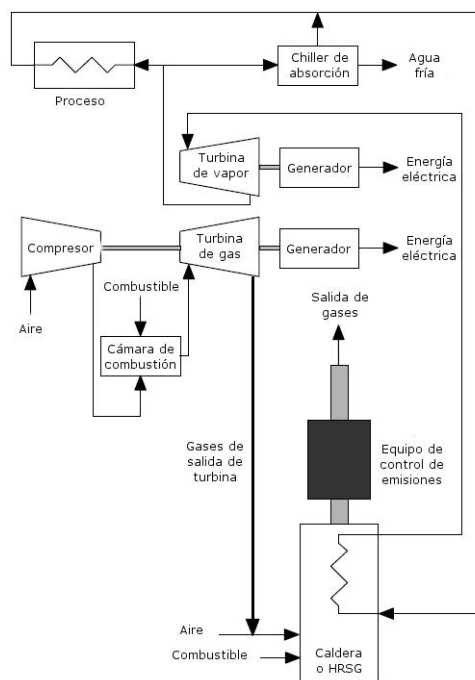


Figura 34 – Trigeneración [26]

Los siguientes subcapítulos detallan el estado del arte para los elementos motrices principales (*prime movers*) que integran la instalación de cogeneración, en el entendido de que éstos son los que presentan más actividad de innovación por sobre el resto de los equipos que completan la instalación cogeneradora. Es de interés entonces conocer su estado actual en cuanto a prestaciones y últimos desarrollos.

⁹ El término *trigeneración* no está universalizado, aunque es utilizado por algunos autores. Ya que, estrictamente, las formas de energía intercambiada siguen siendo dos, como en el resto de los casos: calor y electricidad.

3.2 Máquinas alternativas de combustión interna

Las máquinas alternativas utilizadas en cogeneración son principalmente motores de ignición por chispa, alimentados con gas natural u otros combustibles gaseosos como biogás o gas de desechos. El gas natural es inferior en costo respecto a los combustibles derivados del petróleo y también tiene un menor nivel de emisiones [58].

Los motores alimentados con gas natural ofrecen un bajo costo inicial, rápida puesta en línea, confiabilidad probada cuando son correctamente mantenidos, excelente comportamiento en el seguimiento de la carga de la instalación y un significativo potencial de recuperación de calor. Las eficiencias eléctricas de este tipo de máquinas van de un 27% respecto al Q^P_s hasta más de un 42% respecto al Q^P_s , típicamente para equipos de más de 3 MW. El calor recuperado de los gases de escape así como de los sistemas de enfriamiento producen ya sea agua caliente o vapor de baja presión para aplicaciones de cogeneración. Pueden alcanzarse de esta manera eficiencias superiores al 80% respecto al Q^P_s [58].

La Figura 35 muestra una instalación de cogeneración típica de industrias que requieren calor -en general vapor- como insumo de su proceso productivo. Ejemplo de ello son la industria textil, de procesamiento de alimentos y refinerías.

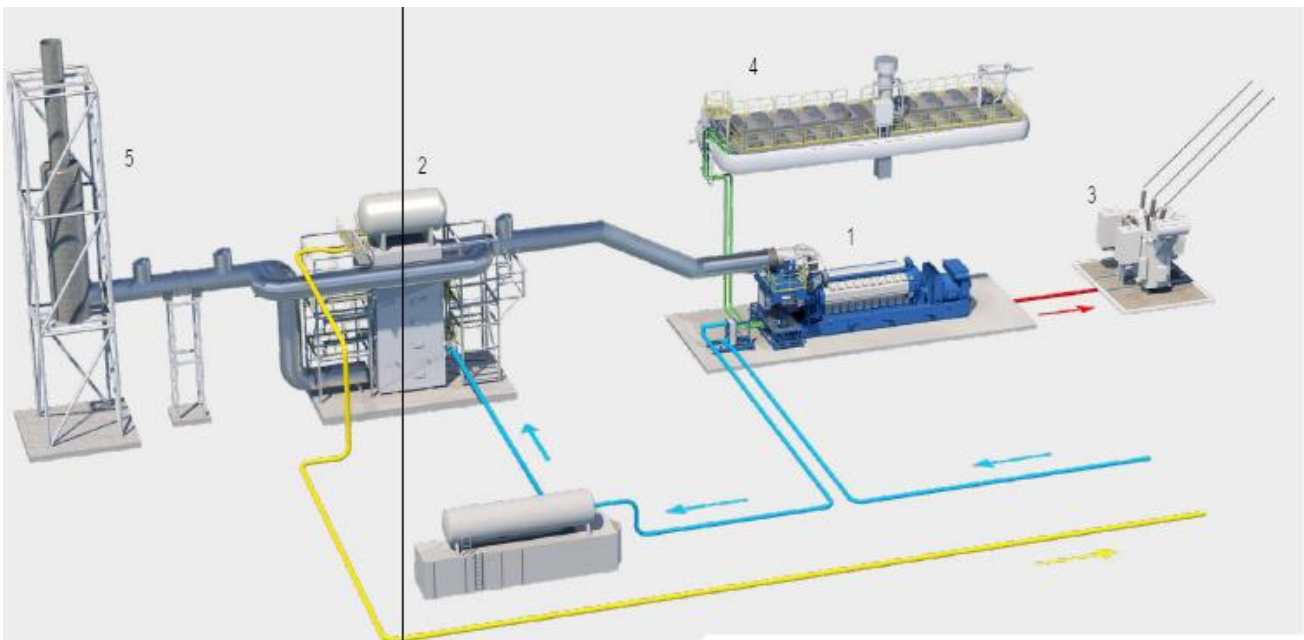


Figura 35 – Aplicación industrial de CHP con motor de combustión interna (fuente: www.wartsila.com)

El motor de combustión interna (1) produce energía mecánica que es transformada por un alternador en energía eléctrica y tomada en (3) para volcar a la instalación local, o eventualmente a la red. Los gases de escape del motor son llevados a un generador de vapor (2) donde ceden el calor al agua (línea celeste) para convertirla en vapor (línea amarilla) que se utilizará en el proceso productivo.

El sistema de enfriamiento del motor consta de un radiador (4) que intercambia calor con el ambiente, mientras que los gases de combustión que dejan el generador de vapor son conducidos a la chimenea (5) y liberados al ambiente.

Quizás una de las características más sobresalientes de los motores de combustión interna por sobre el resto de los prime mover sea su bajo tiempo de puesta en régimen.

En la Figura 36 se aprecian los distintos tiempos de puesta en régimen para cuatro prime movers, siendo notoria la ventaja de los motores de combustión interna por sobre el resto [60].

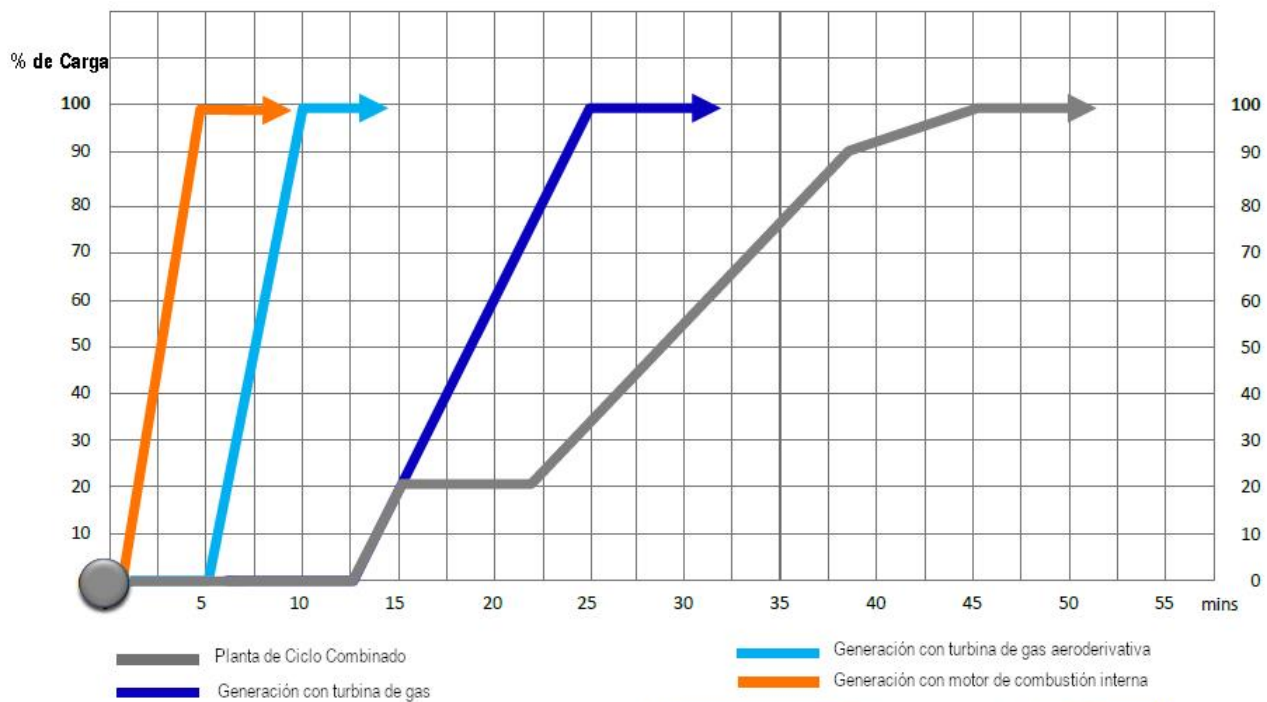


Figura 36 – Tiempos de puesta en régimen para distintos prime movers (fuente: www.wartsila.com)

Respecto a las variables que se buscan optimizar por parte de los fabricantes, hay que destacar al *brake mean effective pressure (BMEP)*, definido como el trabajo por unidad de volumen que puede entregar el motor en un ciclo, siendo una medida del desempeño mecánico. Los fabricantes de motores normalmente incluyen el BMEP en la especificación de este. Un valor típico de BMEP es 21,7 kg/cm² para motores a gas natural de gran porte, y 23,8 kg/cm² para motores diesel. Las presiones pico dentro del cilindro son de 163 kg/cm² y 177 kg/cm² respectivamente. Los valores altos de BMEP incrementan la potencia del motor, mejoran su eficiencia y resultan en menores costos (\$/kW).

El BMEP es proporcional al aire que encierra el pistón, por lo tanto, cualquier aumento en la densidad del aire a la entrada, aumentará la potencia.

El BMEP se puede incrementar aumentando la presión del aire de combustión que entra al cilindro vía una sobrealimentación por compresor, mejorando el enfriamiento para aumentar la densidad, y

reduciendo las pérdidas de carga en el circuito de entrada mejorando el diseño del pasaje de aire. Todos estos factores incrementan la densidad del aire de carga e incrementan la presión máxima durante la combustión, derivando en valores más altos de BMEP. No obstante, ello incrementa las tensiones dentro del motor, requiriendo un apropiado diseño y sistema de ensayos para asegurar la durabilidad y confiabilidad de la máquina [58].

Esencialmente todos los motores modernos por encima de 300 kW poseen sobrealimentación (o turbo) para lograr mayor potencia por volumen de motor. Un turbo es básicamente un sistema de turbo compresor que comprime el aire que ingresará al cilindro. Los gases de salida de los cilindros, a alta velocidad y temperatura, son los que mueven la turbina. La presión y temperatura dentro del cilindro aumentan por la presencia del turbo, incrementando la tendencia a la detonación, requiriendo un cuidadoso balance entre el ratio (normalmente entre 3:1 y 4:1) de compresión y el nivel de potenciación del turbo. Una tercera variable a tener en cuenta en este balance es la velocidad de giro del motor, ya que, a más velocidad de giro, menos tiempo de carga, lo que habilita la posibilidad de aumentar la sobre alimentación [58].

Otra variable importante en el diseño es el octanaje del combustible (capacidad del mismo a no autodetonar, debido a la compresión) que en el caso del gas natural es de aproximadamente 130, lo que permite relaciones de compresión más elevadas, que corresponden a mayores rendimientos termodinámicos del ciclo.

Los intercambiadores de calor -aftercoolers o intercoolers- se usan normalmente en la descarga del aire del sobrealimentador para mantener la temperatura del aire dentro de un rango específico. El aire frío proveniente del intercooler provee aire más denso a la combustión, permitiendo quemar más combustible por carrera del motor, incrementando así la potencia de este.

Los motores alternativos han mejorado significativamente en las últimas dos décadas en términos de eficiencia y reducción de emisiones. El control electrónico y las mejoras en el diseño de la cámara de combustión, incluyendo el uso de precámaras de combustión, permitieron a los motores operar con mezclas cada vez más pobres. Las mejoras en materiales y diseño han permitido operar a velocidades y potencias más altas manteniendo la durabilidad.

En los Estados Unidos por ejemplo, estas mejoras han sido resultado del esfuerzo colaborativo de la industria privada, universidades y el gobierno federal. Las asociaciones público-privadas como la del *DoE (Department of Energy)* y el *Advanced Reciprocating Engine System (ARES)* se han focalizado en el desarrollo de la próxima generación de motores alternativos.

El programa ARES está trabajando en un motor que alcance 0,1 g/bhp (gramo por hp-hora) NOx de emisión, 50% de eficiencia y más de 80% de eficiencia en CHP, con costos de mantenimiento de \$ 0,01 /kWh manteniendo la competitividad en costos [3].

Los investigadores de este programa han ensayado motores y producido modelos analíticos de computadora para mejorar pistones, aros de pistones, camisas de cilindros, mejorar los sistemas de ignición y reducir la fricción. Han logrado un entendimiento más comprensivo de los sistemas de ignición, especialmente en el momento de la ignición y al comienzo de la carrera de potencia. Como resultado, ellos han diseñado, desarrollado, ensayado y producido motores alternativos que se acercan a los valores objetivos establecidos por el DoE.

Considerando que se trata de una tecnología del siglo XIX, los motores de combustión interna han mejorado en forma continua y se han adaptado a las necesidades del mercado por más de 100 años. Las mejoras subsiguientes en eficiencia, costos y reducción de emisiones asegurarán su viabilidad y competitividad frente a tecnologías emergentes como celdas de combustible y microturbinas en el mercado de generación distribuida. Instalaciones con múltiples motores han probado ser competitivos en aplicaciones de generación eléctrica, para más de 200 MW.



Figura 37 – Motor Wärtsilä 50 SG de 18 MW de potencia eléctrica. Sus dimensiones son: 18,7 mts. de largo, 6,3 mts. de altura y 5,5 mts. de ancho. (fuente: www.wartsila.com)

3.3 Turbinas a gas

Todas las turbinas a gas funcionan en el ciclo termodinámico Brayton. Basándose en el camino seguido por los gases, las turbinas pueden clasificarse como se muestra en la Figura 38 en turbinas de ciclo abierto, de ciclo cerrado y de ciclo semicerrado.

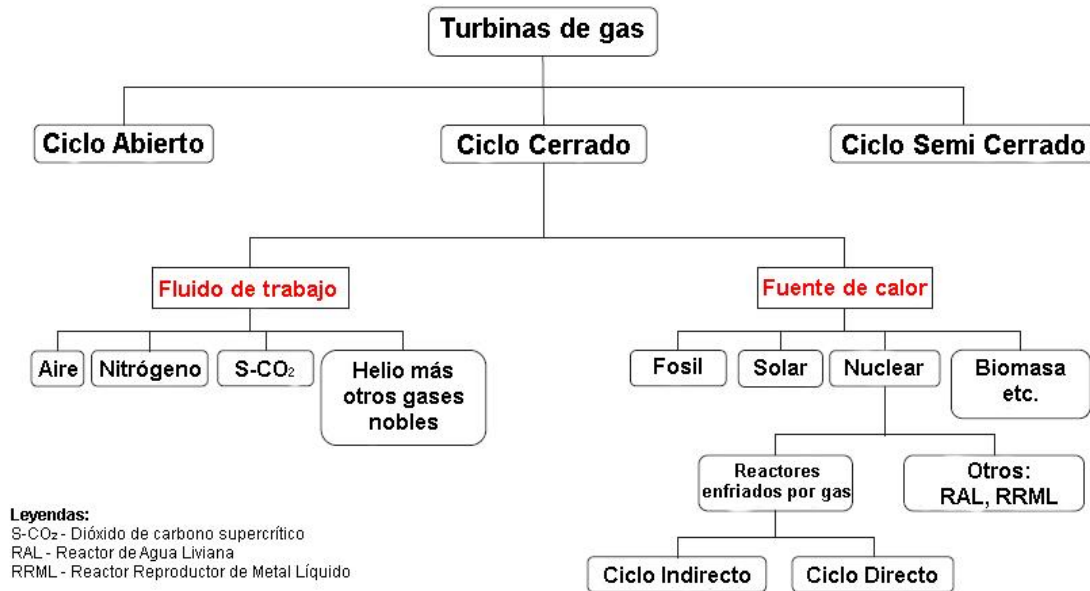


Figura 38 – Clasificación de turbinas de gas [61]

Luego, las turbinas de gas de ciclo cerrado pueden clasificarse por la fuente de calor y por el fluido de trabajo. Las fuentes de calor incluyen combustibles fósiles, nuclear, solar y biomasa; mientras que los fluidos de trabajo incluyen aire, dióxido de carbono supercrítico, nitrógeno y otros gases nobles.

Si bien las turbinas a gas de ciclo cerrado aún no han logrado una introducción a gran escala en el mercado, es bueno analizar sus características respecto a las de ciclo abierto y al ciclo Rankine con turbina a vapor.

En una turbina de gas de ciclo cerrado, o ciclo Brayton cerrado, los gases de la turbina no se descargan a la atmósfera, sino que se recirculan. El esquema y el diagrama T-S del ciclo cerrado simple regenerativo se muestra en la parte derecha de la Figura 39.

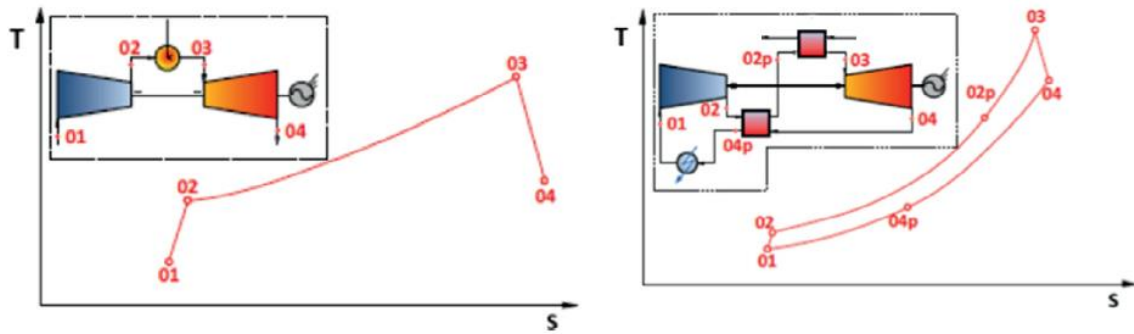


Figura 39 – Esquema y diagrama T-S de turbinas de gas de ciclo abierto (izq.) y de ciclo cerrado (der.) [61]

El fluido de trabajo se comprime del punto 1 al 2, luego entra al recuperador donde toma parte del calor de los gases de salida de la turbina, puntos 2 al 2p. Después del regenerador el fluido pasa a través de la fuente de calor, que puede ser el núcleo de un reactor nuclear, un intercambiador de calor intermedio, o un calentador de gas, puntos 2p al 3. En esa instancia el fluido alcanza su temperatura máxima dentro del ciclo. A ello le sigue una expansión en la turbina, puntos 3 al 4. La turbina provee el trabajo mecánico para el compresor y para el generador. Los gases de salida de la turbina son utilizados para precalentar el fluido que sale del compresor, en el recuperador, puntos 4 al 4p. Finalmente el calor se expulsa del ciclo en el enfriador, donde el fluido vuelve a las condiciones iniciales.

Los beneficios del ciclo cerrado de turbina a son los siguientes [61]:

- Pueden alcanzar una mayor eficiencia que los ciclos de vapor a altas temperaturas
- Son más simples que los ciclos Rankine de vapor, los cuales tienen más intercambiadores de calor, bombas y muchas más cañerías.
- La posibilidad de operar a presiones mayores que la turbina de vapor resulta en componentes más compactos y menos área de planta, pudiéndose alcanzar una mejor relación potencia-tamaño y menores costos de planta instalada.
- A diferencia de las turbinas a gas de ciclo abierto que solo pueden utilizar combustibles limpios, los ciclos cerrados Brayton pueden usar combustibles sólidos como carbón o biomasa, así como energía solar, nuclear y calor por quema de residuos.
- Puede usar una amplia variedad de fluidos de trabajo con propiedades térmicas y de transporte favorables: helio, nitrógeno, dióxido de carbono, argón, neón, y mezclas de gases.
- No se produce ensuciamiento ni corrosión en los componentes del sistema.

A pesar de los beneficios del ciclo cerrado con turbina a gas, el ciclo abierto ha sido históricamente más popular debido a su capacidad de lograr muy altas temperaturas de entrada a la turbina, haciendo al ciclo más eficiente, más compacto y menos costoso respecto a los ciclos de vapor. La Figura 40 [61] muestra la evolución de la temperatura máxima en circuitos con turbinas a gas. Mientras en turbinas a gas con ciclo cerrado la temperatura alcanzable está limitada por la máxima temperatura que soporta el metal del intercambiador de calor, los circuitos abiertos toman ventaja por el incremento no tan restrictivo de esa temperatura y por la amplia disponibilidad de gas natural. Por lo tanto, los sistemas de circuito cerrado pueden no estar en condiciones de desplazar a los de circuito abierto con la tecnología actual, pero pueden ser de utilidad en casos donde los ciclos abiertos no aplican, como cuando la fuente de calor es nuclear.

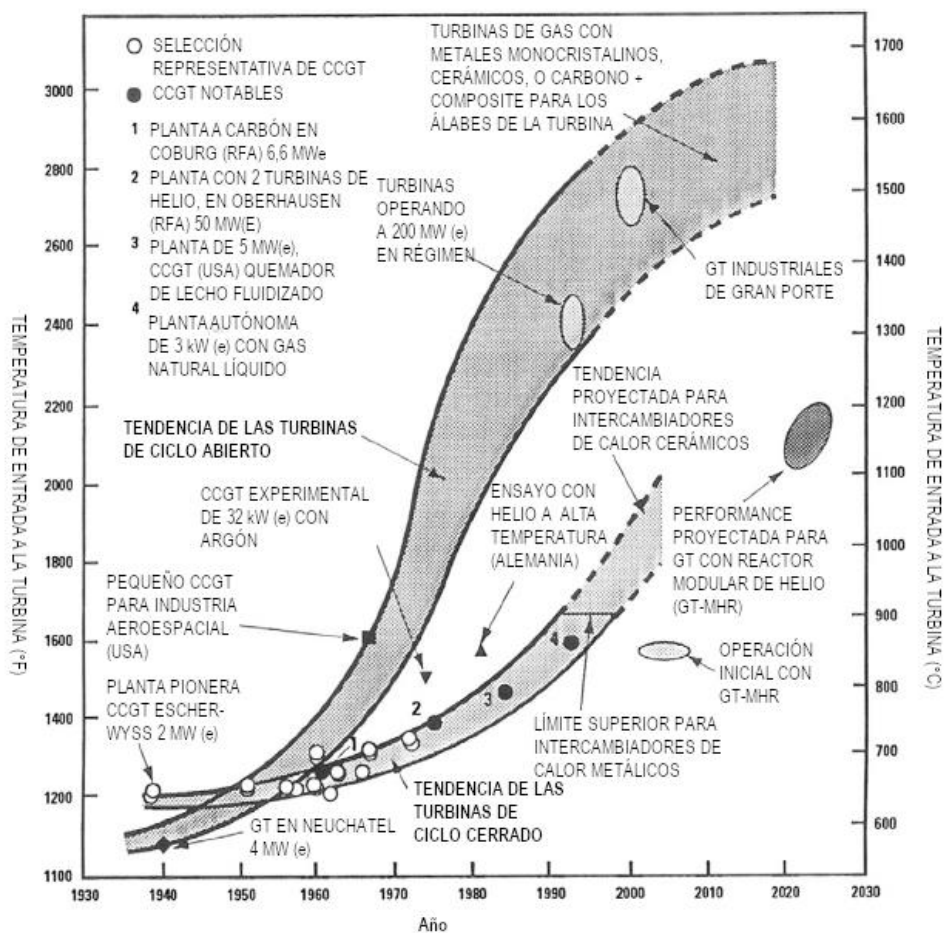


Figura 40 – Evolución de la temperatura máxima para turbinas a gas [61]

Las turbinas a gas de ciclo abierto se dividen en dos grandes grupos: las Aeroderivadas y las industriales.

