



**VNiVERSiDAD
D SALAMANCA**

**Modelización, análisis y
optimización termodinámica de
plantas de potencia multietapa tipo
Brayton. Aplicación a centrales
termosolares**

Susana Sánchez Orgaz
ETSII de Béjar

Dirigido por el
Dr. Alejandro Medina Domínguez

Memoria de Tesis Doctoral
Salamanca, 2 de marzo de 2012

Universidad de Salamanca
Departamento de Física Aplicada

**Modelización, análisis y optimización
termodinámica de plantas de potencia
multietapa tipo Brayton. Aplicación a
centrales termosolares**

Memoria presentada por D^a. Susana Sánchez Orgaz para optar
al grado de Doctor por la Universidad de Salamanca.

D. Alejandro Medina Domínguez, Profesor Titular de Universidad del Departamento de Física Aplicada de la Universidad de Salamanca, autoriza la presentación de la tesis doctoral titulada '*Modelización, análisis y optimización termodinámica de plantas de potencia multietapa tipo Brayton. Aplicación a centrales termosolares.*' realizada bajo su dirección por D^a. Susana Sánchez Orgaz.

Salamanca, 2 de marzo de 2012

Fdo.: Alejandro Medina Domínguez

Agradecimientos

Estas palabras se las quiero dedicar a todas y cada una de las personas que han estado a mi lado, en estos años de esfuerzo, durante mi preparación para poder optar al grado de Doctor por la Universidad de Salamanca.

En primer lugar quiero dar las gracias a las personas más importantes en mi vida, mi Marido, mis Padres, mi Hermana y mi Cuñado, a todos ellos gracias por su incondicional apoyo, su entendimiento en mis malos ratos y por sus ánimos para terminar este proceso. Quiero agradecerle a mi marido, todos los esfuerzos realizados para que yo pudiera dedicar tiempo a la tesis, su calma y paciencia día a día durante estos años y todo lo que ha hecho para que yo me sintiera bien en los momentos que me encontraba mal.

También quiero nombrar a la última '*personita*' que ha llegado a mi vida, mi sobrina Iria, a la que le quiero dejar unas palabras para cuando las pueda leer: '*estudiar es muy duro y una gran satisfacción cuando adquieres los conocimientos, hay que estudiar y leer mucho, mucho, mucho a lo largo de toda la vida, pero si lo haces con entusiasmo, dedicación y alegría, como me han enseñado cada uno de los componentes del Área de Física Aplicada, todo se puede conseguir*'.

Quiero elogiar a mi Tutor, Alejandro Medina Domínguez, por su forma de ser, su amabilidad, tranquilidad, dedicación, entusiasmo, etc. en todos los momentos tanto en los fáciles como en los más complicados, 'siempre está'. Agradecerle los consejos, el apoyo y el ánimo que me ha brindado y por enseñarme todos los conocimientos que he adquirido en Termodinámica conjuntamente con mi '*segundo Tutor*', Antonio Calvo Hernández que ha seguido mi trabajo de tesis como si fuera suya.

A mi compañera de despacho, no se me puede olvidar decirle algo después de los ratos conversando, el chocolate, el té, etc. pero tampoco se me olvida el silencio absoluto para poder trabajar cada una en su trabajo. Sólo me queda decirte '*muchas gracias Chus y ánimo, la siguiente es la tuya*'.

También quiero dar las gracias a Félix Redondo Quintela por darme el primer empujón para poder comenzar mi actividad docente y a Juan Manuel García Arévalo por '*adoptarme*' para impartir junto a él las asignaturas.

En esta últimas palabras quiero mencionar a mi profesor Gerardo Rodríguez Sánchez, al que quisiera agradecer que aún después de tanto tiempo se sigue acordando de sus alumnos y si hay algo que pueda hacer por ellos lo hace, muchas gracias por ser '*tan grande*' y por enseñarme que mejor que excavar es construir.

A todos y cada uno de ellos muchas gracias.

Susana Sánchez Orgaz

Índice general

1. Introducción	13
1.1. Plantas de potencia de turbinas de gas	13
1.2. Líneas de trabajo en investigación y desarrollo	16
1.2.1. Desarrollo y diagnóstico de componentes	16
1.2.2. Ciclos tipo Brayton modificados	17
1.2.3. Ciclos combinados y cogeneración	23
1.2.4. Reacciones químicas de combustión y reducción de CO ₂	26
1.2.5. Centrales termosolares de ciclo Brayton	28
1.3. Metodologías de análisis y optimización	30
1.3.1. Análisis y optimización termodinámicos	30
1.3.2. Simulaciones por ordenador	31
1.4. Objetivos del trabajo	31
2. Modelo irreversible de una turbina de gas multietapa	35
2.1. Irreversibilidades y pérdidas consideradas	35
2.2. Intercambios de calor durante el ciclo	40
2.2.1. Calor absorbido	40
2.2.2. Calor cedido	43
2.3. Rendimiento del ciclo y potencia obtenida	44
3. Validación del modelo y análisis de plantas reales	47
3.1. Validación: microturbina regenerativa de gas natural	47
3.2. Validación: planta con dos etapas de compresión	52
3.3. Estudio de sensibilidad de plantas reales	56

3.3.1.	Microturbina regenerativa	56
3.3.2.	Planta con dos etapas de compresión y refrigeración intermedia	64
3.4.	Comparación con resultados de simulación	71
4.	Estudio de sensibilidad y optimización de la potencia y el rendimiento	79
4.1.	Evolución con la relación de presiones y el <i>heat-leak</i>	79
4.2.	Optimización de la potencia y el rendimiento	83
4.2.1.	Influencia de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas	85
4.2.2.	Influencia de la eficiencia de compresores y turbinas	91
4.2.3.	Influencia de la eficiencia del regenerador	94
4.2.4.	Influencia de las caídas de presión	94
5.	Turbinas de gas termosolares	101
5.1.	Concentradores solares y plantas termosolares	101
5.1.1.	Desarrollo de prototipos	106
5.2.	Modelo de planta termosolar	109
5.3.	Rendimiento del sistema	113
5.3.1.	Rendimiento del colector solar	113
5.3.2.	Rendimiento del sistema global	117
5.4.	Optimización del rendimiento	122
5.4.1.	Optimización respecto a la relación de temperaturas	122
5.4.2.	Optimización simultánea respecto a r_p y τ	126
5.5.	Influencia de la eficiencia del regenerador	129
5.5.1.	Configuración CBTX	129
5.5.2.	Configuraciones multietapa	133
5.5.3.	Doble optimización	134
6.	Conclusiones y perspectivas	139
6.1.	Conclusiones	139
6.2.	Líneas de trabajo abiertas	145
6.3.	Publicaciones y comunicaciones	147

<i>ÍNDICE GENERAL</i>	11
Apéndices	149
A. Ciclo Brayton irreversible multietapa: casos particulares y límites	149
A.1. Irreversibilidades externas	149
A.1.1. Sin regeneración	150
A.1.2. Regeneración límite	154
A.2. Irreversibilidades internas	156
B. Ciclo Brayton termosolar: casos particulares y límites	161
Bibliografía	167
Índice de figuras	167
Índice de tablas	175
Índice alfabético	195

Capítulo 1

Introducción

1.1. Plantas de potencia de turbinas de gas

La primera turbina de gas para la producción de energía eléctrica la desarrolló Brown Boveri en Suiza en 1937 [1]. Su eficiencia térmica era aproximadamente del 17%. Hoy en día las turbinas de gas, en el mercado internacional de la producción eléctrica, generan del orden de 30 GW al año. Mayoritariamente utilizan como combustible gas natural, por una parte algo más económico que los combustibles líquidos y por otra parte genera menos dióxido de carbono por ser un combustible rico en hidrógeno. Este tipo de plantas ofrece una gran versatilidad en cuanto al nivel de potencia generada, desde microturbinas en el intervalo de 100 a 500 kW hasta grandes plantas de 300 MW e incluso 500 MW en ciclos combinados. Desde los años 30 ha evolucionado de forma vertiginosa la tecnología de este tipo de centrales en búsqueda de mejores eficiencias, intervalos cada vez más amplios de potencias y generación menos contaminante. Paralelamente se han desarrollado las aplicaciones de las turbinas de gas como sistema de propulsión alternativo, a los motores de combustión interna, en medios de transporte aéreos, marítimos y por tierra [2].

Entre sus ventajas destacan su robustez, su tamaño compacto y que operan de forma muy dinámica. Además admiten diversos tipos de combustibles gaseosos e incluso fuentes de energía renovables (como veremos más adelante, por ejemplo, energía solar de concentración). En cuanto a su integración medioambiental, sus emisiones de NO_x son menores en comparación con otras plantas de potencia y además admiten integrar procedimientos de captura de CO_2 . Otro de sus puntos fuertes es su versatilidad en

Tipo	Aplicaciones	Modelos	Potencia (MW)
Microturbinas	Almacenes, pequeño comercio	Capstone, Turbec Ingersoll-Rand	0,04 – 0,25
Turbinas ciclo simple, generadores de emergencia	Bloques de oficinas, hospitales	Yanmar AT36C, 60C, 180C Turbomeca Astazou	0,25 – 1,5
Ciclos combinados (baja potencia)	Hospitales, fábricas	NP PGT2, Allison 501 Solar Mars, Alstom Tempest	0,5 – 10
Ciclos combinados (baja potencia)	Generación residencial, (hasta 25 000 habs.) grandes fábricas	Alstom GT10, GE LM2500 RR RB211	10 – 60
Turbinas ciclo simple (picos de demanda)	Red eléctrica	Alstom GT10, GE LM600 RR RB211	20 – 60
Plantas tamaño medio (picos de demanda)	Red eléctrica	GE LM600 RR Trent	30 – 60
Plantas ciclo combinado	Red eléctrica	WEC 501F GE PG9331(FA)	50 – 450

Tabla 1.1: Ejemplos de aplicaciones de plantas de potencia de turbina de gas. (GE: General Electric, NP: Nuevo Pignone, RR: Rolls Royce, WEC: Westinghouse Electric). Datos tomados de [1].

cuanto al amplísimo intervalo de potencias que son capaces de generar y la gran variedad de aplicaciones que soportan. Incluimos la tabla 1.1 con un resumen de algunas de sus aplicaciones como plantas eléctricas, junto con el intervalo de potencias asociado [1, 3]. Tradicionalmente, los aspectos en que los ingenieros han trabajado con objeto de mejorar los parámetros de salida de las centrales basadas en turbinas de gas han sido:

- a) Desarrollar y aplicar materiales capaces de trabajar a temperaturas cada vez más elevadas.
- b) Introducir nuevos elementos como recuperación, enfriamiento intermedio, recalentamiento, inyección de agua o vapor, etc.
- c) Mejorar los parámetros básicos de los componentes de las plantas (eficiencias isentrópicas de turbinas, compresores, regeneradores e intercambiadores de calor), aumentar la temperatura de entrada en la turbina, disminuir las caídas de presión, actuar en la relación de presiones del compresor, etc.

Pero el rendimiento térmico no es la única medida de la eficiencia de una planta, si no que también se deben hacer consideraciones de tipo económico, tanto en relación a los costes de inversión como a los de producción y mantenimiento. El precio de la electricidad generada no sólo depende de la eficiencia térmica y de los costes de inversión, si no también del precio del combustible y de los impuestos. Y otro factor nuevo, de relevancia cada vez más significativa, es la producción en la planta de gases de efecto invernadero (especialmente dióxido de carbono) que contribuyen al calentamiento global del planeta. Intentando incorporar el concepto de rendimiento sostenible, muchos países ya imponen (o tienen previsto hacerlo) impuestos específicos en relación a la cantidad de CO_2 emitido por la planta. En consecuencia, el diseño y desarrollo de nuevas plantas ha de ocuparse no sólo de los *items* mencionados anteriormente si no de la cantidad de CO_2 emitido por cada kW/h generado. Se pueden reformular entonces los objetivos básicos de diseño de las nuevas plantas del siguiente modo:

- a) Mejorar la eficiencia.
- b) Disminuir los costes de inversión, producción y mantenimiento.

c) Disminuir la cantidad de CO₂ emitida en relación a la unidad de energía generada.

La consecución de estos objetivos no debe suponer la suma de acciones independientes, si no que debe plantearse de forma global y correlacionada.

1.2. Líneas de trabajo en investigación y desarrollo

Las principales líneas de investigación, tanto teóricas como de desarrollo tecnológico, que se siguen en los últimos años se pueden dividir a grandes rasgos así: (a) desarrollo y diagnóstico de componentes, (b) ciclos modificados sobre la base de la turbina de gas simple tipo Brayton, (c) ciclos combinados y cogeneración, (d) reacciones químicas de combustión y reducción de emisiones de CO₂ y (e) centrales termosolares que sustituyen al menos parcialmente la combustión de combustibles tradicionales por energía solar de concentración. A continuación presentamos de forma muy resumida el estado actual de estas líneas de I+D.

1.2.1. Desarrollo y diagnóstico de componentes

El diseño y funcionamiento de una planta de potencia de tipo Brayton requiere por una parte un adecuado diseño y ensamblaje de los distintos módulos y componentes que los forman y por otra un diagnóstico acertado de su estado, evolución con el tiempo y cómo esto afecta a las características básicas de la planta [4]. En toda planta de turbina de gas, aparte de componentes eléctricos y electrónicos, los módulos básicos son tres: compresión, expansión y combustión. Además, incorporan elementos relacionados con las transferencias de energía en forma de calor como intercambiadores y recuperadores. En todos estos elementos existen líneas de investigación abiertas relacionadas con el desarrollo de nuevos materiales [5] (especialmente con propiedades adecuadas a altas temperaturas) y dinámica de fluidos [6] (*Computational Fluid Dynamics* (CFD)). Paralelamente al aumento de eficiencia y a la ampliación de potencias de operación, parámetros básicos como la temperatura de entrada a la turbina, la relación de presiones, las eficiencias isoentrópicas, las caídas de presión, las eficiencias de regeneradores e intercambiadores de calor han ido mejorando paulatinamente. Y además se mantienen más estables durante el periodo de vida media de la planta. Sin ánimo de ser exhaus-

tivos, la tabla 1.2 incluye los intervalos habituales hoy en día para esos parámetros básicos.

Potencia eléctrica generada	0,04 – 450 MW
Rendimiento térmico*	0,15 – 0,50
Relación de compresión	4 – 30
Temperatura de entrada en la turbina	hasta 1600 K
Temperatura de los gases de escape	500 – 700 K
Eficiencia isoentrópica de la turbina	0,75 – 0,90
Eficiencia isoentrópica del compresor	0,70 – 0,85
Eficiencia del regenerador	0,80 – 0,90
Eficiencia de los intercambiadores de calor	0,80 – 0,95
Caídas de presión	5 – 10 %

Tabla 1.2: Valores habituales de distintos parámetros básicos de diseño y funcionamiento de una planta de potencia de ciclo tipo Brayton. *Intervalo de rendimiento térmico: 0,15 corresponde a una planta combinada termosolar pura [7, 8] (toda la energía de entrada es solar) y 0,50 corresponde a una planta combinada CCGT [9].

A modo de ejemplo, una turbina comercial (Westinghouse 501 [3]) cuya configuración básica se mantiene inalterada en los últimos 30 años (desde finales de los años 60 hasta mediada la década de los 90) ha aumentado su potencia de 42 a 160 MW y su rendimiento termodinámico del 27,1 al 35,6 % gracias a un aumento de la temperatura de entrada soportada por la turbina (ha pasado de 1153 a 1533 K), un aumento de la relación de presiones desde 7,5 hasta 14,6 y la disminución de irreversibilidades en todos los componentes.

1.2.2. Ciclos tipo Brayton modificados

Desde un punto de vista teórico hay diversas formas de modificar un ciclo de Brayton simple (Fig. 1.1) para mejorar su eficiencia termodinámica. Muchas de estas mo-

dificaciones se han discutido durante los últimos años en la literatura [10] e incluyen regeneración [11, 12, 13], adición de calor isoterma [14, 15, 16], compresión con etapas de refrigeración intermedia [17, 18], expansión por etapas con recalentamiento intermedio [19] y diversas combinaciones de todo ello [20, 21, 22]. Se han analizado también ciclos alternativos como el ciclo Braysson [23, 24, 25, 26]¹ y casos límite como el ciclo Ericsson [28, 29, 30, 31].

Además, se ha avanzado en la modelización de las diferentes fuentes de irreversibilidad presentes en cualquier planta de gas real, ya sean las que provienen del propio sistema (irreversibilidades internas) como las que provienen del acoplamiento del fluido de trabajo con los alrededores (externas). Como ejemplos podemos citar las caídas de presión en los procesos de absorción y cesión de calor [32, 33], irreversibilidades en las turbinas y compresores [34, 35], irreversibilidades provenientes del acoplamiento con las fuentes de calor externas (con temperaturas constantes o variables) [11, 12, 18, 32] e incluso la transferencia directa de calor de la fuente caliente a la fría a través de la propia planta (*heat-leak*) [36]. En cualquier caso, todos estos estudios analizan planteamientos particulares, es decir, adolecen de falta de generalidad puesto que ninguno considera simultáneamente regeneración, la existencia de múltiples compresores y turbinas con refrigeración y recalentamiento intermedios y todas las fuentes de irreversibilidad que hemos mencionado. Por ello, como detallaremos más adelante, uno de los objetivos de este trabajo es presentar un marco teórico muy general donde se incluyan todos esos ingredientes.

Desde un punto de vista más aplicado, es un hecho claro que en buena parte la futura demanda energética mundial dependerá de fuentes de energía renovables en las que sería deseable un buen índice de eficiencia y también bajas emisiones, especialmente de CO₂. En principio, en las plantas de potencia de gas tradicionales el fluido de trabajo está en contacto directo con las partes móviles de los diversos componentes y esto requiere la utilización de combustibles '*limpios*'. Sin embargo, existen sistemas indirectos en los que la combustión y el propio proceso termodinámico de generación de energía están separados (y un ejemplo tradicional son las plantas de vapor de carbón). La

¹El ciclo Braysson, originalmente propuesto y analizado por T. Frost *y col.* [27] es un ciclo híbrido basado en una absorción de calor isóbara tipo Brayton y una cesión de calor a la fuente fría isoterma, como en el ciclo Ericsson.

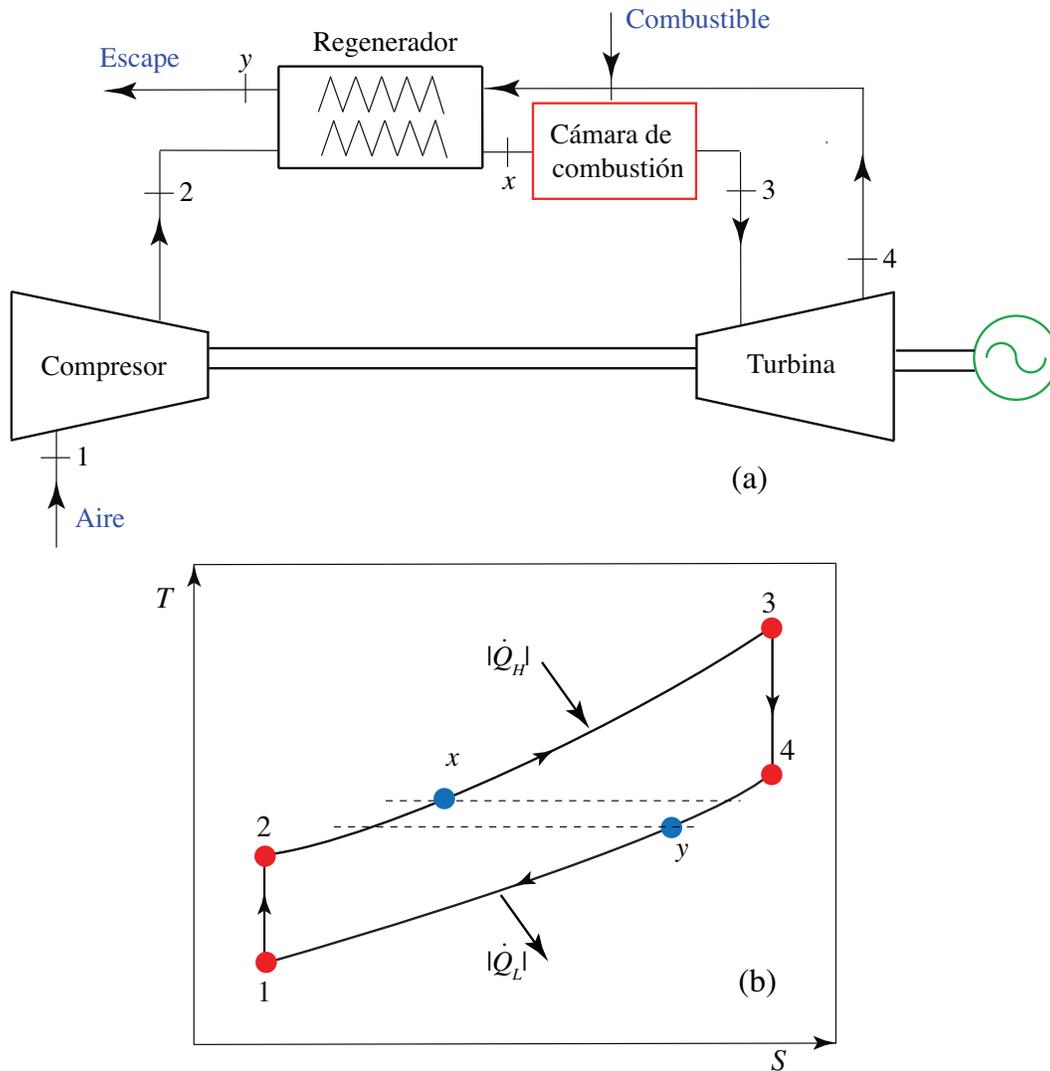


Figura 1.1: (a) Esquema de un ciclo Brayton regenerativo. (b) Diagrama $T - S$ de un ciclo Brayton cerrado, regenerativo y reversible, formado esencialmente por dos etapas adiabáticas (compresión y expansión), y dos etapas isóbaras. En la isóbara superior se produce la absorción de calor de la fuente caliente, $|\dot{Q}_H|$, y en la inferior la cesión a la fuente de baja temperatura, $|\dot{Q}_L|$. El regenerador precalienta el fluido de trabajo desde el estado 2 hasta el x a costa de disminuir la temperatura de los gases de escape desde 4 hasta y .

turbina de gas de combustión externa (*Externally Fired Gas Turbine* (EFGT)) es una tecnología novedosa, aún en desarrollo, para generar energía eléctrica a escala pequeña

o intermedia [37]. También se denomina Bio Microturbina de gas (*Bio Micro GT*). En esta tecnología la cámara de combustión se encuentra situada después de la turbina, en la que se expande aire 'limpio' previamente calentado a través de un intercambiador de calor que actúa entre la cámara de combustión y el aire a presión elevada después del compresor (véase Fig. 1.2). El diagrama $T - S$ correspondiente (Fig. 1.2(b)) es análogo al del ciclo Brayton, salvo que la isóbara después de la expansión se prolonga hacia temperaturas superiores a la temperatura de entrada en la turbina. En esta etapa 5 – 6 es donde se produce la absorción de calor a través del intercambiador de calor.

Entre sus ventajas destaca el hecho de que el ciclo es recuperativo, lo que garantiza un aumento de la eficiencia, y que admite la posibilidad de utilizar combustibles 'sucios'. Esto lleva a poder utilizar biomasa en sistemas de generación distribuida y con una reducción de impacto ambiental. Uno de los elementos básicos para la operatividad de esta tecnología es el diseño de intercambiadores de calor adecuados, puesto que deben trabajar a muy altas temperaturas [6]. El uso de materiales de tipo cerámico se hace imprescindible. También hay que desarrollar cámaras de combustión adecuadas para quemar combustibles de bajo poder calorífico y alto poder corrosivo [38]. Desde el año 2008 hasta la fecha se han instalado microturbinas de este tipo en el intervalo de potencias entre 50 y 100 kW con eficiencias aún por debajo de las previstas teóricamente (alrededor del 30 %). Los próximos pasos en su desarrollo incluyen: aumentar la temperatura de entrada en la turbina, incluir alguna etapa de enfriamiento en la compresión y optimizar los sistemas eléctricos auxiliares [39].

La inyección de agua o vapor es un sistema también utilizado (desde los años 60) para aumentar la potencia en turbinas de gas de uso industrial [40]. En 1978 se propuso un ciclo para una turbina de gas en el que el calor de los gases de escape se utiliza para producir vapor en un generador de vapor. Éste se inyecta en la cámara de combustión lo que da como resultado un aumento tanto de la eficiencia como de la potencia obtenidas. Desde entonces las turbinas de gas 'húmedas' se han desarrollado con objeto de mejorar su rendimiento y disminuir las emisiones. Esencialmente, hay dos tipos de turbinas con inyección de agua [41] (véase Fig. 1.3): la *turbina de gas con inyección de vapor* (*Steam Injection Gas Turbine*, (STIG)) y la *turbina de gas evaporativa* (*Evaporative Gas Turbine*, (EGT)). En el ciclo STIG el vapor producido en un HRSG (*Heat*

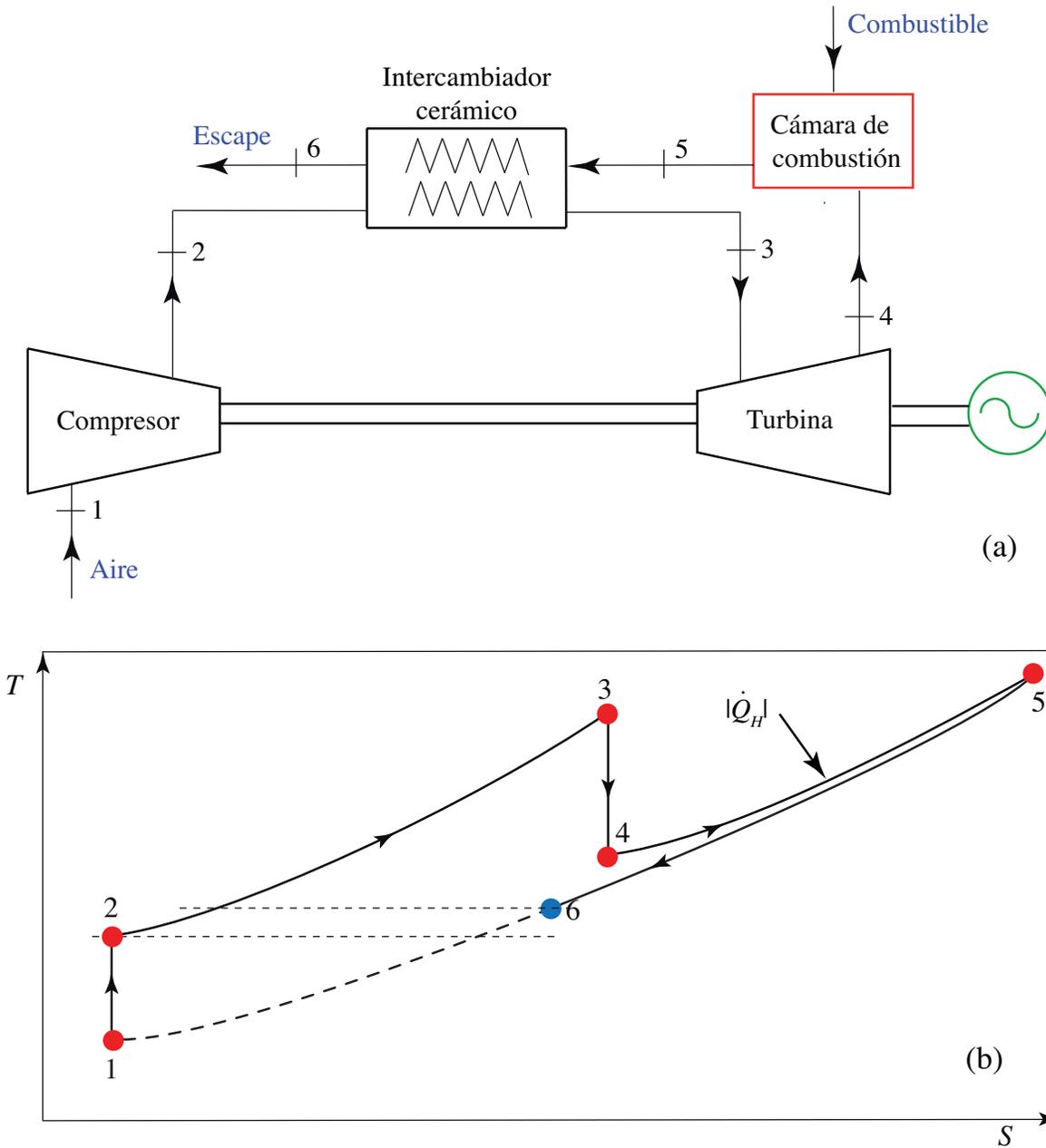


Figura 1.2: (a) Esquema típico de una microturbina de combustión externa (EFGT). (b) Diagrama $T-S$ correspondiente. La absorción del calor proveniente de la cámara de combustión, $|\dot{Q}_H|$, se produce en la etapa 4-5. La temperatura T_5 después de la cámara de combustión es superior a la temperatura de entrada a la turbina T_3 .