Las turbinas Aeroderivadas son una adaptación de la turbina aeronáutica para la generación de potencia en un sitio fijo. Mientras estas turbinas son más livianas y térmicamente más eficientes, son

usualmente más caras que las industriales. Las turbinas Aeroderivativas pueden llegar a una capacidad de generación de 50 MW. La mayoría de las turbinas Aeroderivativas operan con un ratio de compresión de 30:1, requiriendo un compresor externo para el gas de combustión. Con el desarrollo de sistemas avanzados, turbinas de más de 40 MW han logrado una eficiencia de 43% respecto al Q^P_i .

Las turbinas industriales, son exclusivamente para generación de potencia en un sitio fijo y su capacidad va desde 1 MW a 300 MW. La Figura 41 muestra un ejemplo de turbina industrial, de 8 MW de potencia eléctrica. En general, respecto a las Aeroderivativas son menos caras, más robustas, pueden operar un período mayor entre mantenimientos programados, y son más adecuadas para utilizarlas como generación de base. No obstante, son mucho más pesadas y menos eficientes. Las turbinas industriales tienen un ratio de compresión más modesto (16:1); las de mayor tamaño, típicamente potencias mayores a 100 MW tienen una eficiencia aproximada al 40% respecto al Q^P_i [3].

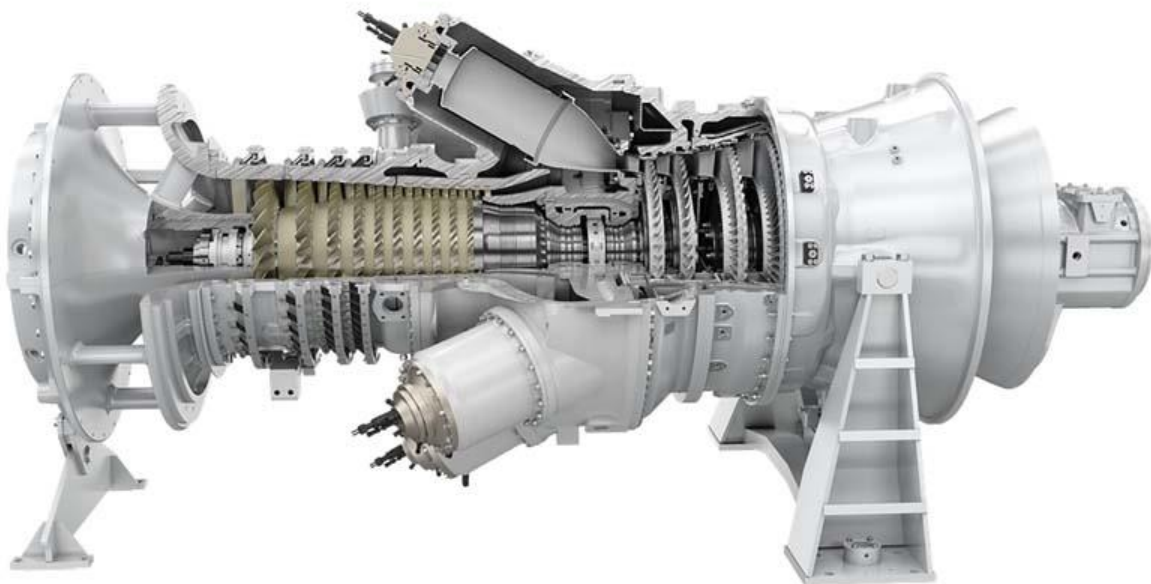


Figura 41 – Turbina industrial Siemens SGT-300. 8 MW de potencia eléctrica. 12 mts. de largo; 2,7 mts. de ancho y 4 mts. de altura. (fuente: www.siemens-energy.com)

En los últimos 20 años ha habido mejoras sustanciales en la tecnología aplicada a turbinas respecto a potencia, eficiencia, durabilidad, emisiones y costos.

En los Estados Unidos, por ejemplo, la coparticipación público – privada permitió desarrollar al DoE el *Advanced Turbine Systems Program* y el *Next Generation Turbine*, quienes han logrado los siguientes objetivos [3]:

- 60% de eficiencia eléctrica en ciclo combinado referido al Q^P_i .
- Emisiones de NOx menores a 10 ppm.
- Mejoras en confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad.
- 10% de reducción en el costo de la electricidad.

Estos programas se focalizan tanto en turbinas de gran porte como en aquellas destinadas a generación distribuida. La investigación en turbinas de gran porte se orienta a mejorar la eficiencia en ciclos combinados hasta un 65% respecto al Q^P_i , reducción de emisiones, e integrar las turbinas a gas con la gasificación limpia de carbón y captura de carbón. El foco para las turbinas más pequeñas está en aumentar la flexibilidad en combustibles, reducción de emisiones, reducir el costo del ciclo de vida e integración con las tecnologías de mejora de utilización térmica.

3.4 Turbinas de vapor

La turbina de vapor es uno de los *prime movers* más versátiles, y el más antiguo. La primera turbina de vapor para generación de energía eléctrica fue creada en 1884. Luego de esta irrupción inicial, la turbina de vapor fue sustituyendo en forma sostenida y relativamente rápida a la máquina alternativo de vapor, debido a su mayor eficiencia y menor costo.

Las turbinas de vapor son ampliamente usadas en Europa o Estados Unidos para CHP. Como se dijo en 2.1, en Estados Unidos, por ejemplo, el 33% de la generación eléctrica se realiza con caldera y turbina de vapor, más el 50% que se realiza con ciclo combinado, donde también tiene participación este *prime mover* [58].

La capacidad de la turbina de vapor, como se vio en la Tabla 8, puede ir de 100 kW hasta 250 MW, con la posibilidad de operar en una amplia gama de presiones de vapor, pudiendo ser diseñada según los requerimientos térmicos del usuario para aplicaciones de cogeneración, por el uso del vapor de salida en contrapresión, o de extracciones parciales, a la presión deseada.

Las turbinas de vapor también ofrecen una gran variedad de combustibles a quemar en la caldera asociada: carbón, gas natural, fuel oil, madera o biomasa; además del calor recuperado en los ciclos combinados y utilizado en la caldera para generar el vapor.

Su vida útil es extremadamente larga. Hay turbinas de vapor con más de 50 años de servicio. Cuando son mantenidas y operadas correctamente (especialmente en relación con la composición química del agua y a la ausencia de condensado en los álabes) las turbinas son extremadamente confiables, con intervalos de mantenimiento medidos en años.

En la Tabla 10 se definen los tipos de ciclos en los que se utilizan turbinas de vapor, de acuerdo a la presión y temperatura de operación. El carbón es el principal combustible en la generación eléctrica a nivel mundial, utilizando para ello este *prime mover* [62]. Las emisiones y el impacto ambiental de las plantas generadoras a carbón presionaron a éstas a mejorar su competitividad respecto a las plantas de ciclo combinado. Como resultado, un número importante de plantas ultrasupercríticas operan en Europa y Japón, y su disponibilidad es comparable a la de las plantas subcríticas.

Tipo de Ciclo	Condición del vapor		Eficiencia típica (%)	Reducción de CO ₂ (%)
	p (bar)	T (°C)		
Subcrítico	< 221	< 600	33 – 38	Caso base
Super Crítico (SC)	240 – 250	< 600	38 – 40	12
Ultra Super Crítico (USC)	270	600 - 700	42 – 45	28
Ultra Super Crítico Avanzado (USC-A)	> 300	700 - 760	46 – 50	41

Tabla 10 – Tipos de ciclos de acuerdo a la presión del vapor

El estado del arte indica que las plantas USC-A operan en un rango de 350 – 380 bar y 700 – 720 °C, resultando en eficiencias de 47 – 49 % y en una oportunidad para la mitigación de CO₂. Las turbinas de vapor operan a presiones y temperaturas sostenidamente crecientes, basadas en nuevos materiales e innovaciones constructivas.

La evolución en las presiones, temperaturas y rendimientos de ciclos con turbinas de vapor se muestra en la Figura 42.

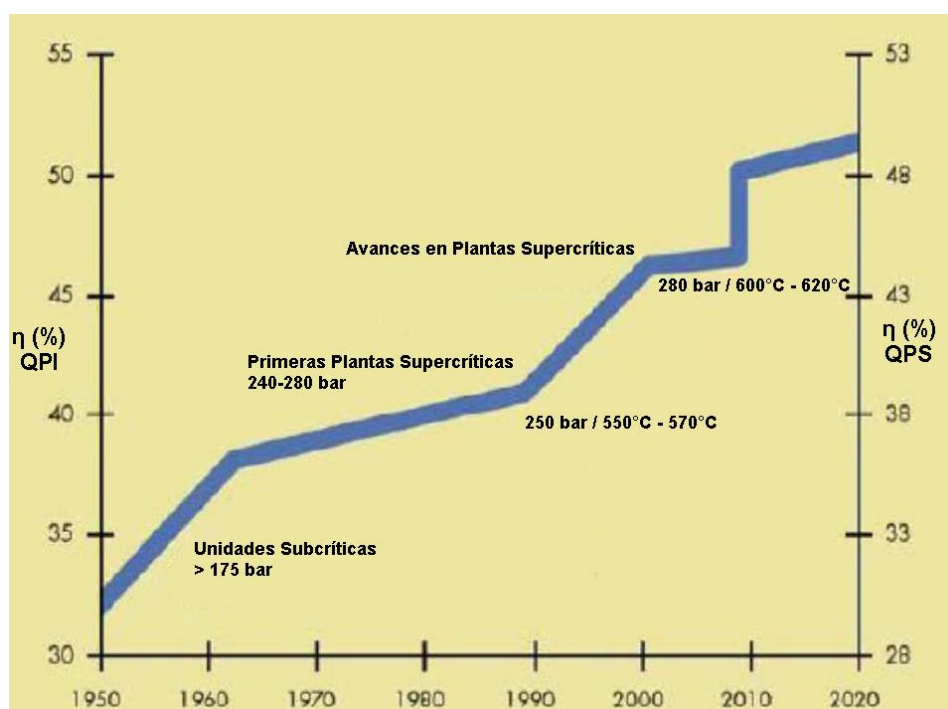


Figura 42 – Evolución en las condiciones del vapor [62]

La potencia entregada por plantas USC actualmente en operación van de 350 MW a 1000 MW, con buenos valores de disponibilidad y confiabilidad. En la Figura 43 se aprecia una turbina de vapor aplicable en estos casos.

Al presente, el último estado de desarrollo fija el vapor en 375 bar y 700 °C – 720 °C con una eficiencia esperada del 50%. El logro de estas metas corresponde al programa Electric Power Research Institute (EPRI) auspiciado por el DoE de Estados Unidos. La puesta en operación de esta planta estaba

planificada para el 2020 [62]. No obstante, esto último no se llevó a cabo y el programa se encuentra aún en desarrollo [63].

El aumento significativo en las condiciones de presión y temperatura de las plantas USC-A pueden lograrse con nuevos materiales con gran resistencia al creep (un mecanismo de daño activado por altas temperaturas y presiones operando en forma simultánea) y resistencia mejorada a la oxidación. Los principales objetivos de los programas de investigación fueron el desarrollo de materiales austeníticos y superaleaciones de níquel para las zonas más calientes de la turbina. El objetivo actual es lograr operar en un ciclo de vapor a 365 - 385 bar y 700 – 720 °C. Para ello se están utilizando aleaciones de alto níquel, como el Inconel 625 [64].

En cuanto a las solicitaciones mecánicas de los componentes, se desarrolló un análisis 3D del flujo para lograr una geometría optimizada, con un mínimo de pérdidas en toberas y álabes. El pandeo y torsión optimizados de los álabes permite un aumento de eficiencia de un 2% aproximadamente [64].

El sellado de la turbina también recibe nuevas configuraciones, como el sello de cepillo y recubrimientos diseñados para la abrasión. En comparación con los sellos laberínticos, los sellos de cepillo aseguran un 50% menos de pérdidas y el recubrimiento diseñado para la abrasión puede reducir la pérdida en un 20%. El nuevo sistema de sellado puede aumentar la eficiencia de la turbina en un 0,5% [64].

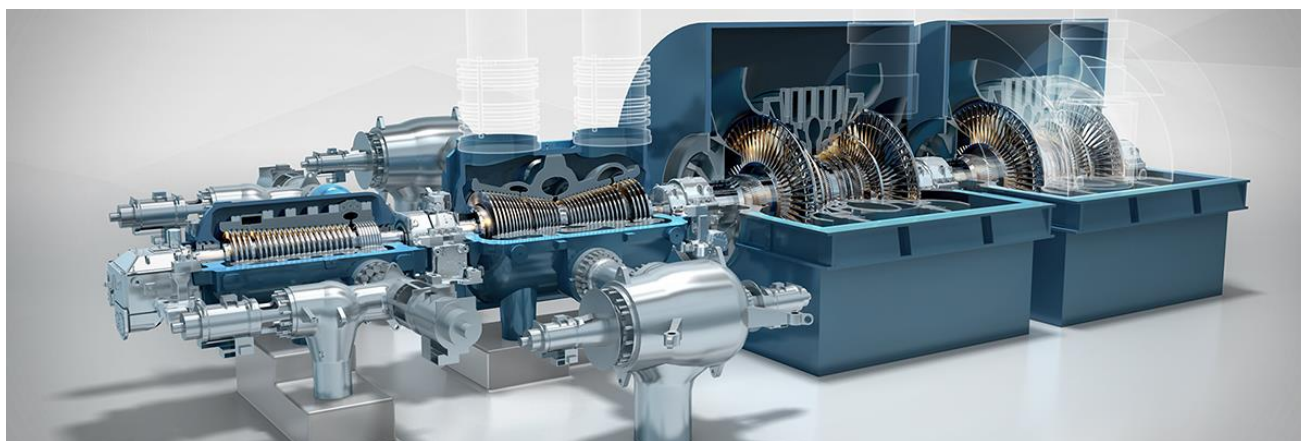


Figura 43 – Turbina General Electric de la serie STF-D para condiciones de vapor USC (fuente: www.directindustry.es)

3.5 Celdas de combustible

A pesar de que su aporte a la electricidad producida por CHP a nivel global es pequeño, es oportuno la presentación de la celda de combustible como *prime mover*, ya que emplea un método diferente a los *prime movers* tradicionales basados en combustión para la obtención de electricidad y calor. Las celdas de combustible son similares a las baterías en el sentido de que producen corriente continua por medio de un proceso electroquímico sin combustión directa de una fuente energética. No obstante, mientras que la batería entrega electricidad desde una cantidad finita de energía almacenada, las celdas de combustible pueden operar indefinidamente, siempre que haya disponibilidad continua de la fuente energética.

Las celdas de combustible ofrecen el potencial para la producción de electricidad limpia, silenciosa y eficiente. Como la fuente energética no pasa por un proceso de combustión, sino que reacciona electroquímicamente, hay una mínima polución del aire asociada con su uso.

Sus características más distintivas son: en lugar de funcionar como máquinas con ciclo de Carnot, o máquinas basadas en energía térmica, las celdas de combustible usan un proceso electroquímico para convertir la energía química del hidrógeno en agua y electricidad, y a través de este proceso, lograr altas eficiencias eléctricas (ver Tabla 8). En segundo lugar, usan hidrógeno como energético de alimentación, que deriva típicamente del gas natural o del biogás. Y en tercer lugar, las celdas de combustibles están compuestas de tres subsistemas principales:

- La celda o conjunto de celdas en serie (*fuel cell stack*) que generan corriente continua.
- El procesador de la fuente energética que convierte a ésta en una corriente rica en hidrógeno.
- El acondicionador de electricidad que convierte la energía eléctrica a corriente alterna.

Hay básicamente cuatro tipos de celdas de combustible para uso estacionario en aplicaciones de cogeneración [58]:

- PAFC (*Phosphoric acid fuel cell*) - Celda de combustible de ácido fosfórico
- MCFC (*Molten carbonate fuel cell*) – Celda de combustible de carbonato fundido
- SOFC (*Solid oxide fuel cell*) – Celda de combustible de óxido sólido
- PEMFC (*Proton exchange membrane fuel cell*) – Celda de combustible de membrana de intercambio de protones.

La Figura 44 ilustra el proceso electroquímico de una celda de combustible típica. La celda consiste en un cátodo (electrodo cargado positivamente) un ánodo (electrodo cargado negativamente), un

electrolito y una carga externa. El ánodo provee la interfase entre el combustible y el electrolito, cataliza la reacción del combustible y provee el camino a través del cual los electrones libres fluyen hacia el circuito externo, y además, se produce calor.

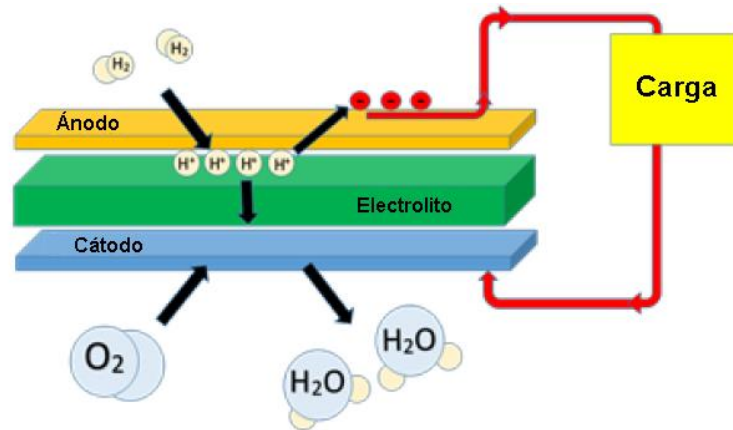


Figura 44 – Proceso electroquímico de una celda de combustible [58]

El cátodo provee una interfase entre el oxígeno y el electrolito, cataliza la reacción del oxígeno, y provee el camino para que los electrones libres fluyan desde la carga externa. Aquí también se produce calor.

El electrolito, un medio conductor iónico (no conductor eléctrico) actúa como separador entre el hidrógeno y el oxígeno para evitar su reacción directa. También completa el circuito eléctrico transportando iones entre los electrodos.

El hidrógeno y el oxígeno son alimentados al ánodo y al cátodo respectivamente. No obstante, ellos no se mezclan directamente para realizar una combustión. En su lugar, el hidrógeno oxida una molécula a la vez en presencia del catalizador. Como la reacción es controlada a nivel molecular, no hay oportunidad de formación de NO_x ni de otros contaminantes.

La reacción neta de la celda de combustible es: $2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O (vapor)} + \text{Energía}$

Debido a los altos costos de instalación, la aplicación más prevalente y económica de generación distribuida con celda de combustible, es CHP. La operación continua de base y el uso efectivo de la energía térmica contenida en los gases de escape y en los subsistemas de enfriamiento mejoran la economía de las aplicaciones on-site.

El calor se recupera generalmente en forma de agua caliente o vapor de baja presión ($< 2 \text{ kg/cm}^2$), pero la calidad del calor depende del tipo de celda y de su temperatura de operación. La celda PEMFC por ejemplo, opera a menos de $95 \text{ }^\circ\text{C}$ y por lo tanto tiene calor de baja calidad. Generalmente, el calor recuperado de la celda de combustible es apropiado para requerimientos de procesos de baja temperatura, calentamiento de espacios habitables o el calentamiento de agua potable [58].

En el caso de las celdas SOFC y MCFC, se puede generar vapor de media presión (hasta unos 10 kg/cm^2) con los gases de salida de la celda a alta temperatura [58].

La principal aplicación de este tipo de cogeneración es en el sector comercial/institucional: aquellos lugares donde hay demanda coincidente de electricidad y calentamiento de habitaciones y agua, como universidades, hospitales u hoteles.

Otro nicho de mercado demandante de celdas de combustible para CHP, es el conformado por usuarios que requieren una alta confiabilidad del servicio eléctrico, los *premium powers*. Estos consumidores priorizan la eficiencia y la reducción de emisiones del conjunto, más que los costos de adquisición e instalación. En estos casos, en general, las celdas de combustible CHP proveen la energía de base [58].

Los sistemas con celdas de combustible ofrecen unas características intrínsecas que lo hacen adecuado para los *premium powers*: bajas emisiones, vibraciones y ruido; y alta disponibilidad. Ejemplos de ellos son los data centers, fabricantes de chip de computadoras, plantas químicas y centros de procesamiento de tarjetas de crédito. La Figura 45 muestra una aplicación de cogeneración con celdas de combustibles para un *premium power*.

En cuanto a las cifras globales, las celdas PEMFC se han posicionado en la última década como la más importantes de las seis tecnologías disponibles, como se ve en la Figura 46 [65].

Si esas mismas cifras globales se analizan por tipo de aplicación, se observa en la Figura 47 que las aplicaciones de tipo estacionarias se han mantenido constantes a lo largo de los últimos años, en el entorno de los 200 MW. Las aplicaciones *estacionarias* son básicamente unidades de CHP (aunque esta aplicación incluye también a las unidades de suministro eléctrico ininterrumpido, UPS, por su sigla en inglés); las aplicaciones de *transporte* incluyen vehículos eléctricos, camiones y buses, trenes y vehículos autónomos por aire, agua o tierra. Por último, las aplicaciones *portátiles* incluyen unidades de suministro eléctrico auxiliar móviles, aplicaciones militares, cargadores de baterías y pequeños artículos electrónicos personales.



Figura 45 – Izq.: Instalación CHP en el Verizon Telecommunications Switching Center de Nueva York, conformada por 7 celdas de combustible tipo PAFC, de 200 kW cada una. Der.: en esa instalación, durante la temporada de verano, dos chillers de absorción de bromuro de litio aprovechan el calor desechado por las celdas de combustible y contribuyen con el 33% de la carga de refrigeración necesaria. (fuente: www1.eere.energy.gov)

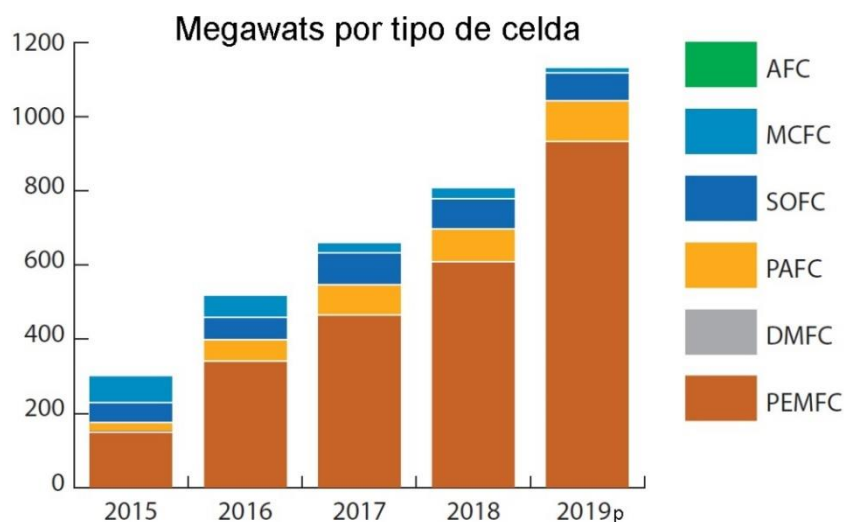


Figura 46 – Megawatts eléctricos producidos a nivel mundial por celdas de combustible, según el tipo de celda. El año 2019 es pronosticado de acuerdo a los datos enero 2019 – setiembre 2019 [65]

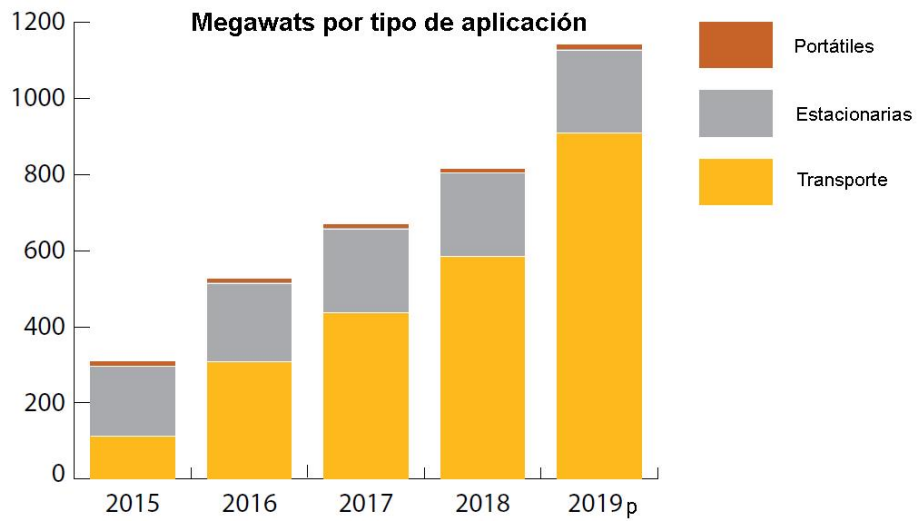


Figura 47 – Megawatts eléctricos producidos por celdas de combustible, según el tipo de aplicación. El año 2019 es pronosticado de acuerdo a los datos enero 2019 – setiembre 2019 [65]

4 Exergía

4.1 Definición y conceptualización

En este capítulo se establece la relación entre irreversibilidad (generación de entropía), la destrucción del trabajo disponible y el papel de la exergía en el cálculo del trabajo disponible.

Se llega a la expresión del caso general que vincula al trabajo disponible con el flujo exergético en un sistema abierto. Para ello se realiza el análisis de exergía o análisis de disponibilidad.

El concepto de destrucción del trabajo disponible debe hacernos recordar que las dos leyes de la termodinámica actúan simultáneamente. Los conceptos que forman parte de este capítulo surgen de la invocación simultánea de las dos leyes. El siguiente desarrollo se realiza planteándolas para el caso de un sistema abierto y en régimen estacionario, con el objetivo de aplicar la expresión resultante a los elementos del ciclo termodinámico -y al ciclo mismo- que se aborda en el Capítulo 5.

En la Figura 48 se aprecia un sistema con tales características: k puertos de entrada de masa, m puertos de salida y n reservorios de temperatura que intercambian calor con el sistema, además del reservorio con presión y temperaturas atmosféricas p_0 y T_0 . Por último, se asume que el sistema no varía su volumen en los límites con la atmósfera, o sea que el trabajo expresado como $p_0 dV/dt$ es nulo.

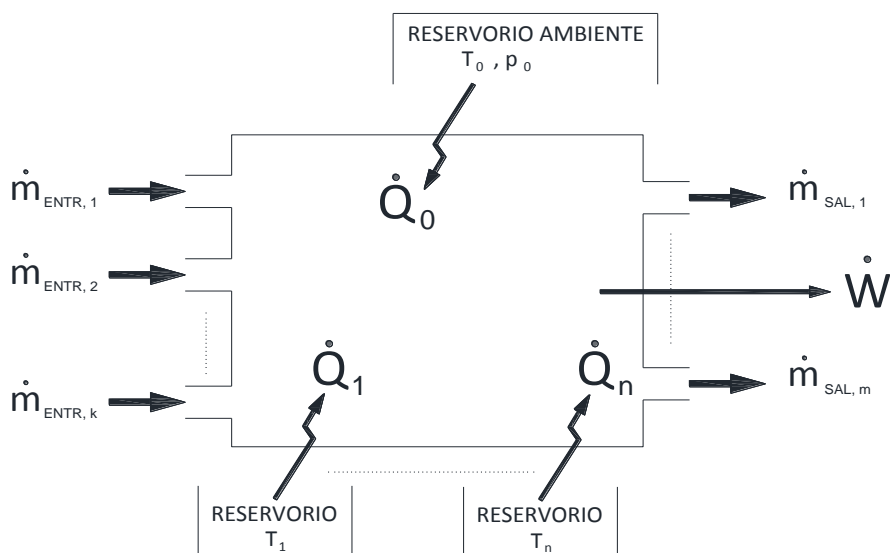


Figura 48 – Sistema abierto estacionario comunicado con la atmósfera y n reservorios de temperatura

Para el sistema abierto y estacionario de la Figura 48 el primer principio resulta en:

$$0 = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} h_{ENTR,i}^0 - \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} h_{SAL,i}^0 \quad (8)$$

Donde h^0 es la entalpía generalizada ($h+v^2/2+gz$).

Despreciando los términos $v^2/2$ y gz , resulta:

$$0 = \sum_{i=0}^n \dot{Q}_i - \dot{W} + \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} h_{ENTR,i} - \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} h_{SAL,i} \quad (9)$$

Para el sistema abierto y estacionario de la Figura 48 el segundo principio resulta en:

$$\dot{S}_{gen} = - \sum_{i=0}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} s_{ENTR,i} + \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} s_{SAL,i} \geq 0 \quad (10)$$

Cuando se diseña un ciclo termodinámico, como el Rankine por ejemplo, cada uno de los vínculos del sistema de la Figura 48 con el exterior son determinados exclusivamente por el diseño, excepto \dot{Q}_0 , que también depende de las condiciones del ambiente.

Por lo tanto, si se quiere encontrar una expresión que vincule el trabajo extraíble con las irreversibilidades del sistema, se despeja \dot{Q}_0 de la Ecuación 10 y se sustituye en la Ecuación 8 obteniendo:

$$\dot{W} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} (h_{ENTR,i} - T_0 s_{ENTR,i}) - \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} (h_{SAL,i} - T_0 s_{SAL,i}) - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (11)$$

Como de acuerdo a la segunda ley \dot{S}_{gen} no puede ser negativo -en particular vale cero para un ciclo reversible- los restantes términos del lado derecho de la Ecuación 11 representan el límite superior para \dot{W} , que a su vez es el trabajo reversible. Con lo cual la Ecuación 11 puede ser escrita como:

$$\dot{W} = \dot{W}_{rev} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (12)$$

$$\dot{W}_{rev} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} (h_{ENTR,i} - T_0 s_{ENTR,i}) - \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} (h_{SAL,i} - T_0 s_{SAL,i}) \quad (13)$$

Se concluye que el trabajo destruido por las irreversibilidades, $\dot{W}_{rev} - \dot{W}$, es $T_0 \dot{S}_{gen}$ y que el máximo trabajo transferible se da cuando $\dot{S}_{gen} = 0$.

La propiedad disponibilidad de flujo específica se define como:

$$b = h - T_0 s \quad (14)$$

Mientras que la propiedad exergía específica se define como:

$$e = b - b_0 = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (15)$$

Siendo b_0 la disponibilidad de flujo específica evaluada en las condiciones del ambiente p_0 y T_0 .

Por lo tanto, la Ecuación 11 puede ser escrita como:

$$\dot{W} = \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^k \dot{m}_{ENTR,i} e_{ENTR,i} - \sum_{i=1}^m \dot{m}_{SAL,i} e_{SAL,i} - T_0 \dot{S}_{gen} \quad (16)$$

Si se define a $\dot{E}_{Q_{Hi}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i$ como la transferencia de exergía hecha por el calor \dot{Q}_i , entonces la Ecuación 16 puede interpretarse como: la potencia mecánica disponible es igual a la transferencia de exergía debido a los calores \dot{Q}_i más el flujo de exergía entrante menos el saliente, menos el trabajo perdido $T_0 \dot{S}_{gen}$.

La Figura 49 muestra la interrelación entre los cuatro componentes de un ciclo Rankine clásico, comprendido entre el reservorio de temperatura T_H y el reservorio de temperatura atmosférica T_0 . Las interacciones de energía experimentadas por la bomba, caldera, turbina y condensador se indican con flechas que físicamente apuntan en la dirección positiva del flujo, esto es, $\dot{W}_p, \dot{Q}_H, \dot{W}_t$ y \dot{Q}_0 , representan valores positivos [12].

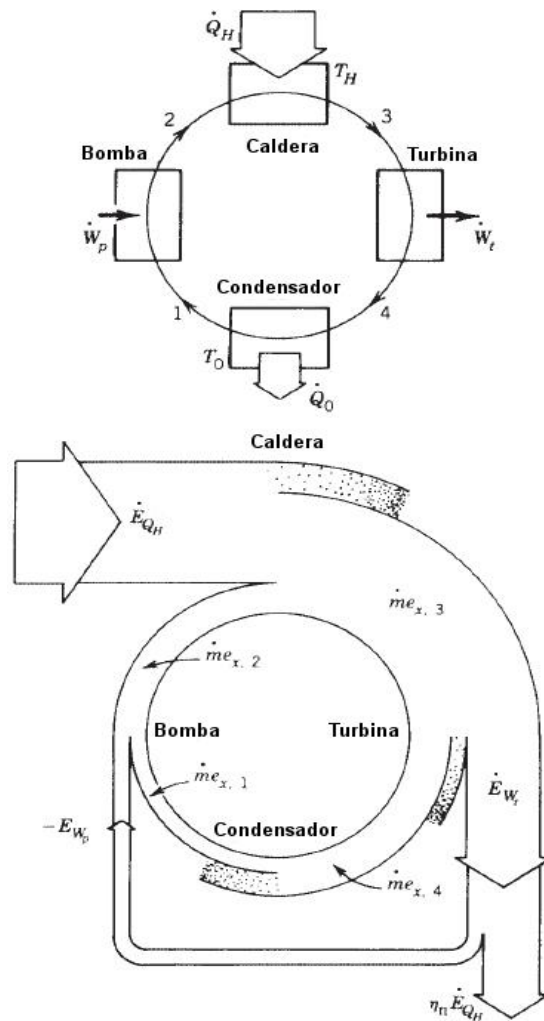


Figura 49 – “Rueda de exergía” para un ciclo Rankine simple [12]

Si se asume un ciclo sin irreversibilidades externas, para el caso de la caldera la Ecuación 16 resulta en:

$$0 = \dot{E}_{Q_H} + \dot{m}e_{x,2} - \dot{m}e_{x,3} - T_0 \dot{S}_{\text{gen,cald}} \quad (17)$$

La tasa de exergía en la caldera es parcialmente transmitida al componente aguas abajo y parcialmente destruida debido a las irreversibilidades inherentes a la caldera, considerando que no hay pérdidas al ambiente.

Pasando ahora a evaluar la Ecuación 16 para la turbina, se observa que ella convierte parte de su entrada de exergía $\dot{m}e_{x,3}$ en trabajo mecánico:

$$\dot{W}_t = \dot{m}e_{x,3} - \dot{m}e_{x,4} - T_0 \dot{S}_{\text{gen,turb}} \quad (18)$$

La fracción restante pasa al condensador, o se pierde en irreversibilidades.

El condensador tiene la forma más simple de la Ecuación 16:

$$0 = \dot{m}e_{x,4} - \dot{m}e_{x,1} - T_0 \dot{S}_{gen,condens} \quad (19)$$

pues el término de exergía por transferencia de calor asociado a \dot{Q}_0 es, por definición, cero.

El condensador destruye una cantidad considerable de la exergía de la corriente, principalmente como resultado del intercambio de calor a través de una diferencia finita de temperaturas entre la superficie del condensador y el ambiente.

Finalmente, para la bomba la corriente $\dot{m}e_{x,1}$ aumenta su exergía mediante el trabajo introducido en el motor de aquella $\dot{E}_{W_p} = -\dot{W}_p = \dot{m}e_{x,2} - \dot{m}e_{x,1}$, y retorna a la caldera.

En el diagrama de la Figura 49 por simplicidad, se omitió el término $T_0 \dot{S}_{gen,bomba}$ y se exageró el ancho de la flecha \dot{E}_{W_p} , ya que en un caso real estas cantidades son minúsculas comparadas con las de la turbina [12].

4.2 La utilidad del análisis exergético

La Cogeneración es frecuentemente considerada como la materialización de la segunda ley de la termodinámica [66]. Primero, la electricidad es producida por el calor con alta exergía, y luego la energía térmica es producida por el calor a temperaturas más bajas. Desde el punto de vista de la primera ley, como se vio en el Capítulo 1, CHP brinda una eficiencia sustancialmente mayor que la generación de calor y electricidad por separado.

Como se vio en el Capítulo 2, las definiciones de los países en cuanto a cómo evaluar la CHP muestran considerables diferencias. Sin embargo, un factor común es que ellas están basadas exclusivamente en la primera ley.

La segunda ley de la termodinámica en cambio, indica que mientras la entrada de trabajo a un sistema puede convertirse enteramente en calor y energía interna, no todo el calor que entra al sistema puede convertirse en trabajo. Ello sugiere entonces la definición de parámetros que faciliten la evaluación del máximo trabajo obtenible en un sistema dado, con diferentes fuentes de energía. La exergía es ese parámetro, ya que es la energía disponible para su conversión en trabajo, proveniente de un reservorio, referenciada a las condiciones del ambiente (típicamente 1 atm y 5-25 °C). En cierta manera representa la calidad termodinámica del portador de energía.

Termodinámica, técnica y económicamente, la energía eléctrica difiere de la energía térmica y varios parámetros se han definido para tener en cuenta esa diferencia (recordar las fórmulas dadas en el Capítulo 2, que definen coeficientes para poder sumar directamente la energía eléctrica y la energía térmica en los cálculos de eficiencia). Mientras la electricidad puede ser transportada casi a cualquier sitio, el calor tiene que ser producido cerca de la fuente de consumo, y tiene que ser dimensionado para los requerimientos de esa demanda.

A primera vista el ahorro de energía primaria definido en la Ecuación 2, parece representar la masa de combustible y por lo tanto de energía y también de exergía ahorrada. No obstante, cuando se calcula la energía “ahorrada”, no se repara en todas las formas de uso de ella. Esto es, que la energía eléctrica, la del combustible y la térmica son consideradas equivalentes.

Es entonces que se puede afirmar que los indicadores de eficiencia basados en la energía no consideran el valor de la calidad de la energía.

El análisis exergético en cambio -que es un método de evaluación de procesos- ha probado ser una herramienta eficiente para definir el desempeño respecto a la segunda ley de los procesos [67]. Combina los principios de conservación de masa y energía junto con la segunda ley de la

termodinámica para individualizar las pérdidas termodinámicas asociadas con cada unidad del sistema. Luego, permite identificar pérdidas e implementar mejoras en el uso del combustible. Éste es un método conveniente si se desea aproximar a un proceso más eficiente, ya que especifica el lugar, tipo y magnitud de las irreversibilidades.

La eficiencia exergética η_{II} definida como el cociente entre la exergía útil y la entrada de exergía, en ocasiones puede ser más intuitiva que el cociente entre la energía utilizada y la energía consumida, ya que sus valores están siempre entre 0 y 100%, a diferencia del COP (en ciclos frigoríficos) que puede ser mayor a 100%.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{UTIL}}{\dot{E}_{ENTR}} = 1 - \frac{\dot{E}_{DESTR}}{\dot{E}_{ENTR}}$$

(20)

Para el caso del ciclo Rankine simple de la Figura 49 la doble Ecuación 20 resulta:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{E}_{QH}} = 1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,cald} + T_0 \dot{S}_{gen,turb} + T_0 \dot{S}_{gen,condens}}{\dot{E}_{QH}}$$

(21)

Como forma de comparar un caso de CHP con otro, Ertesvåg [66] introduce el concepto de *irreversibilidad evitada relativa* (RAI por su sigla en inglés). La pérdida de exergía (irreversibilidad) de cierto caso se puede expresar como $(1-\eta_{II})E_{in}$, donde η_{II} es la eficiencia exergética, y E_{in} es la entrada de exergía (en general la exergía del combustible).

Si se compara un caso en concreto con un caso de referencia, la irreversibilidad que se evita, sustituyendo el caso de referencia con el caso en concreto es: $(1-\eta_{IIref})E_{in,ref} - (1-\eta_{II})E_{in}$, donde el subíndice ref representa el caso de referencia. La expresión “que se evita” significa que el caso es una mejora respecto al caso de referencia. No obstante, la expresión anterior puede ser negativa si el caso empeora respecto a la referencia. La expresión puede hacerse adimensional dividiendo por el $E_{in,ref}$, llegando a la definición de irreversibilidad evitada relativa:

$$RAI = \left(1 - \eta_{IIref}\right) - \left(1 - \eta_{II}\right) \frac{E_{in}}{E_{in,ref}}$$

(22)

Como forma de comparar la eficiencia energética con la exergética, y de demostrar los beneficios de la cogeneración, Dincer y Rosen [68] evalúan tres plantas cogeneradoras y sus correspondientes producciones de electricidad y calor por separado, a saber:

- 1) Planta cogeneradora a carbón vs. producción de electricidad con carbón y de calor con caldera de combustible líquido
- 2) Planta cogeneradora nuclear vs. generación eléctrica nuclear y de calor con caldera de combustible líquido
- 3) Planta cogeneradora a carbón vs. producción de electricidad con carbón, desde donde se toma electricidad para producir calor.

Los supuestos son los siguientes:

Opción de CHP	Producción		Datos del vapor			Eficiencias energéticas (%)		
	Electricidad (MW)	Calor (MW)	Caudal másico (kg/s)	Temp. (°C)	Presión (MPa)	Electricidad	Calor	Total
Carbón	267	984	367	361	1.03	20	72	92
Nuclear	199	1423	603	238	0.45	11	81	92
- Para el caso 1 la eficiencia de producción eléctrica por separado se asume igual a la de Nanticoke Generating Station (37%) y la eficiencia de producción de calor por separado se asume 85%, típica de una caldera de combustible líquido.								
- Para el caso 2 la eficiencia de producción eléctrica por separado se asume igual a la de Pickering Nuclear Generating Station (30%) y la eficiencia de producción de calor por separado se asume también 85%.								
- Para el caso 3 la eficiencia de producción eléctrica por separado se asume igual a la de Nanticoke Generating Station (37%) y la eficiencia de producción de calor a partir de la electricidad se asume 95%.								

Tabla 11 – Eficiencias energéticas de los 3 casos estudiados por Dincer y Rosen

Para estos 3 casos se calcula la eficiencia exergética asumiendo que $T_0 = 15^\circ\text{C}$ (288 K), que el calor es entregado en todos los casos a 150°C (423 K), y que la energía y la exergía del combustible son idénticas.

Con esos supuestos se obtienen los siguientes valores:

Opción de CHP	Eficiencia energética (%)		Eficiencia exergética (%)	
	η_I (sep)	η_I (cog)	η_{II} (sep)	η_{II} (cog)
1) producción de electricidad con carbón y de calor con caldera de combustible líquido	66.2	92.0	30.9	43.0
2) generación eléctrica nuclear y de calor con caldera de combustible líquido	70.0	92.0	27.9	36.9
3) producción de electricidad con carbón, desde donde se toma electricidad para producir calor	35.5	92.0	16.6	43.0

Tabla 12 - Eficiencias energéticas y exergéticas de los 3 casos estudiados por Dincer y Rosen

Con los valores observados en la Tabla 12 se pueden extraer dos conclusiones primarias:

- La cogeneración incrementa significativamente las eficiencias energéticas (como se vio en el Capítulo 1) y las exergéticas, respecto a la producción de electricidad y calor por separado.
- La eficiencia exergética es marcadamente inferior a la energética, caso a caso. Ello se debe a que el calor como producto (que es significativamente mayor que la electricidad como producto) se entrega a una temperatura relativamente baja (150 °C) comparada con las temperaturas potencialmente alcanzables.

Este último punto indica que, aunque la cogeneración aumenta las eficiencias respecto a la producción de electricidad y calor por separado, aún hay un gran margen para optimizaciones. Muchas de ellas recaen en el área de Investigación y Desarrollo de los fabricantes de los equipos intervinientes en los ciclos.

Existen numerosos ejemplos de análisis exergético en instalaciones de cogeneración, publicados particularmente en los últimos 10 -15 años. Por ejemplo [69], [70], [71] y [72] investigan los efectos de la variación de ciertos parámetros (presión de vapor, demanda de calor, número de precalentadores de agua, temperatura de sobrecalentamiento) en las eficiencias energéticas y exergéticas.

En [73] se identifican las zonas de mayor destrucción de exergía y se plantean maneras de minimizarlas. Por último, en [74] se hacen análisis exergéticos para varias configuraciones de CHP, incluyendo los prime movers más utilizados.

Presentadas las ventajas del análisis exergético, conviene recordar y no subestimar la utilidad del análisis energético -eficiencia según la primera ley- ya que es la herramienta indicada para seguir los flujos de energía en el proceso y la transformación de éstos de una forma a otra de energía, a lo largo de los distintos componentes del proceso, lo que permite determinar la cantidad de energía primaria necesaria para cumplir con la demanda.

5 Análisis exergético de caso práctico

5.1 Contextualización y descripción del ciclo

Se plantea el caso de la instalación de una planta cogeneradora en una refinería de petróleo.

A partir del excedente de mercado de residuales de refinación -slurry oil proveniente de la unidad de Cracking Catalítico y residuo de la unidad de Vacío- existe un potencial de cogeneración de vapor de proceso y electricidad para sustituir parte de la demanda eléctrica de la refinería. Dichas corrientes residuales no poseen una alternativa de comercialización y condicionan la eficiencia del proceso global y su capacidad.

La necesidad de recambio del parque de calderas de vapor y la coyuntura de mercado resultan oportunidades de eficiencia energética claras identificadas que permiten una mejora a nivel de rendimiento global de la refinería y del aprovechamiento de residuales de refinación.

La utilización de combustibles como pitch o slurry oil es ambientalmente más amigable si su combustión se realiza mediante un equipamiento especial como una caldera de lecho fluido continuo con respecto a la utilización de estos combustibles en el mercado por equipos convencionales que no están adaptados a la captura de emisiones o de partículas en humos. De no construirse un equipamiento de este tipo, serían consumidos como parte del pool de fuel oil en el mercado con equipamiento tradicional, con un mayor impacto medioambiental.

De ese modo, se plantea el análisis de una planta cogeneradora a ubicarse en una refinería de petróleo.

Se trata de un ciclo Rankine con extracciones parciales en la turbina; sus elementos principales son una caldera de combustible líquido pulverizado con una capacidad de 40.000 tons/año de combustible, y la turbina de vapor.

La planta se diseñó para consumir la producción de los dos combustibles, lo que permite abastecer a la refinería con el total de vapor requerido (paridad térmica) y generar 8,7 MWe de electricidad.

La Figura 50 muestra un esquema del ciclo a analizar.