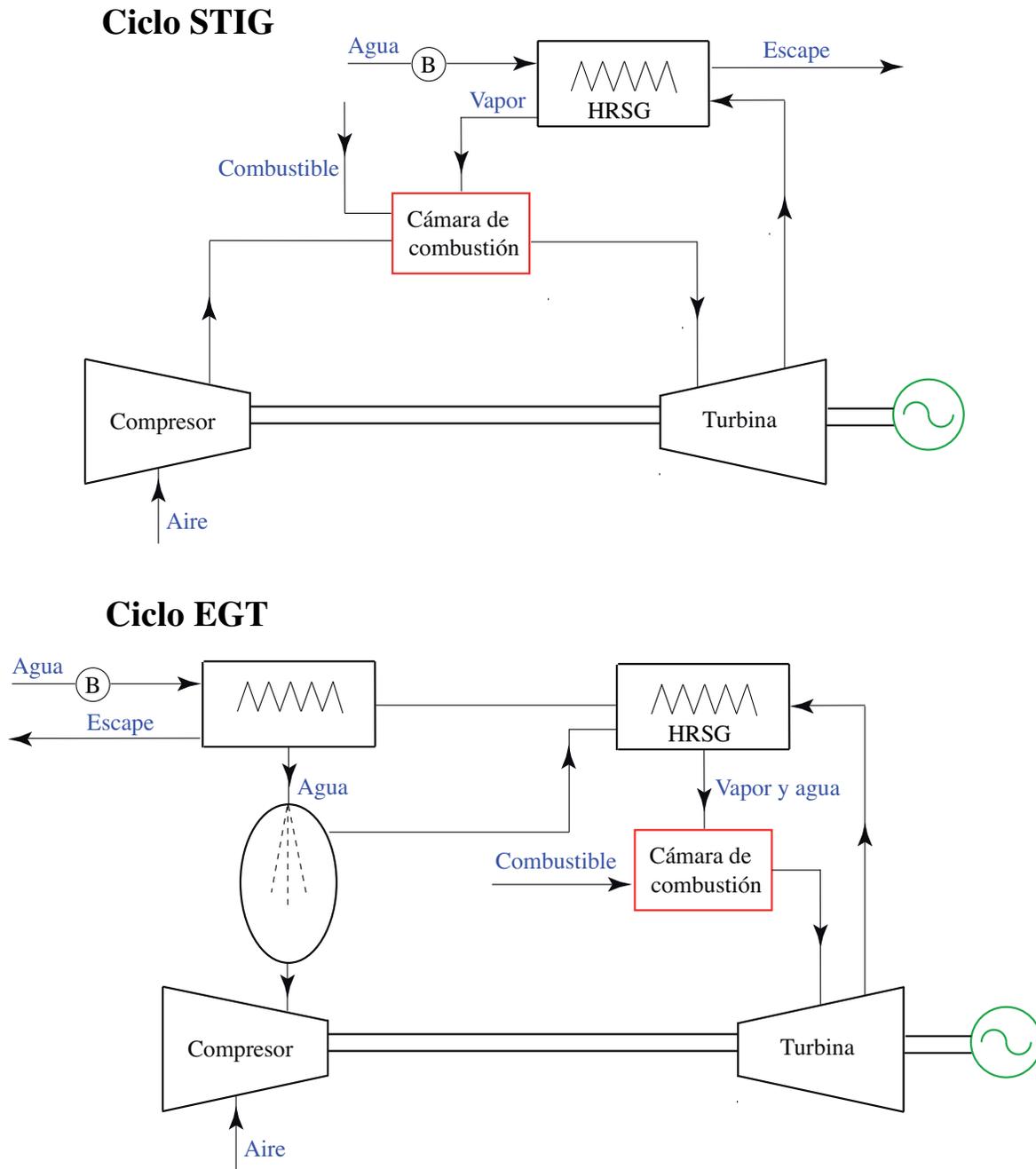


Figura 1.3: Turbina de gas con inyección de vapor (STIG) y turbina de gas evaporativa (EGT).

Recovery Steam Generator) por debajo de la turbina, se inyecta o bien en la cámara de combustión o bien directamente en la entrada de la turbina. Con esto se consigue aumentar el flujo de masa a través del sistema, aumentando la potencia y la relación entre la energía eléctrica producida y el consumo de combustible. Sin embargo, en el ciclo EGT se inyecta agua a la salida del compresor y se evapora. La mezcla se puede entonces calentar a través de un intercambiador de calor y sigue esencialmente un ciclo de turbina de gas regenerativa [9, 42]. En estos procedimientos es esencial tener en cuenta que la inyección de vapor o agua siempre reduce considerablemente el trabajo necesario en la compresión. En 2002, A. Traverso y A.F. Massardo [43] propusieron dos nuevos ciclos denominados *Humid Air Turbine* (HAT) y *Humid Air Water Injected Turbine* (HAWIT) con objeto de mejorar la eficiencia disminuyendo para conseguirlo las irreversibilidades. Con ellos se obtienen buenos rendimientos a altas relaciones de presión. Trabajos recientes [44] tienen como objetivo optimizar el HRSG en combinación con distintos tipos de turbinas.

Todas estas tecnologías, denominadas habitualmente MAST (*Mixed Air Steam Turbines*) [45] son posibles alternativas para mejorar los parámetros de salida de las turbinas de gas a unos costes razonables, aunque las eficiencias obtenidas no sean tan elevadas como en diversas configuraciones de turbinas funcionando como ciclos combinados [46]. Todos estos ciclos en los que el fluido de trabajo es una mezcla vapor-aire o incluso amoníaco-agua (*ciclo Kalina*) [47] consiguen mejorar la eficiencia de la conversión combustible-electricidad, la potencia específica, los costes de inversión y el costo de la electricidad en comparación con ciclos convencionales.

1.2.3. Ciclos combinados y cogeneración

Globalmente los *ciclos combinados* basados en el acoplamiento de un ciclo tipo Brayton con otro se denominan CCGT (*Combined Cycle Gas Turbine*). Una solución común para aumentar la eficiencia de una turbina de gas es acoplar el ciclo Brayton con un ciclo Rankine, de modo que los gases de escape calientes disponibles después de la expansión en la turbina (ciclo superior) se utilizan para generar vapor a alta presión en el ciclo inferior. El principal inconveniente de este procedimiento es que para plantas de pequeño tamaño se requiere una inversión económica extra para el generador de alta

presión, la turbina de vapor, el condensador y para la instalación de tratamiento de agua [48].

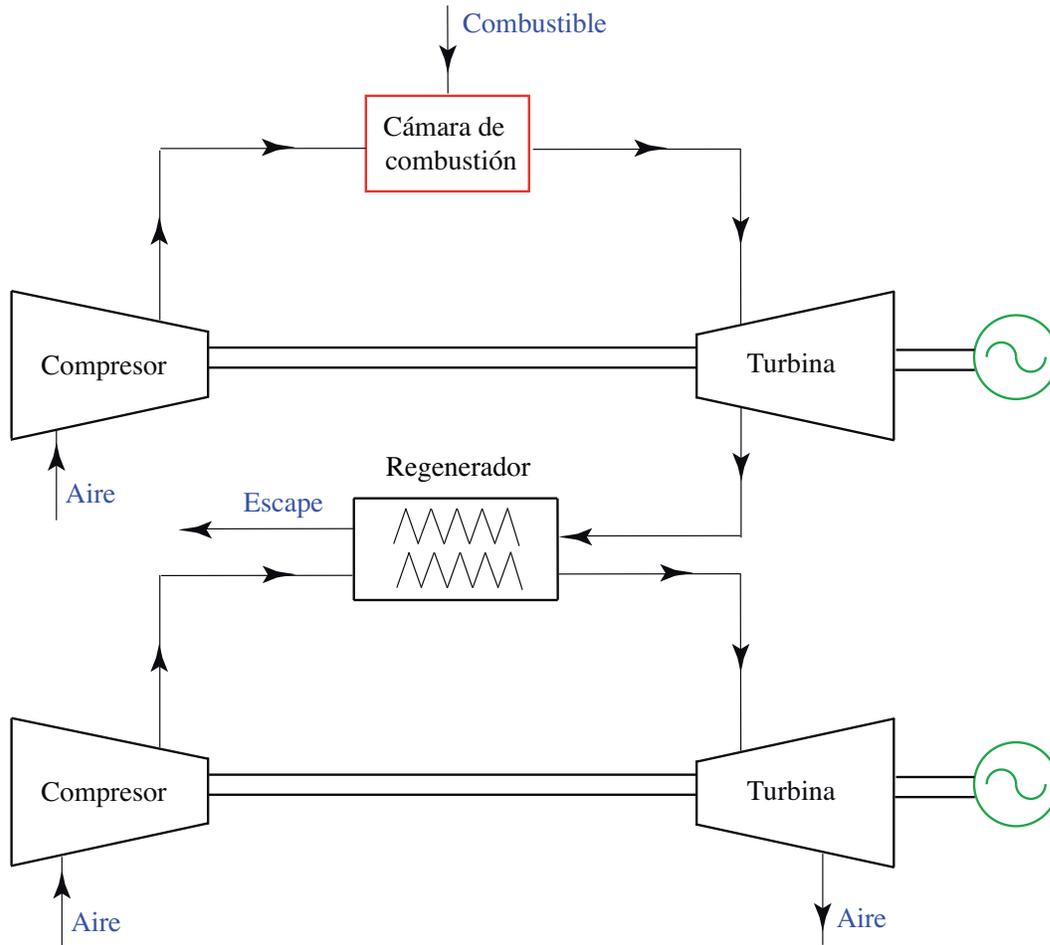


Figura 1.4: Turbina de gas combinada con otra turbina de aire como ciclo inferior (ABC).

Un método alternativo consiste en combinar la turbina de gas con un ciclo inferior de aire (*Air Bottoming Cycle*, ABC). La figura 1.4 muestra este ciclo combinado en que los gases de escape del ciclo superior se pasan a través de un intercambiador de calor aire-gas que calienta el aire de entrada en la turbina secundaria. Este ciclo fue patentado en 1988 por W.M. Farrell de General Electric [49]. En 1995, L.M.T.H. Kambanis [50] mostró en un trabajo experimental que utilizando los gases de escape de una turbina comercial (General Electric LM2500) en un ciclo de aire inferior la

eficiencia del ciclo mejoró del 36 al 47% a una potencia de 21,6 MW. En 1996, O. Bolland [51] consiguió una eficiencia del 46,6% combinando una turbina LM2500PE con un ABC. En general, la potencia del ciclo puede aumentar entre un 18 y un 30% en ciclos acoplados de este modo [40] y la eficiencia hasta un 10%. En 1998, M.A. Korobitsyn [52] comparó la eficiencia de un ciclo combinado ABC con otro en el que el ciclo inferior era una turbina de vapor (*Steam Bottoming Cycle*, SBC) y concluyó que la eficiencia combinada del ABC podía alcanzar e incluso superar la del SBC.

La eficiencia del ciclo combinado con ABC puede a su vez mejorarse añadiendo etapas de enfriamiento entre sucesivas etapas de compresión [53]. En este trabajo se muestra que tomando como relación de compresión en el ciclo superior 10, en el inferior 2 y para una temperatura de entrada en la turbina de 1400 K, la eficiencia térmica alcanza valores alrededor del 49%. Muy recientemente (2011) se han propuesto y analizado combinaciones de turbinas con inyección de vapor y, a su vez, ciclo inferior de aire (STIG-ABC) y turbinas de gas evaporativas con ABC (EGT-ABC) [48]. Se han obtenido eficiencias comparables a los ciclos HAT y HAWIT con la ventaja de que se eliminan parcialmente los problemas de corrosión por azufre, habituales en los ciclos usuales de inyección de vapor.

En una planta de potencia convencional el combustible suministra una cierta cantidad de energía en forma de calor que se utiliza para producir un trabajo mecánico. Es inevitable que una cierta fracción de la energía de entrada revierta en el ambiente. Optimizar la planta equivale a minimizar la cantidad de combustible requerida para generar una unidad de trabajo, así como minimizar la energía cedida durante el escape. Estos dos objetivos están enfocados a producir un beneficio económico y medio ambiental. Sin embargo, los objetivos en el diseño y optimización de una planta de *cogeneración* que produce tanto energía en forma de calor, como potencia mecánica o eléctrica son ligeramente diferentes. Ahora se distingue entre un *calor útil* cedido y otro no utilizable. Ese calor utilizable puede rentabilizarse económicamente al igual que la potencia generada, aunque el precio de esta sea superior al del calor. Entonces no es tan evidente que el objetivo final sea obtener un buen rendimiento térmico para el sistema. Simultáneamente, objetivos termodinámicos y económicos están superpuestos [54].

Existen una gran variedad de plantas de cogeneración (CHT) con motores alterna-

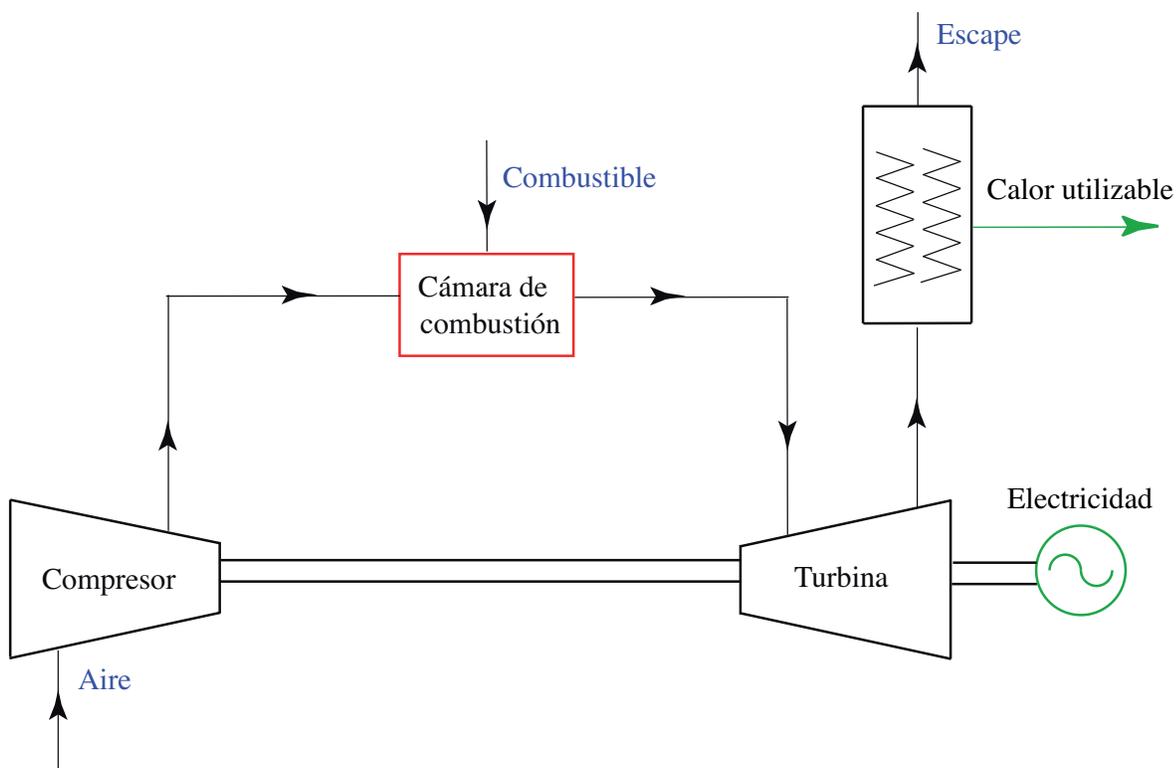


Figura 1.5: Turbina de gas básica funcionando como ciclo de cogeneración.

tivos de combustión interna, turbinas de gas, turbinas de vapor o de ciclo combinado con aplicaciones en uso doméstico e industrial (producción de potencia y calor o frío). En la figura 1.5 se representa un esquema genérico para una planta de turbina de gas. Los gases de escape después de la turbina se hacen pasar por un intercambiador de calor con objeto de que su elevada temperatura permita generar calor utilizable. Muy brevemente, las eficiencias eléctricas obtenidas están en el intervalo 24 – 31 %, las eficiencias globales de cogeneración oscilan entre el 74 y el 81 % y el intervalo de potencias de trabajo abarca desde los 800 kW hasta los 20 MW [55].

1.2.4. Reacciones químicas de combustión y reducción de CO₂

A continuación resumimos las características básicas de plantas de potencia equipadas con turbinas de gas de última generación en relación al proceso de combustión y a la tecnología utilizada para la reducción o almacenamiento de CO₂ [9].

- *Plantas equipadas con sistemas para almacenar y retirar el CO₂ producido en la combustión.*

En estas plantas se utilizan ciclos tanto abiertos como semicerrados² con ciclos estándar como el CBT³, CBTX ó CCGT sin modificaciones. Se introducen componentes adicionales con objeto de atrapar químicamente y almacenar CO₂ en forma líquida. El combustible usual es el gas natural y el oxidante el aire.

- *Plantas con modificaciones en el proceso de combustión (Chemically Reformed Gas Turbine Cycles (CRGT)).*

En estos ciclos (normalmente de tipo CBT ó CCGT) se introducen modificaciones en el proceso de combustión y recuperadores termoquímicos con objeto de aumentar la presencia de hidrógeno en el combustible. Para ello se mezcla el combustible, o bien con vapor, o bien con metano. El aumento de eficiencia en estas plantas se liga a la extracción de más calor de los gases de escape en vez de a reducir las irreversibilidades en la combustión.

- *Plantas que utilizan hidrógeno como combustible.*

Evidentemente, la utilización de combustibles que no contienen carbono lleva a obviar la necesidad de disminuir o capturar CO₂. Desde esta perspectiva se están desarrollando ciclos y plantas abiertas tipo CBT que utilizan como combustible hidrógeno puro o mezclado con nitrógeno y oxidándolo con aire. Su principal inconveniente es que dependen de la disponibilidad de hidrógeno. También se analizan plantas combinadas CCGT donde el ciclo superior es cerrado y la reacción química para la combustión es H₂+ aire. Estas últimas alcanzan eficiencias muy elevadas.

- *Plantas en las que se modifica el oxidante en la combustión.*

²En los ciclos semicerrados parte de los gases de escape se hacen recircular por el compresor. Estos productos de escape constituyen un flujo adicional de oxígeno, que actuará como oxidante en la cámara de combustión.

³Horlock [9] denota por CICIC...TBTB...X la configuración de una planta con varios compresores (C) y refrigeradores intermedios (I), varias turbinas (T) con recalentadores intermedios (B) y regeneración (X). Una planta simple monoetapa sin regeneración se denota CBT y con regeneración CBTX.

En los ciclos convencionales la combustión es la mayor fuente de irreversibilidad, lo que conlleva una disminución de la eficiencia termodinámica. Algunas plantas novedosas dividen la oxidación en dos o más etapas, aumentando la temperatura después de cada una de ellas. El combustible suele ser gas natural y el oxidante aire o aire enriquecido con oxígeno. En consecuencia, se disminuyen las pérdidas por irreversibilidades durante la combustión. Dentro de estas plantas se utilizan y desarrollan en la actualidad diversos ciclos:

- Ciclo abierto CBT simple con oxidación parcial.
- Ciclo CCGT con oxidación parcial y retirada de CO_2 .
- Ciclo CICBTBTX semi-cerrado con oxidación parcial, reenfriamiento, regeneración y retirada de CO_2 .
- Ciclo semicerrado de tipo CBT ó CCGT con oxidación completa añadiendo oxígeno en la cámara de combustión. También incorporan reducción de CO_2 .
- Ciclo MATIANT o sus variantes [56]; es un ciclo CICBTBTX prácticamente cerrado con oxidación completa y retirada completa de CO_2 .

1.2.5. Centrales termosolares de ciclo Brayton

La necesidad de limitar las emisiones de CO_2 y la escasez y el elevado coste de los combustibles fósiles tradicionales ha incrementado en los últimos años la investigación y el desarrollo de sistemas de generación de energía no basados en el petróleo. Previsiblemente, las plantas de potencia solares térmicas con tecnología de concentración óptica serán a medio plazo importantes fuentes de energía eléctrica limpia y renovable.

En estas plantas se utiliza luz solar concentrada obtenida mediante diversas configuraciones de lentes y espejos para generar calor a alta temperatura. Esta energía en forma de calor se transfiere a un fluido, que es el medio utilizado en plantas de potencia habituales para generar energía mecánica (por ejemplo, a través de una turbina de gas de tipo Brayton, véase el esquema en la figura 1.6). A su vez, ésta se transforma en energía eléctrica mediante algún sistema de alternadores. Una de las ventajas de este procedimiento (en relación, por ejemplo, con la energía solar fotovoltaica) es que

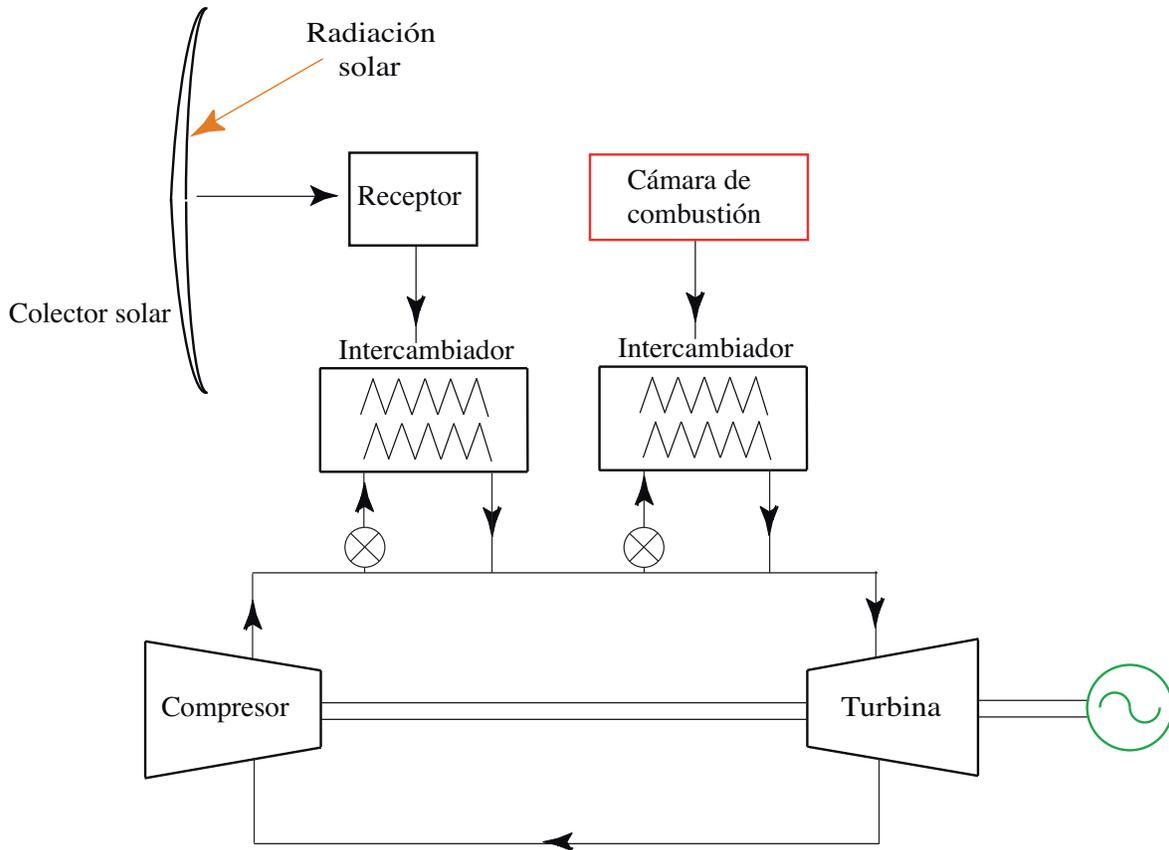


Figura 1.6: Esquema básico de una planta termosolar híbrida de ciclo Brayton (cerrado) en la que se puede combinar la energía solar proporcionada por un sistema de concentradores con la proveniente de una cámara de combustión de combustibles tradicionales.

requiere un fluido como intermediario térmico, por lo que se pueden incorporar combustibles fósiles a través de una cámara de combustión en el caso de que la energía solar no sea suficiente en ciertos periodos (sistemas *híbridos*). Los concentradores más usuales en este tipo de plantas de generación son los de tipo parabólico lineal (*parabolic trough*, PT), las torres de concentración (*solar power tower*, SPT) y los de tipo plato parabólico (*parabolic dish array*, PDA).

A partir de la experiencia acumulada hasta la actualidad mediante la construcción de prototipos y plantas piloto [57, 58, 59, 60], para que estas plantas sean comercialmente competitivas es necesario no sólo reducir los costos de inversión y mantenimien-

to, si no mejorar la propia eficiencia de la planta. Por esto, al mismo tiempo que se desarrolla tecnológicamente este tipo de plantas de energía eléctrica es necesario un análisis teórico y de simulación por ordenador con objeto de predecir los parámetros termodinámicos óptimos de funcionamiento para diseñar plantas eficientes.

El capítulo 5 de este trabajo está dedicado íntegramente a este tipo de centrales y allí haremos una revisión detallada de los trabajos teóricos y de simulación desarrollados hasta la fecha en este tema. Muy brevemente, podemos decir que desde los años 80 se ha trabajado en la modelización, análisis y optimización teórica de diversos ciclos termodinámicos con energía solar. Se ha trabajado en ciclos tipo Carnot [61, 62, 63, 64] endoreversibles e irreversibles con diversos criterios de optimización, Ericsson [65], Stirling [66], Rankine [67, 68] y Braysson [69]. Y además en ciclos tipo Brayton puros [7, 8] y combinados [70, 71].

1.3. Metodologías de análisis y optimización

La mayoría de los trabajos mencionados en los epígrafes anteriores se realizaron desde la perspectiva del análisis y optimización termodinámicos (los más teóricos) o mediante simulaciones por ordenador detalladas de las plantas (en conjunción con tomas y análisis de datos experimentales).