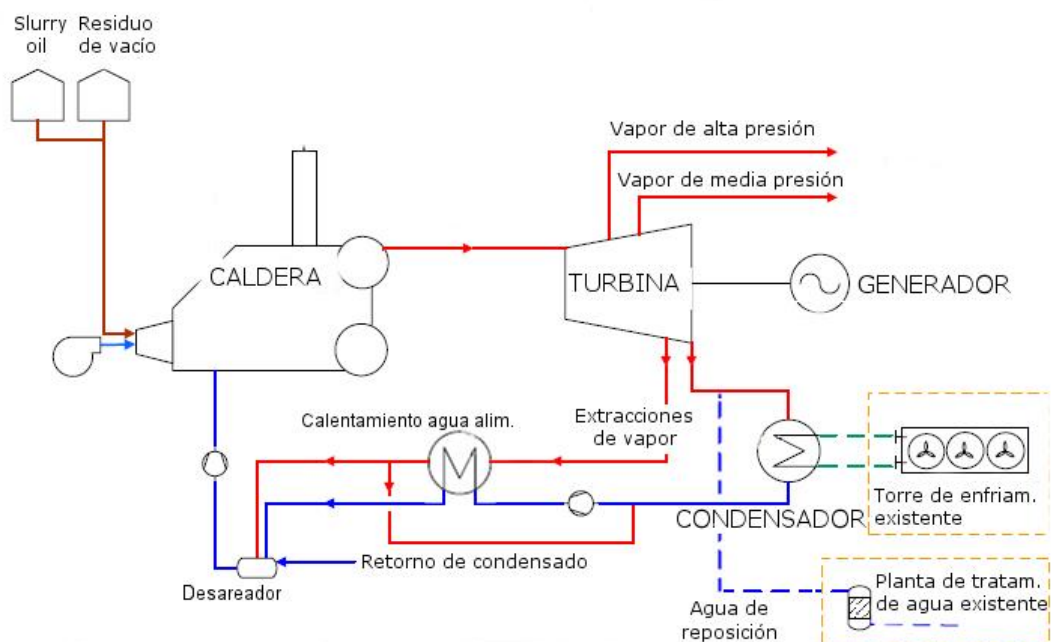


Figura 50 – Esquema del ciclo

La caldera presenta un hogar de grandes dimensiones (se monta en sitio) para lograr la combustión completa de las partículas de carbono contenidas en el combustible. Cuenta con economizador y sobrecalentador.

La presión del vapor a la salida de la caldera es 79,5 bar.

La turbina presenta 2 extracciones controladas de vapor, para proveer vapor de media y de alta presión a la refinería. Además, presenta 2 extracciones no controladas (extracciones de purga) para calentamiento del agua de alimentación a la caldera.

El sistema de alimentación de agua a la caldera por su parte consta de 2 bombas de circulación, aguas abajo del desareador. Una de ellas movida por una turbina, con capacidad para mover el 100% del caudal de la caldera. La bomba restante es eléctrica, utilizada durante el arranque de la planta y como suplente de la accionada por la turbina.

El desareador es del tipo spray, con un tanque horizontal de almacenamiento.

Se incluyen también 2 calentadores del agua del condensador, utilizando las 2 extracciones no controladas de la turbina como fluido caliente. En este caso los intercambiadores son del tipo cerrado (las dos corrientes no se mezclan dentro del equipo). Físicamente, la salida del fluido caliente del primer intercambiador se une con la salida del fluido caliente del segundo intercambiador en la parte inferior de este.

Las bombas aguas abajo del condensador funcionan en régimen de titular y suplente.

La caldera cuenta con un tanque flash para recibir la purga continua de la caldera. El vapor saliente de él alimenta al desareador.

En Tabla 13 se aprecian las condiciones del caso de estudio.

Tiempo de funcionamiento anual				
7920 horas (330 días).				
Consumo de combustible				
40000 toneladas anuales. Mezcla de residuo de la unidad de vacío y Slurry de la unidad FCC				
Composición del combustible				
% C (wt)	% H (wt)	% N (wt)	% O (wt)	% S (wt)
84	12	0,7	0	0,8
Caldera				
Exceso de aire: 25%. Este valor es conservador (se asume que el combustible tiene un residuo de carbono > 25%); puede requerirse en caso de que las emisiones de partículas sin quemar y CO sean altas.				
Temperatura de humos a la salida del economizador: 170 °C				
Pérdidas de calor de la caldera: 0,6 % del QPi				
Consumo eléctrico de ventiladores = 0,43 MWe				
Consumo de vapor de media presión para pulverización de combustible: 0,3 kg/kg comb.				
Turbina y generador				
Eficiencia isentrópica de las etapas de la turbina				
De 79,5 barg a 5,4 barg = 83%				
De 5,4 barg a 1,5 barg = 80%				
De 1,5 barg a 0,096 bara = 79%				
Pérdidas de calor = 0,5% de la potencia desarrollada				
Pérdidas mecánicas = 0,5% de la potencia desarrollada				
Pérdidas del generador = 2,4%				
Sistema de alimentación de agua				
Δp en bombas del condensador = 10,2 bar				
Δp en bombas de alimentación a caldera = 99 bar (presión aguas debajo de las bombas = 103,5 bara)				
Presión de salida del vapor sobrecalentado = 80,5 bara				
Caída de presión en caldera = 4 bar				
Caída de presión en la válvula de control a la entrada de la caldera = 19 bar (no está completamente abierta a carga plena)				
Pérdidas de calor = 0,35% de la potencia de la turbina principal				
Eficiencia isentrópica de la turbina de la bomba de alimentación: 0,85				
Sistemas de vapor				
Vapor de alta presión (HP)				
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Longitud hasta colector principal = 225 m ▪ Caída de presión = 0,001 bar/m ▪ Pérdidas de calor = 270 W/m (diámetro nominal = 150 mm) 				
Vapor de media presión (MP)				
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Longitud hasta colector principal = 225 m ▪ Caída de presión = 0,0004 bar/m ▪ Pérdidas de calor = 315 W/m (diámetro nominal = 300 mm) 				
Almacenamiento de combustible y líneas asociadas				
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tanques con aislamiento térmico ▪ Tanque de slurry = 50 °C mantenido con serpentines de vapor de media presión ▪ Tanque de residuo de vacío = 160 °C mantenido con serpentines de vapor de media presión ▪ Calentamiento de líneas asociadas = vapor de media presión, asumiendo unas pérdidas de 165 W/m, con cañerías aisladas. Los tanques se ubican a 1000 m de la caldera. 				

Tabla 13 – Condiciones del caso de estudio

5.2 Diagramas y balances

En la Figura 51 se detalla la instalación de la planta cogeneradora. Las corrientes nombradas como “SX” corresponden a vapor o mezcla bifásica, y las corrientes nombradas como “WX” corresponden a líquido, excepto la W8 que contiene un 1,5% de vapor saturado.

De la caldera se obtiene vapor sobrecalentado (corrientes S1 y S11). La corriente S1 alimenta la turbina, y de ella se obtienen la corriente S2 de alta presión y S3 de media presión. Ambas son reguladas mediante válvulas a la presión de suministro de la planta y se transforman en las corrientes S4 y S5 respectivamente.

Desde la misma turbina se hacen tres extracciones para precalentar el agua de alimentación a la caldera (corrientes S6, S7 y S8). La corriente S9 es de condensación, a ella se agrega la corriente W1 de reposición (que compensa en parte la masa de vapor que se entrega a la planta y la purga de la caldera) transformándose en la corriente W'2 luego de pasar por el condensador.

La corriente de retorno del condensado del proceso W10 termina de compensar el balance de masa, ingresando al desareador.

La corriente W5 a la salida del desareador alimenta la caldera, previo pasaje por la válvula controladora de presión, transformándose en la corriente W6, la cual tiene la presión nominal de entrada a la caldera. Cabe señalar que las bombas de alimentación a caldera son dos: una que funciona en régimen de titular accionada por una turbina a vapor (alimentada por la corriente S11) y otra en régimen de suplente, con motor eléctrico.

La purga continua de la caldera W9 se direcciona a un tanque donde se disminuye su presión, y se envía la fase gaseosa al tanque desareador (corriente S13) y la fase líquida, rica en sales, a drenaje.

Las trampas de vapor TV1 y TV2 direccionan las extracciones de la turbina, luego de pasar por el Calentador 1 y Calentador 2 respectivamente, a la salida del condensador.

Finalmente, la torre de enfriamiento que quita el calor de la corriente S10 entrante al condensador, trabaja sin mezcla másica con el circuito descripto.

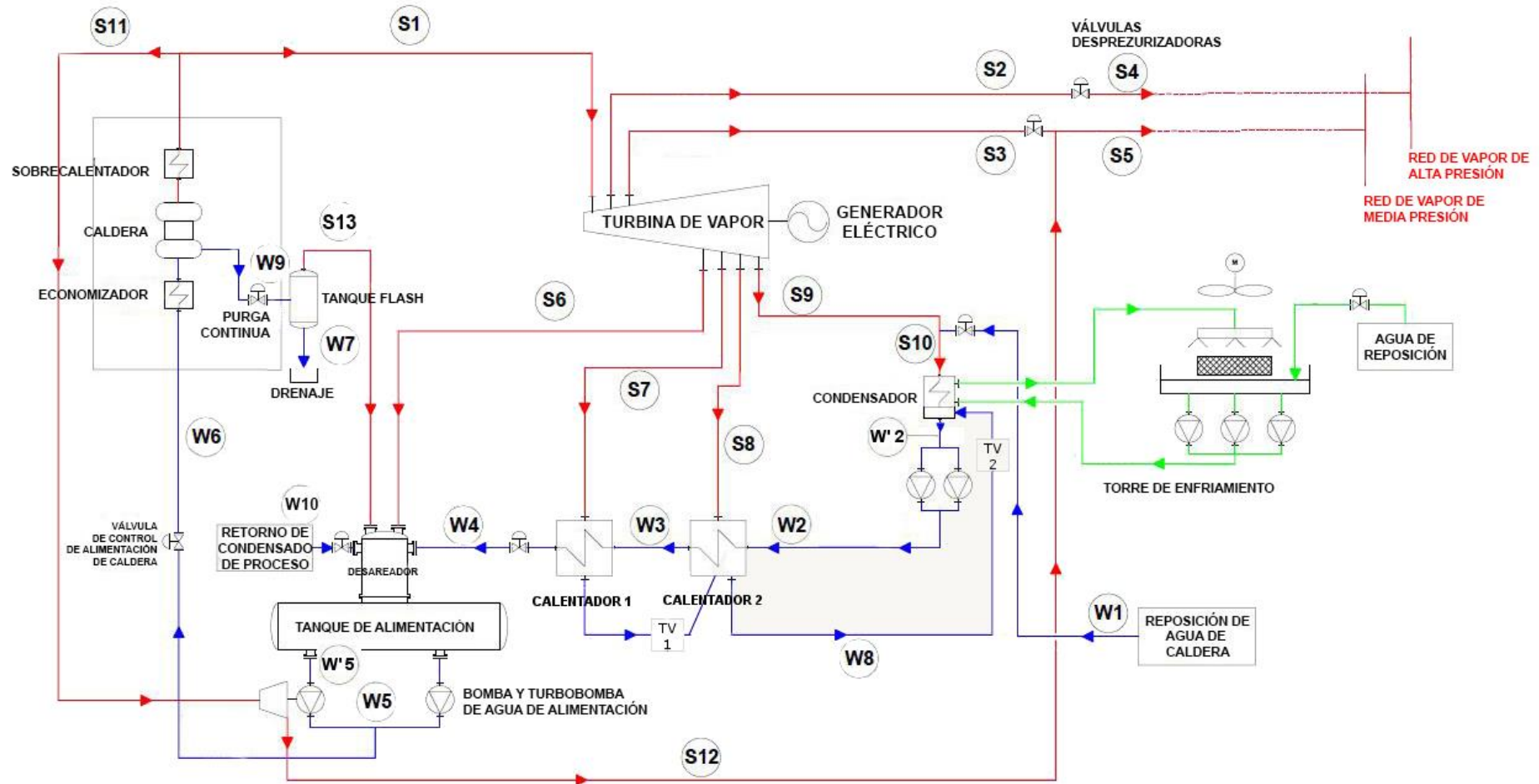


Figura 51 – Diagrama del proceso de la planta cogeneradora (TV = trampa de vapor)

En la Figura 52 se aprecia cada uno de los procesos del ciclo en el diagrama T-s del agua. La línea punteada correspondiente al tanque flash se corresponde con la curva isentálpica que parte de W9.

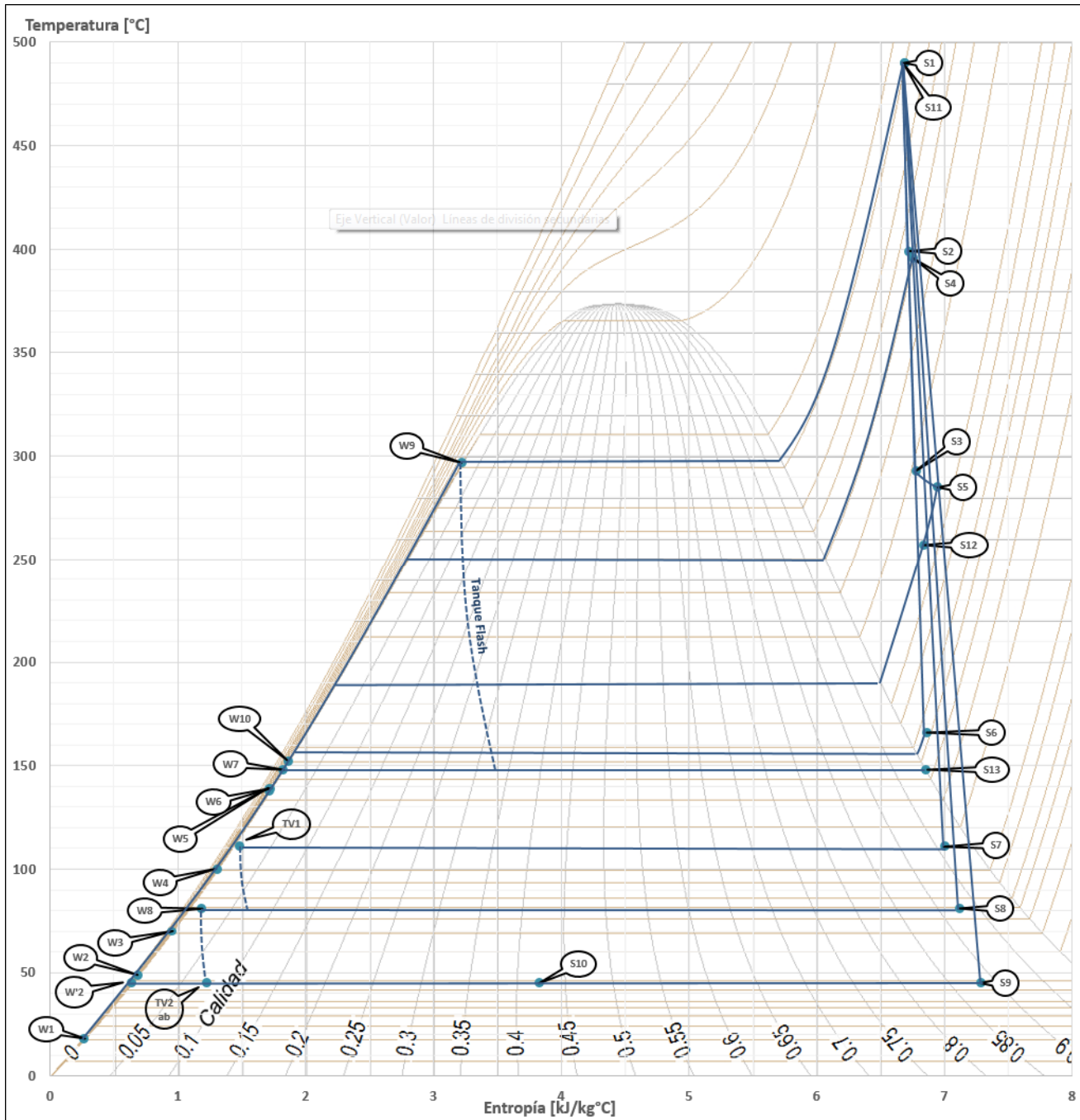


Figura 52 – Diagrama T-s del ciclo

Realizando los balances de masa y de energía en cada uno de los nodos de la instalación, se obtienen los valores de la Tabla 14 y de la Tabla 15.

Corriente	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	S9	S10	S11	S12	S13
P (bar)	80,5	43,1	18,6	39,8	12,6	5,3	1,5	0,5	0,096	0,096	80,5	12,6	4,5
T (°C)	490	399	293	396	285	166	111	81	45	45	490	257	148
Flujo (tph)	64	14,5	24,3	14,5	26	2,2	2,4	1,6	19	36,4	1,7	1,7	0,7
% vapor (masa)	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%	96,1%	92,7%	88,3%	42,4%	100,0%	100,0%	100%
h (kJ/kg)	3373	3206	3011	3204	3011	2779	2606	2477	2303	1204	3373	2949	2744
s (kJ/kg°C)	6,6880	6,7250	6,7770	6,7580	6,9490	6,8650	7,0010	7,1230	7,2840	3,8300	6,6880	6,8340	6,8560
e (kJ/kg)	1384,56	1206,54	996,04	1194,70	944,78	737,82	524,29	358,93	136,95	67,25	1384,56	917,05	705,50
E (kW)	24614,4	4859,7	6723,3	4812,0	6823,4	450,9	349,5	159,5	722,8	679,9	653,8	433,1	143,3
H (kW)	59964,4	12913,1	20324,3	12905,0	21746,1	1698,3	1737,3	1100,9	12154,7	12173,8	1592,8	1392,6	557,2

Tabla 14 - Propiedades en corrientes de vapor y bifásica

Corriente	W1	W2	W'2	W3	W4	W5	W6	W7	TV1 (aguas arriba)	W8	TV2 (aguas abajo)	W9	W10
P (bar)	5	10,1	0,096	9	8,5	103,5	84,5	4,5	1,5	0,5	0,096	82,5	5
T (°C)	18	49	45	70	100	139	139	148	111,4	81	45	297	152
Flujo (tph)	17,4	40,4	36,4	40,4	40,4	67,7	67,7	1,3	2,4	4,0	4,0	2,0	24,4
% vapor (masa)	0,0%	0,0%	0,00%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%	1,5%	7,75%	0,0%	0,0%
h (kJ/kg)	76,03	206	186,4	293,7	419,6	591,4	591,4	623,5	486,6	374	374	1329	640,2
s (kJ/kg°C)	0,2678	0,6903	0,6388	0,9543	1,3060	1,7190	1,7230	1,8210	1,4850	1,185	1,2220	3,2270	1,8610
e (kJ/kg)	0,81	4,88	0,62	13,90	35,00	83,72	82,53	85,43	48,74	20,87	14,43	371,94	90,21
E (kW)	3,9	54,7	6,3	156,0	392,7	1574,5	1552,0	30,8	32,5	23,2	16,0	206,6	611,4
H (kW)	367,5	2311,8	1884,7	3296,0	4708,8	11121,6	11121,6	225,2	324,5	415,6	415,6	738,3	4339,1

Tabla 15 - Propiedades en corrientes de líquido

Para el caso analizado se tomaron como condiciones ambiente $p_0=0,101325$ Mpa y $T_0=25^\circ\text{C}$.

Las corrientes S4 y S5 (sumadas a una caldera existente de respaldo) satisfacen los requerimientos de vapor de la refinería, esto es, vapor para turbinas que mueven equipos mecánicos como compresores, soplantes y bombas; vapor de calentamiento para líneas que transportan fluidos, vapor de proceso y vapor para servicios. La corriente S5 de vapor de media presión también suministra vapor para los requerimientos internos de la planta cogeneradora: vapor de atomización del combustible, calentamiento de líneas y vapor de conservación de calor en los tanques de almacenamiento de combustible.

En la Tabla 17 se presenta el balance global de la planta cogeneradora, descontándose los consumos propios de ella para obtener la producción neta.

Características de la mezcla de combustible	
Q ^P _i (kcal/kg)	9600
C (% peso)	84
H (% peso)	12
S (% peso)	0,8
N (% peso)	0,7

Tabla 16 - Características del combustible

Consumo y producción globales de energía	
Consumo de combustible (tons/año)	40000
Energía entrante con el combustible (MW)	56,3
Producción de vapor (tons/h)	67,7
Producción de energía bruta	
Electricidad (MWe)	9,7
Vapor de alta presión (tons/h)	14,5
Vapor de media presión (tons/h)	26
Consumo energético de la planta cogeneradora	
Electricidad (MWe)	0,7
Vapor de alta presión (tons/h)	0,0
Vapor de media presión (tons/h)	2,5
Producción de energía neta	
Electricidad (MWe)	9
Vapor de alta presión (tons/h)	14,5
Vapor de media presión (tons/h)	23,5

Tabla 17- Balance global

Con los datos de la Tabla 16 y de la Tabla 17 se calcula el rendimiento energético de la planta cogeneradora:

$\dot{m}_{\text{fuel}} Q^P_i$ (MW)	(1)	56,3
Electric. Bruta (MW)	(2)	9,7
Calor Útil (MW)	(3)	29,7
Eficiencia bruta (%)	(2+3)/(1)	70
Cons. Térmico Interno (MW)	(4)	1,8
Cons. Eléc. Interno (MW)	(5)	0,7
Eficiencia neta (%)	(2+3-4-5)/1	65.5

Tabla 18 – Eficiencia energética de la planta cogeneradora

En la Tabla 19 se observa el cálculo de los parámetros que se utilizan para evaluar la actividad de cogeneración en los países citados en el Capítulo 2.

		$\text{PES} = 1 - \frac{1}{\frac{\text{CHP } Q_{\eta} + \text{CHP } E_{\eta}}{\text{REF } Q_{\eta} + \text{REF } E_{\eta}}}$	10,4%
EE.UU.		$\eta = \frac{E + 0,5Q}{F}$	40,8%
España		$\text{REE} = \frac{E}{F - \frac{Q}{\text{REF} Q_{\eta}}}$	38,3%
Países Bajos		$E_{\text{FREE}} = (\text{PES})(\text{REF} E_{\eta})(F_{\text{REF}})$	1,957 MW
Reino Unido		$QI = X \cdot \text{CHP } E_{\eta} + Y \cdot \text{CHP } Q_{\eta}$	97
Brasil		i) $\frac{Q}{F} \geq 15\%$	50%
		ii) $\frac{Q}{F} \frac{1}{X} + \frac{E}{F} \geq F_c \%$	39%

Tabla 19 – Evaluación de CHP según los países citados en el Capítulo 2

Balance exergético en la caldera

La Ecuación 22 plantea el balance exergético en la corriente de vapor de la caldera:

$$\dot{E}_{Q_H} + \dot{m}_{W6} e_{W6} = \dot{m}_{S1} e_{S1} + \dot{m}_{S11} e_{S11} + \dot{m}_{W9} e_{W9} + T_0 \dot{S}_{\text{gen,vap,cald}} \quad (23)$$

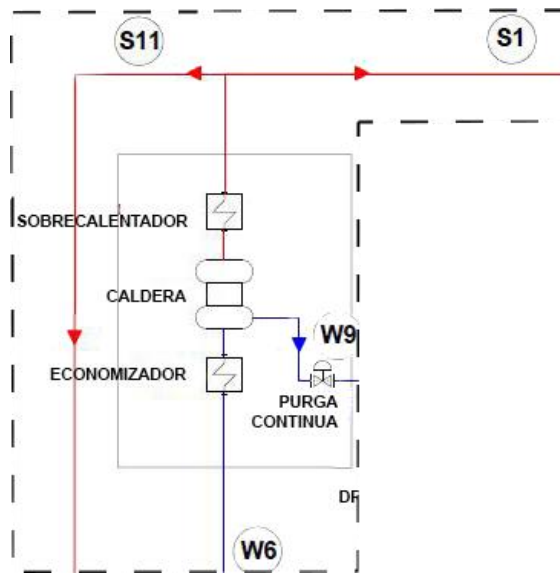


Figura 53 –Sistema-caldera

Se analizó el impacto del estado de la aislación de la caldera y la consecuente pérdida de calor al ambiente, siendo despreciable respecto a los términos de la Ecuación 23.

El término \dot{E}_{Q_H} representa el aumento de exergía debido a la transferencia de calor desde los productos de combustión en la caldera hacia la corriente de vapor.

Para las corrientes de combustible, aire y humos, se define un sistema como se aprecia en la Figura 54. Allí se determina la frontera del sistema lo suficientemente lejos de la chimenea y de los sitios donde se producen pérdidas térmicas, de forma de poder despreciar la exergía de los humos y dichas pérdidas. La combustión es completa, y los humos alcanzan el estado del ambiente. Por otro lado, la exergía del aire es nula ya que el aire se toma del ambiente.

De esta forma resulta:

$$\dot{m}_{\text{COMB}} e_{\text{COMB}} = \dot{E}_{Q_H} + T_0 \dot{S}_{\text{gen,humos,cald}} \quad (24)$$

Combinando la Ecuación 23 y la Ecuación 24 resulta:

$$\dot{m}_{COMB}e_{COMB} + \dot{m}_{W6}e_{W6} = \dot{m}_{S1}e_{S1} + \dot{m}_{S11}e_{S11} + \dot{m}_{W9}e_{W9} + T_0\dot{S}_{gen,cald} \quad (25)$$

La exergía del combustible e_{COMB} se calcula como $e_{COMB} = \varphi Q^P_i$, determinando el coeficiente φ de acuerdo al trabajo de Kaushik y Singh [75] para el fuel oil como:

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728\frac{h}{c} + 0,0432\frac{o}{c} + 0,2169\frac{s}{c}\left(1 - 2,0628\frac{h}{c}\right) \quad (26)$$

Donde h, c, o y s son respectivamente el porcentaje en masa de hidrógeno, carbono, oxígeno y azufre en el combustible.

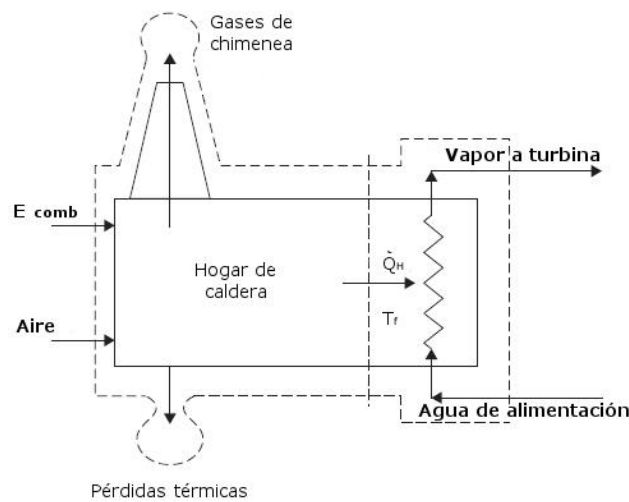


Figura 54- Balance exergético al conjunto caldera

Balance exergético en la turbina

La Ecuación 18, planteada para una turbina (considerada adiabática) de un ciclo Rankine básico, se puede adaptar para este caso como:

$$\dot{E}_{W_t} = \dot{W}_t = \dot{m}_{S1}e_{S1} - \dot{m}_{S2}e_{S2} - \dot{m}_{S3}e_{S3} - \dot{m}_{S6}e_{S6} - \dot{m}_{S7}e_{S7} - \dot{m}_{S8}e_{S8} - \dot{m}_{S9}e_{S9} - T_0\dot{S}_{gen,turb} \quad (27)$$

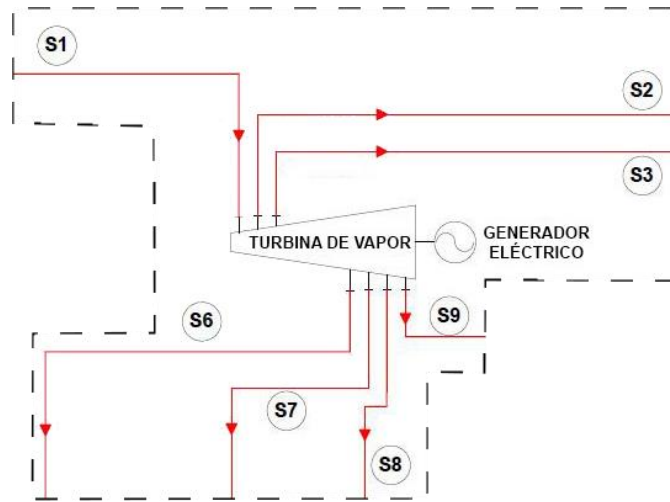


Figura 55 – Sistema-turbina

Balance exergético en el condensador

De la misma forma, la Ecuación 19 aplicada al caso del condensador de la Figura 51 resulta:

$$0 = \dot{m}_{S10}e_{S10} - \dot{m}_{W'2}e_{W'2} - T_0\dot{S}_{\text{gen,condens}}$$

(28)

La corriente W'2 es la corriente S10 a la salida del condensador sumada a la corriente aguas abajo de TV2, como se aprecia en la Figura 56.

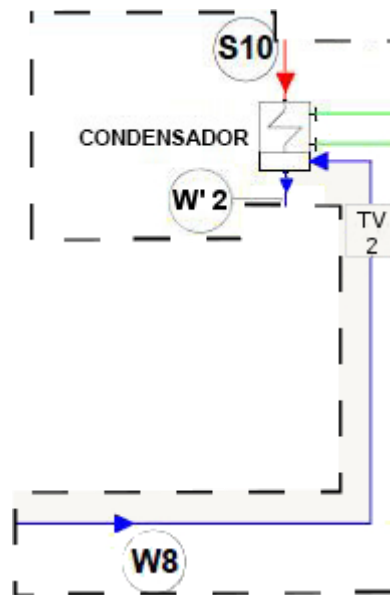


Figura 56 – Sistema-condensador

Balance exergético en los calentadores

Basándose también en la Ecuación 19, ya que al igual que en el caso anterior se trata de intercambiadores de calor, los balances exergéticos resultan:

$$0 = \dot{m}_{S7}e_{S7} - \dot{m}_{TV1}e_{TV1} - T_0\dot{S}_{gen,calent1,1} \quad (29)$$

$$0 = \dot{m}_{W3}e_{W3} - \dot{m}_{W4}e_{W4} - T_0\dot{S}_{gen,calent1,2} \quad (30)$$

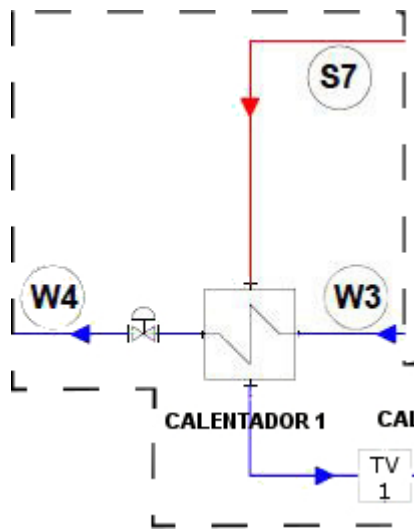


Figura 57 – Sistema-calentador 1

$$0 = \dot{m}_{S8}e_{S8} + \dot{m}_{TV1}e_{TV1} - \dot{m}_{S8}e_{W8} - T_0\dot{S}_{gen,calent2,1} \quad (31)$$

$$0 = \dot{m}_{W2}e_{W2} - \dot{m}_{W3}e_{W3} - T_0\dot{S}_{gen,calent2,2} \quad (32)$$

En la Ecuación 31, TV1 se evalúa en las condiciones aguas abajo de la trampa de vapor.

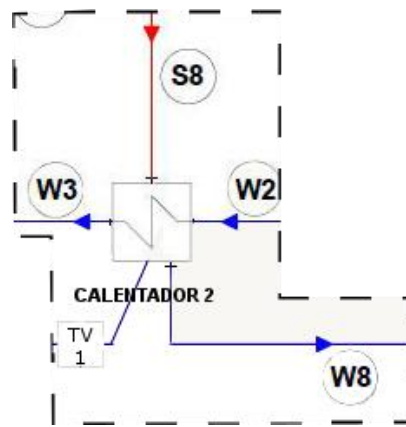


Figura 58 – Sistema-calentador 2

Balance exergético en la turbina de la bomba de alimentación

Aplicando la Ecuación 18:

$$\dot{E}_{W_{t.a.}} = \dot{W}_{t.a.} = \dot{m}_{S11}e_{S11} - \dot{m}_{S12}e_{S12} - T_0\dot{S}_{gen,turb.alim}$$

(33)

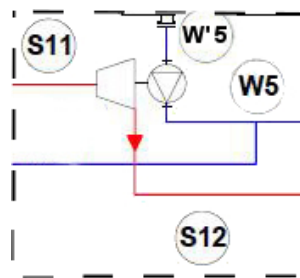


Figura 59 – Sistema-turbina de bomba de alimentación

Eficiencia exergética

La eficiencia exergética del ciclo se calcula como:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{turb,neto} + \dot{m}_{S4}e_{S4} + \dot{m}_{S5}e_{S5} - \dot{m}_{W7}e_{W7} - \dot{m}_{W10}e_{W10} - \dot{m}_{W1}e_{W1}}{\dot{m}_{COMB}e_{COMB}}$$

(34)

Los valores de irreversibilidad y eficiencia exergética se presentan en la Tabla 20.

	Irreversibilidad $T_0 \dot{S}_{gen}$ (kW)	Aporte a la irreversibilidad total (%)	Fórmula de Eficiencia exergética	Eficiencia exergética η_{II} (%)
CALDERA	36204	92,94	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,cald}}{\dot{m}_{COMB} e_{COMB} + \dot{m}_{W6} e_{W6}}$	41,3
TURBINA	1949	5,00	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,turb}}{\dot{m}_{S1} e_{S1}}$	92,1
CONDENSADOR	674	1,73	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,condens}}{\dot{m}_{S10} e_{S10}}$	0,9
CALENTADOR 1	80	0,21	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,calent1}}{\dot{m}_{W3} e_{W3} + \dot{m}_{S7} e_{S7}}$	81,0
CALENTADOR 2	29	0,07	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,calent2}}{\dot{m}_{W2} e_{W2} + \dot{m}_{S8} e_{S8}}$	78,1
TURBINA BBA. ALIMENT.	21	0,05	$1 - \frac{T_0 \dot{S}_{gen,turb.alim}}{\dot{m}_{S11} e_{S11}}$	96,9
CICLO	38956	100	Ver Ecuación 33	32,7

Tabla 20 – Irreversibilidades y eficiencia exergética

En la Tabla 20 se observa que el gran aporte a la irreversibilidad del sistema es hecho por la caldera, debido principalmente a un fenómeno irreversible por excelencia: la combustión, y también por el intercambio de calor entre zonas con una considerable diferencia de temperaturas. Singh [76] evalúa una caldera similar a la del caso, dividiéndola en cuatro zonas: la Zona I, donde se produce la combustión; la Zona II, donde se encuentran los domos de la caldera, sus tubos vinculantes, el economizador y el sobrecalentador (aquí la transferencia de calor es entre gases calientes y el agua); la Zona III donde los gases (ahora con menos temperatura) ceden calor en el precalentador de aire; y la Zona IV donde los humos se mezclan con el aire ambiente. La caldera presenta una eficiencia exergética del 43,93% (exergía recogida por el flujo de vapor), del 56,07% restante, el 29,26% se pierde en la Zona I, el 21,58% en la Zona II, el 0,59% en la Zona III y el 4,64% en la Zona IV. Estas cifras corroboran que las reacciones químicas entre el combustible y el aire, y la diferencia de temperatura entre reactivos (aire y combustible) y productos (humos) son la principal causa de irreversibilidades en la caldera.

Las irreversibilidades de los restantes equipos del ciclo son uno o más órdenes de magnitud menores a la irreversibilidad de la caldera.

En el análisis de la Tabla 20 también se destaca el bajo rendimiento exergético del condensador. La razón está en la función del equipo: se trata de un intercambiador de calor que toma una mezcla bifásica de baja presión, para convertirla en agua en fase líquida y así ser bombeada nuevamente a la caldera. Ello

deriva en muy bajos valores de exergía en la salida del equipo, comparados con los de entrada, dicho de otra forma, se deben bajar los valores de entalpía para completar el ciclo del fluido de trabajo.

5.3 Estudio de Sensibilidad

Debido a que las corrientes de vapor de alta presión S4, y de media presión S5 alimentan a las unidades de refinería, puede requerirse un aumento en alguna de ellas, por lo que resulta útil conocer el desempeño de la turbina de vapor fuera de sus condiciones de diseño.

La condición analizada en 5.2 es la de diseño de la turbina; se evalúa aquí el desempeño de esta fuera de sus parámetros de diseño. Para ello se toman 10 casos:

- 80%, 90%, 100%, 110% y 120% de la corriente de diseño S4
- 80%, 90%, 100%, 110% y 120% de la corriente de diseño S5

La turbina del caso presenta 2 extracciones controladas (corrientes S4 y S5 a presión constante, para suministro al proceso) y 3 extracciones no controladas (corrientes S6, S7 y S8, para precalentar el agua de alimentación de caldera).

El análisis termodinámico de la turbina se realiza siguiendo el modelo de Luo et al [77] donde una turbina con múltiples extracciones se modela como turbinas simples en serie.

Observando que los flujos de las extracciones no controladas son significativamente menores que los flujos de las extracciones controladas, se asume que aquellas no afectan significativamente el desempeño de la turbina y por lo tanto el número de turbinas en serie la determina el número de extracciones controladas. En este caso se modelan 3 turbinas en serie, conteniendo la tercera turbina las extracciones no controladas, como se aprecia en la Figura 60.

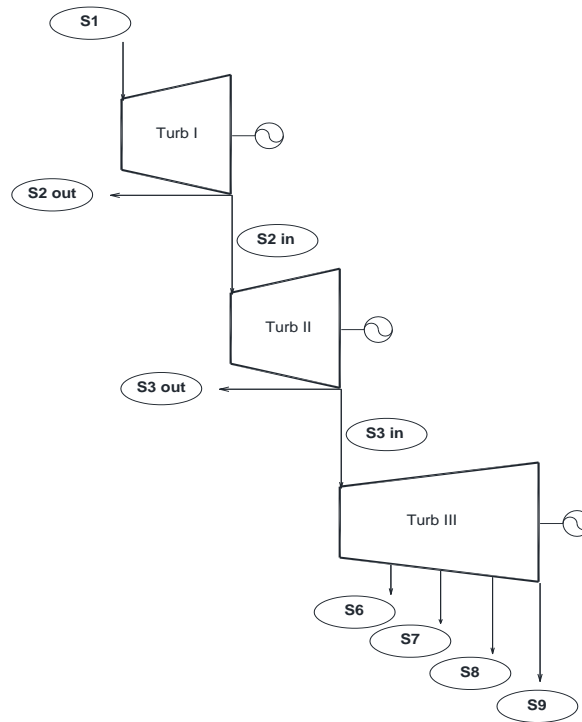


Figura 60 – Modelado de la turbina del caso, con 3 turbinas en serie

Teniendo en cuenta que la eficiencia isentrópica varía al variar el caudal másico, el modelo utilizado en [77] determina la eficiencia isentrópica de cada una de las turbinas en serie según la Ecuación 35.

$$\eta_i^{is} = \frac{6}{5B_i} \left(1 - \frac{A_i}{\Delta h_i^{is} m_i^{dis}} \right) \left(1 - \frac{m_i^{dis}}{6m_i^{ent}} \right) \quad i = I; II; III$$

(35)

Donde:

η_i^{is} – eficiencia isentrópica de la i-ésima turbina en serie

Δh_i^{is} – variación de entalpía isentrópica de la i-ésima turbina

m_i^{dis} - flujo másico de diseño a través de la i-ésima turbina

m_i^{ent} - flujo másico de entrada a la i-ésima turbina

$A_i = 0,00423 \Delta T_{SAT}$ para turbinas I y II

$A_i = -0,463 + 0,00353 \Delta T_{SAT}$ para turbina III

$B_i = 1,155 + 0,000538 \Delta T_{SAT}$ para turbinas I y II

$B_i = 1,220 + 0,000148 \Delta T_{SAT}$ para turbina III

ΔT_{SAT} – diferencia de temperaturas de saturación a las presiones de entrada y salida de la turbina

Para los cálculos de A_i y B_i se utilizaron las ecuaciones de Varbanov et al [78] (que por utilizar ΔT_{SAT} , tienen en cuenta la entrada y salida de la turbina) en lugar de las ecuaciones de [77] (que son función solo de las condiciones de entrada). Para tomar esa decisión, se calculó la eficiencia isentrópica en las condiciones de diseño con las ecuaciones de ambos trabajos, resultando [78] la que mejor se aproxima a los valores en las condiciones de diseño.

Las turbinas I y II al estar sometidas a un salto de presión constante, no dependiente de las variaciones de caudal másico, por lo cual calculando la eficiencia isentrópica con la Ecuación 35 se pueden obtener el resto de las variables termodinámicas.

Para la turbina III, además de la eficiencia isentrópica es necesario calcular las presiones y los caudales másicos en las extracciones no controladas. Para ello se utiliza la fórmula de Stodola [77], que vincula la variación de caudal másico con las presiones de salida:

$$p_j = \sqrt{p_{S9}^2 + \frac{m_j^2}{m_{j,dis}^2} (p_{j,dis}^2 - p_{S9,dis}^2)} \quad j = S6; S7; S8$$

(36)

Donde:

p_j = presión en la extracción j

$p_{j,dis}$ = presión en la extracción j, en las condiciones de diseño

m_j = caudal másico en la extracción j

$m_{j,dis}$ = caudal másico en la extracción j, en las condiciones de diseño

Por otra parte, se impone como condición operativa que el calor aportado por la extracción no controlada sea constante:

$$Q_j = m_j (h_j - h_{j,liq}) = cte$$

(37)

Donde:

h_j = entalpía en la extracción j

$h_{j,liq}$ = entalpía del líquido saturado a la presión de la extracción j

Por simplificación, se toma como hipótesis que la eficiencia isentrópica de la turbina III es constante en toda su extensión [77], con lo cual

$$h_j = h_{S3} - \eta_{III}^{is} \Delta h_{S3-j}^{is}$$

(38)

permite calcular la entalpía en el punto de extracción no controlada, siendo Δh_{S3-j}^{is} la diferencia de entalpías isentrópica entre S3 y la extracción j.

Realizando los cálculos con las ecuaciones (35) a (38) se obtienen los valores de la Tabla 21 y de la Tabla 22 incluidas en el Anexo II. La representación gráfica de esos valores se aprecia en la Figura 61 y en la Figura 62.

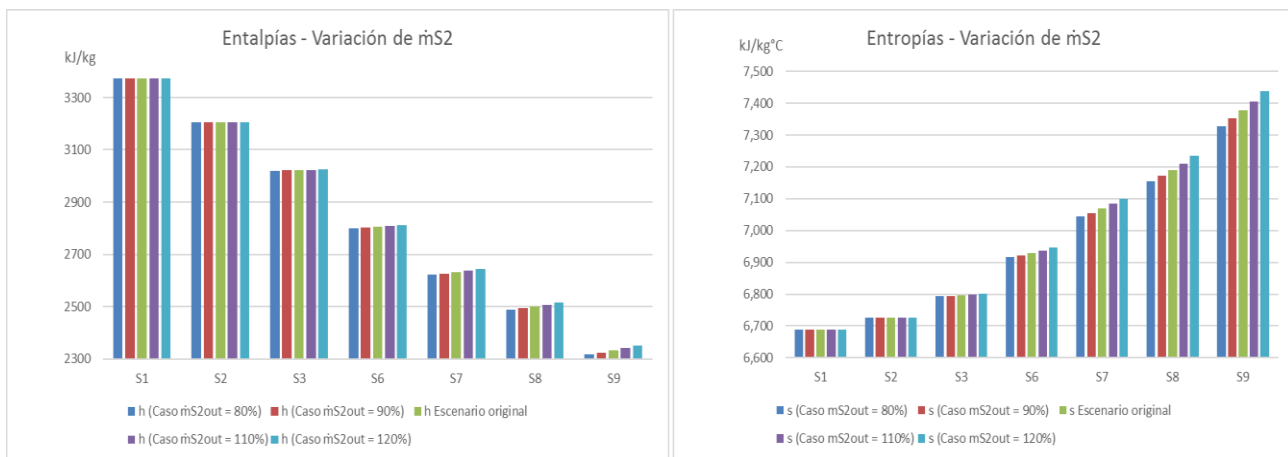


Figura 61 – Entalpías y entropías en las toberas de la turbina, con variación en la salida S2

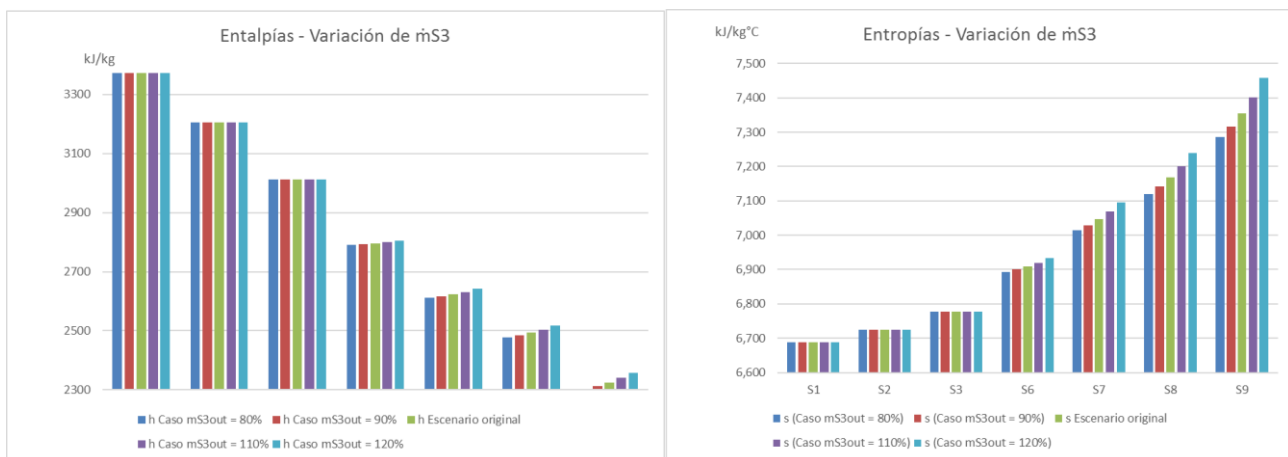


Figura 62 - Entalpías y entropías en las toberas de la turbina, con variación en la salida S3

Con los valores de esas dos tablas, se obtienen los valores de potencia neta generada por la turbina y de calor aportado por la instalación hacia la refinería:

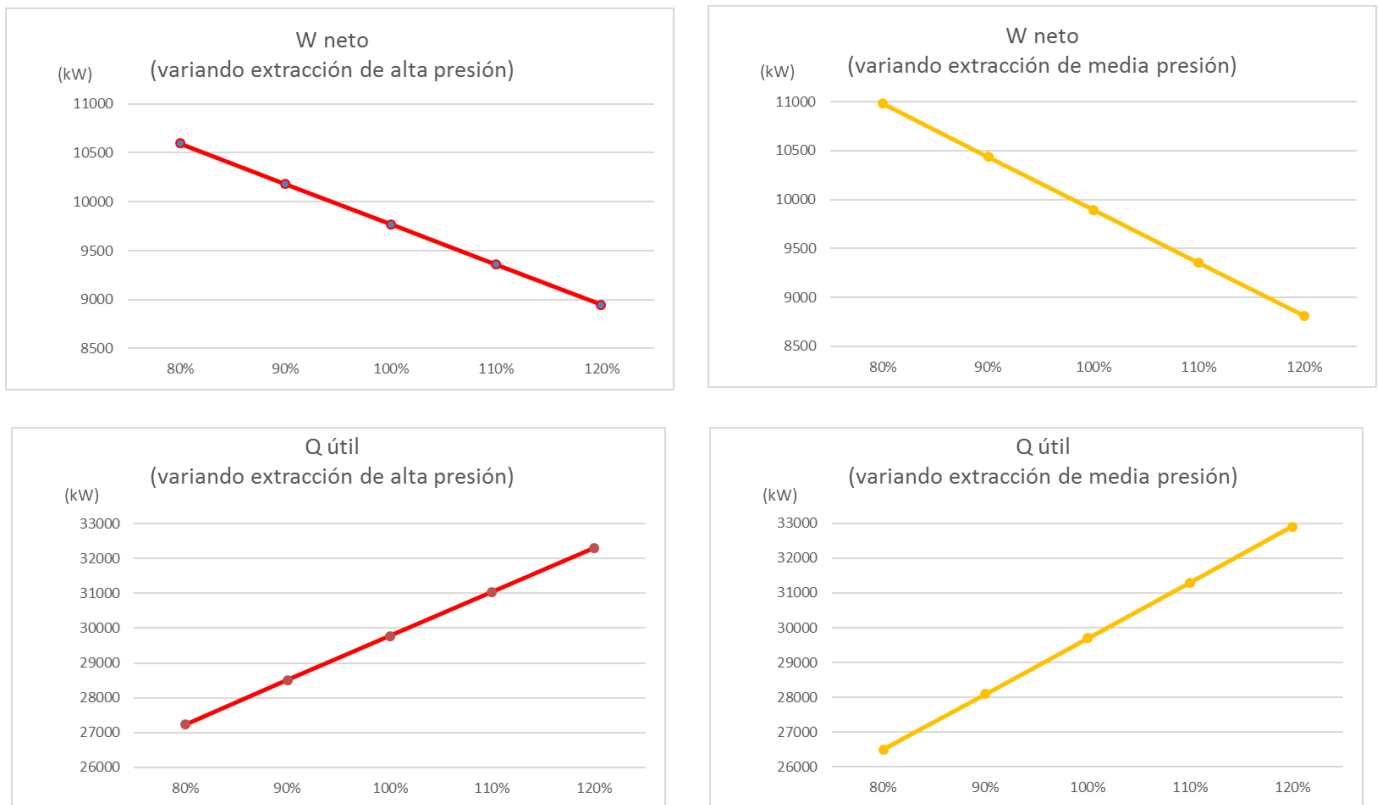


Figura 63 - Valores de potencia eléctrica (W neto) y calor (Q) para el caso de diseño y los 10 casos analizados

Además, pueden calcularse el rendimiento energético y exerético en todos los casos, como se aprecia en la

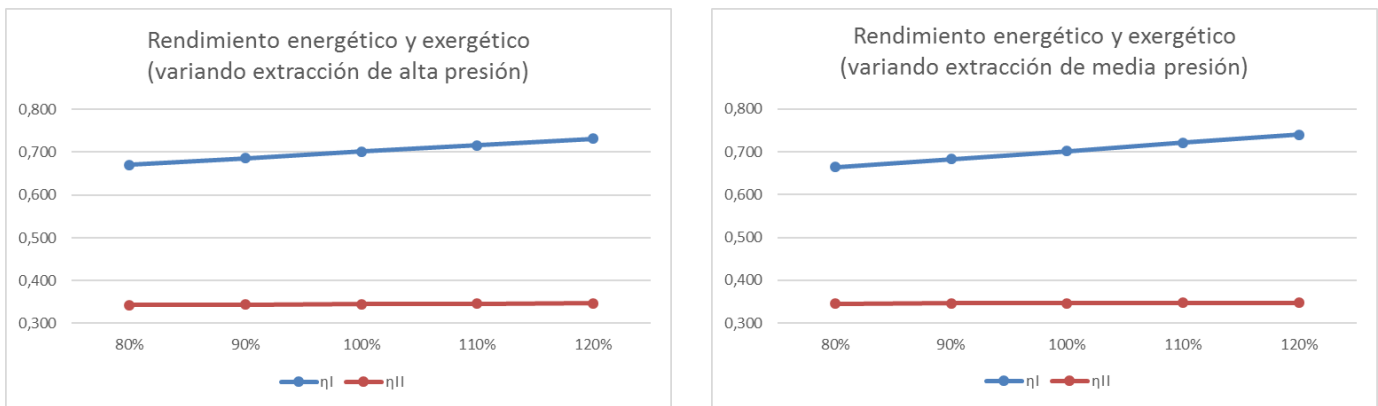


Figura 64 – Rendimiento energético (ηI) y exerético (ηII) para los casos del estudio de sensibilidad

La principal conclusión es que el rendimiento energético de la planta cogeneradora ($(Q_{REF}+W)/Q_{CALD}$) aumenta al derivar más vapor a proceso, ya que las condiciones en la caldera permanecieron incambiadas. Como el rendimiento energético de la planta cogeneradora aumenta, el operador de las instalaciones podría derivar más vapor a la refinería con el objetivo de aumentar el rendimiento de su instalación. Todo ello es válido si se suman directamente los valores de Q_{REF} y W en el cálculo del rendimiento.

Pero como se vio en los Capítulos 1 y 2 la forma de sumar estos dos valores, y por ende de calcular el rendimiento de una planta cogeneradora no es la misma en todos los países, y presenta diferentes criterios (diferentes formas de ponderar ambos flujos de energía) que son al día de hoy materia de debate. El rendimiento exergético en cambio muestra un comportamiento distinto, permanece prácticamente constante y demuestra que puede ser un buen indicador para medir el comportamiento de una instalación de cogeneración.

Como observación final, el rendimiento exergético debería descender ligeramente a medida que aumenta la derivación de vapor a proceso, en lugar de permanecer constante. Ello puede deberse a que las estimaciones de las eficiencias isentrópicas en la turbina provienen de observaciones empíricas, originados en el estudio de un gran número de casos reales y no de una formulación teórica [78].

6 Conclusiones

La cogeneración o CHP (por la sigla en inglés de *Combined Heat and Power*) es un conjunto de tecnologías aplicadas a la producción simultánea en sitio de energía eléctrica y/o mecánica, y energía térmica útil.

Debido a su eficiencia en el suministro energético y al eventual uso de fuentes energéticas renovables y de bajo carbono, la cogeneración es parte importante del paquete de estrategias para reducir la emisión de gases de efecto invernadero de los países.

La Cogeneración es frecuentemente considerada como la materialización de la segunda ley de la termodinámica [66]. Primero, la electricidad es producida por el calor con alta exergía, y luego la energía térmica es producida por el calor a temperaturas más bajas. Desde el punto de vista de la primera ley, como se vio en el Capítulo 1, CHP brinda una eficiencia sustancialmente mayor que la generación de calor y electricidad por separado.

La segunda ley de la termodinámica indica que mientras la entrada de trabajo a un sistema puede convertirse enteramente en calor y energía interna, no todo el calor que entra al sistema puede convertirse en trabajo. Ello sugiere entonces la definición de parámetros que faciliten la evaluación del máximo trabajo obtenible en un sistema dado, con diferentes fuentes de energía. La exergía es ese parámetro, ya que es la energía disponible para su conversión, proveniente de un reservorio, referenciada a las condiciones del ambiente (típicamente 1 atm y 5-25 °C). En cierta manera representa la calidad termodinámica del portador de energía.

Si bien la cogeneración conlleva los beneficios antedichos, su adopción debe planearse mediante un análisis preciso de las demandas eléctrica y térmica que solicitará el usuario final. Este análisis debería evaluar la máxima demanda y las curvas diarias, mensuales y estacionales, tanto para la electricidad como para la energía térmica, lo que convierte a la cogeneración en un sistema no generalizable en absoluto; la elección de la tecnología apropiada y el dimensionamiento de la instalación debe evaluarse para cada caso particular.

En cuanto a la evaluación cuantitativa de la actividad CHP, hay un amplio consenso en que debe hacerse mediante la electricidad cogenerada E_{CHP} , que combina el desempeño en calidad (σ) con el desempeño en cantidad (Q_{CHP}).

Encontrar la cantidad E_{CHP} para un período de tiempo dado (un año, por ejemplo) puede ser simple en algunos casos, pero intrincado y confuso en otros.

Los casos simples son plantas de cogeneración sin instalaciones para ceder calor al ambiente, como turbinas de contrapresión (sin condensador), o turbinas a gas. En ellos toda la electricidad producida es E_{CHP} . No es necesario conocer el “*power to heat ratio*” σ , por el contrario, el valor de σ puede calcularse como el cociente entre la electricidad generada y la cantidad de vapor producido durante el mismo período.

La dificultad reside en hallar E_{CHP} cuando la *cogeneración y condensación* ocurren simultáneamente en una planta térmica de generación eléctrica, pues la electricidad E medida en los bornes del alternador fue generada en parte por vapor que luego se derivó a condensación, y no a cogeneración. El ejemplo por excelencia es el de una turbina de vapor con extracciones y condensación simultánea. Existen trabajos [37] [38] [39] tendientes a establecer criterios claros en la determinación de E_{CHP} .

En cuanto a las inversiones en nuevas plantas de cogeneración no están en consonancia con los beneficios económicos, sociales y ambientales que su implementación trae aparejado, lo cual es definido como *la paradoja CHP*. La explicación de la paradoja CHP recae en factores no ingenieriles sino más bien políticos, burocráticos e impositivos.

A ello debe sumarse que, para las instalaciones que combinan cogeneración y condensación, las cantidades de electricidad cogenerada y combustible consumido no son observables directamente. El caso europeo sobre la regulación y medición de la actividad de cogeneración muestra la ausencia de una metodología clara para la determinación de la electricidad cogenerada.

Por otro lado, el análisis exergético -que es un método de evaluación de procesos- ha probado ser una herramienta eficiente para definir el desempeño respecto a la segunda ley de los procesos [67]. Combina los principios de conservación de masa y energía junto con la segunda ley de la termodinámica para individualizar las pérdidas termodinámicas asociadas con cada unidad del sistema. Luego, permite identificar pérdidas e implementar mejoras en el uso del combustible.

En la descripción del caso práctico, se plantea el análisis de una planta cogeneradora a ubicarse en una refinería de petróleo.

El objetivo de la planta es la utilización de una mezcla de dos corrientes de combustibles residuales de la refinería: *slurry oil* proveniente de la unidad de Cracking Catalítico y residuo de la unidad de Vacío.

Se trata de un ciclo Rankine con 4 extracciones parciales en la turbina, 2 controladas y 3 no controladas; sus elementos principales son una caldera de combustible líquido pulverizado con una capacidad de 40.000 tons/año de combustible, y la turbina de vapor.

En la Tabla 20 se observa que el gran aporte a la irreversibilidad del sistema es hecho por la caldera, debido principalmente a un fenómeno irreversible por excelencia: la combustión, y también por el intercambio de calor entre zonas con una considerable diferencia de temperaturas

Por último, se presenta el análisis de sensibilidad, observando que el aumento de calor útil derivado a refinería aumenta el rendimiento de la instalación, calculado de forma convencional, pero como se vio en este trabajo, la forma de sumar ambos flujos debe contemplar el valor de ellos en cuanto a su capacidad de convertirse en trabajo. En ese sentido, se constata que el rendimiento exergético es un indicador más adecuado para medir el desempeño de una instalación cogeneradora.

7 Anexo I

Evolución histórica de la cogeneración

El concepto de cogeneración no es nuevo. De hecho, el potencial de combinar la generación de electricidad con la de calor, fue reconocido en etapas tempranas del desarrollo de la generación eléctrica. De esta forma se puede afirmar que las primeras plantas de cogeneración de cierto porte nacieron a partir de centrales térmicas.

Para entender la evolución histórica de la cogeneración, es clave puntualizar que su difusión estuvo y está fuertemente atada a las políticas nacionales de estímulo y promoción de esta tecnología, siendo entonces pertinente el estudio histórico disgregado por países. Se describe la evolución histórica de la cogeneración en tres países notables por su peso cuantitativo y cualitativo en el desarrollo industrial en general y de la cogeneración en particular.

Estados Unidos

En Estados Unidos, la primera central térmica con fines comerciales fue la Pearl Street Station, alimentada por carbón, ubicada en el Bajo Manhattan (ver Figura 65 y Figura 66).

Construida por la Edison Illuminating Company en 1882, comenzó por suministrar electricidad a unas 400 lámparas de 82 clientes locales. Para el año 1884 la central abastecía a 508 clientes con 10164 lámparas.

La Pearl Street Station fue también la primera planta de cogeneración del mundo. Mientras las máquinas alternativas de vapor proveían electricidad a la emergente red de corriente continua, también se distribuía vapor a fabricantes en las inmediaciones de la central y a edificios de esa manzana en Manhattan para acondicionamiento térmico. La planta funcionó hasta 1890, cuando un incendio destruyó casi totalmente las instalaciones.



Figura 65 – Bosquejo de la Pearl Street Station

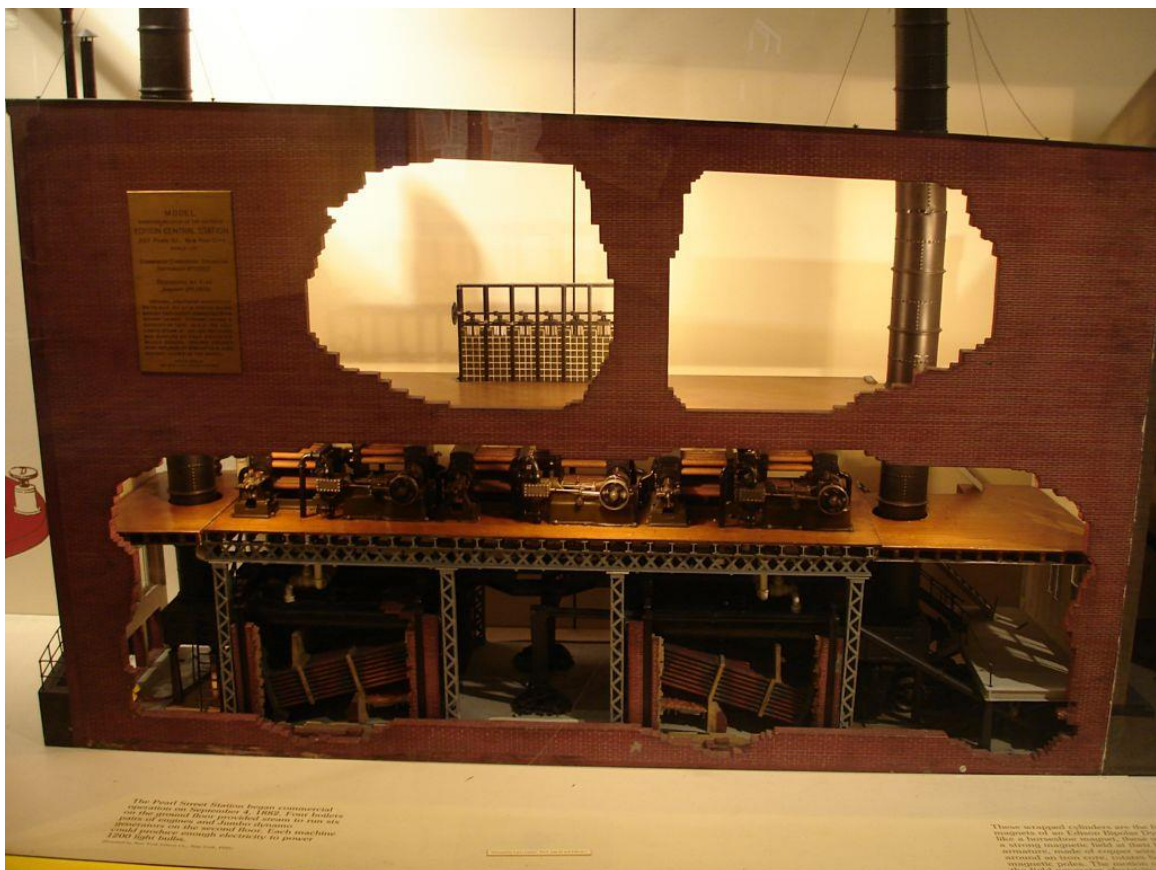


Figura 66 – Modelo a escala de la Pearl Street Station. Obsérvese las calderas en el nivel inferior y las máquinas alternativas de vapor en el nivel superior

Durante los primeros años del siglo XX las primeras plantas de cogeneración en Estados Unidos utilizaban el calor útil producido para *District Heating*. Estos sistemas utilizaban el vapor saliente de la generación

eléctrica para la calefacción de los edificios circundantes a las instalaciones. En consecuencia, el *District Heating* con vapor generado en plantas de cogeneración tuvo una gran expansión en el país.

En la década del 30 los adelantos técnicos introducidos en las centrales de generación eléctrica tuvieron un efecto adverso en la difusión del *District Heating*: las máquinas alternativas de vapor fueron sustituidas por turbinas de condensación, la transmisión eléctrica se vuelve más eficiente, y las pequeñas plantas de generación urbanas se sustituyen por grandes plantas suburbanas.

En los últimos años de la década del 40 la situación se agrava por la irrupción en el mercado de petróleo y gas natural a bajo costo para calentamiento de instalaciones edilicias, lo que redujo aún más el crecimiento del *District Heating*. Es así como desde esos años y hasta mediados de la década del 70 la situación permaneció incambiada y muchos de los tendidos existentes dejaron de ser competitivos, cayendo en el abandono.

El diagnóstico que se hacía en aquel momento del fracaso del *District Heating* era que: *la disponibilidad de energía abundante y a bajo costo conspiraba contra su desarrollo; el hecho de utilizar el vapor como energético limitaba las distancias de transmisión; el área de ubicación de potenciales clientes se limitaba a áreas urbanas densamente pobladas (en aquel momento se utilizaba District Heating con vapor en Nueva York, Filadelfia, Detroit, Boston e Indianápolis); y que la mayoría de los sistemas eran vetustos e ineficientes.* [79]

En ese contexto la cogeneración quedó limitada a casos concretos del sector industrial, que por su naturaleza tienen alta demanda térmica como ser la industria del acero, papelera, química y refinación.

En 1978 -a pocos años de la crisis petrolera de 1973- el Congreso de Estados Unidos promulgó la *Public Utilities Regulatory Policies Act*¹⁰ (PURPA) para alentar el uso eficiente de las distintas fuentes de energía. En dicha ley federal se promovía la CHP y la producción de energía a pequeña escala con fuentes renovables, estableciendo una nueva clasificación de instalaciones que podrían recibir un tratamiento especial en lo relativo a impuestos y regulaciones. La PURPA legaliza la venta a la red de energía eléctrica no generada por los proveedores convencionales del servicio.

Para ello se establece que solo pueden vender energía eléctrica a la red las llamadas “Instalaciones calificadas” o QF por sus siglas en inglés. Éstas QF deben pertenecer a alguna de las siguientes dos categorías: *Pequeña instalación generadora* (instalación de 80 MW o menos cuya fuente de energía

¹⁰ “Act” o “Act of Congress” es un estatuto promulgado por el Congreso de los Estados Unidos. Puede ser una Ley Pública (Public Law), relativa al interés público, o una Ley Privada (Private Law) relativa a individuos o instituciones específicas.

primaria sea renovable: hidráulica, eólica, solar, de biomasa o geotérmica) o *Instalación de CHP*, las cuales deben cumplir un mínimo de eficiencia -definida por tipo de combustible- para ser considerada QF.

La implementación de PURPA y los incentivos impositivos tuvieron su consecuencia en la expansión de la CHP. La Figura 67 es concluyente: la capacidad instalada se incrementó desde menos de 10 GW en 1970 a más de 80 GW en 2012.

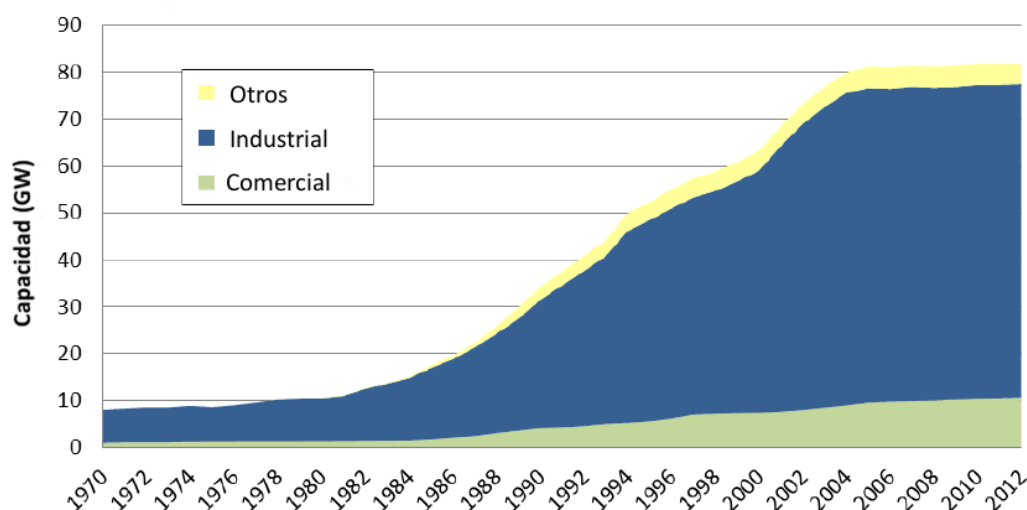


Figura 67 – Crecimiento de CHP en EE.UU entre 1970 y 2012 (Fuente: American Council for an Energy Efficient Economy)

La situación de la CHP cambió en los primeros años del siglo XXI con el advenimiento de la reestructuración del mercado mayorista de energía eléctrica en varias regiones del país. Los productores de energía independientes (IPP por sus siglas en inglés) podían ahora vender directamente al mercado sin necesidad de tener el status de QF que marcaba el PURPA. El movimiento de algunos estados si, y otros no hacia la desregulación del mercado, causó incertidumbre dejando inversiones en suspenso, lo que explica la ralentización que se ve en la Figura 67 después del 2004.

Como porcentaje del total de electricidad nacional en la red, CHP tuvo y sigue teniendo una participación menor: aporta aproximadamente 7,9% de la generación de electricidad (MWh) de Estados Unidos, y el 6,9% (MW) de la capacidad total de generación, muy distante del 40% de Finlandia y el 50% de Dinamarca.

En el presente el mercado de CHP en los Estados Unidos ha mutado hacia sistemas relativamente pequeños (de potencias menores o iguales a 20 MW) ubicados en industrias de porte pequeño y medio, y en instalaciones comerciales e institucionales de regiones del país con precios de la electricidad minorista altos y con políticas de fomento de CHP como la región Noreste, California y Texas.

Reino Unido

El Reino Unido como potencia mundial y cuna de la revolución industrial, fue una de las naciones que primero dispuso de las tecnologías y recursos necesarios para llegar a un desarrollo sensible de la cogeneración.

No obstante, a través de los años se interpusieron problemas de diversa índole evitando que la CHP tuviera peso en el suministro de los servicios públicos, pudiéndose afirmar en términos generales que en el presente, las actividades de suministro eléctrico y de calor son actividades física e institucionalmente separadas.

Las revistas técnicas británicas de principios del siglo XX daban cuenta de las primeras experiencias de District Heating en ciudades de Estados Unidos. Algunos ingenieros británicos tuvieron la visión de combinar calor e iluminación eléctrica en estaciones capaces de abastecer barrios enteros, pero percibían la falta de oportunidades y la resistencia de las autoridades locales. Algunos de ellos se presentaron ante instituciones oficiales, como la *Royal Commission on Coal Supplies* en 1903, sin éxito.

Hay escasas referencias en publicaciones y registros públicos de la época relativas a propuestas de suministro de vapor utilizando el calor desechado por las máquinas alternativas de vapor, o de suministro de vapor vivo extraído de la caldera productora de electricidad.

Fue entonces en 1917 que el *St. Marylebone Electricity Department* suministró para los “baños de desinfección” del hospital público de esa zona de Londres vapor proveniente de su central de generación. Tal esquema permaneció como una curiosidad, un caso aislado.