1.3.1. Análisis y optimización termodinámicos

Dentro del esquema de trabajo de la *optimización termodinámica* (*Termodinámica de Tiempos Finitos* (TTF) ó *Minimización de la Generación de Entropía*) la modelización y optimización de cualquier convertidor energético se basa en tres elementos fundamentales: (a) proposición de modelos simples para las diferentes fuentes de irreversibilidad que afectan a cualquier dispositivo real, en función de un número reducido de parámetros con un significado físico claro, (b) elección y optimización de una función objetivo dependiente de las variables y parámetros básicos del sistema y (c) obtención del régimen de trabajo adecuado en relación a la optimización elegida.

Entre las diversas funciones objetivo que se han analizado para ciclos tipo Brayton podemos mencionar las siguientes: potencia y rendimiento [11, 34, 72, 73], densidad de

potencia [13, 32, 74], diversos criterios de tipo ecológico [20, 36, 75], funciones termo-económicas [76, 77, 78], exergía [44], minimización de la generación de entropía [79] y otras funciones que representan un compromiso entre potencia de salida y consumo de combustible [80].

1.3.2. Simulaciones por ordenador

En la actualidad una herramienta fundamental en el diseño, optimización, test y diagnosis de cualquier tipo de planta de potencia son los modelos computacionales. En ellos, o bien se analizan por separado los diversos elementos que configuran la planta [6, 38] a partir de modelos de transferencia de calor, dinámica de fluidos, comportamiento de materiales, etc, o bien se analizan los datos de salida globales de la planta (rendimiento, potencia, consumo, costes. . .) en función de los parámetros de cada componente y de cómo están configurados [4] (en base a argumentos esencialmente mecánicos, termodinámicos y económicos).

La principal desventaja de cualquiera de estos esquemas (aparte de que computacionalmente son costosos, tanto en tiempo de cálculo como en términos económicos, porque suele ser *software* patentado) es que requieren gran cantidad de datos de entrada muy específicos y proporcionan información de configuraciones muy particulares de la planta. Por ello, es difícil a partir de ellos destacar cuáles son las variables determinantes en el diseño o funcionamiento de la planta, realizar estudios de sensibilidad y profundizar en la física de las irreversibilidades existentes. De aquí, que uno de los objetivos de nuestro trabajo sea construir un modelo analítico, sencillo y de gran versatilidad que permita obtener ese tipo de información para una gran variedad de configuraciones de planta y para diversos parámetros de sus componentes.

1.4. Objetivos del trabajo

El objetivo global de este trabajo es el de presentar un modelo termodinámico para plantas de potencia de ciclo Brayton analítico y versátil, que pueda aplicarse a gran variedad de configuraciones, desde plantas específicas de turbinas de gas con una o varias etapas hasta sistemas combinados o de cogeneración. El hecho de que el modelo

sea analítico permitirá identificar y analizar la influencia de las distintas fuentes de irreversibilidad que afectan a una planta real y también que su aplicación numérica, para obtener resultados concretos en una planta determinada, sea directa y eficiente. Del mismo modo permitirá predecir la evolución de los parámetros de salida de la planta (como rendimiento, potencia, calor de entrada requerido, etc.) en función de diversas variables de diseño y funcionamiento del sistema. Esto es un paso fundamental hoy en día a la hora de diseñar plantas eficientes y adaptadas a unas necesidades determinadas.

Para que el modelo sea suficientemente versátil nos proponemos, a partir del esquema termodinámico de un ciclo Brayton reversible cerrado, incorporar simultáneamente la posibilidad de que se consideren múltiples etapas de compresión y/o expansión con refrigeración o recalentamiento intermedio en cada caso y asimismo introducir un regenerador que permita aprovechar la alta temperatura de los gases de escape para economizar el calor de entrada necesario. Ambas estrategias son básicas en las plantas diseñadas en los últimos años con objeto de aumentar su eficiencia y disminuir el impacto ambiental. Otro de los aspectos sobre el que pretendemos incidir para que el modelo tenga la mayor aplicabilidad posible es la inclusión de todas las fuentes de irreversibilidad habituales en una planta real. Entre ellas consideraremos caídas de presión finitas en los procesos de absorción y cesión de calor, pérdidas en los compresores y turbinas, irreversibilidades en el regenerador, transferencias de calor no ideales entre las fuentes externas y el fluido de trabajo y transferencia directa de calor desde el foco caliente al foco frío a través de la propia planta.

En el capítulo 2 presentaremos las hipótesis de partida de nuestro modelo termodinámico, detalles de los parámetros que caracterizan la importancia de las diversas fuentes de irreversibilidad y las ecuaciones finales básicas para los calores de entrada y salida y el rendimiento termodinámico de la planta.

En el capítulo 3 se valida el modelo planteado aplicándolo a plantas reales con diversas configuraciones y tratando de reproducir los valores concretos del rendimiento y la potencia obtenidos en condiciones reales. Además, se realiza un estudio de sensibilidad sobre el efecto de los distintos parámetros de diseño y de pérdidas de esas plantas en las variables de salida. Se comparan, por último, los resultados de nuestro modelo, a nivel cualitativo, con otras simulaciones por ordenador de este tipo de sistemas.

En el capítulo 4 presentamos las posibilidades predictivas de nuestro modelo, aplicándolo a una planta genérica y analizando la influencia de diversos parámetros básicos. Se presentan resultados sobre los valores óptimos del rendimiento termodinámico y la potencia obtenidas y cómo dependen de las variables termodinámicas fundamentales: relación de presiones, eficiencia de los intercambios de calor e influencia de las caídas de presión en los intercambiadores.

El capítulo 5 es una muestra de la aplicabilidad del modelo a un sistema acoplado. En este caso concreto, consideramos una planta termosolar en la que toda la energía de entrada es energía solar de concentración y obtenemos el rendimiento resultante al combinar la parte solar con una planta de potencia tipo Brayton. Analizamos la sensibilidad de ese rendimiento combinado a distintos parámetros tanto del concentrador solar como de la planta termodinámica para distintas configuraciones de planta, en función del número de etapas de compresión y expansión. Haremos especial hincapié en las pérdidas por conducción y radiación en el concentrador y en el papel que juega el regenerador en la eficiencia combinada del sistema.

Finalmente, resumiremos y remarcaremos las principales hipótesis de nuestro modelo, su grado de aplicabilidad a plantas reales y sus posibilidades en cuanto a la predicción de los parámetros óptimos de diseño de sistemas de potencia de este tipo.

Capítulo 2

Modelo irreversible de una turbina de gas multietapa

En este capítulo presentamos un modelo termodinámico para una planta de potencia de gas tipo Brayton que incluye todas las fuentes de irreversibilidad y pérdidas comunes a las plantas reales y además admite la posibilidad de incluir un número arbitrario de compresores y turbinas. Esto proporciona una gran flexibilidad a la hora de prever y reproducir mediante el modelo los parámetros de salida, potencia y rendimiento, de plantas reales y, además, analizar su sensibilidad a los parámetros termodinámicos básicos.

2.1. Irreversibilidades y pérdidas consideradas

Consideraremos un *flujo de masa constante*, \dot{m} , de un gas ideal con capacidad calorífica por unidad de tiempo, C_w , y coeficiente adiabático, γ , independientes de la temperatura. El diagrama $T - S$ es el contenido en la figura 2.1 y el $p - V$ en la 2.2. El ciclo está acoplado a una fuente de calor de temperatura constante, T_H , que representa la cámara de combustión y a una fuente de temperatura baja, T_L , que representa el medio exterior ¹. Así pues la *relación entre las temperaturas de las fuentes externas* es $\tau = T_H/T_L > 1$.

Tenemos también en cuenta una transferencia de calor directamente desde la fuente

¹El efecto de considerar un ciclo Brayton acoplado a fuentes de temperatura variable ha sido analizado por Wang *et al.* en [81].

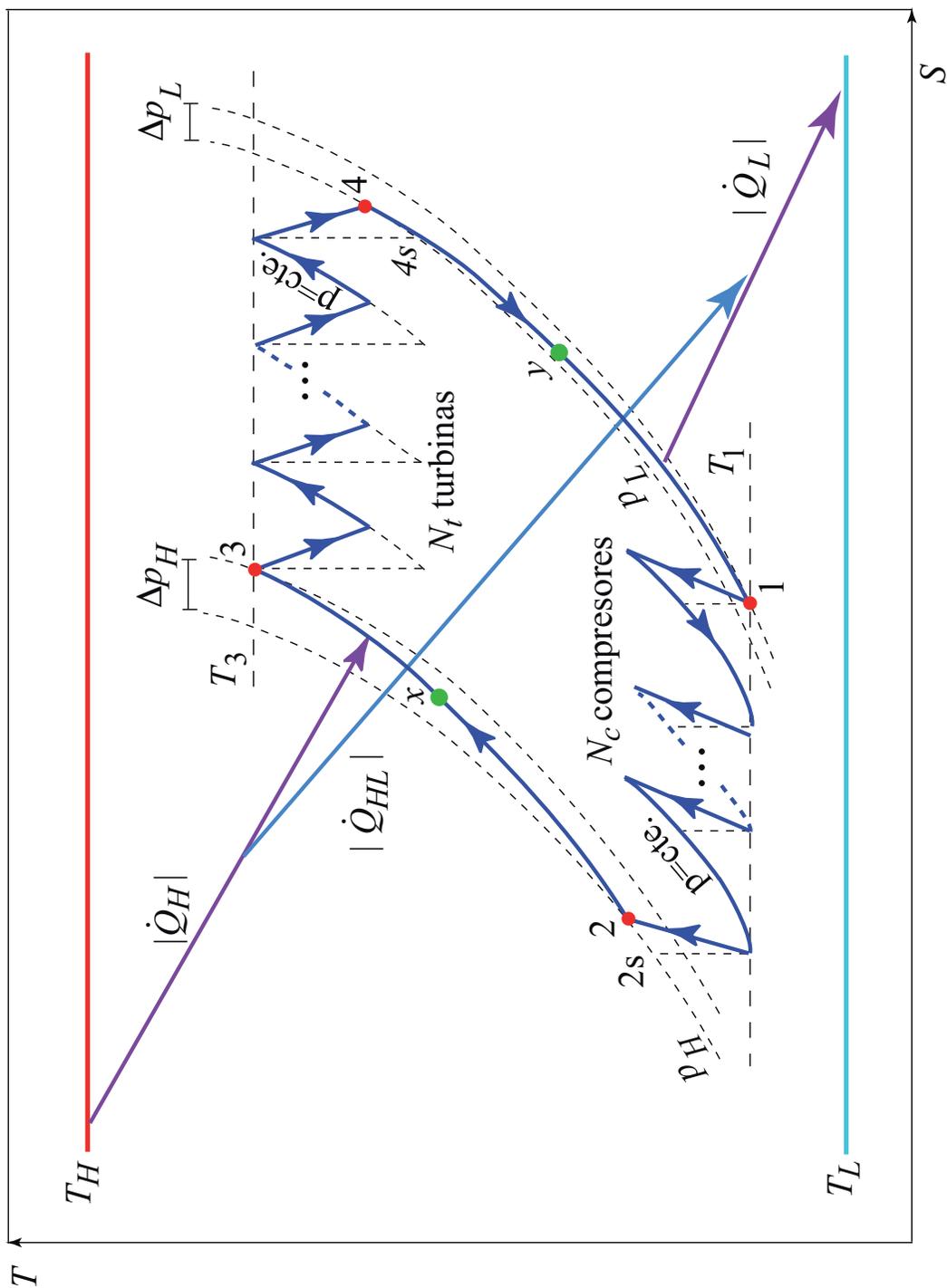


Figura 2.1: Diagrama $T - S$ de un modelo completo de un ciclo Brayton irreversible con regeneración, N_t turbinas, N_c compresores y las correspondientes etapas de enfriamiento y recalentamiento.

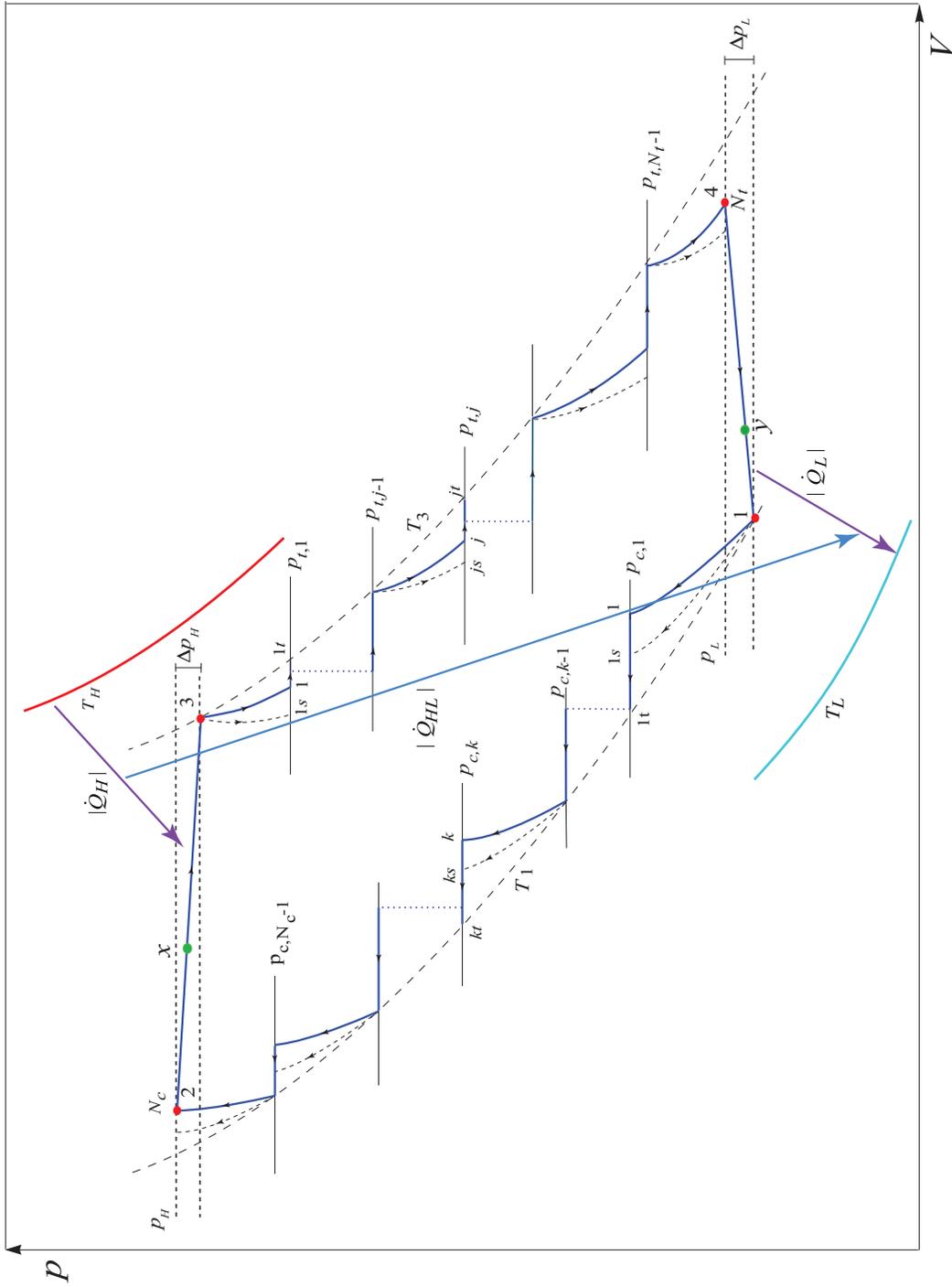


Figura 2.2: Diagrama $p - V$ del modelo considerado en este trabajo.

caliente hasta la fuente fría hacia el exterior, $|\dot{Q}_{HL}|$ (*heat-leak* en inglés). Esta transferencia de calor está asociada de forma global a las inevitables pérdidas de calor que siempre tienen lugar entre las partes más calientes y más frías de cualquier instalación a través de las componentes de la planta y sus paredes. Se ha demostrado [10, 62, 79, 82] que en ciertos sistemas termodinámicos, como los ciclos tipo Carnot, la incorporación de un término de *heat-leak* es esencial a la hora de reproducir un hecho observado en los ciclos de potencia reales, que las curvas potencia-rendimiento son bucles cerrados donde los puntos de máximo rendimiento y máxima potencia son próximos pero no coincidentes [83].

Las principales etapas del ciclo podemos resumirlas del siguiente modo:

- i) El sistema se comprime desde el estado inicial 1 a temperatura T_1 hasta el estado 2 por medio de N_c compresores y $N_c - 1$ refrigeradores intermedios isóbaros con temperatura final idéntica e igual a T_1 . Los procesos de compresión no se consideran necesariamente adiabáticos reversibles. Supondremos que la temperatura de entrada en cada compresor es siempre la misma, T_1 y la *eficiencia isoentrópica*, ϵ_c , será igual para todos los compresores (notación en la Fig. 2.2).

$$\epsilon_c = \frac{T_{ks} - T_1}{T_k - T_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.1)$$

- ii) Después de la compresión hasta el estado 2, el sistema se calienta en dos etapas, la primera a través de un intercambiador de calor regenerativo hasta el estado x . La *eficiencia del regenerador* se define de la forma habitual, es decir, como la relación entre la transferencia de calor real y la máxima o ideal:

$$\epsilon_r = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad (2.2)$$

Para un ciclo no regenerativo, $\epsilon_r = 0$ ($T_x = T_2$), y para un ciclo con regeneración límite, $\epsilon_r = 1$ ($T_x = T_4$). En el proceso desde x hasta 3 el sistema se calienta hasta su máxima temperatura, T_3 . La transferencia de calor por unidad de tiempo desde la fuente de calor a la temperatura de combustión, T_H , se denota como $|\dot{Q}_H|$ y las irreversibilidades de esta transferencia se caracterizan por un parámetro, ϵ_H , definido como [62, 84, 85]:

$$\epsilon_H = \frac{T_x - T_3}{T_x - T_H} \quad (2.3)$$

El proceso global de calentamiento se considera como no isóbaro, con una *caída total de presión* en el proceso 2 – 3, Δp_H . Esta caída se cuantifica a través de un parámetro, ρ_H , definido así [72, 85]:

$$\rho_H = \left(\frac{p_H - \Delta p_H}{p_H} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.4)$$

- iii) Desde el estado 3 hasta el 4 se produce una expansión en el sistema por medio de N_t turbinas en combinación con $N_t - 1$ procesos de recalentamiento intermedio hasta T_3 . Igual que en los procesos de compresión, las expansiones no tienen porqué ser adiabáticas. Se considera que la temperatura de entrada en todas las turbinas es la misma, T_3 , y su eficiencia isoentrópica es igual para todas,

$$\epsilon_t = \frac{T_3 - T_j}{T_3 - T_{js}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (2.5)$$

- iv) Entre la última turbina y el primer compresor (4 – 1), el gas primero se enfría desde 4 hasta y en el intercambiador de calor regenerativo,

$$\epsilon_r = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_y - T_4}{T_2 - T_4} \quad (2.6)$$

y finalmente se enfría hasta la temperatura inicial, T_1 . La transferencia de calor desde T_y hasta la temperatura ambiente, T_L , tiene una eficiencia asociada que viene dada por:

$$\epsilon_L = \frac{T_1 - T_y}{T_L - T_y} \quad (2.7)$$

La caída neta de presión, Δp_L , de todo el proceso de enfriamiento se caracterizará por un coeficiente, ρ_L ,

$$\rho_L = \left(\frac{p_L - \Delta p_L}{p_L} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.8)$$

Definiremos además sendas *relaciones de presión* para los compresores y las turbinas, a_c y a_t , respectivamente, a través de las Ecs. (2.4) y (2.8) del siguiente modo:

$$a_c = \frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{p_H}{p_L - \Delta p_L} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.9)$$

$$a_t = \frac{T_3}{T_{4s}} = \left(\frac{p_H - \Delta p_H}{p_L} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.10)$$

que están relacionadas entre sí por medio de la ecuación,

$$a_t = a_c \rho_H \rho_L \quad (2.11)$$

Es sencillo comprobar que $a_c = T_{2s}/T_1 = r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$ donde r_p es la *relación de presiones global del ciclo*.

2.2. Intercambios de calor durante el ciclo

2.2.1. Calor absorbido

En ausencia de regeneración, el calor absorbido por el sistema de trabajo es el referido al proceso $2 \rightarrow 3$. En nuestro caso consideramos regeneración por lo que el proceso de calentamiento se restringe al paso del estado x al estado 3 y a lo largo de los $N_t - 1$ recalentadores situados entre las N_t turbinas.

El calor que se transfiere de la fuente externa al ciclo es:

$$|\dot{Q}_H| = C_w(T_3 - T_x) + C_w \epsilon_t \sum_{j=1}^{N_t-1} (T_3 - T_{js}) + |\dot{Q}_{HL}| \quad (2.12)$$

siendo C_w la capacidad calorífica por unidad de tiempo del fluido de trabajo, j es un índice que está asociado a cada proceso de recalentamiento, T_{js} es la temperatura final después de cada turbina si trabajaran de forma adiabática reversible y T_3 es la temperatura de entrada, común para todas las turbinas. El término $|\dot{Q}_{HL}|$ (*heat-leak*) es el calor que se transfiere a través de la planta hacia el exterior; lo consideramos lineal y definido como $|\dot{Q}_{HL}| = C_i(T_H - T_L)$ donde C_i es la *conductancia interna de la planta* [62, 72, 82].

Vamos a calcular el segundo sumando de la Ec. (2.12) en términos de los parámetros de nuestro modelo (veánse las figuras 2.1 y 2.2).

$$\sum_{j=1}^{N_t-1} (T_3 - T_{js}) = (N_t - 1)T_3 - \sum_{j=1}^{N_t-1} T_{js} \quad (2.13)$$

Para obtener $\sum_{j=1}^{N_t-1} T_{js}$, tenemos que calcular la distribución de la presión en las turbinas.

Esto lo haremos, siguiendo el trabajo de Calvo Hernández *y col.* [19], maximizando la

potencia de salida de las N_t turbinas respecto a las presiones intermedias, asumiendo que los procesos de recalentamiento intermedio son isóbaros. Para hacer esto partimos del trabajo adiabático de cada turbina durante las N_t expansiones, suponiendo que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal,

$$\frac{|W_{t,ad}|}{C_w} = \sum_{j=1}^{N_t} T_{(j-1)t} - T_{js} = N_t T_3 - \sum_{j=1}^{N_t} T_{js} \quad (2.14)$$

donde la temperatura de entrada a cada turbina, T_{jt} , es igual a T_3 .

Si aplicamos la ecuación de las adiabáticas de un gas ideal, $Tp^{(\gamma-1)/\gamma} = \text{cte.}$, a lo largo de los procesos de expansión idealmente adiabáticos realizados por las turbinas, se puede obtener una relación entre las presiones de entrada de dos turbinas consecutivas.

$$\frac{T_{js}}{T_3} = \frac{T_{js}}{T_{(j-1)t}} = \left(\frac{p_{t,j}}{p_{t,j-1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (2.15)$$

y sustituyendo en la Ec. (2.14) obtenemos

$$\frac{|W_{t,ad}|}{C_w} = T_3 \left[N_t - \sum_{j=1}^{N_t} \left(\frac{p_{t,j}}{p_{t,j-1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (2.16)$$

Para maximizar la potencia obtenida sólo tenemos que derivar la ecuación e igualar a cero, obteniendo así [86]:

$$p_{t,j}^2 = p_{t,j-1} p_{t,j+1} \quad (2.17)$$

o de otro modo,

$$\frac{p_{t,j}}{p_{t,j-1}} = \frac{p_{t,j+1}}{p_{t,j}} \quad (2.18)$$

Es decir, que la potencia que se obtiene es máxima cuando las turbinas funcionan con la misma relación de presiones, J , dada por,

$$J = \frac{p_{t,N_t}}{p_{t,N_t-1}} = \frac{p_{t,N_t-1}}{p_{t,N_t-2}} = \dots = \frac{p_{t,1}}{p_3} \quad (2.19)$$

Para determinarla, hacemos los productos de las relaciones de presiones de las N_t turbinas.

$$J^{N_t} = \frac{p_{t,N_t}}{p_{t,N_t-1}} \frac{p_{t,N_t-1}}{p_{t,N_t-2}} \dots \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} \frac{p_{t,1}}{p_3} = \frac{p_L}{p_H - \Delta p_H} \quad (2.20)$$

Las presiones intermedias se cancelan y el resultado que obtenemos para J es,

$$J = \frac{p_{t,j}}{p_{t,j-1}} = \left(\frac{p_L}{p_H - \Delta p_H} \right)^{1/N_t} \quad (2.21)$$

A partir de la Ec. (2.15) obtenemos que

$$\frac{T_{js}}{T_3} = \left(\frac{p_{t,j}}{p_{t,j-1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = a_t^{-1/N_t} \quad (2.22)$$

con lo que $\sum_{j=1}^{N_t-1} T_{js}$ nos queda,

$$\sum_{j=1}^{N_t-1} T_{js} = T_3(N_t - 1)a_t^{-1/N_t} \quad (2.23)$$

Ya tenemos, por tanto, el segundo miembro de la Ec. (2.12),

$$C_w \epsilon_t \sum_{j=1}^{N_t-1} (T_3 - T_{js}) = C_w \epsilon_t (N_t - 1)(1 - a_t^{-1/N_t})T_3 \quad (2.24)$$

El primer sumando se puede expresar en términos de la temperatura de la fuente caliente así (ver Ec. (2.3)):

$$C_w(T_3 - T_x) = C_w \epsilon_H (T_H - T_x) \quad (2.25)$$

Después de un cálculo laborioso [33], esto se puede expresar en términos de la temperatura T_L y los parámetros de irreversibilidad que hemos definido anteriormente.

$$C_w(T_3 - T_x) = C_w \epsilon_H T_L \left[\tau - Z_c(1 - \epsilon_r) \frac{T_1}{T_L} - \epsilon_r Z_t \frac{T_3}{T_L} \right] \quad (2.26)$$

donde,

$$Z_c = 1 + \frac{a_c^{1/N_c} - 1}{\epsilon_c} \quad (2.27)$$

y

$$Z_t = 1 - \epsilon_t \left(1 - a_t^{-1/N_t} \right) \quad (2.28)$$

La relación de temperaturas, T_1/T_L , es:

$$\frac{T_1}{T_L} = \frac{\epsilon_L + (1 - \epsilon_L)(1 - \epsilon_r)Z_t \left(\frac{T_3}{T_L} \right)}{1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_c} \quad (2.29)$$

y T_3/T_L ,

$$\frac{T_3}{T_L} = \frac{\tau\epsilon_H [1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_c] + \epsilon_L(1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_r)Z_c}{[1 - (1 - \epsilon_L)\epsilon_r Z_c][1 - (1 - \epsilon_H)\epsilon_r Z_t] - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L)(1 - \epsilon_r)^2 Z_t Z_c} \quad (2.30)$$

Sustituyendo en la Ec. (2.12) para la transferencia de calor por unidad de tiempo desde la fuente caliente externa:

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L \left\{ \epsilon_H \left[\tau - Z_c(1 - \epsilon_r) \frac{T_1}{T_L} - \epsilon_r Z_t \frac{T_3}{T_L} \right] + \epsilon_t(N_t - 1)(1 - a_t^{-1/N_t}) \frac{T_3}{T_L} + \xi(\tau - 1) \right\} \quad (2.31)$$

donde el último sumando proviene de $|\dot{Q}_{HL}|$ y ξ denota la *conductancia interna de la planta* con respecto a la del fluido de trabajo $\xi = C_i/C_w$.