La *Manchester Corporation* en 1911 desarrolló el primer sistema de significancia para proveer de vapor desde sus instalaciones en el centro de la ciudad a las fábricas y edificios de oficinas circundantes; primero enviando vapor vivo extraído de las calderas para luego pasar a enviar vapor de purga de las turbinas de condensación instaladas durante la Primera Guerra Mundial. El uso de estas instalaciones declinó en la década del 20, en particular cuando ninguna de ellas fue seleccionada por el *Central Electricity Board* para integrar el esquema nacional coordinado de generación.

La escasez y racionalización de combustible luego de la Primera Guerra Mundial produjo una avalancha de interés por CHP entre ingenieros y cargos oficiales. La eficiencia en el uso del combustible fue la preocupación central del gobierno en el área energética, en el período entre guerras. Mientras la práctica de utilizar el calor desechado por las máquinas térmicas crecía, fueron introducidos cierto número de esquemas de calefacción en hospitales, bases militares y otras instituciones, pero poco se hacía para

alentar esta práctica. La visión dominante en aquellos años era que el sector privado de generación eléctrica debía desaparecer en favor de creciente sistema público.

No obstante, un grupo de ingenieros siguió cuestionando el paradigma y abogando por la técnica del CHP durante las décadas del 20 y del 30, presionando a autoridades nacionales y locales, a través de instituciones profesionales y de la prensa. Ellos puntualizaban en su defensa: el ahorro de combustible, de mano de obra, el abatimiento de humos de combustión, la mejora en las condiciones de vida, publicando entre otras cosas las experiencias exitosas en Estados Unidos y la Unión Soviética. Continuaron su esfuerzo durante los años en guerra y más allá. Finalmente comenzaron a tener impacto a través de su participación en organismos consultivos del gobierno, y actuando como consultores de autoridades locales en la planificación de la reconstrucción postguerra.

A propósito, la Segunda Guerra Mundial tuvo un impacto significativo sobre la cuestión del CHP. Físicamente, la destrucción de los cascos centrales de las ciudades, los programas de remoción de escombros y los planes para nuevos pueblos y suburbios, presentaron oportunidades para introducir infraestructura mejorada e innovadora y la mayor cantidad de servicios posible, en el marco del establecimiento del estado de bienestar por parte del gobierno Laborista, ganador de las elecciones de 1945.

Adelantándose a las iniciativas del gobierno central en CHP y DH, los casos más ambiciosos fueron propuestos por autoridades locales: en Londres –con proyectos para la City, South Bank y Pimlico- los nuevos suburbios de Birmingham y Manchester, y el casco central en Bristol y Coventry. Esos casos tenían una demanda térmica que iban de 25 a 400 MW. De la misma forma, en otros 70 casos las autoridades locales al menos consideraron la posibilidad esquemas de CHP para áreas específicas ente 1940 y 1955.

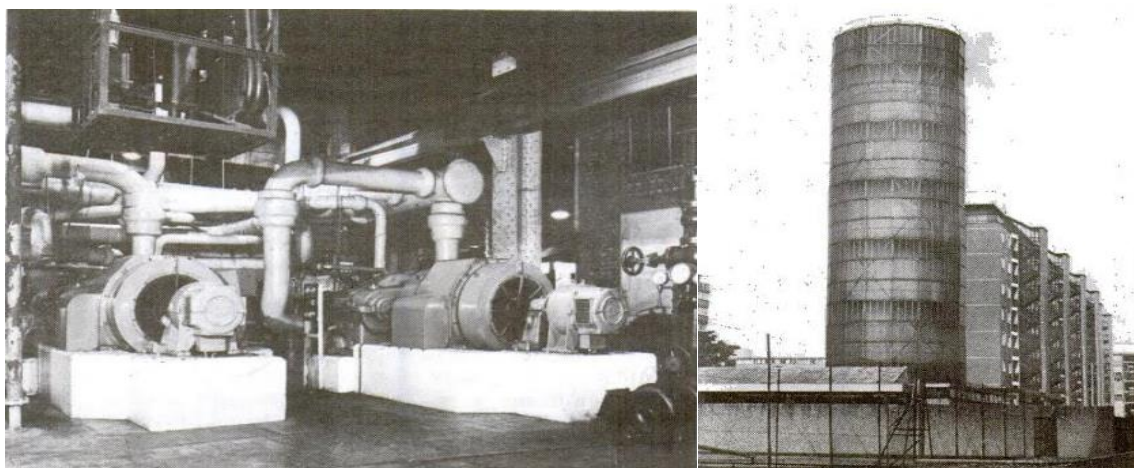


Figura 68 – Conjunto de dos turbinas de contrapresión en la Battersea Power Station de Londres (izq). El agua de enfriamiento climatizaba edificios de apartamentos en Pimlico, al otro lado de Támesis. Tanque de agua caliente delante de los bloques de apartamentos (der) [80].

Cada uno de los proyectos de cierto porte fue blanco de críticas, a la vez que los costos escalaban, sometiéndolos a una revisión integral para mantenerlos a flote. Uno a uno, por distintas contingencias, fueron recortados a proyectos piloto más modestos. Como las autoridades locales no tenían potestades sobre el District Heating o sobre la generación eléctrica, debían promover leyes específicas en el Parlamento.

Para 1955 unos 30 concejos locales habían obtenido poderes para ejecutar las obras. Aunque estos atributos funcionaron para los primeros casos, el proceso era largo y desalentador. El resultado de ello fue un tanto disuasivo, además se incluía un estricto control contable para evitar cualquier posibilidad de subsidio (incluido en la resolución por insistencia de la industria del gas, que vigorosamente se oponía a la aprobación del Parlamento de estas leyes), aprobación del proyecto centralizada, control de las especificaciones técnicas, y frecuentemente áreas de suministro recortadas o fragmentadas, paradójicamente fomentado por las autoridades vecinales.

Un comité establecido en 1942 por el *Department of Scientific and Industrial Research* comenzó un estudio a nivel nacional para establecer el potencial de aplicación de CHP, investigando detalles técnicos y económicos. El reporte final pudo haber sido un estímulo para la adopción de CHP y DH con alcance nacional, en lugar de los emprendimientos aislados que se daban hasta ese momento. Pero debido a grandes demoras causadas en parte a diferencias entre los ingenieros eléctricos y el resto de los colegas del comité, el reporte no apareció sino hasta 1953. Para ese momento la mayoría de las propuestas habían sido archivadas, incluso aquellas tomadas como modelo. Aunque impactante en su análisis técnico, el estudio carecía de un plan estratégico.

Hacia finales de los años 50 CHP era visto como un fenómeno marginal; y sumado a ello, las centrales de suministro eléctrico comenzaron a aumentar en tamaño y a alejarse de los centros demandantes de energía térmica.

A medida que ese paradigma se consolidaba, la CHP podía ser considerada o aceptada si no interfería con el negocio principal, al punto que solo podía materializarse en los intersticios físicos e institucionales de la industria principal, en combinaciones específicas de condiciones que, como se puede suponer, eran muy improbables de darse.

Entrando en los años 60 la CHP y DH no estaban dentro de las preocupaciones centrales del gobierno en materia energética. Fueron tiempos de optimismo, con énfasis exclusivo en la producción, de forma de

asegurar un abastecimiento energético *amplio, eficiente y económico* para el continuo crecimiento económico experimentado.

El *National Coal Board* preocupado por la pérdida de su posición dominante en el mercado doméstico ayudó a reavivar la discusión del DH a mediados de la década del 60, y comenzó a ofrecer servicio de calor a grandes consumidores diseñando, instalando y gerenciando sistemas basados en combustible sólido. Las empresas de hidrocarburos rápidamente se adaptaron y desde 1966 una serie de compañías de servicios de calor competían en el mercado, fundamentalmente orientándose a autoridades locales y otras instituciones como universidades. Este resurgimiento fue ayudado por desarrollos técnicos, particularmente en cañerías, reduciendo las pérdidas térmicas y mejorando la confiabilidad.

Entre 1956 y 1973 unas 19 autoridades locales obtuvieron poderes para generación de electricidad y DH, a través de *Local Acts* (aprobación del Parlamento de una ley aplicable a un determinado grupo de personas o zona), incluyendo Londres, para cubrir los barrios del cinturón externo de la ciudad. En 1976 el gobierno finalmente otorgó esos poderes en forma general.

Como consecuencia, varios hospitales y universidades tuvieron esquemas de calentamiento de hasta 50 MW. Además, hubo varios cientos de pequeños District Heating a lo largo del país.

Varios de esos circuitos esparcidos por el país cayeron en problemas, por performance técnica y costos operativos, frecuentemente atribuidos a una experiencia limitada, y al recorte de gastos en las etapas de diseño, instalación y mantenimiento. Con el gas natural como una alternativa accesible, las condiciones en las cuales el DH permaneció como una alternativa viable, fueron nuevamente excepcionales.

La baja confiabilidad, las fallas técnicas y costosas reparaciones, las tareas adicionales para los encargados de mantenimiento, la falta de control del consumidor a través de un aceptable contador de calor, se combinaron para esparcir el desencanto entre consumidores y autoridades. En consecuencia, el resurgimiento de la técnica había declinado para comienzos de los años 80.

El empeoramiento de las condiciones económicas y la menguada reputación de la técnica hicieron rechazar futuros esquemas y desmantelar algunos existentes por parte de las autoridades locales, justo en el momento en que, paradójicamente, la idea de implementar CHP y DH en ciudades a escala nacional revivía, como consecuencia de la crisis petrolera de mediados de los años 70.

Es entonces que el gobierno crea el *Combined Heat and Power Group*, presidido por Walter Marshall, secretario de la *UK Atomic energy Authority*. Este grupo elaboró para 1979 un informe final, en el cual

ideaba la introducción de un programa de CHP/DH a escala nacional, basándose en los costos para el país, recomendando su inmediata implementación.

En los hechos, las actividades se canalizaron en una serie de evaluaciones en lugares específicos, llamados “ciudades líderes” y subsecuentes intentos de consorcios público-privados para producir prospectos económicamente atractivos en cada uno de esos lugares.

También en 1979 se produce el cambio de gobierno, y con él la negativa a la idea de Marshall de crear un *National Heat Board* para la coordinación de los proyectos, y que actuase además como contraparte de la industria existente. Fue entonces que CHP fue dejado en manos de organizaciones existentes. Las autoridades locales fueron *invitadas* a participar y, dada su experiencia con DH, los resultados fueron nuevamente decepcionantes.

La argumentación sobre los beneficios de CHP/DH permanecieron básicamente incambiables durante todo el siglo XX, aunque llegados los años 80 su atractivo se vio relanzado por cuestiones medioambientales, mejoras técnicas –como las cañerías prefabricadas y contadores de calor electrónicos– y por una variedad de opciones de gerenciamiento –como la operación por parte del constructor– y el surgimiento de tecnologías para la CHP a pequeña escala, las cuales mostraban una performance promisoría.

Pero a nivel cultural, los niveles de confort raramente se hicieron explícitos como un objetivo de la política energética. En su conjunto, la consideración del calor y como suministrarlo no fue institucionalizado acorde a las oportunidades técnicas antedichas, y CHP/DH fue nuevamente perjudicado por la falta de una agencia nacional o grupo de trabajo enfocado exclusivamente en el calor como forma de energía.

Al presente no hay un desarrollo de esquemas CHP/DH a gran escala, no obstante, cierto número de esquemas existentes han estado en operación por considerable tiempo, proveyendo experiencia y buenas prácticas para otros emprendimientos potenciales. Mientras las autoridades locales tienen un mayor poder de decisión sobre electricidad y generación, la incertidumbre sobre la fuente de financiamiento y los presupuestos públicos cada vez más acotados, han incrementado la importancia de desarrollar modelos de negocios viables, la mayoría de las veces en la forma de empresas de servicios energéticos (ESCOs) privada o mixta, o como compañías de múltiples servicios públicos. Otra posibilidad para CHP/DH es desarrollar emprendimientos conjuntos con industrias de gran porte existentes, donde parte del exceso de calor generado es direccionado a sistemas locales de calefacción, como es el caso de la refinería Fawley de Exxon y la ciudad de Southampton.

En resumen, el Reino Unido desde el punto de vista térmico cuenta con una escasa cobertura en DH (ver Tabla 1), una de la más bajas entre los países europeos con clima severo. Desde el punto de vista eléctrico las instalaciones CHP son el 10,6% del total de capacidad de generación eléctrica instalada [81]. El país cuna de la Revolución Industrial cuenta con una larga historia –la mayoría de las veces frustrante– con sucesivos períodos de interés en CHP/DH, especialmente en épocas de crisis o reorganización del sector energético, muchas propuestas y planes, pero solo un bajo porcentaje de instalaciones concretadas; básicamente como consecuencia de la separación –física e institucional– en la provisión de calor y producción de electricidad.

Dinamarca

Dinamarca es uno de los países energéticamente más eficientes del mundo.

En 2019 solamente el 25,8 % de su generación eléctrica provino de combustibles fósiles [82], mientras que el cociente entre el CO₂ generado por actividades de combustión y su producto bruto, es uno de los más bajos entre los países desarrollados [9].

El consumo energético del país ha permanecido estable en los últimos 25 años, mientras la economía ha continuado creciendo.

Esto se realizó en gran medida a través de una política energética proactiva, que promueve el ahorro energético, el uso de energías renovables y el desarrollo tecnológico.

En la aplicación de CHP/DH como un instrumento para lograr esas metas, el caso danés es sin duda, un caso exitoso.

La historia de la cogeneración en Dinamarca tiene más de 100 años. Lo que comenzó como una manera de deshacerse de los residuos urbanos, es considerada actualmente como un momento bisagra en el sistema energético danés.

En efecto, a finales del siglo XIX el pueblo de Frederiksberg, situado un par de kilómetros al oeste de Copenhague, tomó estatus de municipio independiente debido a su rápido crecimiento y desarrollo. Este desarrollo trajo aparejado la dificultad en el manejo de un subproducto no deseado: los desechos.

Fue entonces que en 1898 un conjunto de vagones llenos de desechos partió hacia Hamburgo para testear el potencial de generación en una planta existente. El resultado fue positivo y en la primavera de 1902 el municipio de Frederiksberg decidió construir la primera planta de incineración de residuos de Dinamarca,

la cual no solo producía calor a una serie de edificios públicos cercanos, sino también electricidad. Para diciembre de 1903 ya estaba en pleno funcionamiento.

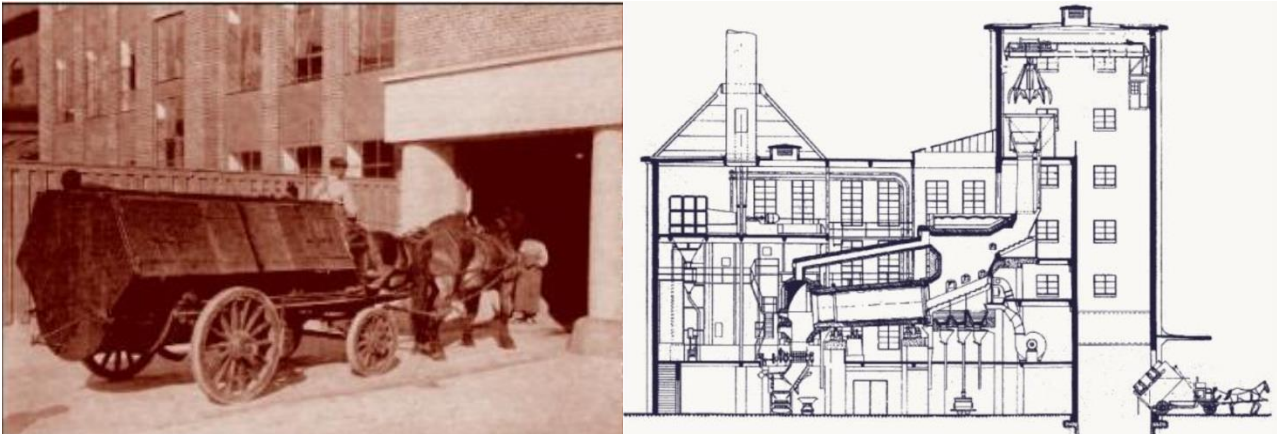


Figura 69 – Carro de caballos a la espera de verter la carga en la planta (izq). Segunda planta de incineración montada en Frederiksberg en los años 30 (der).

El suceso de Frederiksberg inspiró a otras tantas comunidades para que durante los años 20's y 30's se inauguraran plantas generadoras de electricidad con motores diesel principalmente. El calor contenido en el agua de enfriamiento de los motores fue utilizado también en estos casos para calefaccionar a las edificaciones más cercanas.

Lentamente y hasta la década del 50 la estructura del suministro eléctrico danés cambió hacia grandes centrales, en consecuencia, varias plantas locales fueron cerradas. Ello hizo necesario construir estaciones de suministro térmico, para satisfacer la demanda existente de DH. La participación de las plantas de CHP en el DH llegó a un mínimo histórico.

La década del 60 se caracterizó por la irrupción de adelantos técnicos que potenciaron el desarrollo del DH. Las cañerías de las primeras redes de distribución eran de hierro, aisladas con concreto celular, lo cual favorecía la corrosión del caño, especialmente en terrenos con tendencia a inundarse. Para evitarlo las cañerías fueron aisladas con lana mineral y colocadas dentro de ductos de concreto. La solución era cara, lo cual la hacía solamente accesible a grandes consumidores, como hospitales e industrias con gran consumo térmico. Es por ello que el desarrollo de nuevos sistemas de DH se detuvo durante algunos años.

El relanzamiento del DH se dio cuando algunas compañías locales desarrollaron las cañerías pre-aisladas. Se trata de cañerías de hierro cubiertas en fábrica con una capa de poliuretano y sobre ésta una capa de plástico. Este tipo de configuración se utiliza hasta el presente (ver Figura 70).



Figura 70 – Montaje de cañerías pre-aisladas para DH en Copenhague

Esta nueva tecnología trajo aparejado una mayor eficiencia y confiabilidad en la transmisión térmica, lo cual volvió atractiva la actividad de comercializar su exceso de calor a las industrias y no menos importante, a las plantas de incineración de desechos, causando un boom en la instalación de nuevas redes de DH y nuevas plantas de incineración a lo largo del país.

Llegada la crisis del petróleo de 1973 Dinamarca tenía un consumo energético per cápita extremadamente alto. Sumado a esto Dinamarca importaba casi el 100 % del combustible fósil para producir calor.

En consecuencia, para el consumidor final la tarifa de calefacción se vio repentinamente multiplicada, y el gobierno danés forzado a establecer una serie de medidas tendientes al ahorro de combustibles fósiles, a saber:

- *Planificación sistemática del DH en todas las áreas.*
- *Maximizar la participación de CHP en dicha planificación.*
- *Aislación térmica en edificios.*
- *Desarrollo de los sistemas de DH con materiales altamente eficientes.*
- *Reducción de las temperaturas de operación en los sistemas de DH y flujo variable en las cañerías, para asegurar la operación más económica en los sistemas de operación y distribución.*

Por los siguientes 40 años y hasta el presente el DH asociado a la CHP se convirtió en una fuente energética probada, confiable, eficiente y *verde*. Debido a una política energética firme, y a la colaboración mutua entre las autoridades locales y nacionales –algo que nunca ocurrió en el Reino Unido, por ejemplo– los requerimientos energéticos por habitante cayeron a menos del 50% respecto a su valor de 1973.

Algunas acciones concretas de esa política energética fueron:

- En ciudades grandes, las zonas con su suministro de calor independiente fueron consolidadas en una red general, alimentada por plantas CHP, plantas de incineración, industrias, etc. Las pequeñas plantas existentes se conservaron como reserva para picos de consumo.
- En áreas rurales con una población en el entorno de 250-500 habitantes se establecieron las llamadas CHP descentralizadas. Ellas están diseñadas para cubrir la demanda térmica, estando conectadas a la red eléctrica nacional. Estas plantas operan solamente cuando la demanda térmica así lo determina, y como casi todas ellas están equipadas con acumuladores de calor, las generaciones eléctrica y térmica pueden ser controladas y optimizadas.
- En 1979 se aprobó la ley de suministro de calor, con el fin de comenzar un proceso de planificación centrado en los municipios e impulsado por las autoridades nacionales, con el fin de crear una nueva infraestructura para el mercado de gas natural que cubriera el 15% del mercado, y con el fin de llevar el DH a un 60% para el año 2000. El resultado final fue la concreción de redes optimizadas de gas natural y de DH que sustituyeron a calderas domésticas de gasoil; y la integración de nuevas zonas a la red de DH, abastecida por grandes plantas de CHP y plantas incineradoras.
- En un nuevo paso por ampliar el uso de DH, en 1986 se llegó al “acuerdo de CHP”. El acuerdo fue celebrado entre el gobierno y las compañías eléctricas, quienes se vieron obligadas a establecer un mínimo de 450 MW de capacidad eléctrica en unidades de CHP.
- Para ampliar el uso eficiente de la energía, en 1988 se prohibió a nivel nacional el calentamiento por medios eléctricos en nuevas edificaciones, y en 1994 se extendió a edificaciones existentes con servicio de DH disponible en su zona.

En resumen, la identificación de CHP como una herramienta de ahorro y eficiencia energética llevó a que en Dinamarca actualmente más del 60% de la electricidad sea generada en plantas de cogeneración, y más del 70% de la demanda de DH también sea cubierta por unas 670 plantas de CHP (Figura 71) a lo largo de todo el país.

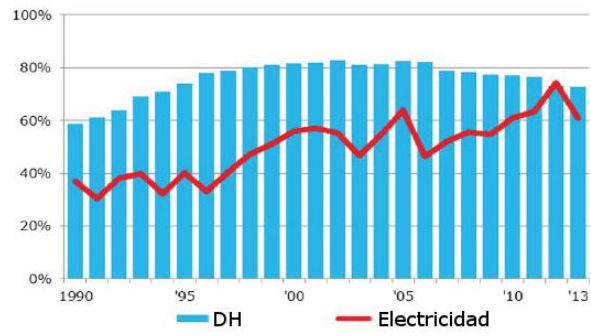


Figura 71 - Participación de CHP en la generación de electricidad y en DH, en Dinamarca

8 Anexo II

Tablas de datos para el Estudio de Sensibilidad

Caso mS2out = 80%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	524722,975	524722,975	148769	148769	49715,1787	49715,1787	9600	500000	450000	500000
T (°K)	763	672	672	570	570	669,423988	559,70374	448	448	384	384	354	354	318	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	3,2222	14,5556	6,7500	7,8056	3,22222222	7,22222222	0,6050	7,2005	0,6612	6,5393	0,4418	6,0976	6,0976	4,02777778	0,36111111	6,77777778
x (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,96851049	0,96851049	0,93246975	0,93246975	0,88904978	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3019842	3019842,48	3206000	3015210,47	2798809,09	2798809,09	2622615,84	2622615,84	2489318,55	2489318,55	2316832,57	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6793	6793	6760,92067	6956,7757	6916	6916	7043	7043	7156	7156	7328	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	995639	995639	1191250,23	942095,902	737987	737987	523729	523729	356946	356946	132998	811	85427,4	90207,4
Caso mS2out = 90%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	524010,919	524010,919	148459	148459	49587,7801	49587,7801	9600	500000	450000	500000
T (°K)	490	399	399	297	297	669,423988	560,123748	176	176	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	3,6250	14,1528	6,7500	7,4028	3,625	7,22222222	0,6042	6,7986	0,6598	6,1388	0,4406	5,6982	5,6982	4,43055556	0,36111111	6,77777778
x (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,9704683	0,9704683	0,93489339	0,93489339	0,89212275	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3020832	3020832,47	3206000	3016135,73	2801509,39	2801509,39	2626875,68	2626875,68	2494788,11	2494788,11	2324189,16	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6794	6794	6760,92067	6958,42819	6922	6922	7055	7055	7172	7172	7351	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996111	996111	1191250,23	942528,712	738713	738713	524412	524412	357488	357488	133464	811	85427,4	90207,4
Caso mS2out = 100%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	523228,062	523228,062	148117	148117	49447,1071	49447,1071	9600	500000	450000	500000
T (°K)	490	399	399	297	297	669,423988	560,568497	177	177	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	6,7500	7,0000	4,02777778	7,22222222	0,6033	6,3967	0,6583	5,7384	0,4393	5,2991	5,2991	4,83333333	0,36111111	6,77777778
x (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,97263834	0,97263834	0,93758409	0,93758409	0,89553751	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3021880	3021880,45	3206000	3017115,19	2804487,03	2804487,03	2631598,34	2631598,34	2500861,65	2500861,65	2332363,98	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6796	6796	6760,92067	6960,17614	6929	6929	7069	7069	7191	7191	7377	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996111	996111	1191250,23	942987,282	739518	739518	525169	525169	358090	358090	133982	811	85427,4	90207,4
Caso mS2out = 110%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	522360,649	522360,649	147679	147679	49290,9476	49290,9476	9600	500000	450000	500000
T (°C)	490	399	399	298	298	669,423988	561,040238	179	179	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,4306	13,3472	6,7500	6,5972	4,43055556	7,22222222	0,6023	5,9949	0,6566	5,3383	0,4379	4,9005	4,9005	5,23611111	0,36111111	6,77777778
x (masa)	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	0,97504458	0,97504458	0,94057474	0,94057474	0,89935555	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3022992	3022991,68	3206000	3018153,76	2807727,88	2807727,88	2636816,87	2636816,87	2507613,2	2507613,2	2341504,23	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6798	6798	6760,92067	6962,02808	6937	6937	7083	7083	7211	7211	7406	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	997142	997142	1191250,23	943473,978	740419	740419	526013	526013	358762	358762	134561	811	85427,4	90207,4
Caso mS2out = 120%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	521406,383	521406,383	147679	147679	49116,0281	49116,0281	9600	500000	450000	500000
T (°C)	490	399	399	298	298	669,423988	561,541504	180	180	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,8333	12,9444	6,7500	6,1944	4,83333333	7,22222222	0,6012	5,5933	0,6547	4,9385	0,4362	4,5023	4,5023	5,63888889	0,36111111	6,77777778
x (masa)	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	0,97786126	0,97786126	0,94412668	0,94412668	0,90365418	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3024172	3024172,06	3206000	3019256,97	2811683,42	2811683,42	2643090,34	2643090,34	2515642,55	2515642,55	2351795,02	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6800	6800	6760,92067	6963,99356	6947	6947	7100	7100	7235	7235	7438	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	997707	997707	1191250,23	943991,471	741433	741433	526960	526960	359517	359517	135213	811	85427,4	90207,4

Tabla 21 – Variables termodinámicas del ciclo, variando S2

Caso mS3out = 80%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	527086,979	527086,979	149531	149531	49987	49987	9600	500000	450000	500000
T (°C)	490	399	399	293	293	669,423988	555,536131	171	171	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	5,4000	8,3500	4,02777778	5,87222222	0,6077	7,7423	0,6646	7,0777	0,4443	6,6334	6,6334	4,83333333	0,36111111	5,42777778
x (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,9637342	0,9637342	0,92734506	0,92734506	0,88333073	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3011000	3011000	3206000	3006014,19	2789899,25	2789899,25	2612227,37	2612227,37	2477757,33	2477757,33	2303141,35	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6777	6777	6760,92067	6940,28356	6894	6894	7014	7014	7121	7121	7285	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996039	996039	1191250,23	937814,275	735629	735629	522061	522061	355796	355796	132130	811	85427,4	90207,4
Caso mS3out = 90%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	526305,619	526305,619	149137	149137	49817	49817	9600	500000	450000	500000
T (°C)	490	399	399	293	293	669,423988	555,768736	172	172	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	6,0750	7,6750	4,02777778	6,54722222	0,6068	7,0682	0,6628	6,4053	0,4427	5,9626	5,9626	4,83333333	0,36111111	6,10277778
x (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,96619721	0,96619721	0,93054981	0,93054981	0,88755425	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3011000	3011000	3206000	3006528,21	2792834,97	2792834,97	2617583,76	2617583,76	2484986,91	2484986,91	2313252,32	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6777	6777	6760,92067	6941,20864	6901	6901	7029	7029	7143	7143	7317	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996039	996039	1191250,23	938052,624	736400	736400	522921	522921	356516	356516	132771	811	85427,4	90207,4
Caso mS3out = 100%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	525374,538	525374,538	148669	148669	49615	49615	9600	500000	450000	500000
T (°C)	490	399	399	293	293	669,423988	555,957892	174	174	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	6,7500	7,0000	4,02777778	7,22222222	0,6058	6,3942	0,6608	5,7335	0,4408	5,2926	5,2926	4,83333333	0,36111111	6,77777778
% vapor (masa)	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,9691406	0,9691406	0,93437827	0,93437827	0,89259231	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3011000	3011000	3206000	3006946,15	2796345,09	2796345,09	2623986,72	2623986,72	2493625,7	2493625,7	2325313,26	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6777	6777	6760,92067	6941,96052	6909	6909	7047	7047	7169	7169	7355	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996039	996039	1191250,23	938246,505	737330	737330	523949	523949	357374	357374	133535	811	85427,4	90207,4
Caso mS3out = 110%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	524246,15	524246,15	148104	148104	49372	49372	9600	500000	450000	500000
T (°K)	490	399	399	293	293	669,423988	556,114734	175	175	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	7,4250	6,3250	4,02777778	7,89722222	0,6045	5,7205	0,6582	5,0623	0,4386	4,6237	4,6237	4,83333333	0,36111111	7,45277778
x (masa)	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	0,97272001	0,97272001	0,93903267	0,93903267	0,89870568	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3011000	3011000	3206000	3007292,65	2800616,41	2800616,41	2631776,05	2631776,05	2504132,28	2504132,28	2339948,47	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6777	6777	6760,92067	6942,58367	6920	6920	7069	7069	7200	7200	7401	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996039	996039	1191250,23	938407,301	738472	738472	525198	525198	358415	358415	134462	811	85427,4	90207,4
Caso mS3out = 120%																	
Corriente	S1	S2out	S2in	S3out	S3in	S4	S5	S6out	S6in	S7out	S7in	S8out	S8in	S9	W1	W7	W10
P (Pa)	8050000	4310000	4310000	1860000	1860000	3980000	1260000	522850,334	522850,334	147407	147407	49073	49073	9600	500000	450000	500000
T (°K)	490	399	399	293	293	669,423988	556,24689	178	178	111	111	81	81	45	291,15	421,15	425,15
Flujo (kg/s)	17,7778	4,0278	13,7500	8,1000	5,6500	4,02777778	8,57222222	0,6029	5,0471	0,6551	4,3920	0,4358	3,9562	3,9562	4,83333333	0,36111111	8,12777778
x (masa)	1	1	1	1	1	-1	-1	-1	1	0,9771662	0,9771662	0,94481183	0,94481183	0,90627977	0	0	0
h (J/kg)	3373000	3206000	3206000	3011000	3011000	3206000	3007584,58	2805927,02	2805927,02	2641455,34	2641455,34	2517183	2517183	2358080,59	76030	623500	640200
s (J/kg°C)	6688	6725	6725	6777	6777	6760,92067	6943,10855	6933	6933	7096	7096	7240	7240	7458	267,8	1821	1861
e (J/kg)	1384561	1206535	1206535	996039	996039	1191250,23	938542,814	739910	739910	526746	526746	359702	359702	135611	811	85427,4	90207,4

Tabla 22 - Variables termodinámicas del ciclo, variando S3

9 Anexo III

Abreviaturas y Acrónimos

ADME	Administración del Mercado Eléctrico del Uruguay
AFC	Alkaline fuel cell (Celda de combustible alcalina)
ARES	Advanced Reciprocating Engine System (Sistema Avanzado para Motores Alternativos)
BMEP	Brake Mean Effective Pressure (Trabajo por unidad de volumen que puede entregar el motor en un ciclo)
BRICS	Bloque de países constituido por las cinco naciones con economías emergentes o recientemente industrializadas más importantes del planeta: Brasil (B), Rusia (R), India (I), China (C) y Sudáfrica (S).
CC	Ciclo Combinado
CHP	Combined Heat and Power (Cogeneración)
DE	District Energy (Idem DHC)
DH	District Heating (Calentamiento de espacios habitables urbanos)
DHC	District Heating and Cooling (Calentamiento y enfriamiento de espacios habitables urbanos)
DMFC	Direct methanol fuel cell (Celda de combustible de metanol directo)
DoE	Department of Energy (Departamento de Energía)
EPA	Environmental Protection Agency (Agencia de Protección Ambiental)
EPACT	Energy Policy Act (Ley de la Política Energética)
ETS	Generación de Energía Térmica y Eléctrica por Separado
EWG	Exempt Wholesale Generator (Generador del Mercado Mayorista Exento)
FERC	Federal Energy Regulatory Commission (Comisión Federal Regulatoria de la Energía)
HRSG	Heat Recovery Steam Generator (Generador de vapor por recuperación de calor)
IEA	International Energy Agency (Agencia Internacional de Energía)
MCFC	Molten carbonate fuel cell (Celda de combustible de carbonato fundido)
MEM	Mercado Eléctrico Mayorista
MT	Microturbina
OCDE	Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos
PAFC	Phosphoric acid fuel cell (Celda de combustible de ácido fosfórico)
PEMFC	Proton exchange membrane fuel cell (Celda de combustible de membrana de intercambio de protones)
PES	Primary Energy Savings (Ahorro de Energía Primaria)
PUHCA	Public Utility Holding Company Act (Ley relativa a los Holdings de Compañías de Servicios Públicos)
PURPA	Public Utility Regulatory Policies Act (Ley de las políticas regulatorias de los servicios públicos)
QF	Qualified Facility (Instalación Calificada)
QI	Quality Index (Índice de Calidad)
RAI	Relative Avoided Irreversibility (Irreversibilidad Evitada Relativa)
REE	Rendimiento Eléctrico Equivalente
SADI	Sistema Argentino de Interconexión
SC	Super Crítico
SOFC	Solid oxide fuel cell (Celda de combustible de óxido sólido)
TG	Turbina de Gas
TV	Turbina de vapor
URSEA	Unidad Reguladora de Servicios de Energía y Agua
UTE	Usinas y Transmisiones Eléctricas
UREE	Unidad Reguladora de la Energía Eléctrica
USC	Ultra Super Crítico
USC-A	Ultra Super Crítico Avanzado

Bibliografía

- [1] International Energy Agency, "Key World Energy Statistics," 2015. [Online]. Available: https://doi.org/10.1787/key_energ_stat-2015-en. [Accessed 03 Junio 2021].
- [2] P. Breeze, Combined Heat and Power, Londres: Academic Press, 2018.
- [3] Department of Energy, "Overview of CHP Technologies," Noviembre 2017. [Online]. Available: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2017/12/f46/CHP%20Overview-120817_compliant_0.pdf. [Accessed 20 Junio 2019].
- [4] International Energy Agency, "Evaluating the benefits of greater global investment," 2008. [Online]. Available: https://iea.blob.core.windows.net/assets/d459f7d5-1ba7-49d9-ad56-915fba22f267/chp_report.pdf. [Accessed 30 Marzo 2019].
- [5] Energos, "Cogeneración - ¿Cómo funciona la cogeneración?," [Online]. Available: <https://www.grupoenergias.com/cogeneracion1>. [Accessed 03 Junio 2021].
- [6] Partnership, U.S. Environmental Protection Agency - Combined Heat and Power, "Catalog of CHP Technologies," 2017.
- [7] International Energy Agency, "Combined Heat and Power - Evaluating the benefits of greater global investment," IEA, Paris, 2008.
- [8] International Energy Agency, "Tracking Industrial Energy Efficiency and CO2 Emissions," 2007. [Online]. Available: https://iea.blob.core.windows.net/assets/84e31bc6-6ebd-4026-9060-3c9ae64e4c11/tracking_emissions.pdf. [Accessed 03 Junio 2021].
- [9] International Energy Agency, "Key World Energy Statistics," 2018.
- [10] Worldwatch Institute, Vital Signs 2009 : The Trends That Are Shaping Our Future, Wasington, DC: The Worldwatch Institute, 2009.
- [11] International Energy Agency, "Key World Energy Statistics," IEA, Paris, 2012.
- [12] A. Bejan, Advanced Engineering Thermodynamics, Durham, North Carolina: Wiley, 2016.
- [13] Wikipedia, "District Heating," [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/District_heating. [Accessed 07 Junio 2019].
- [14] A. Mazhar, S. Liu and A. Shukla, "a satate of art review on the district heating systems," Elsevier, Coventry, UK, 2018.
- [15] S. Werner, "International review of district heating and cooling," Elsevier, Halmstad, Suecia, 2017.

- [16] B. Rismanchi, "District energy network (DEN), current global status and future development," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75, pp. 571-579, 2017.
- [17] B. Rezaie and M. Rosen, "District heating and cooling: Review of technology and potencial enhancements," *Applied Energy*, vol. 93, 2011.
- [18] M. I. Alomoush, "Optimal Combined Heat and Power Economic Dispatch Using Stochastic Fractal Search Algorithm," *Journal of Modern Power Systems and Clean Energy*, vol. 8, no. 2, pp. 276 - 286, 2020.
- [19] J. E. Thorsen, H. Lund and B. V. Mathiesen, "Progression of District Heating – 1st to 4th generation," [Online]. Available: https://vbn.aau.dk/ws/portalfiles/portal/280710833/1_4GDH_progression_revised_May2018.pdf. [Accessed 03 Junio 2021].
- [20] T. Abergel and C. Delmastro, "Is cooling the future of heating?," IEA, 13 Diciembre 2020. [Online]. Available: <https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>. [Accessed 9 Junio 2022].
- [21] G. Westner and R. Madlener, "Investment in the new power generation under uncertainty; Benefits of CHP vs. condensing plant in a copula-based analysis," Elsevier, 2011.
- [22] Danish Energy Agency, "Regulation and Planning of District Heating in Denmark," 2017.
- [23] Danish Energy Agency, "District Heating. Danish and Chinese experience," 2015.
- [24] W. M. K. D. T. Bryson, "Assessment of On-Site Power Opportunities in the Industrial Sector," Oak Ridge National Laboratory, 2001.
- [25] R. Beith, *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) systems*, Woodhead Publishing, 2011.
- [26] Oak Ridge National Laboratory, *Guide to Combined Heat and Power Systems for Boiler Owners and Operators*, Oak Ridge, Tennessee, 2004.
- [27] U. D. o. E. SEE Action, "Guide to the Successful Implementation of State Combined Heat and Power Policies," 2013.
- [28] V. Gowrishankar, C. Angelides and D. Hannah, "Improving the Energy Efficiency of Our Manufacturing Plants, Buildings, and Other Facilities," NRDC Issue paper, 2013.
- [29] R. Athawale and F. Felder, "Incentives for Combined Heat and Power plants How to increase societal benefits," 2014.
- [30] P. Lemar, "The potencial impact of policies to promote combined heat and power in the US industry," Elsevier, 2001.
- [31] S. Mueller, "Missing the spark: an investigation into the low adoption paradox of combined heat and power technologies," Elsevier, 2006.

- [32] B. Howard, A. Saba, M. Gerrard and V. Modi, "Combined Heat and Power's potencial to meet New York City's sustainability goals," Elsevier, 2014.
- [33] European Commission, "Access to European Union law," 11 Febrero 2004. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32004L0008&from=EN>. [Accessed 12 Diciembre 2019].
- [34] European Commission, "Access to European Union law," 2006 Diciembre 2006. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32007D0074&from=EN>. [Accessed 13 Diciembre 2019].
- [35] European Commission, "Access to European Union law," 19 Diciembre 2011. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32011D0877&from=EN>. [Accessed 15 Noviembre 2019].
- [36] European Commission, "Access to European Union law," 19 Noviembre 2008. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32008D0952&from=EN>. [Accessed 25 Noviembre 2019].
- [37] C. Frangopoulos, "A method to determine the power to heat ratio, the cogenerated electricity and the primary energy savings of cogeneration systems after the European Directive," 2011.
- [38] A. Verbruggen, "Unveiling the mystery of Combined Heat and Power (cogeneration)," *Energy*, vol. 61, pp. 575-582, 2013.
- [39] A. Verbruggen, "Practical and accurate measurement of cogenerated power," *Energy Procedia*, vol. 116, pp. 481-489, 2017.
- [40] A. G. Association, "The opportunity for CHP in the United States," 2013.
- [41] Danish Board of District Heating, "Trump budget proposal would cut CHP programme," 10 Mayo 2017. [Online]. Available: <https://dbdh.dk/trump-budget-proposal-would-cut-chp-programme/>. [Accessed 20 Junio 2020].
- [42] American Council for an Energy-Efficient Economy, "Trump 2020 Budget Would Jeopardize Jobs & Clean Energy," 11 Marzo 2019. [Online]. Available: <https://www.aceee.org/press/2019/03/trump-2020-budget-would-jeopardize>. [Accessed 2020 Junio 2020].
- [43] Internacional Energy Agency, "CHP/DHC Country Scorecard: United States," 2014.
- [44] E. Commission, "Training Guide on Combined Heat and Power Systems (CRES and ZREU)," 2005.
- [45] D. Gvozdenac, "High efficiency cogeneration: CHP and non-CHP energy," Elsevier, 2017.
- [46] Gobierno de España, "Agencia Estatal - Boletín Oficial del Estado," 25 Mayo 2007. [Online]. Available: <https://www.boe.es/buscar/pdf/2007/BOE-A-2007-10556-consolidado.pdf>. [Accessed 15 Mayo 2021].

- [47] D. B. Enrique Rosales, "District heating and cogeneration in the EU-28: Current situation, potencial and proposed energy strategy for its generalisation," *Multidisciplinary Journal for Education, Social and Technological Sciences*, 2016.
- [48] A. Szklo and M. Tolmasquim, "Analysis of Brazil's cogeneration legal framework," 2002.
- [49] L. H. Nogueira, "Cogeracao inovadora no Brasil," Rio de Janeiro, 2004.
- [50] Presidência da República, "Regulamenta a comercialização de energia elétrica, o processo de outorga de concessões e de autorizações de geração de energia elétrica, e dá outras providências.," 30 Julio 2004. [Online]. Available: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2004-2006/2004/decreto/d5163.HTM. [Accessed 20 Mayo 2019].
- [51] Escuela Superior de Agricultura, Universidad de San Pablo, "Cogeração," Piracicaba, 2013.
- [52] Instituto de Economía Agrícola, "Brasil expande a cogeração de energía a partir de residuos agropecuarios," San Pablo, 2013.
- [53] A. R. Álvarez, "Análisis comparativo del marco regulatorio y comercial para sistemas de cogeneración en América Latina y el Caribe," 2018.
- [54] TECH4CDM, "La cogeneración en Argentina," 2009.
- [55] Instituto Nacional de Estadística y Censos (INDEC), "Indicadores del sector energético," Buenos Aires, 2019.
- [56] M. Garmendia, "Diseño de Instrumentos de Mercado para Captar el Potencial de Cogneración en Uruguay," Montevideo, 2012.
- [57] Dirección Nacional de Energía - Uruguay, "Plantas en operación," Enero 2020. [Online]. Available: <http://www.probio.dne.gub.uy/cms/index.php/generacion/plantas-de-operacion>. [Accessed 15 Julio 2019].
- [58] Environmental Protection Agency, "Catalog of CHP Technologies," 2017. [Online].
- [59] European Commission, "European Commission, official website," 2016. [Online]. Available: https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/1_EN_autre_document_travail_service_part1_v6_0.pdf. [Accessed 12 Diciembre 2019].
- [60] W. P. Plants, "<https://cdn.wartsila.com/docs/default-source/smartpowergeneration/content-center/spg-district-heating-solutions-2012.pdf>," 2012. [Online].
- [61] M. W. G. K. Olumide Olumayegun, "Closed-cycle gas turbine for power generation: A state-of-the-art review," vol. 180, 2016.
- [62] O. Ion, "Steam Turbines for Advanced Ultra-Supercritical Cycles," Bucarest, 2015.

- [63] Department of Energy, "National Energy Technology Laboratory," 1 Setiembre 2020. [Online]. Available: https://netl.doe.gov/sites/default/files/netl-file/20VPRHPM_Hack.pdf. [Accessed 12 Marzo 2022].
- [64] H. K. S. U. U. Z. Anil Gupta, "Latest Steam Turbine offerings enhance plant performance," *Power Engineering*, pp. 34-43, 2008.
- [65] E4Tech, "The fuel cell industry review 2019," [Online]. Available: <https://fuelcellindustryreview.com/archive/TheFuelCellIndustryReview2019.pdf>. [Accessed 2020].
- [66] I. Ertesvåg, "Exergetic comparision of efficiency indicators for combined heat and power (CHP)," vol. 32, 2007.
- [67] I. E. O. B. Zeinab Amrollahi, "Optimized process configurations of post-combustion CO₂ capture for natural-gas-fired power plant - Exergy analysis," vol. 5, 2011.
- [68] D. y. Rosen, *Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development*, Ontario: Elsevier, 2013.
- [69] I. D. Mehmet Kanoglu, "Performance assessment of cogeneration plants," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 76-81, 2009.
- [70] I. E. Svein Nesheim, "Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power," *Energy CONversion and Management*, vol. 48, pp. 1004-1015, 2007.
- [71] L. N. Jairo Rúa, "Exergy Analysis of Combined Heat and Power (CHP) Plants," in *Proceedings of the 59th Conference of Simulation and Modelling*, Oslo, 2018.
- [72] M. J. M. L. T. B. A. Ganjeh Kaviri, "Exergy analysis of a Cogeneration heat and power (CHP) system (First and Second Law Analysis)," in *IEEE First Conference on Clean Energy and Technology*, Kuala Lumpur, 2011.
- [73] D. T. O. A. Gholamreza Ahmadi, "Energy, Exergy and Environmental (3E) analysis of existing CHP system in a petrochemical plant," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 99, pp. 234-242, 2019.
- [74] M. R. M. A. K. S. H. M. Omid Mahian, "Exergy analysis in combined heat and power systems: A review," *Energy Conversion and Management*, vol. 226, 2020.
- [75] S. Kaushik and O. Singh, "Estimation of chemical exergy of solid, liquid and gaseous fuels used in thermal power plants," vol. 115, 2013.
- [76] O. K. Singh, "Assessment of thermodynamic irreversibility in different zones of a heavy fuel oil fired high pressure boiler," *J Therm Anal Calorim*, vol. 123, p. 829:840, 2016.
- [77] B. Z. Y. C. S. M. Xianglong Luo, "Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines," *Energy*, vol. 36, pp. 3501-3512, 2011.

- [78] D. a. S. Varbanov, "Modelling and optimization of utility systems," *Chemical Engineering Research and Design*, vol. 82, pp. 561-578, 2004.
- [79] M. Karnitz, "Description of District Heating: U.S. History and current status," 1981.
- [80] G. Jones, "Britain stays cool on district heating," *New Scientist*, vol. 94, no. 1300, 1982.
- [81] E. & I. S. Department for Business, "Digest of United Kingdom Statistics 2018," 2018.
- [82] International Energy Agency, "Denmark," 2019. [Online]. Available: <https://www.iea.org/countries/denmark#data-browser>. [Accessed 21 Abril 2018].
- [83] R. Athawale and F. Felder, "Incentives for Combined Heat and Power plants: How to increase societal benefits," Elsevier, 2014.
- [84] S. Dixon, *Fluid-mechanics, thermodynamics of turbomachinery*, Oxford: Pergamon Press, 1998.