2.2.2. Calor cedido

Debido a las irreversibilidades del regenerador, se produce una cesión de calor a la fuente fría externa a temperatura T_L en el tramo del proceso que va del estado y al estado 1, por medio de los $N_c - 1$ refrigeradores intermedios que están entre los compresores. Vamos a seguir los mismos pasos que en el apartado del calor absorbido en el ciclo. El calor cedido viene dado por:

$$|\dot{Q}_L| = C_w(T_y - T_1) + C_w \frac{1}{\epsilon_c} \sum_{k=1}^{N_c-1} (T_{ks} - T_1) + |\dot{Q}_{HL}| \quad (2.32)$$

donde k está asociado a cada proceso intermedio de refrigeración y T_{ks} es la temperatura a la salida de cada compresor si el trabajo necesario fuese adiabático y reversible.

$$\sum_{k=1}^{N_c-1} (T_{ks} - T_1) = -(N_c - 1)T_1 + \sum_{k=1}^{N_c-1} T_{ks} \quad (2.33)$$

Para saber el valor de $\sum_{k=1}^{N_c-1} T_{ks}$ minimizamos el trabajo requerido por los N_c compresores [19, 86]. Realizamos las mismas operaciones que en la sección anterior y obtenemos

$$\frac{p_{c,k}}{p_{c,k-1}} = \left(\frac{p_H}{p_L - \Delta p_L} \right)^{1/N_c} \quad (2.34)$$

Entonces,

$$\frac{T_{ks}}{T_1} = \left(\frac{p_{c,k}}{p_{c,k-1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = a_c^{1/N_c} \quad (2.35)$$

y,

$$\sum_{k=1}^{N_c-1} T_{ks} = (N_c - 1)T_1 a_c^{1/N_c} \quad (2.36)$$

El segundo sumando de (2.32) resulta:

$$C_w \frac{1}{\epsilon_c} \sum_{k=1}^{N_c-1} (T_{ks} - T_1) = C_w \frac{1}{\epsilon_c} (N_c - 1) (a_c^{1/N_c} - 1) T_1 \quad (2.37)$$

Sustituyendo todo en la Ec. (2.32) tenemos la ecuación del calor cedido:

$$|\dot{Q}_L| = C_w T_L \left\{ \epsilon_L \left[-1 + Z_t (1 - \epsilon_r) \frac{T_3}{T_L} + \epsilon_r Z_c \frac{T_1}{T_L} \right] + \frac{1}{\epsilon_c} (N_c - 1) (a_c^{1/N_c} - 1) \frac{T_1}{T_L} + \xi(\tau - 1) \right\} \quad (2.38)$$

donde Z_c , Z_t , T_1/T_L y T_3/T_L están definidas en la sección anterior.

Como veremos más adelante, las ecuaciones básicas del modelo que presentamos, suponen la generalización de trabajos previos, con la ventaja de ser más realistas puesto que incluyen más fuentes de irreversibilidad y la posibilidad de considerar múltiples etapas de recalentamiento y refrigeración. Esto permitirá comparar los resultados numéricos obtenidos del modelo con datos de turbinas reales y de simulaciones por ordenador. Además, desde el punto de vista teórico el modelo tiene un carácter analítico y permite llevar a cabo estudios de sensibilidad con multitud de parámetros.

2.3. Rendimiento del ciclo y potencia obtenida

A partir de las ecuaciones de los calores de entrada y salida, Ecs. (2.31) y (2.38), podemos obtener el *rendimiento termodinámico* del ciclo:

$$\eta = 1 - \frac{|\dot{Q}_L|}{|\dot{Q}_H|} \quad (2.39)$$

y la *potencia* obtenida,

$$P = |\dot{Q}_H| - |\dot{Q}_L| \quad (2.40)$$

Tanto la potencia como la eficiencia dependen de una serie de parámetros geométricos, que caracterizan la forma y tamaño del ciclo, y otro conjunto de ellos que cuantifican de forma global cada una de las fuentes de irreversibilidad consideradas. A continuación resumimos este conjunto de datos necesarios para obtener resultados numéricos a partir del modelo.

■ *Parámetros de tipo geométrico:*

- Relaciones entre las presiones extremas del ciclo, r_p , entre las temperaturas externas (cámara de combustión y medio ambiente), τ , y coeficiente adiabático del gas ideal considerado, γ .
- El número de compresores y turbinas considerados en el ciclo, representados por N_c y N_t respectivamente.

■ *Parámetros asociados a irreversibilidades internas:*

- Los parámetros que caracterizan el comportamiento no ideal de las turbinas, ϵ_t , y los compresores, ϵ_c , supuesto igual para todas las turbinas y compresores, pero no necesariamente entre sí.
- Las caídas de presión, ρ_H y ρ_L , en los procesos que representan la absorción de calor a partir de la combustión y la cesión asociada al escape respectivamente.
- La eficiencia isoentrópica del regenerador, ϵ_r , y el parámetro ξ asociado a la transferencia de calor a través de la planta hacia el exterior.

Desde un punto de vista teórico y por razones históricas, muchos estudios termodinámicos adoptan la hipótesis denominada de *endorreversibilidad*, es decir, se supone que el sistema internamente se comporta como reversible y las únicas fuentes de irreversibilidad provienen de su acoplamiento con el exterior. Ese caso límite endoreversible se recupera en nuestro modelo cuando todos los parámetros que listamos a continuación valen la unidad. Es útil a la hora de elaborar modelos analíticos sencillos, pero insuficiente a la hora de comparar valores numéricos

concretos de plantas de potencia reales, donde los componentes del sistema se alejan de forma sustancial del comportamiento supuestamente ideal.

- *Parámetros asociados a irreversibilidades externas:*
 - Los parámetros ϵ_H y ϵ_L , asociados a las irreversibilidades provenientes de los acoplamientos con las fuentes externas a temperaturas T_H y T_L , considerados no ideales.

En nuestro modelo de turbina multietapa cerrada consideramos que la absorción de calor proveniente de la cámara de combustión y la cesión al exterior en la parte fría del ciclo se realiza a través de intercambiadores de calor, que representan de algún modo el acoplamiento del sistema con el exterior y, en principio, tienen pérdidas cuantificables. Más adelante analizaremos la influencia de estas pérdidas en la eficiencia y la potencia obtenidas en una planta de este tipo en diversas circunstancias.

Capítulo 3

Validación del modelo y análisis de plantas reales

En este capítulo pretendemos presentar la validación y aplicación del modelo que hemos desarrollado a plantas reales de combustible fósil. En primer lugar comparamos los resultados numéricos relativos al rendimiento térmico y a la potencia de dos plantas reales particulares de tecnología muy reciente, una de ellas una microturbina regenerativa de gas natural de 100 kW y otra planta de unos 350 kW con regeneración y dos compresores con refrigeración intermedia. Incluimos un estudio de optimización en cuanto a los márgenes de mejora de la potencia y el rendimiento en términos de diversos factores como la relación de presiones, la configuración de diseño de la planta y diversos parámetros de pérdidas. Por último, comparamos las curvas potencia-rendimiento que predice nuestro modelo con resultados de otras simulaciones numéricas.

3.1. Validación: microturbina regenerativa de gas natural

Con objeto de validar el modelo presentado, hemos elegido como sistema con el que comparar una *microturbina* comercial de gas natural (aunque también puede trabajar con diesel, queroseno, biogas, metanol y LPG), denominada Turbec T100 (ABB/Volvo) [87], sobre la que recientemente han trabajado varios autores [6, 38] y de la que se dispone de detallada información acerca de los parámetros básicos de diseño y sobre algunos parámetros de pérdidas. La tabla 3.1 y la figura 3.1 contienen algunos

de esos datos básicos. Es una planta regenerativa monoetapa (CBTX)¹ y la potencia eléctrica que genera es de 100 kW.

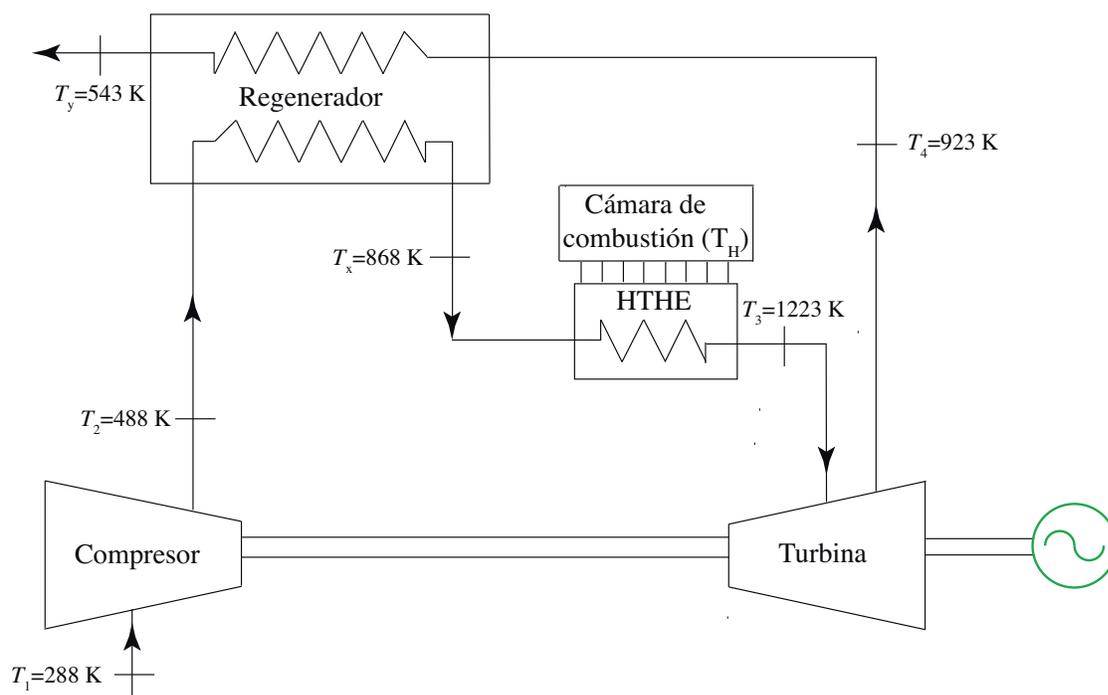


Figura 3.1: Esquema de funcionamiento y temperaturas características de la microturbina Turbec T100 (ABB/Volvo).

En la comparación con nuestro esquema de trabajo de ciclo cerrado, la cámara de combustión se representa por un *intercambiador de calor de alta temperatura* (HTHE) que trabaja entre la temperatura T_H de la cámara de combustión y el fluido de trabajo, que se considera aire. En los últimos años se han desarrollado nuevas tecnologías para intercambiadores de calor de alta temperatura de este tipo, que incluyen materiales cerámicos, y sustituyen a los tradicionales intercambiadores metálicos. Pueden trabajar a temperaturas superiores a los 1600 K. Detalles sobre el diseño y particularidades de estos intercambiadores se pueden encontrar en [5, 88].

Estos intercambiadores son especialmente interesantes en las *turbinas de combus-*

¹Recordemos que Horlock denota por CICIC...TBTB...X la configuración de una planta con varios compresores (C) y refrigeradores (I), varias turbinas (T) con recalentadores intermedios (B) y regeneración (X).

ción externa (*Externally Fired Gas Turbine*, EFGT) [6, 38]. En ellas la inyección de combustible en el fluido de trabajo se efectúa después de que éste ha pasado por la turbina, con lo que se pueden quemar combustibles 'sucios' como la biomasa sin que los álabes de la turbina sufran problemas de corrosión o desgaste. La investigación en este tipo de turbinas es muy activa hoy en día y se ha demostrado la necesidad de diseñar intercambiadores específicos capaces de trabajar con buena efectividad a temperaturas superiores a los 1300 K.

A la hora de obtener resultados numéricos para los parámetros de salida de la microturbina propuesta con nuestro modelo (Ecs. (2.12), (2.32), (2.39) y (2.40)) hacemos las siguientes consideraciones:

1. Adoptamos como margen plausible de valores para la efectividad del intercambiador de alta temperatura entre $\epsilon_H = 0,80$ y $0,94$. Estos valores se corresponden con estudios recientes de simulaciones CFD (*Computational Fluid Dynamics*) [6]. Hemos tomado además que la cesión de calor de los gases de escape al foco frío la temperatura ambiente T_L es aproximadamente ideal, es decir, $\epsilon_L = 1,0$.
2. Las caídas de presión, tanto en el proceso de absorción de calor, $\Delta p_H/p_H$, como en el de cesión a través de los gases de escape hacia el exterior, $\Delta p_L/p_L$, se consideran aproximadamente en torno al 4%, siguiendo los valores sugeridos por diversos autores [6, 89].
3. Como fluido de trabajo consideramos aire en condiciones de gas ideal con un *coeficiente adiabático medio*, $\bar{\gamma}$, entre las temperaturas mínima y máxima del ciclo calculado del siguiente modo:

$$\bar{\gamma} = \frac{1}{T_3 - T_1} \int_{T_1}^{T_3} \frac{c_p(T)}{c_v(T)} dT = \frac{1}{T_3 - T_1} \int_{T_1}^{T_3} \frac{1}{1 - \frac{R}{c_p(T)}} dT \quad (3.1)$$

donde $c_p(T)$ y $c_v(T)$ son las capacidades caloríficas molares del aire en función de la temperatura. Hemos tomado como evolución de $c_p(T)$ [90]:

$$c_p(T) = a_1 + b_1 T + c_1 T^2 + d_1 T^3 + e_1 T^4 \quad \text{J}/(\text{mol K}) \quad (3.2)$$

Combustible	Gas natural
Potencia eléctrica generada	100 kW ($\pm 0,3$)
Potencia mecánica neta, P	123 kW
Potencia generada por la turbina	282 kW
Potencia consumida por el compresor	159 kW
Calor de entrada, $ \dot{Q}_H $	333 kJ/s
Relación de compresión, r_p	4,5
Temperatura ambiente, T_1	288 K
Temperatura de entrada en la turbina, T_3	1223 K
Temperatura de los gases de escape, T_4	923 K
Temperatura de salida después de regenerador, T_y	543 K
Eficiencia eléctrica neta	0,30 ($\pm 0,01$)
Eficiencia termodinámica, η	0,37
Eficiencia isoentrópica de la turbina, ϵ_t	0,826
Eficiencia isoentrópica del compresor, ϵ_c	0,768
Eficiencia del regenerador, ϵ_r	0,873
Flujo másico de aire	0,7833 kg/s
Flujo másico de gases de escape	0,79 kg/s
Área de intercambio en el regenerador	164 m ²

Tabla 3.1: Datos de diseño y funcionamiento de la microturbina de gas Turbec T100 (ABB/Volvo), tomados de [6, 38, 87].

con los valores de los parámetros contenidos en la tabla 3.2. Los efectos de considerar como fluido de trabajo un gas real ha sido analizada en detalle por A. Guha en [91, 92].

Con estos datos, obtenemos un coeficiente adiabático medio, $\bar{\gamma} = 1,361$ y unos valores para los coeficientes ρ_H y ρ_L (Ecs. (2.4) y (2.8)), que cuantifican en nuestro

$$a_1 = 30,37$$

$$b_1 = -11,09 \times 10^{-3}$$

$$c_1 = 27,36 \times 10^{-6}$$

$$d_1 = -15,88 \times 10^{-9}$$

$$e_1 = 2,29 \times 10^{-12}$$

Tabla 3.2: Parámetros de la interpolación polinómica considerada para el cálculo del valor medio del coeficiente adiabático del aire [90]. Las unidades son S.I..

modelo las caídas de presión, de $\rho_H = \rho_L = 0,99$.

4. Además, hemos considerado despreciables las transferencias de calor directas desde la cámara de combustión hacia el ambiente, es decir, $\xi \simeq 0$.

Todos los demás datos necesarios para obtener los parámetros de salida de la turbina son los experimentales. En la tabla 3.3 mostramos los resultados obtenidos con el modelo de turbina de gas multietapa propuesto en este trabajo. En correspondencia con la turbina comercial Turbec T100 se ha tomado la configuración básica con una sola turbina ($N_t = 1$) y un sólo compresor ($N_c = 1$). Los resultados muestran el buen acuerdo numérico de nuestro modelo con los datos experimentales. Para la eficiencia termodinámica, η , la desviación relativa obtenida respecto a la turbina comercial no excede el 2,7%, para la potencia mecánica, P , el 6,7% y para el calor liberado, $|\dot{Q}_H|$, el 4,2%. El hecho de modificar la efectividad del intercambiador de calor de alta temperatura en el intervalo realista 0,8 – 0,94 sólo modifica la potencia de salida del orden del 0,09% y el calor absorbido del orden de 0,04%. En la eficiencia, la diferencia es inapreciable.

	η	P (kW)	$ \dot{Q}_H $ (kJ/s)
Modelo	0,36	114,8	319,0
Planta real	0,37	123	333
Desviación relativa (%)	2,7	6,7	4,2

Tabla 3.3: Comparación de los parámetros de salida obtenidos con el modelo propuesto para la microturbina Turbec T100 (ABB/Volvo) y valores reales. La efectividad del intercambiador de alta temperatura se ha tomado como $\epsilon_H = 0,94$ [6] (lo que da una relación de temperaturas, $\tau = 4,32$ y una temperatura del foco caliente, $T_H = 1245,7$ K) y en la cesión de calor al ambiente se ha considerado $\epsilon_L = 1,0$. Los parámetros de irreversibilidad asociados a las caídas de presión en la absorción y cesión de calor se consideran $\rho_H = \rho_L = 0,99$ [6, 89].

3.2. Validación: planta con dos etapas de compresión

Para la validación de nuestro modelo en el caso de una planta multietapa hemos elegido un análisis realizado dentro del marco de un proyecto de I+D de la Comunidad Europea [89, 93] desarrollado en los años 2000-2003. En este proyecto se analizan varios ciclos termodinámicos con objeto de elegir el más adecuado a la hora de proyectar sistemas de cogeneración con potencias hasta los 500 kW. En ese intervalo de potencias la limitación más importante en cuanto al desarrollo comercial de la tecnología de turbinas de gas es su coste de producción y mantenimiento. Esto se debe a que en este rango de potencias hay una fuerte competencia con sistemas funcionando con motores alternativos de combustión interna, que la industria automovilística produce en gran cantidad con un coste de producción bastante reducido.

Por ello es fundamental buscar ciclos termodinámicos con una alta eficiencia. Los ciclos Brayton simples sin regeneración dan eficiencias cerca del 18%, con regeneración proporcionan eficiencias en torno al 30%, mientras que en el mismo intervalo de

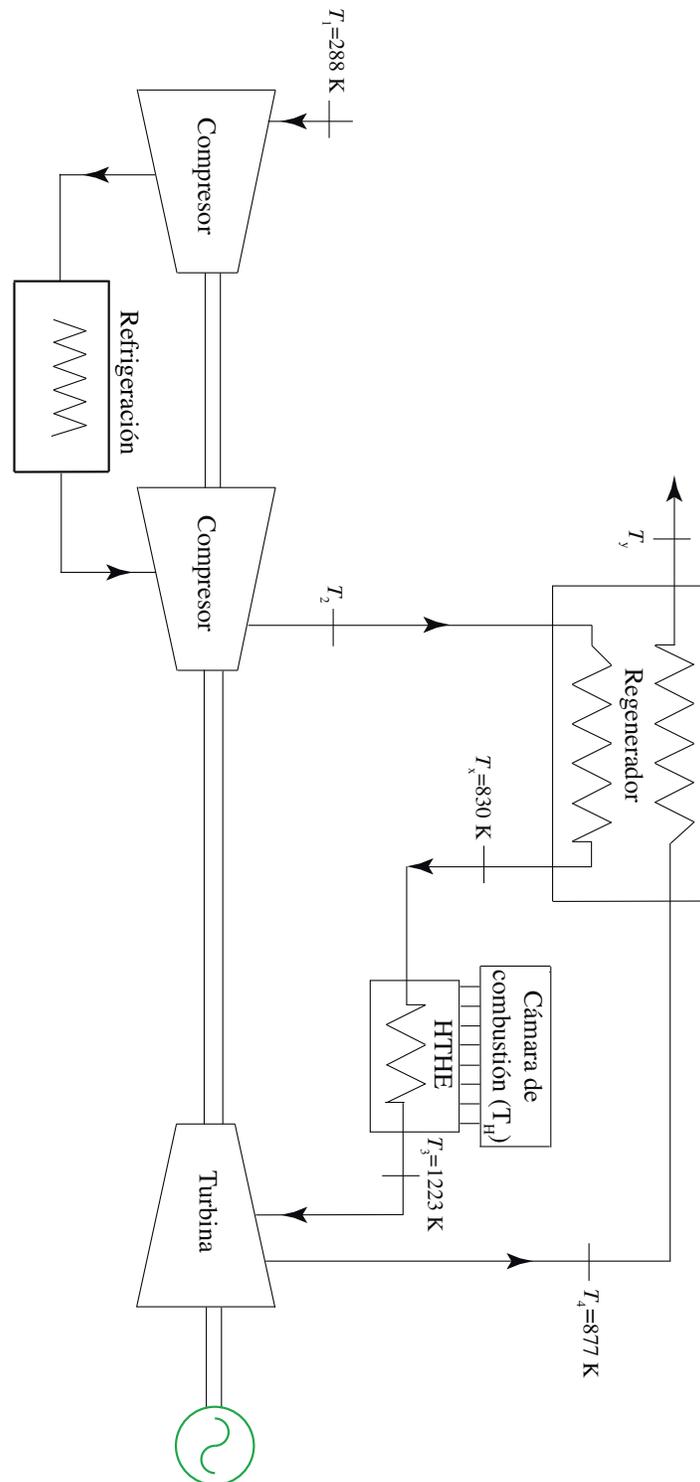


Figura 3.2: Esquema de funcionamiento y temperaturas características de la planta CICBTX analizada por A. Romier [89, 93]).

potencias los motores alternativos de combustión interna alcanzan cifras en torno al 35 %. Pero aún queda margen en la investigación de ciclos modificados sobre la base del ciclo de Brayton regenerativo con objeto de mejorar esa eficiencia de alrededor del 30 %.

En principio, una forma directa de mejorarla es aumentar la temperatura de entrada en la turbina, pero esto hace necesario el desarrollo de materiales cerámicos para las partes calientes del ciclo, con lo que se eleva cuantiosamente el coste de producción. Otra alternativa es aumentar el número de etapas de compresión y/o expansión. En el proyecto que mencionamos [89, 93], se realiza un estudio sistemático, en condiciones reales y muy similares (igual temperatura de entrada a la turbina e iguales términos de pérdidas para los elementos básicos de la planta) de varios ciclos: un ciclo regenerativo simple (CBTX), un ciclo regenerativo con dos etapas de compresión y refrigeración intermedia (CICBTX) y otro ciclo regenerativo de baja presión². Se concluye en el estudio, que para su utilización dentro de un sistema de cogeneración, el ciclo más adecuado es el CICBTX trabajando con una relación de presiones en torno a 6. Aunque el ciclo regenerativo de baja presión alcanza una eficiencia global de cogeneración ligeramente más alta (un 2 % mayor), el CICBTX proporciona una mejor eficiencia eléctrica (1 %) y una mejor eficiencia termodinámica (1,2 %). Para llegar a esos valores el ciclo regenerativo simple CBTX requiere un flujo de aire mucho mayor (aproximadamente 1.3 veces mayor). Dicho de otro modo, el ciclo CICBTX proporciona altas eficiencias ($\simeq 35\%$) y necesita un menor flujo de aire, que es un parámetro fundamental a la hora de dimensionar las componentes básicas de la planta: intercambiadores de calor, regenerador y cámara de combustión.

A continuación analizamos el ciclo CICBTX (véase el esquema en la Fig. 3.2 y los datos experimentales en el cuadro 3.4) con objeto de comparar los resultados numéricos para la eficiencia y la potencia obtenidas con nuestro modelo y la planta original. Para aplicar nuestro modelo a este caso hemos hecho las siguientes consideraciones:

1. Dentro del margen realista para la eficiencia de los intercambiadores de calor que mencionábamos en la Sec. 3.1 tomamos $\epsilon_H = 0,8$ y $\epsilon_L = 1,0$. Ese valor de ϵ_H da

²En este ciclo se consideran dos compresores sin refrigeración intermedia y dos etapas de cogeneración. De los dos compresores uno está situado antes de la turbina y del regenerador y otro se coloca después de la primera etapa de cogeneración.

Combustible	Gas natural
Potencia en el eje, P	350 kW
Relación de compresión, r_p	6
Temperatura ambiente, T_1	288 K
Temperatura de entrada en la turbina, T_3	1223 K
Temperatura del aire tras el regenerador, T_x	830 K
Eficiencia eléctrica neta	0,33
Eficiencia termodinámica, η	0,36
Eficiencia isoentrópica de la turbina, ϵ_t	0,85
Eficiencia isoentrópica del compresor, ϵ_c	0,77
Eficiencia del regenerador, ϵ_r	0,85
Eficiencia térmica de cogeneración	0,48
Eficiencia global	0,80
Flujo másico de aire	1,97 kg/s

Tabla 3.4: Datos de diseño y funcionamiento de la turbina de gas CICBTX analizada por Romier [89].

- lugar a una temperatura equivalente del foco caliente de $T_H = 1321$ K.
- Tomamos como valor aproximado para los parámetros ϵ_H y ϵ_L que caracterizan las pérdidas asociadas a que los procesos de absorción y cesión de calor no son perfectamente isóbaros el valor $\epsilon_H = \epsilon_L = 0,98$ [6, 89] (lo que equivale a unas caídas de presión relativas en ambos procesos del orden del 8%).
 - Igual que en la sección anterior consideramos que el fluido de trabajo que realiza el ciclo termodinámico es aire en condiciones de gas ideal y tomamos un valor

promedio para su coeficiente adiabático de $\bar{\gamma} = 1,361$.

4. Consideramos despreciables las transferencias de calor de tipo *heat-leak*, es decir, $\xi = 0$.

	η	P (kW)	$ \dot{Q}_H $ (kJ/s)
Modelo	0,37	346,1	928,1
Planta real	0,36	350	--
Desviación relativa (%)	2,8	1,1	--

Tabla 3.5: Comparación de los parámetros de salida obtenidos con el modelo propuesto para la turbina CICBTX [89] y valores reales. La efectividad del intercambiador de alta temperatura se ha tomado como $\epsilon_H = 0,80$ [6] (lo que da una relación de temperaturas, $\tau = 4,59$ y una temperatura del foco caliente, $T_H = 1321$ K) y en la cesión de calor al ambiente se ha considerado $\epsilon_L = 1,0$. Los parámetros de irreversibilidad asociados a las caídas de presión en la absorción y cesión de calor se consideran $\rho_H = \rho_L = 0,98$ [6, 89].

La tabla 3.5 muestra el buen acuerdo numérico entre los resultados de nuestro modelo en el caso de una planta con dos compresores y una turbina ($N_c = 2$ y $N_t = 1$) con los datos tomados de la literatura. La desviación relativa del rendimiento termodinámico no excede el 2,8% y la potencia obtenida el 1,1%.

3.3. Estudio de sensibilidad de plantas reales

3.3.1. Microturbina regenerativa

Una técnica habitual en Optimización Termodinámica para analizar y optimizar el funcionamiento o el diseño de un convertidor energético es la representación de los diagramas potencia-rendimiento mediante la eliminación paramétrica de alguna de las

variables controlables en el sistema [22, 94, 95, 96]. Es usual en sistemas termodinámicos reales que respecto a la variable considerada, la potencia y el rendimiento tengan máximos en puntos próximos pero no coincidentes, por lo que la forma de las curvas potencia-rendimiento es un bucle en el que los puntos de máxima potencia y máximo rendimiento están separados una cierta distancia. Precisamente el intervalo entre ambos se considera como la región óptima de trabajo del convertidor. Esto se debe a que los sistemas reales suele estar implícitamente optimizados para trabajar en un régimen que constituya un compromiso entre máxima potencia y máxima potencia respecto al combustible consumido.

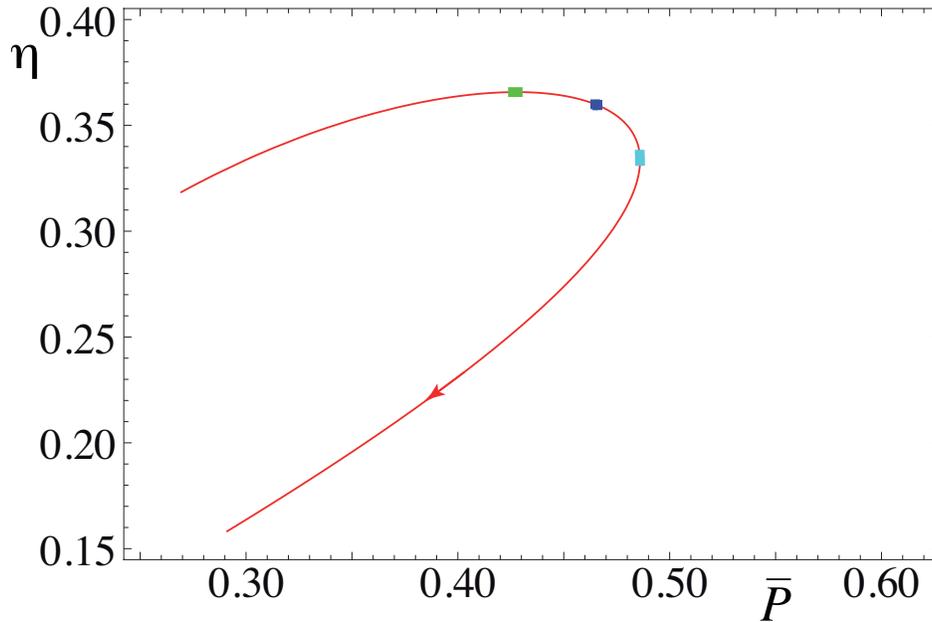


Figura 3.3: Diagrama potencia-rendimiento para la microturbina analizada en [6], obtenido eliminando paramétricamente la relación de presiones, r_p . La flecha indica el sentido creciente de r_p . La potencia se presenta en unidades adimensionales. Se señalan en colores los puntos de máxima potencia, máximo rendimiento y el punto de diseño real (azul oscuro).

En la figura 3.3 representamos la curva potencia³-rendimiento obtenida eliminando la relación de presiones, r_p entre las curvas $\bar{P} = \bar{P}(r_p)$ y $\eta = \eta(r_p)$ para la microturbina

³Definimos una potencia en unidades adimensionales como: $\bar{P} = P/(C_w T_L)$ donde C_w es la capacidad calorífica del fluido de trabajo y T_L es la temperatura de la fuente fría.

de 100 kW analizada por Mello [6]. En la aplicación de nuestro modelo, todos los parámetros son los experimentales detallados en la sección 3.1, salvo la relación de presiones que se ha considerado un parámetro libre para obtener la curva roja de la figura. La curva se recorre en el sentido horario al aumentar la relación de presiones. El punto azul oscuro representa el punto de diseño real de la planta y también se muestran los puntos de máxima potencia y máximo rendimiento. El punto de diseño real está en el intervalo esperado, aproximadamente equidistante de los puntos de los dos máximos. La relación de presiones experimental es de 4,5, la máxima potencia en nuestro modelo se obtendría con una relación de presiones superior, $r_p(\bar{P}_{\max}) = 6,5$, y el máximo rendimiento con una ligeramente inferior, $r_p(\eta_{\max}) = 3,5$.

La tabla 3.6 contiene los valores del máximo rendimiento y la máxima potencia predichos por nuestro modelo para esta planta real cuando se considera como variable únicamente la relación de presiones. Es posible mejorar el rendimiento un 1,6 % si se reduce la relación de presiones al valor que da el rendimiento máximo, $r_p(\eta_{\max}) = 3,5$, pero a costa de disminuir la potencia, puesto que la potencia en condiciones de máximo rendimiento que se obtiene es un 8,1 % más pequeña que en las condiciones de diseño. Análogamente, aumentando la relación de presiones desde el valor de diseño de 4,5 hasta la que da la máxima potencia $r_p(P_{\max})$ se incrementa la potencia en un 4,4 %, pero el rendimiento se disminuye en un 7,5 %.

Analizando el calor absorbido en el ciclo, que es una variable proporcional al combustible consumido, si el sistema se optimizara para trabajar en condiciones de máximo rendimiento, se produciría un ahorro en el calor de entrada cercano al 10 %, y, sin embargo, si se considera como objetivo maximizar la potencia, ésto repercutiría en un incremento cercano al 13 %.

Otro análisis que permite nuestro modelo es predecir cuáles serían los parámetros de salida de la planta cambiando la configuración de diseño CBTX para convertirla en multietapa. Si mantenemos todos los parámetros de la planta real, incluyendo ahora la relación de presiones, pero modificamos la compresión para hacerla en varias etapas con refrigeración intermedia o se hace lo mismo en la expansión (multietapa con recalentamiento intermedio) se obtiene una evolución como la que se muestra en el cuadro 3.7. Hemos considerado en él hasta una configuración CICBTBTX con dos

Máximo rendimiento

$$\eta_{\text{máx}} = 0,366 \quad r_p(\eta_{\text{máx}}) = 3,5$$

+1,6 % respecto a punto de diseño

Máxima potencia

$$P_{\text{máx}} = 119,8 \text{ kW} \quad r_p(P_{\text{máx}}) = 6,5$$

+4,4 % respecto a punto de diseño

Calor absorbido

$$|\dot{Q}_H|_{\eta_{\text{máx}}} = 288,4 \text{ kJ/s}$$

-9,6 % respecto a punto de diseño

$$|\dot{Q}_H|_{P_{\text{máx}}} = 359,4 \text{ kJ/s}$$

+12,7 % respecto a punto de diseño

Tabla 3.6: Rendimiento y potencia máximas posibles de la microturbina CBTX considerando como variable la relación de presiones y manteniendo los demás parámetros como en la planta experimental. La relación de presiones de la planta real es $r_p = 4,5$.

compresores y dos turbinas porque por razones económicas la incorporación de más etapas sería inviable. En la tabla se observa que la configuración con dos compresores y una única turbina CICBTX permite aumentar la potencia un 13,4 % respecto a la CBTX a costa de que el calor de entrada aumente sólo un 3,3 %. Esto tiene como consecuencia que el rendimiento térmico aumenta de forma notable, cerca de un 10 %. Si se adopta una configuración CBTBTX la potencia aumenta incluso más que con la configuración CICBTX, pero se requiere un consumo de combustible bastante mayor y el rendimiento aumenta un 8,9 % respecto a la configuración CBTX, algo menos que

	CBTX	CICBTX	CBTBTX	CICBTBTX
η	0,360	0,39 (+9,7)	0,392 (+8,9)	0,422 (+17,2)
P (kW)	114,8	130,2 (+13,4)	142,4 (+24,0)	157,8 (+37,5)
$ \dot{Q}_H $ (kJ/s)	319,0	329,7 (+3,3)	363,0 (+13,8)	373,7 (+17,1)

Tabla 3.7: Parámetros de salida de la microturbina CBTX si, manteniendo inalterados los parámetros básicos del ciclo y de pérdidas, se modifica la configuración de la planta. En paréntesis se muestran las variaciones relativas en porcentaje [$\Delta(\%)$] respecto a la configuración experimental CBTX.

con la CICBTX. Introduciendo dos etapas de compresión y dos de expansión, diseño CICBTBTX, se consigue aumentar considerablemente el rendimiento, hasta un 17,1 %, debido a que la potencia aumenta muy apreciablemente, un 37,5 % respecto a CBTX y el calor de entrada lo hace en menor medida, un 17,1 %.

Para analizar la sensibilidad de la potencia y el rendimiento de la planta respecto a las principales irreversibilidades que afectan al ciclo termodinámico haremos uso de un tipo de diagramas habituales en el *análisis termoeconómico* de sistemas de este tipo [78]. Este análisis es imprescindible tanto a la hora de diseñar la planta y decidir las inversiones a realizar en los distintos componentes, como en la predicción de la evolución de los parámetros de salida durante la vida de la planta, puesto que dependen del estado de los componentes y su evolución con el tiempo. En la figura 3.4 representamos la evolución del rendimiento térmico, la potencia mecánica de salida y el calor absorbido para la planta CBTX que estamos considerando en esta sección en términos de variaciones de los parámetros que caracterizan las principales pérdidas respecto a los parámetros considerados en el diseño real de la planta. En concreto, analizamos las variaciones de las pérdidas en la turbina (ϵ_t) y el compresor (ϵ_c), individualmente y en conjunto ($\epsilon_t + \epsilon_c$) y las irreversibilidades en el regenerador (ϵ_r). En términos relativos contemplamos un posible margen del 5 % respecto a los parámetros de los componentes en el punto de diseño. En términos reales esto se traduce en que ϵ_t fluctúa en el intervalo [0,785, 0,867] (el valor real en la planta es 0,826), ϵ_c fluctúa en [0,730, 0,806] (el valor real en la planta es 0,768) y ϵ_r se encuentra en el intervalo [0,829, 0,917] (el

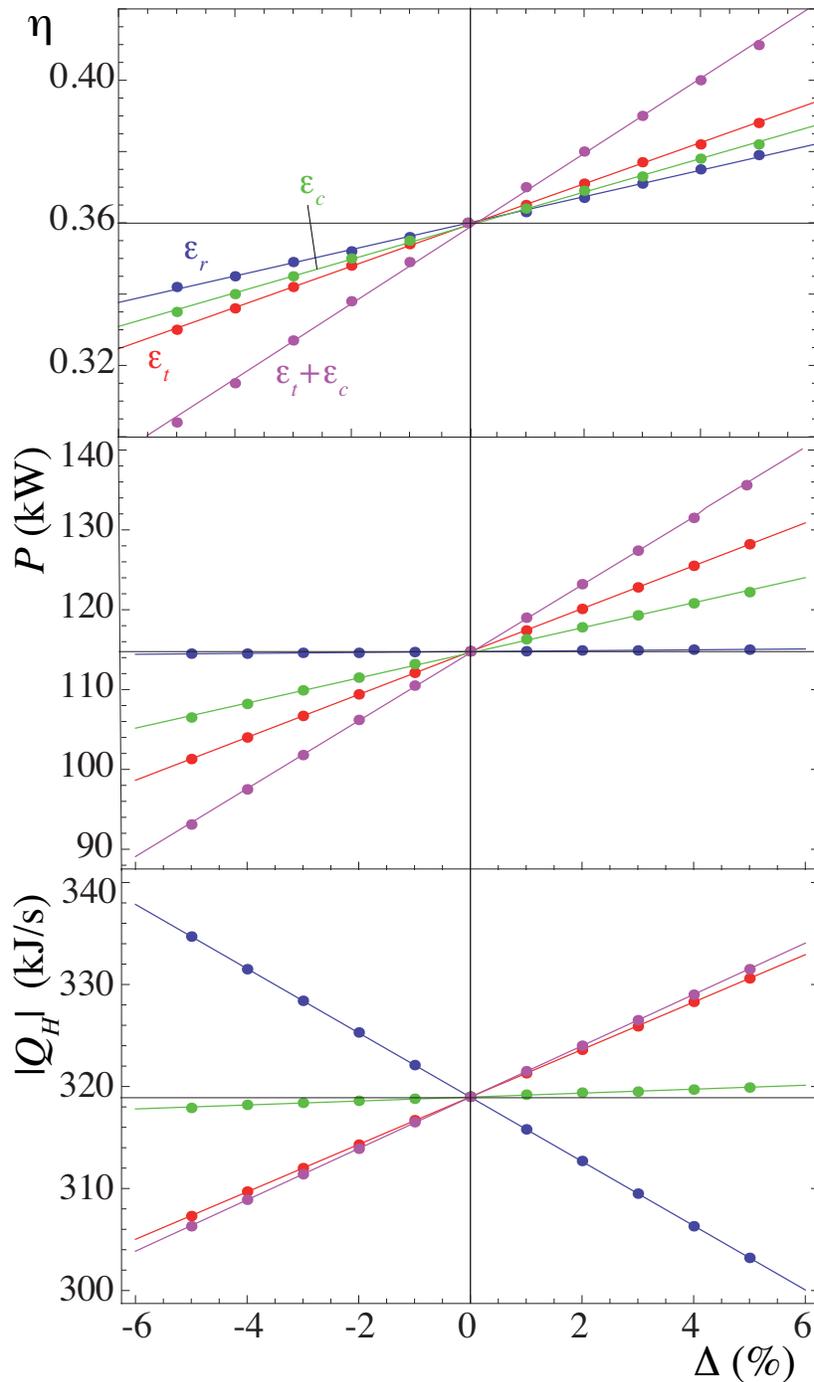


Figura 3.4: Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la microturbina CBTX [6] a variaciones de la eficiencia del compresor (ϵ_c), de la turbina (ϵ_t), ambas simultáneamente ($\epsilon_t + \epsilon_c$) y la eficiencia del regenerador (ϵ_r). En el eje horizontal se representa en cada caso el incremento relativo, Δ (%), respecto al punto de diseño.

valor real en la planta es 0,873).

En la figura 3.4 se observa, en primer lugar, que la variación de las tres funciones consideradas es lineal en todos los casos, dentro del intervalo tomado. Una mejora en la eficiencia del regenerador, ϵ_r implica un aumento del rendimiento, pero menor que mejorando los otros componentes. Este aumento es aproximadamente del 5% en el intervalo considerado, es decir, mejorando la eficiencia del regenerador hasta un 5%. En el caso de ϵ_r esta evolución del rendimiento se debe a que la potencia obtenida es independiente de las pérdidas en el regenerador, pero la disminución de estas pérdidas provoca un menor calor de entrada, es decir, un menor consumo (recta de pendiente negativa en la figura correspondiente a $|\dot{Q}_H|$). El rendimiento puede mejorar hasta un 6% aproximadamente si la eficiencia del compresor aumenta al valor máximo del intervalo considerado, un 5%. En este caso, aumenta la potencia (6,5%) y el consumo lo hace más lentamente (3,9%) lo que explica el aumento neto de eficiencia. Algo similar ocurre al mejorar la eficiencia de la turbina ϵ_t . En este caso se consigue un aumento máximo de la eficiencia cercano al 8%.

Cuando se analizan ambos componentes, turbina y compresor, simultáneamente ($\epsilon_t + \epsilon_c$), es posible mejorar la eficiencia hasta cerca del 14%, aumentando la potencia un 18,1% y disminuyendo el consumo en un 3,9%. Comentarios análogos a los anteriores se pueden hacer en el caso de que se produzca un aumento de las pérdidas de esos tres elementos, turbina, compresor y regenerador durante el ciclo de operación de la central. Brevemente, en el intervalo considerado, un aumento de las pérdidas en el regenerador de un 5% provoca una disminución de eficiencia también del 5% y en el otro extremo, si la eficiencia de la turbina y el compresor disminuyen simultáneamente hasta un 5%, la eficiencia de la planta se verá afectada en un 15,5% aproximadamente.

En cuanto a la evolución de los parámetros de salida con las caídas de presión en los procesos de absorción y cesión calor, hemos representado en la figura 3.5, η , P y $|\dot{Q}_H|$ considerando como origen las caídas en la planta real $\Delta p_H/p_H = \Delta p_L/p_L \equiv \Delta p/p = 4,0\%$ y considerando un margen del 100%, es decir, un intervalo $[0,0, 8,0]$ (%). En todos los casos, como cabría esperar, las curvas tienen pendiente negativa, una disminución de las caídas de presión mejora los parámetros de salida de la planta. El comportamiento es aproximadamente lineal y, por lo tanto, previsible. El rendimiento aumenta hasta

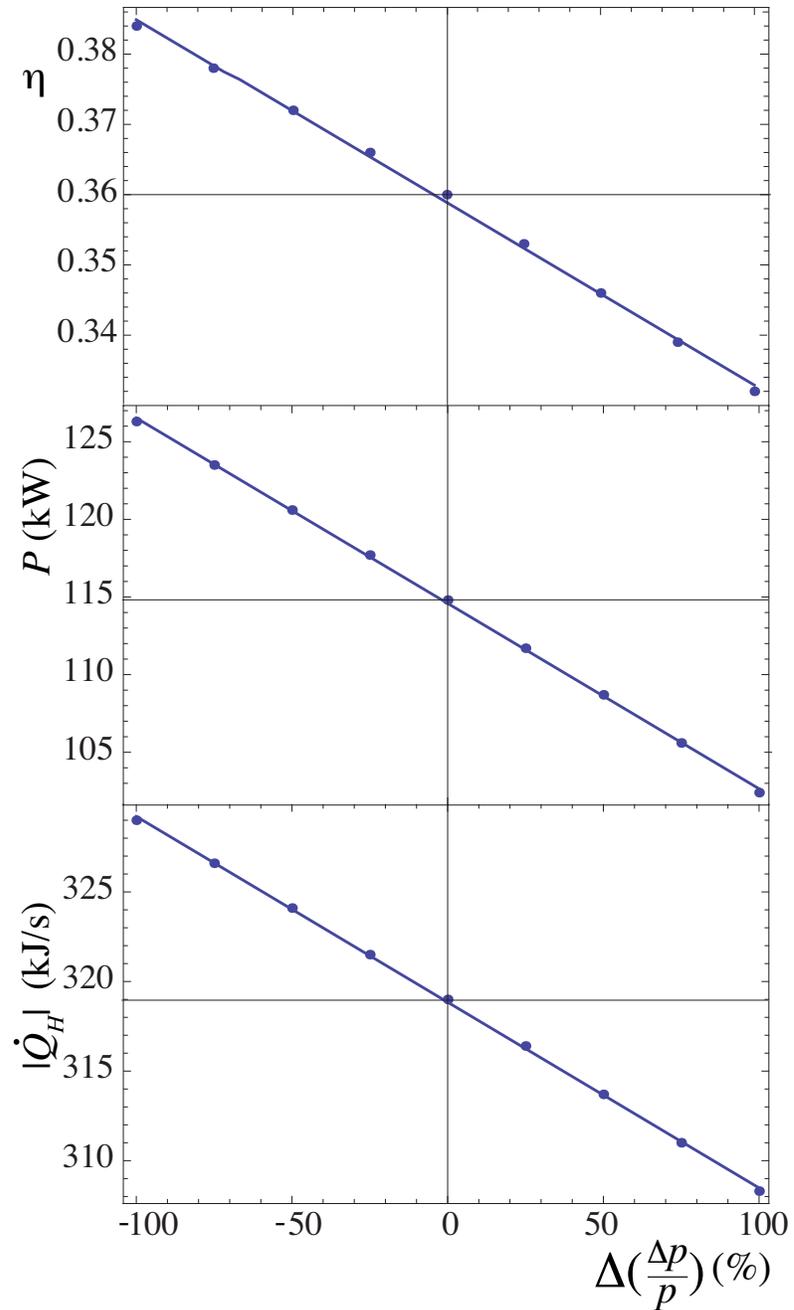


Figura 3.5: Sensibilidad de planta CBTX [6] a cambios en las caídas de presión relativas en la absorción y cesión de calor. En el eje horizontal representamos el incremento relativo de las caídas de presión, $\Delta(\Delta p/p)$ (%), respecto al punto de diseño.

aproximadamente un 7% cuando la caída de presión se lleva desde el punto de diseño hasta el menor valor considerado, la potencia mejora un 10% y el calor requerido aumenta en un 3,1%. Al aumentar las caídas de presión desde los valores de diseño de la planta hasta el 8% provocan disminuciones del rendimiento cercanas al 8%, de la potencia de un 10,8% y del calor liberado de un 3,3%.

En la Figura 3.6 representamos la sensibilidad de los parámetros de salida a la eficiencia de los intercambiadores de calor con la fuente caliente, ϵ_H y con la fuente fría, ϵ_L . Para ϵ_H , teniendo en cuenta los márgenes realistas de los intercambiadores de hoy en día (ver sección 1.2.1) y el límite ideal, hemos contemplado una variación sobre el valor de diseño, $\epsilon_H = 0,94$, entre el -15% y el $+6\%$, que equivale a un intervalo de eficiencias: $[0,8, 1,0]$. Para la eficiencia del intercambiador de la parte fría, como en el punto de diseño hemos asumido condiciones cercanas a las ideales, hemos analizado pérdidas de eficiencia de hasta el -15% , es decir hasta un valor $\epsilon_L = 0,8$. Conviene remarcar dos hechos: (a) incluso en intervalos de los parámetros reducidos la evolución de rendimiento, potencia y calor de entrada es cuadrática y (b) el rendimiento es mucho más sensible a variaciones de ϵ_L que de ϵ_H . En la parte superior de la figura 3.6 se observa que en el límite inferior de ϵ_H el rendimiento ha bajado desde el valor experimental de 0,36 hasta 0,33, mientras que si se produce la reducción equivalente de ϵ_L baja hasta 0,29 (lo que equivale a una disminución de casi el 20%). Otro punto interesante es que aumentando la eficiencia del intercambiador con la cámara de combustión desde 0,94 hasta su valor ideal, el incremento de eficiencia sería muy reducido, de 0,36 en el punto de diseño hasta 0,37 (algo menos del 3%).

3.3.2. Planta con dos etapas de compresión y refrigeración intermedia

Realizaremos a continuación un análisis similar para la planta CICBTX sobre la base de los datos reales de A. Romier [89]. En la figura 3.7 representamos la curva potencia-rendimiento obtenida eliminando la relación de presiones entre las curvas correspondientes a la potencia y el rendimiento. Todos los demás parámetros se mantienen en los valores reales. En esta planta, el punto de diseño de la planta está muy próximo al de máximo rendimiento. La relación de presiones real es de 6,0. A partir de nuestro

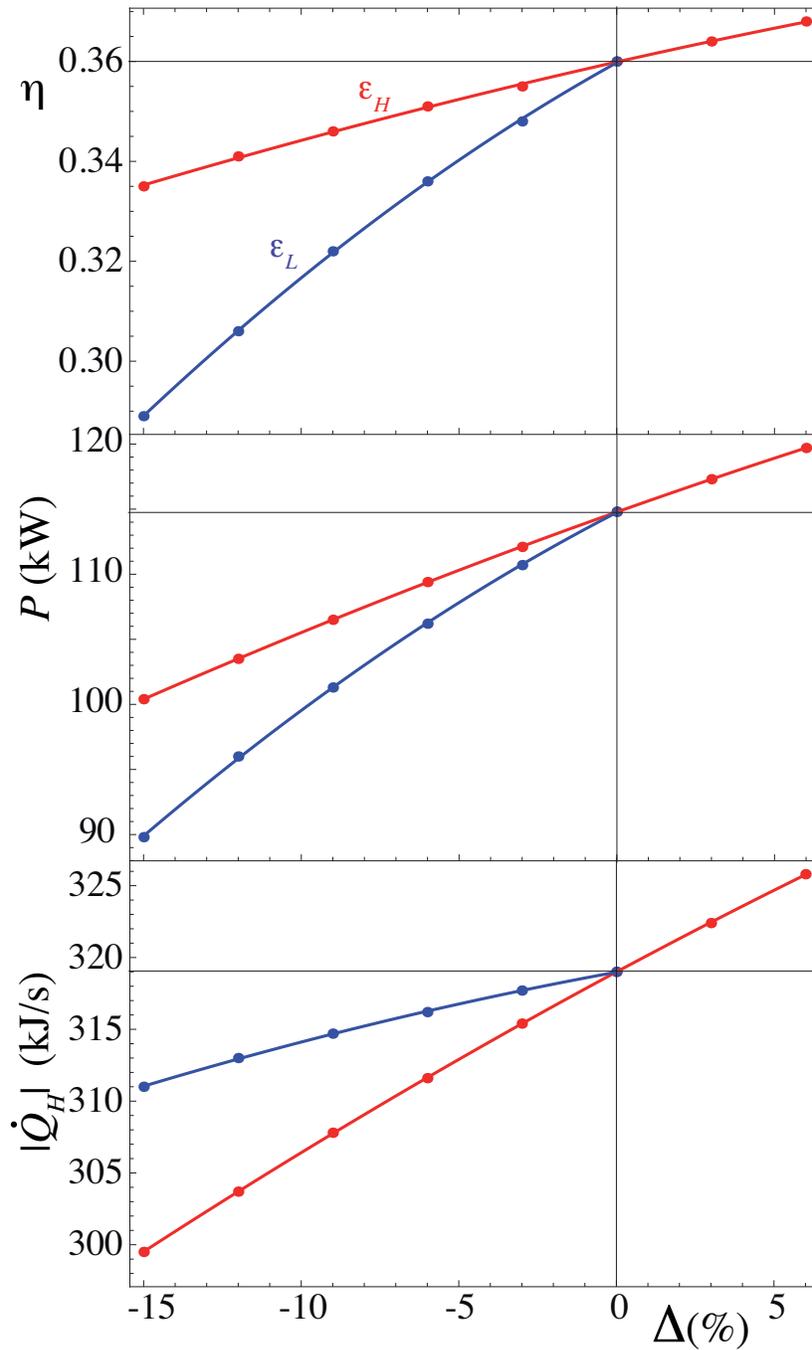


Figura 3.6: Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la microturbina CBTX [6] a variaciones de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas. En azul se considera ϵ_L variable y ϵ_H en condiciones de diseño, $\epsilon_H = 0,94$. En rojo se considera ϵ_H variable y ϵ_L en condiciones de diseño, $\epsilon_L \simeq 1,0$

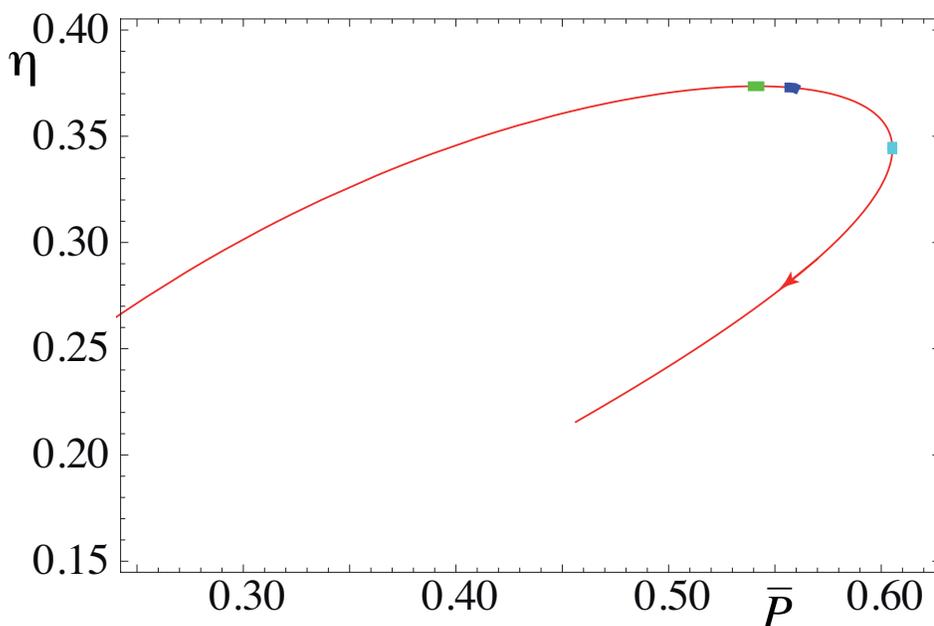


Figura 3.7: Diagrama potencia-rendimiento para la turbina CICBTX [89]. La flecha indica el sentido creciente de r_p . Se señalan en colores los puntos de máxima potencia, máximo rendimiento y el punto de diseño real (azul oscuro).

modelo, la potencia máxima para esta planta CICBTX se obtendría en $r_p(\bar{P}_{\text{máx}}) = 11,6$ y el máximo rendimiento en $r_p(\eta_{\text{máx}}) = 5,4$.

La tabla 3.8 contiene los valores máximos del rendimiento y la potencia y el calor absorbido en ambos casos. En este caso es posible aumentar el rendimiento desde el punto de diseño hasta el valor máximo reajustando la relación de presiones. Ese aumento, sin embargo, es pequeño, el 0,14% y supondría una disminución de potencia (potencia en condiciones de máximo rendimiento) del 3,0%. Si el objetivo fuese, desde el punto de diseño aumentar la potencia es posible hacerlo hasta un 8,4% (punto de máxima potencia) aumentando la relación de presiones de $r_p = 6,0$ hasta $r_p(\bar{P}_{\text{máx}}) = 11,6$. En ese caso el empeoramiento del rendimiento (rendimiento en condiciones de máxima potencia) sería del 8,2%.

En cuanto a otras alternativas de configuración de la planta, la tabla 3.9 resume los parámetros de salida de la planta, si manteniendo las variables básicas de la planta CICBTX analizada, se modifica el número de etapas o se sustituyen los dos compre-

Máximo rendimiento

$$\eta_{\text{máx}} = 0,373 \quad r_p(\eta_{\text{máx}}) = 5,4$$

+0,14 % respecto a punto de diseño

Máxima potencia

$$P_{\text{máx}} = 375,3 \text{ kW} \quad r_p(P_{\text{máx}}) = 11,6$$

+8,4 % respecto a punto de diseño

Calor absorbido

$$|\dot{Q}_H|_{\eta_{\text{máx}}} = 898,6 \text{ kJ/s}$$

-3,2 % respecto a punto de diseño

$$|\dot{Q}_H|_{P_{\text{máx}}} = 1090,8 \text{ kJ/s}$$

+17,5 % respecto a punto de diseño

Tabla 3.8: Rendimiento y potencia máximas posibles de la turbina CICBTX considerando como variable la relación de presiones y manteniendo los demás parámetros como en punto de diseño. La relación de presiones de la planta real es $r_p = 6,0$.

sores por una turbina. En este último caso, modificando la configuración CICBTX a otra CBTBTX con dos turbinas y recalentamiento intermedio, se obtiene una ligera ganancia de rendimiento (0,8 %) provocada por un considerable aumento de potencia (14,8 %), pero a costa de que el calor de entrada aumente también de forma apreciable (14,0 %). En el caso de una configuración CICBTBTX, es decir, añadiendo una turbina y recalentamiento, pero manteniendo la relación de presiones y demás parámetros, se conseguiría aumentar el rendimiento cerca del 11 %, la potencia casi el 31 % y sería necesario un 18,0 % más de calor de entrada.

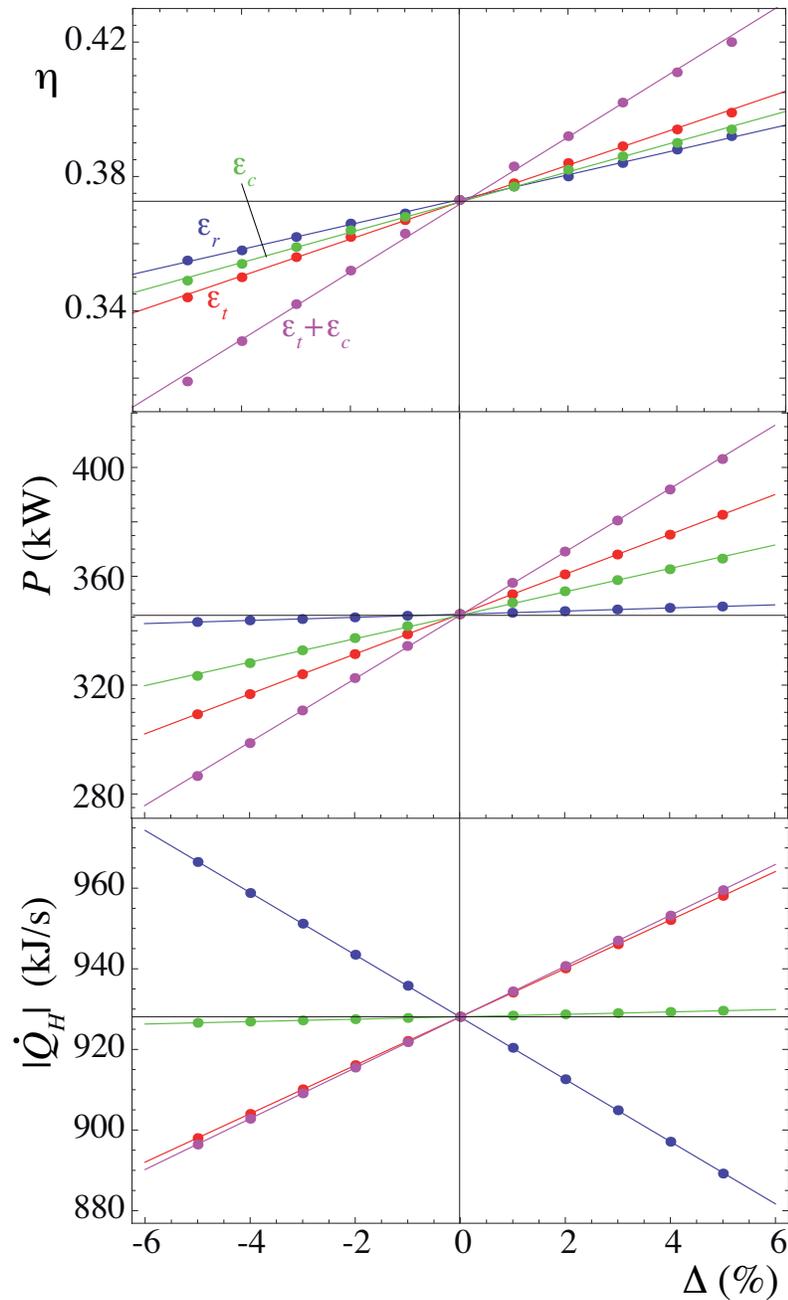


Figura 3.8: Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la planta CICBTX [89, 93] a variaciones de la eficiencia del compresor (ϵ_c), de la turbina (ϵ_t), ambas simultáneamente ($\epsilon_t + \epsilon_c$) y la eficiencia del regenerador (ϵ_r). En el eje horizontal se representa en cada caso el incremento relativo, Δ (%), respecto al punto de diseño.

	CBTX	CICBTX	CBTBTX	CICBTBTX
η	0,326 (-12,6)	0,373	0,376 (+0,8)	0,413 (+10,7)
P (kW)	290,9 (-15,9)	346,1	397,5 (+14,8)	452,3 (+30,7)
$ \dot{Q}_H $ (kJ/s)	890,8 (-4,02)	928,1	1058,3 (+14,0)	1095,0 (+18,0)

Tabla 3.9: Parámetros de salida de la turbina CICBTX si, manteniendo inalterados los parámetros básicos del ciclo y de pérdidas, se modifica la configuración de la planta. En paréntesis se muestran las variaciones relativas $[\Delta(\%)]$ respecto a la configuración CICBTX.

El análisis de la sensibilidad de la planta CICBTX, figura 3.8, a las eficiencias del regenerador, ϵ_r , el compresor, ϵ_c , y la turbina, ϵ_t , arroja unos resultados muy similares a los de la planta CBTX. La evolución del rendimiento térmico, la potencia y el calor de entrada es lineal cuando se representa frente a incrementos de eficiencia relativos al punto de diseño de la planta. La mayor sensibilidad del rendimiento se obtiene cuando se representa respecto a variaciones conjuntas de $\epsilon_c + \epsilon_t$. En este caso, cuando la eficiencia de ambos componentes aumenta simultáneamente un 5% ($\epsilon_c = 0,81$, $\epsilon_t = 0,89$ porque recordemos que en este caso [89] el punto de diseño se encuentra en $\epsilon_c = 0,77$, $\epsilon_t = 0,85$) el rendimiento se incrementa en un 13,6%. Y al contrario, al disminuir las eficiencias de esos componentes en ese mismo porcentaje la pérdida de rendimiento alcanza el -15,5%. En el extremo opuesto está la sensibilidad del rendimiento a la eficiencia del regenerador. Si ésta aumenta un 5%, el rendimiento se ve mejorado en un 5,3% y al contrario. Entre mejorar la eficiencia de la turbina o el compresor por separado, el rendimiento es ligeramente más sensible a cambios en la eficiencia de la turbina: mejora hasta un 7,8% si ϵ_t aumenta un 5% y empeora un 8,3%, si ϵ_t disminuye un 5%. En el caso del compresor el rendimiento aumenta un 6,1% si ϵ_c mejora un 5% y se reduce un 7,0% si ϵ_c baja un 5%.

La sensibilidad de la planta CICBTX a las caídas de presión en los procesos de absorción y cesión de calor se muestra en la figura 3.9. En este caso las caídas en la planta real son cercanas al 8% y hemos comprobado el efecto de variarlas en un intervalo $[0,0, 16,0](\%)$. En comparación con la planta CBTX, aunque el comportamiento del

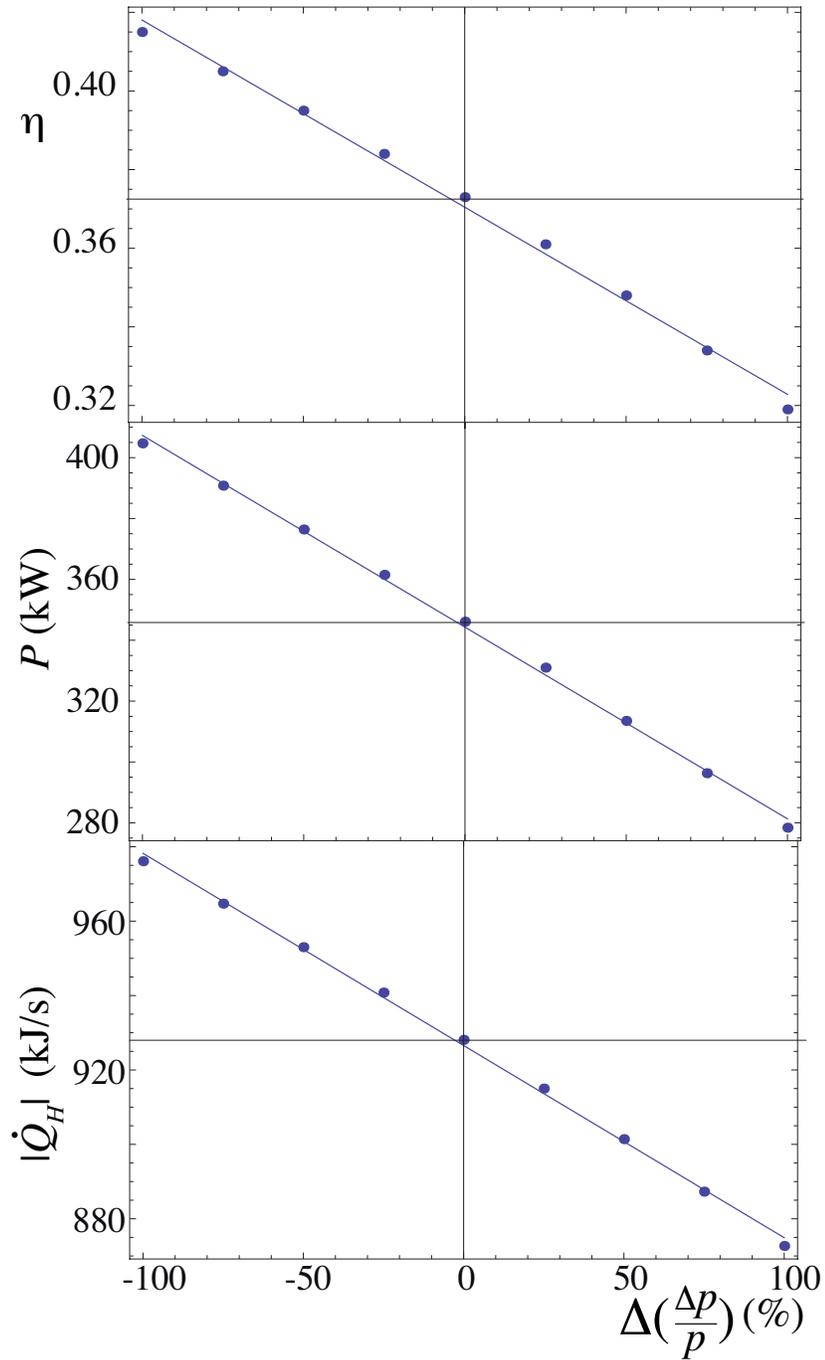


Figura 3.9: Sensibilidad de planta CICBTX [89, 93] a cambios en las caídas de presión relativas en la absorción y cesión de calor. En el eje horizontal representamos el incremento relativo de las caídas de presión, $\Delta(\Delta p/p)$ (%), respecto al punto de diseño.

rendimiento, la potencia y el calor de entrada siguen manteniendo aproximadamente una tendencia lineal, hay mayores diferencias numéricas. El rendimiento disminuye un 14,5% si la caída de presión se multiplica por dos y la potencia disminuye un 19,6%. Esto supone una reducción del calor de entrada del 6,0%. En el otro extremo, el caso ideal de ausencia de pérdidas de presión, conllevaría un aumento del rendimiento del 11,3%, de la potencia del 16,9% y del calor de entrada del 5,2%.

El efecto en esta planta de variaciones de las eficiencias de los intercambiadores de calor, ϵ_H ó ϵ_L , respecto a sus valores de diseño ($\epsilon_H = 0,8$ y $\epsilon_L = 1$) es similar al que se produce en la microturbina CBTX. En este caso hemos considerado un margen de variación para ϵ_H sólo positivo (hasta +20% que equivale a $\epsilon_H = 0,96$) porque el valor 0,8 es muy conservador para intercambiadores de última tecnología. Por el contrario en ϵ_L sólo podemos considerar intercambiadores menos eficientes. En concreto, hemos tomado como límite inferior -15%, que corresponde a $\epsilon_L = 0,85$. El ajuste a los puntos obtenidos en nuestro modelo se representa en la figura 3.10 en forma cuadrática porque sólo así es aceptable.

El rendimiento es, igual que en la planta CBTX, más sensible a variaciones en ϵ_L , disminuye un 10,8% al pasar del valor de diseño a una disminución del 15%. Al aumentar ϵ_H hasta su límite ideal, el rendimiento se incrementa en un 8,1% porque la potencia se incrementa un 16,3% a costa de que el calor de entrada aumente un 8,3%.

3.4. Comparación con resultados de simulación

En esta sección presentamos la validación de nuestro modelo de turbina de gas irreversible multietapa comparando nuestros resultados numéricos para la potencia y el rendimiento con los resultados de simulación presentados por Horlock [9] para distintas configuraciones de planta. Por razones de tipo económico, las configuraciones realistas admiten usualmente hasta un máximo de dos turbinas y dos compresores que en la notación de Horlock se corresponde con una planta CICBTBTX. Analizaremos desde el caso simple sin regeneración CBT hasta esa turbina multietapa.

En la figura 3.11(a) representamos la potencia en unidades adimensionales ($\bar{P} \equiv P/(C_w T_L)$) frente al rendimiento eliminando paramétricamente la relación de presiones r_p entre las curvas $\eta = \eta(r_p)$ y $\bar{P} = \bar{P}(r_p)$. En la figura se observa cómo, para cualquier

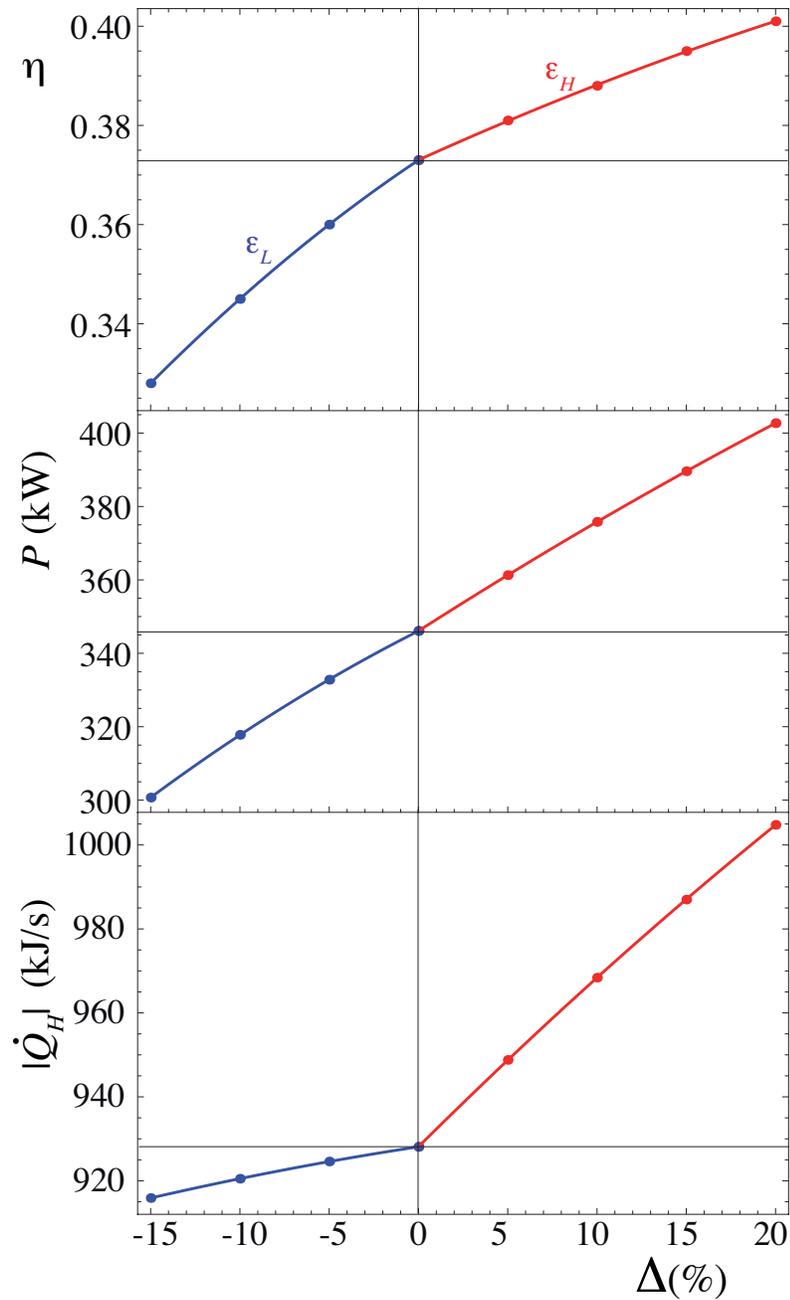


Figura 3.10: Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la turbina CICBTX [89] a variaciones de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas. En azul se considera ϵ_L variable y ϵ_H en condiciones de diseño, $\epsilon_H = 0,80$. En rojo se considera ϵ_H variable y ϵ_L en condiciones de diseño, $\epsilon_L \simeq 1,0$

configuración, los puntos de máxima potencia y máximo rendimiento no son coincidentes. Es decir, fijados todos los demás parámetros del modelo, para cada configuración, hay un valor de la relación de presiones que da lugar a la máxima potencia y otro diferente que provoca el máximo rendimiento. Con objeto de comparar nuestros resultados con los de Horlock se consideran solamente irreversibilidades internas, es decir, que en la parte caliente el acoplamiento del fluido con la cámara de combustión se considera ideal ($\epsilon_H = 1$) y en la parte fría, la cesión de calor desde los gases de escape hacia el ambiente también ($\epsilon_L = 1$). Una de las ventajas de nuestro modelo es que incorpora como casos particulares o casos límite muchos de los modelos sobre este tipo de ciclos analizados previamente en la literatura, como por ejemplo el caso mencionado (exorreversible). En el Apéndice A resumimos las ecuaciones básicas de algunos de estos casos y las comparamos con las obtenidas por otros autores.

Es interesante que las curvas correspondientes a los esquemas CBT y CBTX, están construidas en sentidos opuestos. Si $\epsilon_r = 0$ (CBT) y aumenta r_p , primero se alcanza la condición de potencia máxima y después la eficiencia máxima para un mayor r_p . Esto quiere decir que la curva $\eta(\bar{P})$, en ausencia de regeneración, se construye en el sentido contrario de las agujas del reloj. Al contrario, cuando se considera la regeneración, la curva $\eta(\bar{P})$ se construye en el sentido de las agujas del reloj porque la relación de presiones que da la eficiencia máxima es menor que la que proporciona potencia máxima. Este comportamiento es mantenido para cualquier valor de N_t , N_c , cuando existe regeneración. Este resultado concuerda con el obtenido por Horlock (véase la figura 3.11(b)) mediante simulaciones numéricas de plantas con configuraciones similares que incluyen efectos de no idealidad de la mezcla de gases. Las escalas horizontales de los dos gráficos de la figura 3.11 no son comparables, pero el acuerdo entre los rendimientos obtenidos en nuestro modelo y los tomados como referencia son muy correctos, tanto en los valores numéricos concretos, como en su evolución al modificar las configuraciones de planta. Tal y como discutimos en el Apéndice A, la potencia máxima en las configuraciones CBT y CBTX es idéntica porque se puede demostrar analíticamente que en ausencia de irreversibilidades externas, la potencia es independiente de la eficiencia del regenerador, ϵ_r .

Otro aspecto destacable, que se observa directamente a partir de la Fig. 3.11(a) es

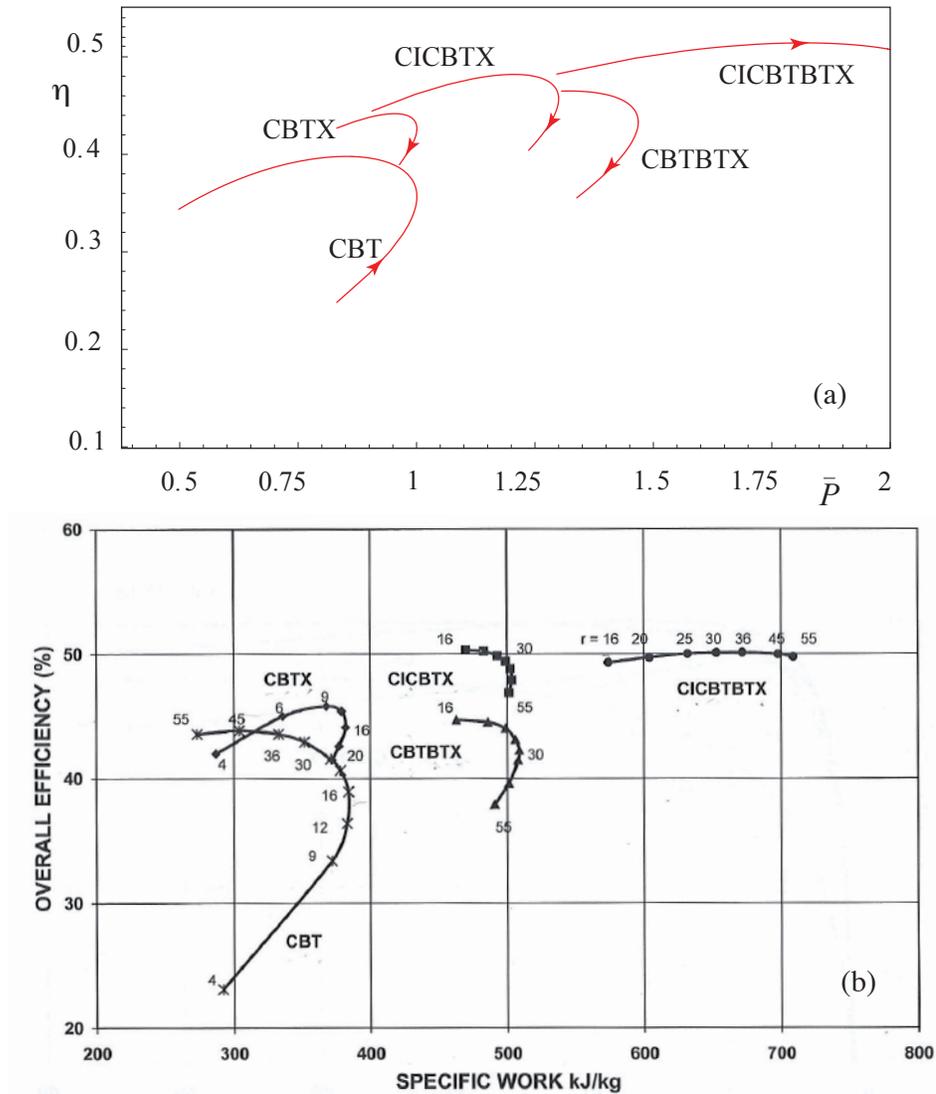


Figura 3.11: Diagrama potencia-rendimiento para varias configuraciones de planta. (a) Resultados numéricos obtenidos con nuestro modelo. La parametrización se realiza eliminando la variable r_p entre las curvas $\bar{P} = \bar{P}(r_p)$ y $\eta = \eta(r_p)$. En todas ellas se han tomado: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0$. (b) Curvas obtenidas por Horlock [9] mediante simulaciones numéricas que incluyen los efectos de no idealidad del fluido de trabajo. En cada una se muestran los puntos correspondientes a ciertos valores de r_p .

que la configuración CBTBTX es más favorable en cuanto a la potencia que la CICBTX, pero ocurre justo al revés en cuanto al rendimiento. En la figura 3.11 también se observa

	$r_p(\eta_{\text{máx}})$		$\eta_{\text{máx}}$		$r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$		$\bar{P}_{\text{máx}}$	
	H		H		H		H	
CBT	45	32	0,44	0,40	16	13	—	1,0
CBTX	9	7,5	0,46	0,45	16	13	—	1,0
CBTBTX	16	11	0,45	0,47	30	31	—	1,5
CICBTX	16	12	0,50	0,49	35	28	—	1,3
CICBTBTX	36	24	0,50	0,52	—	—	—	—

Tabla 3.10: Comparación de nuestros cálculos con los resultados de Horlock (H) [9] donde se consideran solamente las irreversibilidades internas ($\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_r = 0,75$, $\xi = 0$, y $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$) para la máxima eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$, razón de presiones para la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, potencia máxima, $\bar{P}_{\text{máx}}$, y razón de presiones para la condición de potencia máxima, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$.

como al doblar el número de turbinas y compresores desde la configuración CBTX, es decir, al pasar de ella a la CICBTBTX, la potencia aumenta casi en un 50 % mientras que el rendimiento mejora en un 13 % aproximadamente. En esta configuración el valor máximo del rendimiento se obtiene aproximadamente para $r_p \simeq 24$ (véase tabla 3.10), pero la potencia no presenta un máximo si no que aumenta asintóticamente de forma monótona (al menos en un intervalo muy amplio de relaciones de presión).

La tabla 3.10 contiene una comparación de las relaciones de presión a las que se consigue la máxima potencia, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$ y la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$ con los resultados obtenidos por Horlock. También se incluyen los valores máximos de las eficiencias obtenidas en nuestro modelo, $\eta_{\text{máx}}$, que se asemejan muy satisfactoriamente con sus resultados. Los valores máximos de la potencia no están incluidos en el cuadro porque en el trabajo de Horlock la potencia se expresa en unidades reales, incluyendo el flujo de masa (que no se explicita en el trabajo de Horlock), y nosotros obtenemos la potencia en unidades normalizadas, sin considerar un flujo de masa o de número de moles concreto.

Recientemente, Tyagi y *col.* [21] han propuesto un modelo particular para una planta con dos compresores y dos turbinas, con los correspondientes refrigeradores y

recalentadores y regeneración (es decir, un esquema CICBTBTX). Su modelo admite también la posibilidad de que la absorción y la cesión de calor no tengan lugar hacia fuentes de temperatura constante, si no variable. Dentro de un esquema analítico basado en las ideas de la Termodinámica de Tiempos Finitos, demuestran que tomando como variable la temperatura de trabajo de la turbina de alta presión, tanto la eficiencia como la potencia obtenidas presentan sendos máximos, que son próximos, pero no coincidentes. Es decir, también predicen la existencia de bucles cerrados $P-\eta$ tomando como variable la mencionada temperatura. Aunque su modelo y la parametrización que utilizan no es exactamente comparable con la nuestra, obtienen rendimientos máximos del orden de 0,51 y potencias adimensionales del orden de 1,9. Es decir, al menos cuantitativamente sus resultados para el esquema concreto CICBTBTX son similares a los obtenidos en nuestro caso (véase la tabla 3.10) con un esquema mucho más general, del que la configuración CICBTBTX sólo es un caso particular más.

Hemos comparado también numéricamente los resultados de nuestro modelo con las simulaciones de Herranz *y col.* [97], que consideran una configuración similar a la que nosotros denotamos por CICBTX. Ellos consideran helio como fluido de trabajo ($c_p = 5,193$ kJ/kg y $\gamma = 1,67$) y toman como parámetros los siguientes: $\tau = 3,936$, $\eta_c = 0,9$, $\eta_t = 0,93$, $\eta_r = 0,9$, $\rho_H = \rho_L = 0,97$ y $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,98$. Con esos datos obtienen una eficiencia del 46,9% para una relación de presiones, $r_p = 2,55$. Nuestro modelo en las mismas condiciones obtiene una eficiencia del 46,1% para un valor de r_p ligeramente superior, $r_p = 3,29$. También analizan una configuración aún más compleja, un sistema con 2 compresores y 3 turbinas, para la que obtienen (con los mismos parámetros) una eficiencia máxima del 50,7% para $r_p = 2,90$. Nosotros obtenemos una eficiencia del 50,9% para $r_p = 4,97$.

J.I. Linares *y col.* analizan en [98] diversas configuraciones de ciclos Brayton y Rankine para centrales térmicas. A partir de ecuaciones de balance energético y utilizando un entorno de simulación comercial (*Engineering Equation Solver* (EES)) obtienen en el caso Brayton los rendimientos para una temperatura fija de entrada en la turbina (1473 K), $\eta_t = 0,90$ y $\eta_c = 0,85$. Con esos parámetros calculan un rendimiento máximo para un ciclo CBT, $\eta_{\text{máx}} = 0,42$ a $r_p = 36,53$; para una configuración CBTX, $\eta_{\text{máx}} = 0,52$ a $r_p = 6,457$; para una CICBTX, $\eta_{\text{máx}} = 0,54$ a $r_p = 11,43$ y para una

CBTBTX, $\eta_{\text{máx}} = 0,53$ a $r_p = 8,829$. Además estiman datos de potencia en unidades reales considerando un flujo másico de 400 kg/s, obteniendo un intervalo de potencias máximas entre 143,2 MW para la configuración CBT hasta 226,5 MW para la CBTBTX.

Capítulo 4

Estudio de sensibilidad y optimización de la potencia y el rendimiento

El objeto de este capítulo es estudiar de forma teórica la influencia de todas las fuentes de irreversibilidad que hemos considerado en nuestro modelo cuando actúan de forma simultánea y cómo afectan a la potencia y al rendimiento del ciclo para diversas configuraciones multietapa. Asimismo, realizaremos un análisis de dos posibles regímenes de funcionamiento óptimo del sistema, el de máxima potencia y el de máximo rendimiento, para diversas configuraciones de la planta en función del número de etapas intermedias que se consideren. Dicho de otro modo, presentamos en este capítulo el carácter predictivo de nuestro esquema de trabajo, que al ser analítico, permite de forma directa y muy flexible prever la evolución de la potencia y el rendimiento en función de las variables fundamentales que caracterizan la configuración de la planta y sus principales pérdidas.

4.1. Evolución con la relación de presiones y el *heat-leak*

En la figura 4.1(a), representamos la evolución del rendimiento térmico para diferentes configuraciones de la planta y con valores realistas para los parámetros que caracterizan las diferentes irreversibilidades del modelo. En ella se comparan los rendimientos

en función de la relación de presiones para varias configuraciones, incorporándose las irreversibilidades por *heat-leak* [72]. Se incluyen además las curvas sin *heat-leak* y vemos que la forma de las curvas no varía sustancialmente pero el valor numérico disminuye entre un 2 y un 6 % para $\xi = 0,02$ [22] según la configuración.

Observamos en la figura que la pendiente de las curvas después de que se alcance $\eta_{\text{máx}}$ depende significativamente de la configuración de la planta, siendo las configuraciones CBTX y CBTBTX las que tienden a cero más rápidamente. Esto hace que obtengamos mejores eficiencias con la configuración más simple (CBT), para $r_p > 15$ si lo comparamos con CBTX y para $r_p > 23$ cuando lo comparamos con CBTBTX.

	$r_p(\eta_{\text{máx}})$	$\eta_{\text{máx}}$	$r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$	$\bar{P}_{\text{máx}}$
CBT	23(23)	0,34 (0,32)	11,5	0,71
CBTX	5,5(6)	0,39 (0,37)	8,3	0,76
CBTBTX	7,5(8)	0,41 (0,40)	13,7	1,1
CICBTX	9,3(10)	0,44 (0,43)	19,3	1,05
CICBTBTX	15,5(17)	0,47 (0,46)	–	–

Tabla 4.1: Resultados de la eficiencia máxima, $\eta_{\text{máx}}$, razón de presiones para la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, potencia máxima, $\bar{P}_{\text{máx}}$, y razón de presiones para la condición de potencia máxima, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$, considerando las irreversibilidades internas y externas ($\tau = 0,2$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_r = 0,75$, $\xi = 0$, y $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$). Entre paréntesis están incluidos los resultados de la eficiencia considerando $\xi = 0,02$.

La relación de presiones que da el máximo del rendimiento en la configuración CBT es relativamente alta ($r_p(\eta_{\text{máx}}) \simeq 23$) (véase tabla 4.1). Sin embargo, al introducir el regenerador ese valor disminuye mucho. En la configuración CBTX, $r_p(\eta_{\text{máx}}) \simeq 5,5$. Manteniendo el regenerador y aumentando el número de etapas, se incrementa ese valor de r_p , pero hasta la configuración con $N_t = N_c = 2$ siempre se obtiene un valor máximo. Los cambios numéricos de $r_p(\eta_{\text{máx}})$ y $\eta_{\text{máx}}$ los tenemos reflejados en la siguiente tabla 4.1.

La caída monótona de la potencia de salida hacia cero después de su valor máximo es mucho más rápida para CBTX y CBTBTX donde afectan considerablemente las

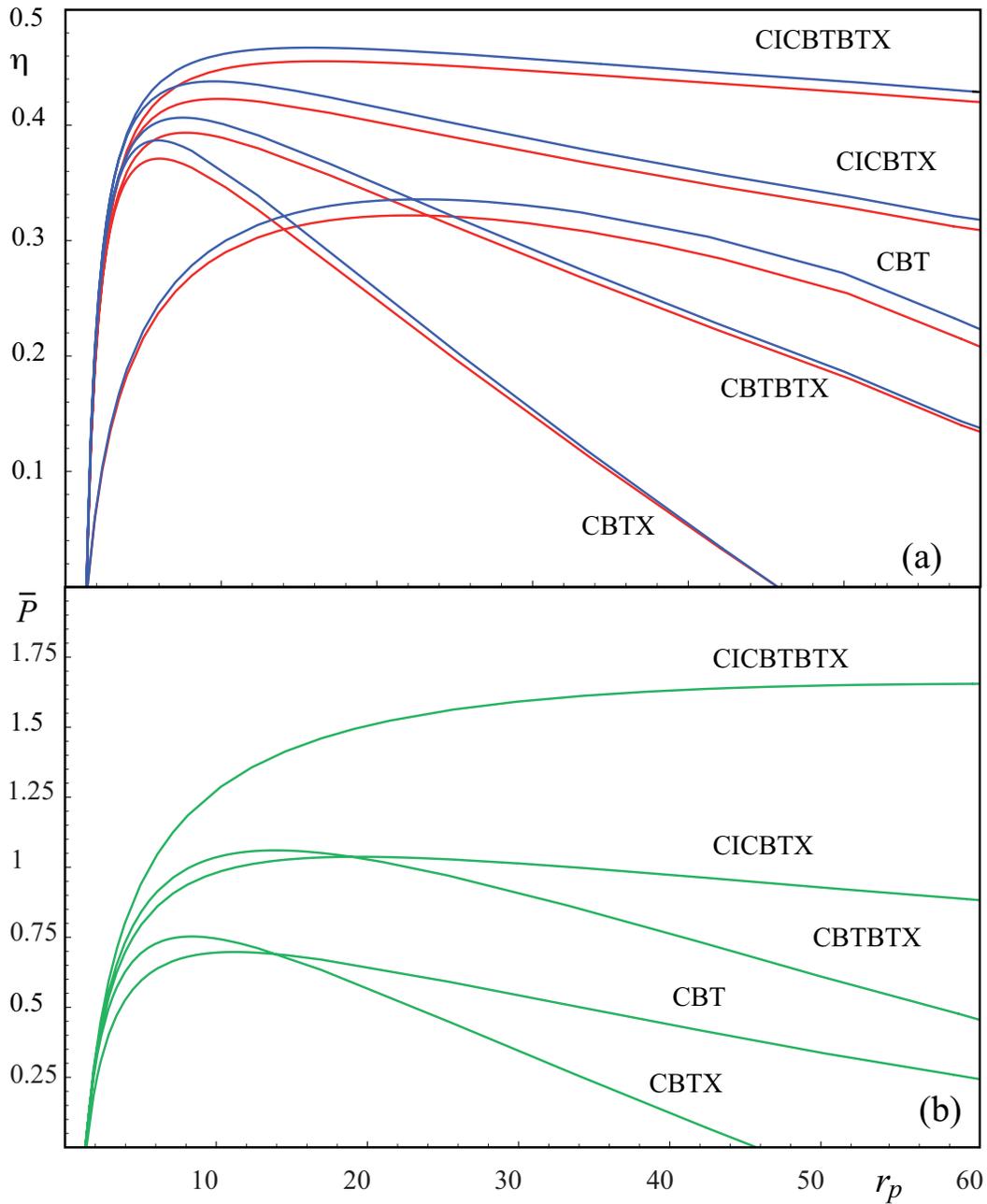


Figura 4.1: Rendimiento (a) y potencia (b) como funciones de la relación de presiones cuando se consideran todas las fuentes de irreversibilidad del modelo para varias configuraciones de planta. En el caso del rendimiento se ofrecen resultados con *heat-leak* ($\xi = 0,02$, color rojo) y sin él ($\xi = 0$, azul). Los demás parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ [22]. Nótese que la potencia es independiente del *heat-leak*.

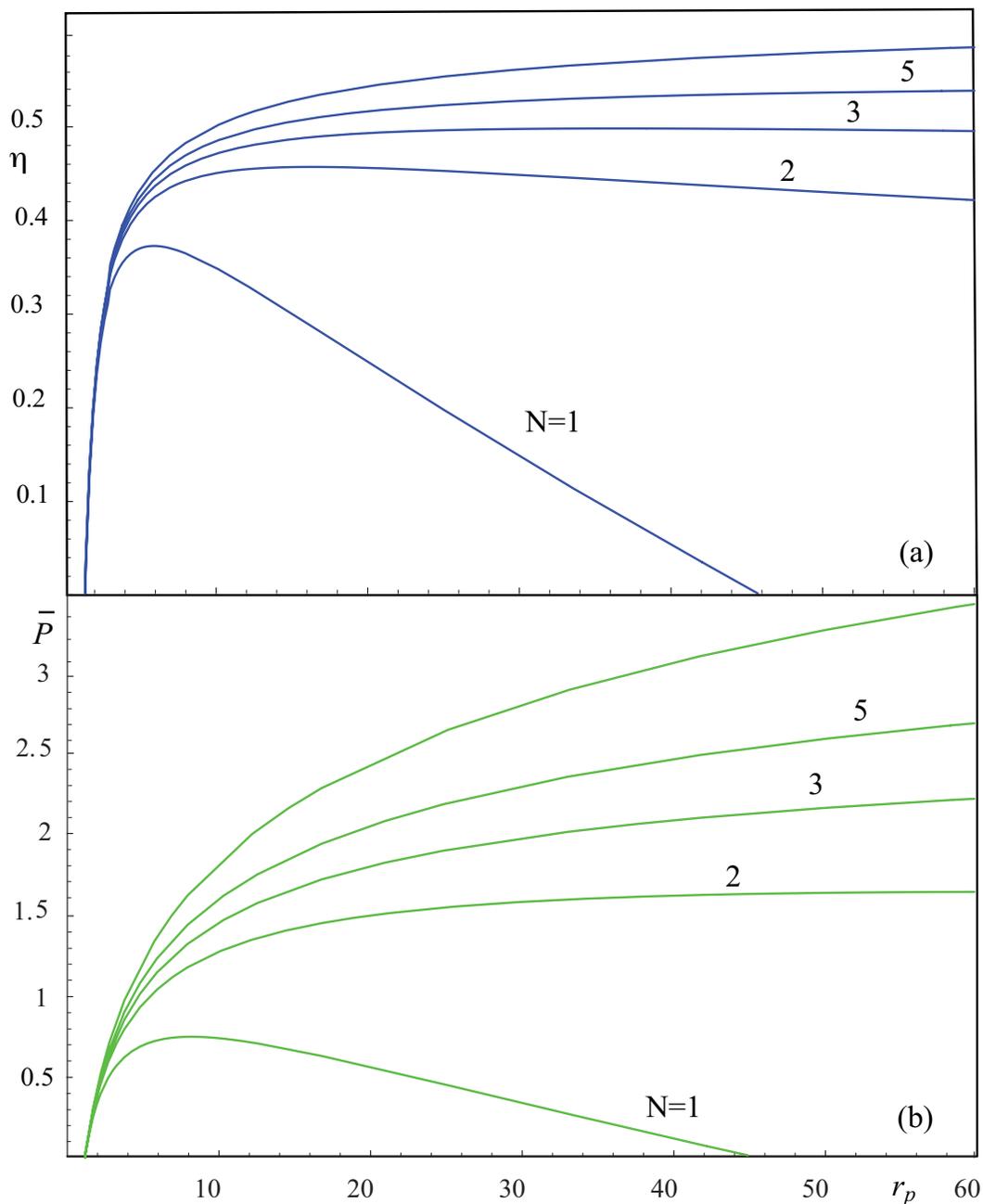


Figura 4.2: Evolución de la potencia y el rendimiento con el número de etapas de enfriamiento y recalentamiento, considerando $N_t = N_c \equiv N$ cuando se tienen en cuenta simultáneamente todas las fuentes de irreversibilidad. En cada caso la curva superior indica el límite, $N \rightarrow \infty$. Los parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$.

irreversibilidades asociadas a los intercambiadores externos. Aquí la caída de la curva CBTX es tan rápida que para r_p por encima de 14, la potencia de salida es mayor con la configuración CBT.

La figura 4.2 muestra la evolución de potencia y rendimiento hacia el límite $N \rightarrow \infty$, es decir, al ir aumentando progresivamente el número de etapas de enfriamiento y calentamiento cuando su número coincide y se consideran valores realistas de todos los parámetros de irreversibilidad. En el caso del rendimiento, aunque no se alcanza un máximo dentro del intervalo para valores $r_p < 60$, su aumento relativo desde $N = 1$ hasta su valor límite es de aproximadamente el 35 %. El valor máximo ($\sim 0,6$) está lejos del correspondiente límite de Carnot, que sería $\eta_C = 0,8$. Para la potencia, dentro del mismo intervalo de valores de r_p el correspondiente incremento es de casi el 80 %. El aumento de potencia con el número de etapas no es indefinido porque al aumentar el número de compresores simultáneamente con el de turbinas éstos requieren progresivamente más trabajo de las turbinas y, por tanto, la potencia de salida aumenta hasta que toda la potencia producida por las turbinas añadidas la consumen los compresores.

En la figura 4.3 dibujamos las curvas $\eta - \bar{P}$, parametrizadas respecto a r_p , para varias configuraciones alrededor de la región de máxima eficiencia y de máxima potencia. Consideramos dos valores diferentes de $\epsilon_L = \epsilon_H < 1$. Por ejemplo, cuando $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,90$, las potencias máximas obtenidas a partir de los esquemas CICBTX y CBTBTX son similares, pero cuando las irreversibilidades externas decrecen y $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,95$, CBTBTX devuelve casi un 8 % más de potencia que CICBTX. Otro efecto que se ve claramente es que para $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,95$, la potencia aumenta menos que para $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,90$, añadiendo un regenerador al esquema básico CBT.

Comparando las configuraciones CICBTX y CBTBTX, un valor de $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$ provoca que ambas configuraciones tengan una potencia máxima similar, pero al mejorar $\epsilon_L = \epsilon_H$ hasta 0,95, se consigue un apreciable aumento de potencia con dos turbinas respecto a la configuración con dos compresores.

4.2. Optimización de la potencia y el rendimiento

Para comprender en más profundidad la influencia de las irreversibilidades tanto externas como internas al sistema, vamos a estudiar en esta sección los valores máximos

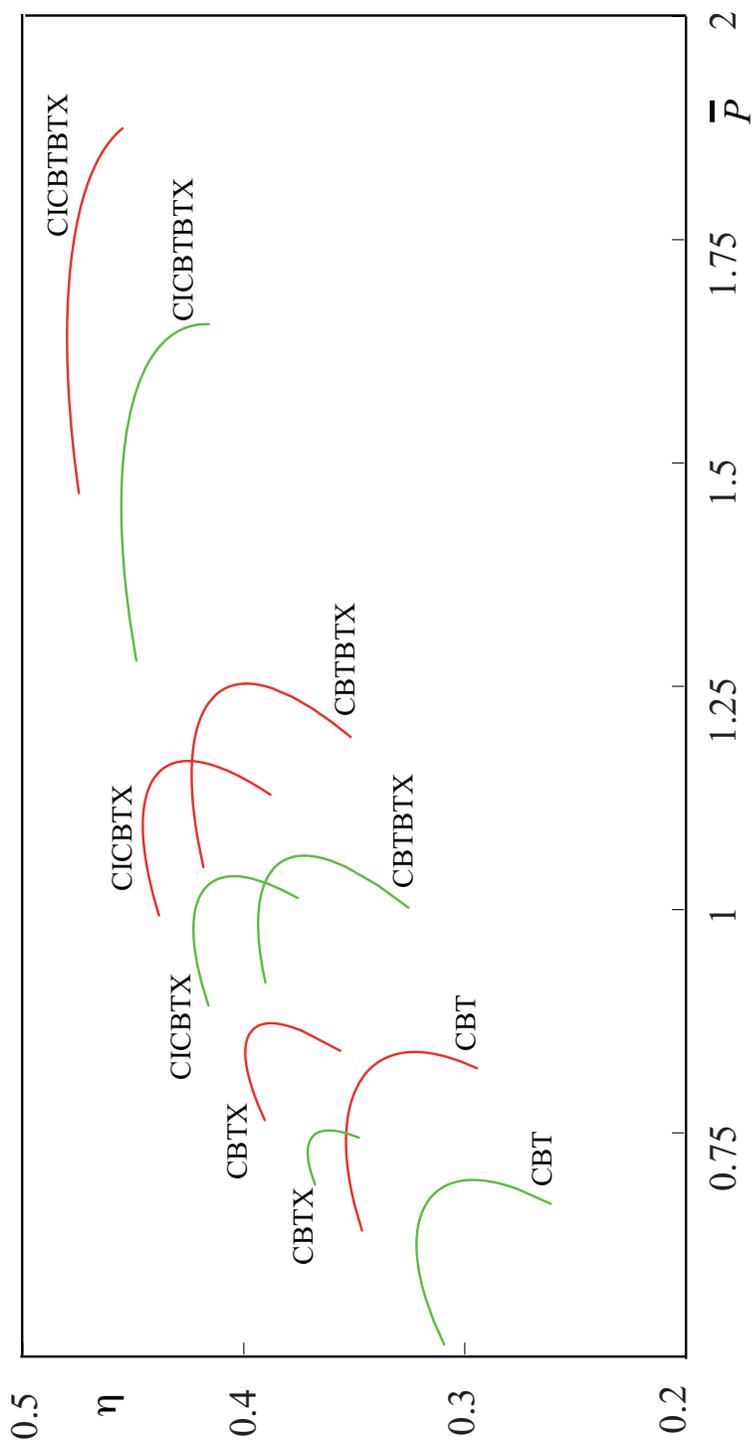


Figura 4.3: Curvas potencia-rendimiento, $\eta = \eta(\bar{P})$, cuando se tienen en cuenta todas las irreversibilidades. En rojo se representa el caso $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,95$ y en verde el de $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$. Los demás parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$.

de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$ y la potencia de salida, $\bar{P}_{\text{máx}}$, en función de las diversas fuentes de irreversibilidad contempladas en nuestro modelo: irreversibilidades externas asociadas a las transferencias de calor entre el fluido de trabajo y las fuentes externas, pérdidas en las turbinas y compresores, irreversibilidades en el regenerador y caídas de presión en los procesos de absorción y cesión de calor.

4.2.1. Influencia de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas

En nuestro modelo la planta de potencia sigue un esquema de tipo Brayton multietapa en el que la absorción del calor proveniente de la cámara de combustión y la cesión de calor al ambiente antes de que el fluido vuelva a entrar en los compresores para iniciar el ciclo siguiente, tienen lugar a través de intercambiadores de calor no ideales con eficiencias cuantificadas por los parámetros ϵ_H y ϵ_L . Nuestro objetivo será analizar la evolución de los valores máximos de potencia y rendimiento considerando como variables esos parámetros, tanto en el caso de que tengan valores numéricos similares como en el que haya una asimetría perceptible.

En las figuras 4.4 y 4.5 representamos la evolución de $r_p(\eta_{\text{máx}})$, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$, $\eta_{\text{máx}}$, y $\bar{P}_{\text{máx}}$ en términos de las irreversibilidades asociadas al acoplamiento con las fuentes externas, manteniendo siempre la condición, $\epsilon_L = \epsilon_H$. En concreto, la figura 4.4(a) muestra que el incremento de $r_p(\eta_{\text{máx}})$ cuando disminuyen las irreversibilidades externas hasta alcanzarse el valor $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$ es similar para todas las configuraciones, todas las curvas tienen pendientes similares.

El comportamiento es similar para la eficiencia máxima, $\eta_{\text{máx}}$ (Fig. 4.5(a)). No obstante, la evolución de los parámetros correspondientes a la potencia de salida es más variada. En la figura 4.4(b) vemos la curva de la relación de presiones que maximiza la potencia, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$ correspondiente a la configuraciones CBT y CBTX se van aproximando hasta un valor idéntico cuando $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$ porque para ese valor la potencia es independiente de la eficiencia de la regeneración (véase el Apéndice A). Además, para CBTBTX, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$ aumenta rápidamente y pasa sobre CBT para $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,85$.

Un hecho similar ocurre para $\bar{P}_{\text{máx}}$. Aquí, CBTBTX cruza sobre CICBTX para $\epsilon_L = \epsilon_H > 0,88$ y cuando las irreversibilidades externas son muy pequeñas la potencia

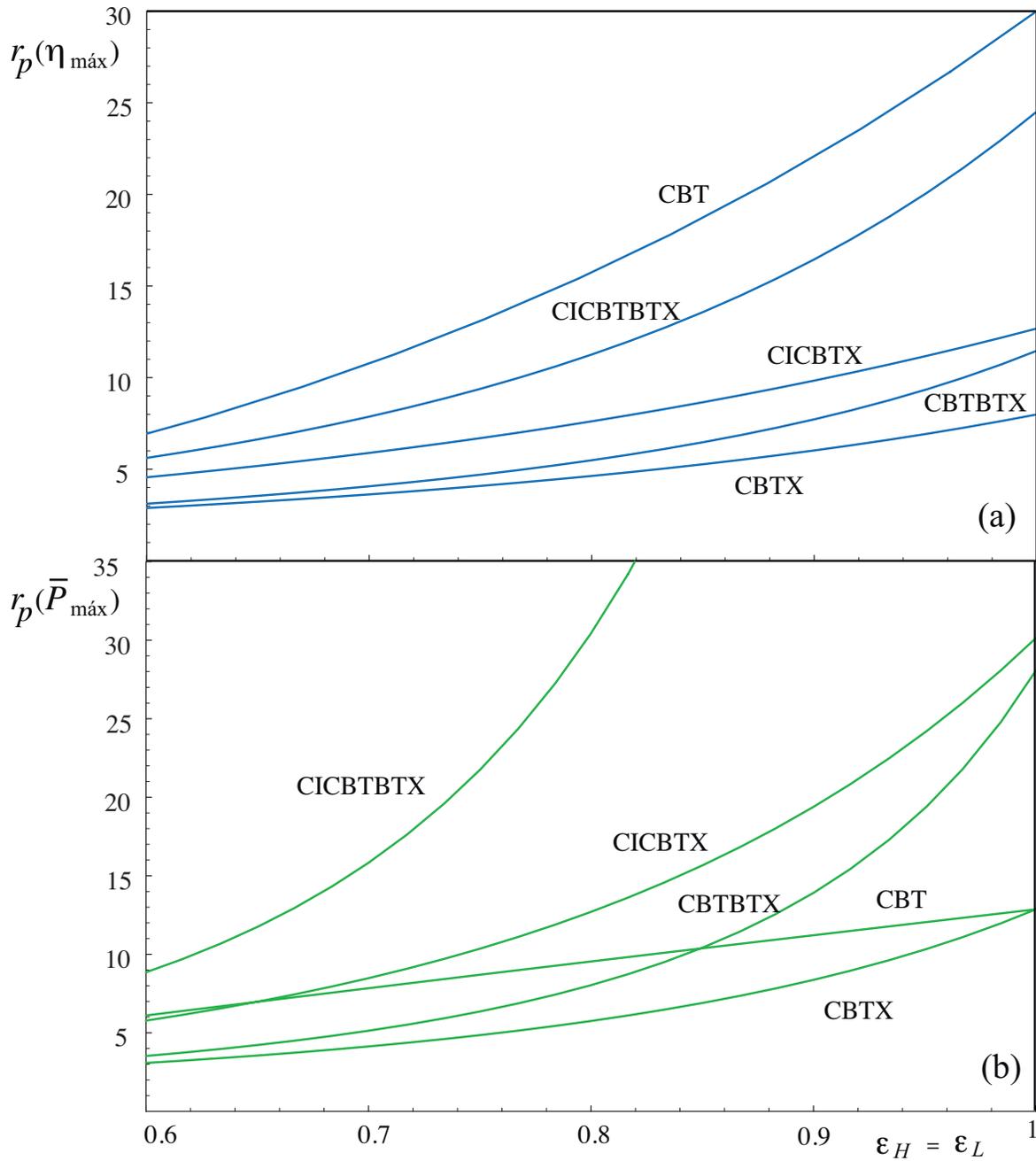


Figura 4.4: Valores de la relación de presiones que proporcionan la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, (a), y la máxima potencia $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$, (b), en función de las irreversibilidades en los intercambiadores externos, $\epsilon_L = \epsilon_H$ para diversas configuraciones de planta. En ambos casos los parámetros utilizados son: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$.

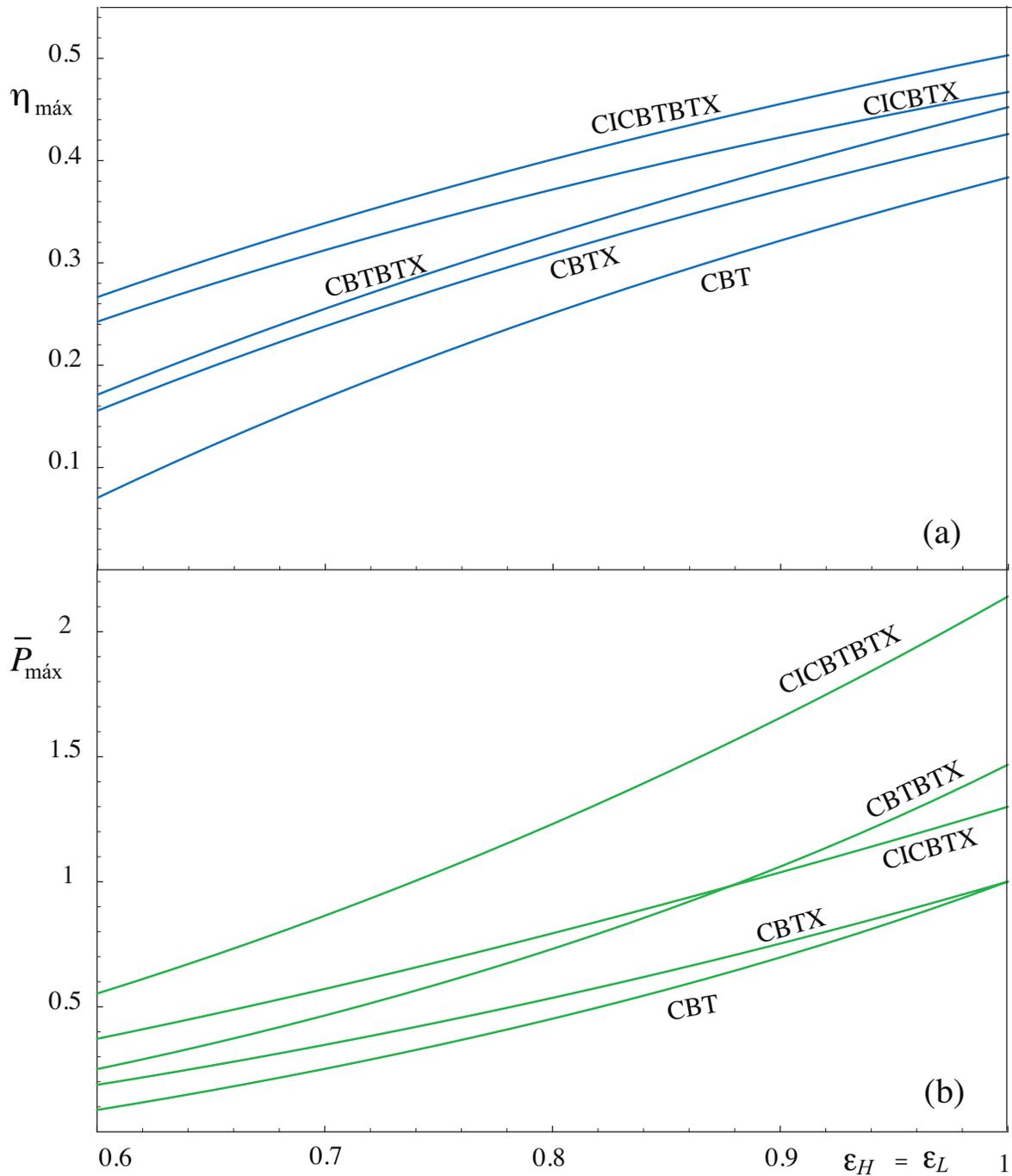


Figura 4.5: Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$, (a), y potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, (b), como funciones de $\epsilon_L = \epsilon_H$ para diversas configuraciones de planta. En ambos casos los parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

máxima es obtenida en la configuración CBTBTX. Sin embargo, a simple vista de la Fig. 4.5(a), observamos que para obtener la eficiencia máxima, siempre la configuración CICBTX es más favorable que la CBTBTX. Estas conclusiones son igualmente válidas cuando se considera una eficiencia del regenerador ligeramente más alta ($\sim 90\%$).

En resumen, es importante resaltar que las irreversibilidades externas asociadas al acoplamiento con las fuentes externas son fuente de un comportamiento muy variado del rendimiento térmico y de potencia de salida, haciéndose esencial un correcto conocimiento de ϵ_L y ϵ_H para determinar qué configuración de la planta podría ser más interesante. Por supuesto, el caso $\epsilon_L \neq \epsilon_H$ puede dar lugar incluso a un conjunto de comportamientos más diversos. Ese será el objeto de la siguiente figura, Fig 4.6.

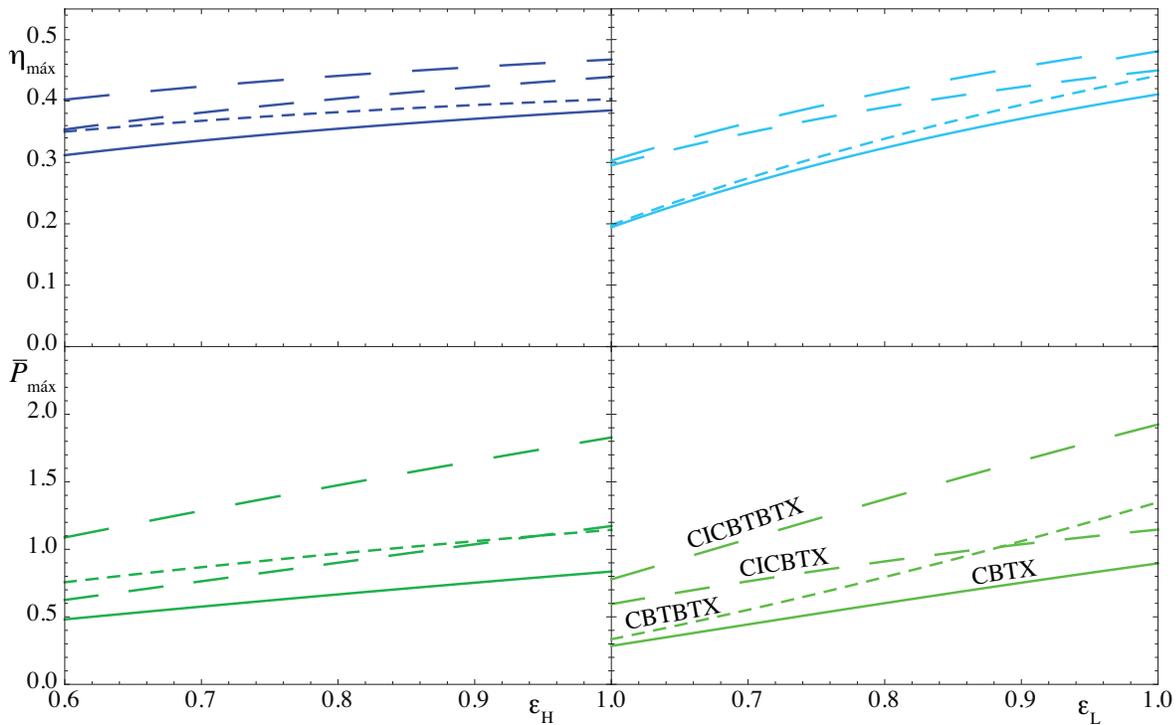


Figura 4.6: Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$ y la potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, como funciones de ϵ_H fijado $\epsilon_L = 0,9$ (panel izquierdo) y como funciones de ϵ_L fijado $\epsilon_H = 0,9$ (panel izquierdo) . Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

Representamos en ella la evolución de los máximos de la potencia y el rendimiento cuando se fija uno de los dos parámetros que caracterizan las irreversibilidades externas

y el otro se considera variable en un amplio margen, desde intercambiadores con pérdidas considerables (eficiencias alrededor de 0,6) hasta el caso límite ideal de ausencia de pérdidas (eficiencias cercanas a 1,0). Si representamos $\eta_{\text{máx}}$ y $\bar{P}_{\text{máx}}$ considerando un valor constante y realista de $\epsilon_L = 0,9$ y variamos ϵ_H (panel izquierdo de la figura 4.6) se observa que el rendimiento máximo aumenta lentamente y que, salvo para valores muy bajos de ϵ_H , las curvas tienen pendientes similares (no se producen intersecciones) y siempre en la secuencia CBTX-CBTBTX-CICBTX-CICBTBTX. Para tener una idea numérica, en la configuración CBTX, para todo el intervalo de ϵ_H considerado el rendimiento máximo aumenta un 22,6 % y en la configuración CICBTBTX un 17,5 %. Sin embargo, en el caso opuesto, si varía ϵ_L con ϵ_H fijo e igual a 0,9, aunque el comportamiento cualitativo y el orden de la secuencia no cambian, las diferencias numéricas son mucho más significativas. Para la configuración CBTX, $\eta_{\text{máx}}$ se incrementa en un 115,8 % cuando ϵ_L pasa de 0,6 a 1,0 y para la CICBTBTX el aumento es del 60 %. Es decir, fijado ϵ_L el rendimiento máximo se mantiene en valores relativamente altos y una mejora en ϵ_H produce un aumento de rendimiento apreciable pero mucho menor que en el caso de fijar ϵ_H y variar ϵ_L . En este último caso, muchas pérdidas en el intercambiador de calor con el medio exterior provocan una enorme disminución del rendimiento máximo de la planta. Es también destacable que en ambas situaciones, siempre la configuración menos sensible a las irreversibilidades externas es la CICBTBTX.

La discusión del comportamiento de la potencia máxima también es interesante. Si se fija ϵ_L y se deja evolucionar ϵ_H , la potencia máxima de todas las configuraciones aumenta. En el intervalo considerado, para la configuración básica CBTX, $\bar{P}_{\text{máx}}$ aumenta un 72,9 % y para la CICBTBX un 65,4 %. Además aquí, la pendiente de las curvas no es siempre similar, si comparamos las curvas de los esquemas CICBTX y CBTBTX (véase panel inferior izquierdo de la figura 4.6), si ϵ_H es bajo hay diferencias apreciables entre las potencias máximas alcanzadas por ambas configuraciones, pero a medida que nos acercamos a intercambiadores muy eficientes las potencias obtenidas son similares. Todos estos comentarios son trasladables al caso en que se mantiene fijo ϵ_H y se actúa sobre ϵ_L (véase panel inferior derecho de la figura 4.6). La configuración CBTX prácticamente dobla su potencia de salida, aumenta un 203,4 % en el intervalo que consideramos y en la CICBTBTX el incremento es del 149,3 %. Ahora, sin embar-

	CBTX	CBTBTX	CICBTX	CICBTBTX
$\epsilon_H = \epsilon_L \in [0,80, 0,95]$				
$\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$	29,2	29,0	19,9	19,6
$\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$	62,9	71,3	46,9	53,6
$\epsilon_L = 0,9; \quad \epsilon_H \in [0,80, 0,95]$				
$\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$	6,6	4,3	6,8	4,7
$\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$	19,3	13,9	22,7	18,2
$\epsilon_H = 0,9; \quad \epsilon_L \in [0,80, 0,95]$				
$\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$	21,2	23,6	12,1	14,3
$\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$	37,3	51,2	20,2	30,7

Tabla 4.2: Incrementos de los valores máximos del rendimiento térmico, $\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$, y la potencia normalizada, $\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$, en función de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas, tanto considerados como idénticos, $\epsilon_H = \epsilon_L$, como diferentes. En este último caso se considera que, o bien $\epsilon_H = 0,9$ y ϵ_L varía en el intervalo $[0,80, 0,95]$ o al contrario.

go, para valores bajos de ϵ_L la configuración CICBTX proporciona mayor potencia y la CBTBTX está por encima a partir de $\epsilon_L \simeq 0,9$.

En la tabla 4.2 se incluyen datos numéricos sobre el incremento de rendimiento máximo $\Delta\eta$ y de potencia máxima $\Delta\bar{P}$ que nuestro modelo prevee en el caso de que se produzca una mejora de la eficiencia de los dos intercambiadores simultáneamente $\epsilon_H = \epsilon_L$ o que se mantenga una de las eficiencias fijas y se actúe sobre la otra. Se ha tomado como intervalo de fluctuación el que podemos considerar realista para intercambiadores de tecnología actual), $[0,80,0,95]$ (ver tabla 1.2). En la tabla se observa claramente cómo el posible incremento de valores máximos es grande en el caso de que se mejore simultáneamente la eficiencia de los dos intercambiadores, aproximadamente entre un 20 y un 30 % para el rendimiento máximo y entre un 45 y un 70 % para la potencia máxima. Si se mantiene fijada la eficiencia de un intercambiador y es posible actuar sobre la del otro, las diferencias son más notables cuando se actúa sobre ϵ_L . En ese caso los posibles incrementos pueden llegar, para una configuración CBTBTX, al 23 % en el rendimiento máximo y un 51 % en la potencia máxima. Actuando sobre ϵ_L la configuración con más margen de mejora es la CBTBTX y si lo hacemos sobre ϵ_H la CICBTX.

4.2.2. Influencia de la eficiencia de compresores y turbinas

La evolución de la potencia y el rendimiento máximos en función de la eficiencia isoentrópica de las turbinas y compresores se muestra en la figura 4.7 en el caso en que ambas sean iguales, $\epsilon_c = \epsilon_t$. Los valores mínimos de eficiencia que proporcionan una potencia y un rendimiento no nulos están alrededor de 0,6. Para eficiencias tan bajas toda la potencia generada en las turbinas la consumen los compresores por lo que no existe una potencia de salida neta. Fijados todos los demás parámetros que caracterizan el ciclo y sus pérdidas, la eficiencia máxima obtenida en el límite ideal, $\epsilon_c = \epsilon_t \rightarrow 1,0$, oscila entre 0,47 para la configuración CBTX y 0,54 para la planta con dos turbinas y dos compresores, CICBTBTX. La pendiente de cada curva en cada valor de la eficiencia isoentrópica es similar, las curvas nunca se cortan y siempre es mayor la eficiencia máxima para la configuración CICBTX que para la CBTBTX.

En la parte inferior de la figura 4.7 representamos la evolución de la potencia máxi-

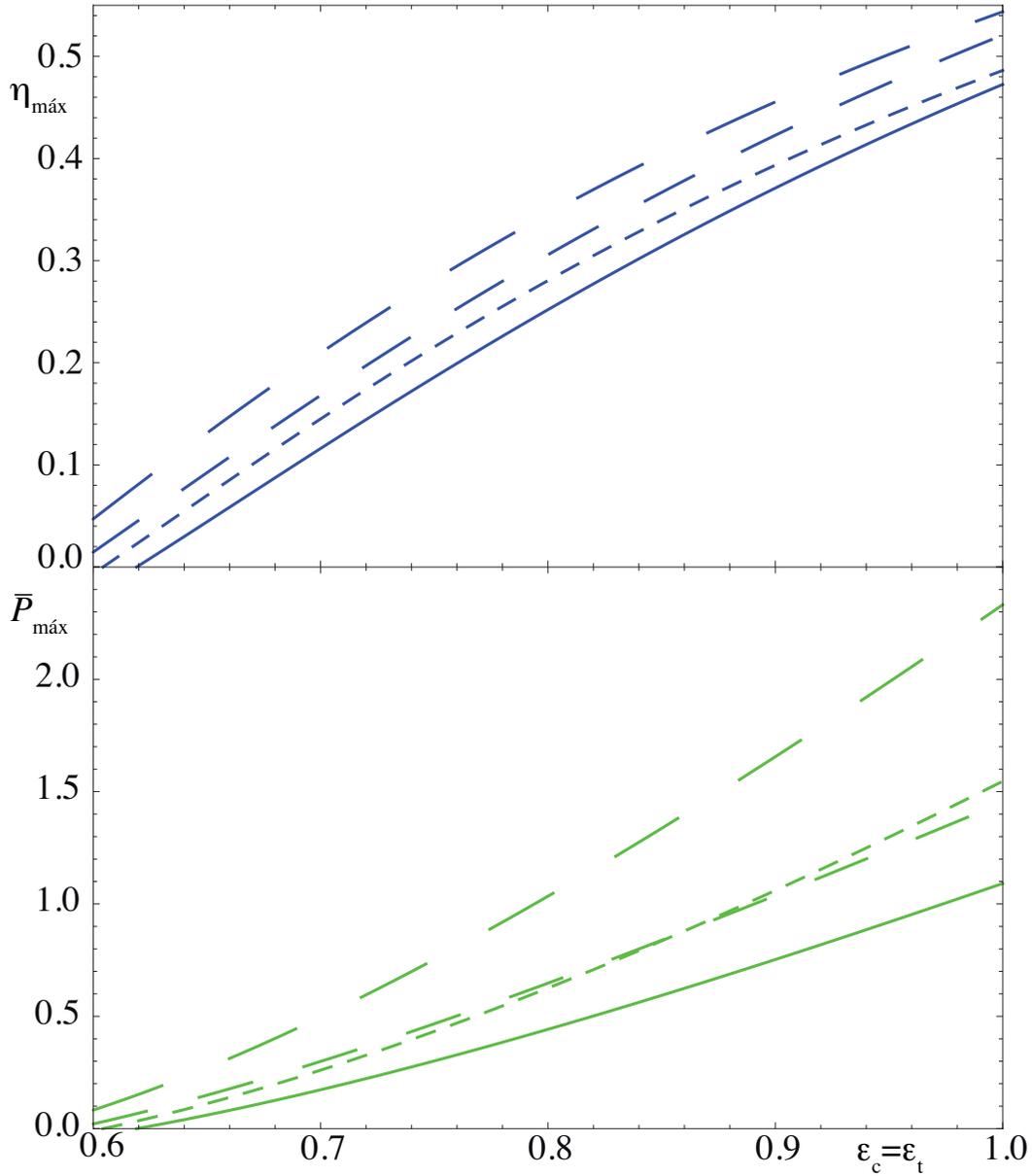


Figura 4.7: Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$ y la potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, como funciones de la eficiencia isoentrópica de las turbinas y los compresores considerada idéntica, $\epsilon_c = \epsilon_t$. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

ma. Aumenta mucho más rápidamente para la configuración más compleja, CICBTBTX, la evolución es similar para las configuraciones asimétricas CICBTX y CBTBTX y es lenta en el caso CBTX. Los puntos de corte con el eje vertical $\epsilon_c = \epsilon_t = 1,0$ representan los límites teóricos para turbocomponentes ideales en unidades adimensionales, es decir, independientemente de la capacidad calorífica del fluido del trabajo y de la temperatura externa.

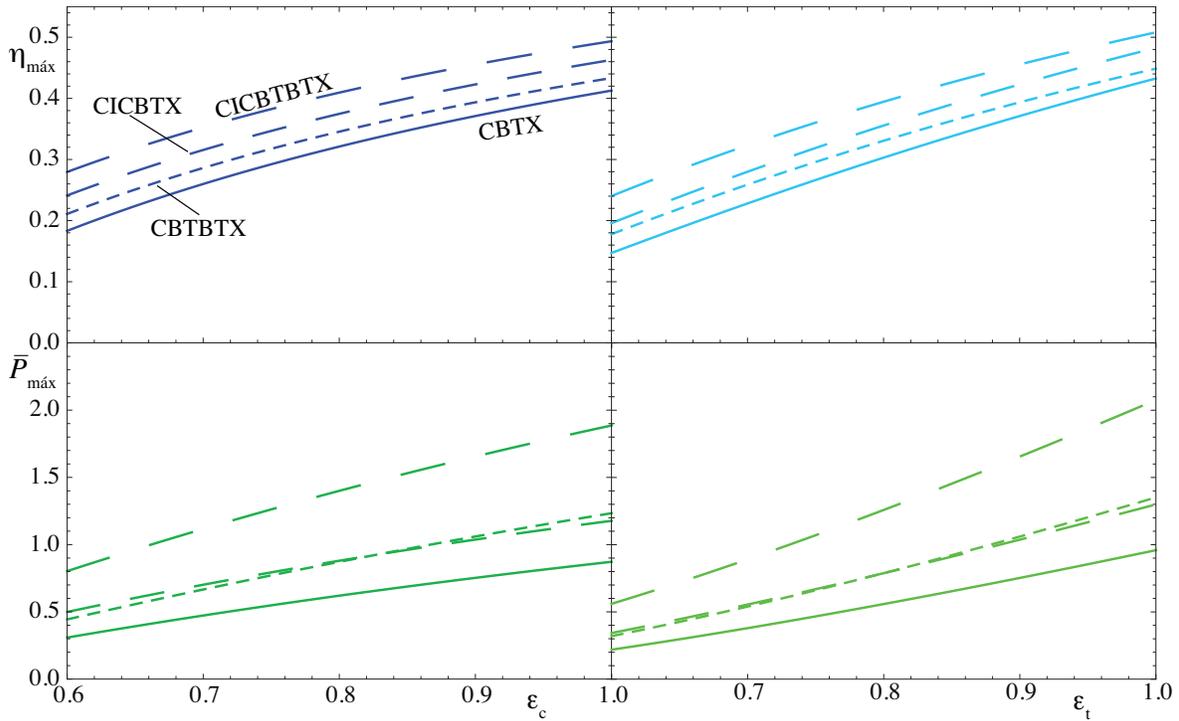


Figura 4.8: Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{m\acute{a}x}}$, y la potencia, $\bar{P}_{\text{m\acute{a}x}}$, como funciones de la eficiencia isoentrópica de las turbinas, ϵ_t , y los compresores, ϵ_c . En el panel izquierdo se considera un valor fijo de $\epsilon_t = 0,9$ y como parámetro ϵ_c . En el derecho se ha tomado $\epsilon_c = 0,9$ y se deja evolucionar ϵ_t hasta el caso de turbinas ideales. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

La figura 4.8 contiene un estudio independiente de la influencia de ϵ_c y ϵ_t cuando uno de los dos parámetros se considera fijo y se modifica el otro. Globalmente, tanto el rendimiento máximo como la potencia máxima son mas sensibles a cambios en la eficiencia de las turbinas, las curvas del panel derecho de la figura parten de valores más bajos y alcanzan valores más altos cuando las turbinas son aproximadamente ideales.

Para tener una idea numérica, en el caso de la configuración CBTX el rendimiento máximo aumenta un 186,7% cuando se fija $\epsilon_c = 0,9$ y ϵ_t se modifica desde 0,6 hasta 1,0. La potencia máxima aumenta en el mismo intervalo un 336,4%. Sin embargo, en caso de fijar la eficiencia isoentrópica de las turbinas en 0,9 y variar la de los compresores en el mismo intervalo (panel izquierdo de la figura 4.8), la configuración CBTX mejora su rendimiento en el 127,8% y la potencia máxima en el 180,7%. Tanto en caso de variar un parámetro como el otro, las curvas del rendimiento tienen aproximadamente la misma pendiente sea cual sea la configuración de planta considerada y siempre ofrece más rendimiento la configuración CICBTX que la CBTBTX. En la potencia máxima, aumenta más rápidamente la obtenida con el planteamiento CICBTBTX que en los otros casos y las dos configuraciones asimétricas dan lugar a valores muy similares de la potencia para cualquier valor de los parámetros ϵ_c y ϵ_t .

4.2.3. Influencia de la eficiencia del regenerador

La evolución del rendimiento máximo con la eficiencia del regenerador, ϵ_r no es lineal, tal y como se aprecia en la figura 4.9. En ella no se incluye la evolución de la potencia máxima porque es prácticamente independiente de ϵ_r . En cuanto a la evolución de $\eta_{\text{máx}}$, es más rápida para valores bajos de ϵ_r y posteriormente se acelera. No se producen cortes entre las curvas y de menor a mayor el rendimiento siempre mantiene la secuencia CBTX-CBTBTX-CICBTX-CICBTBTX. Un intervalo realista de valores de la eficiencia de la regeneración para una planta real puede ser el [0,80, 0,90] (véase cuadro 1.2). Ese podría ser el margen de mejora del regenerador en una planta real. En ese intervalo el incremento relativo del rendimiento máximo previsto por nuestro modelo para la configuración CBTX es del 9,7%, para la CBTBTX del 9,9%, para la CICBTX del 12,0% y para la CICBTBTX del 11,8%.

4.2.4. Influencia de las caídas de presión

Las caídas de presión inevitables en los procesos de absorción (H) y cesión de calor (L), asociadas a los correspondientes intercambiadores, se cuantifican en nuestro modelo

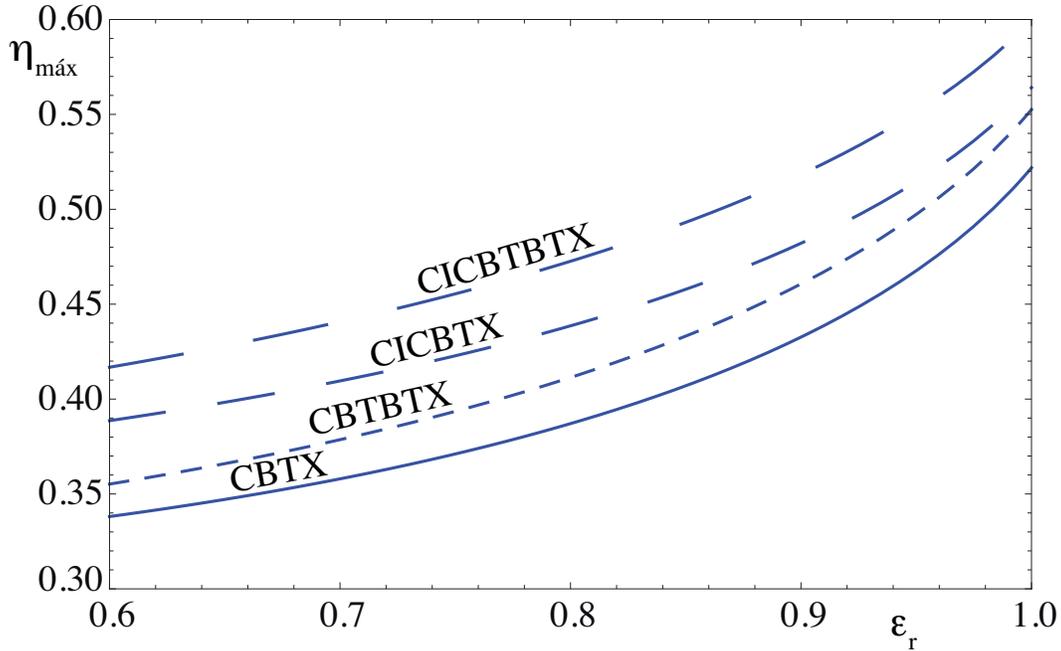


Figura 4.9: Valores máximo del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{máx}}$ en función de la eficiencia del regenerador, ϵ_r . Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

a través de los parámetros ρ_H y ρ_L , que recordemos están definidos como (Ec. (2.4)):

$$\begin{aligned}\rho_H &= \left(1 - \frac{\Delta p_H}{p_H}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \\ \rho_L &= \left(1 - \frac{\Delta p_L}{p_L}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}\end{aligned}\quad (4.1)$$

Es decir, que estos parámetros dependen de la caída relativa de presión en cada caso y, además, del coeficiente adiabático del fluido considerado. Conviene además reseñar que las ecuaciones finales para los calores absorbidos y cedidos (y, por lo tanto, el rendimiento y la potencia) son simétricos respecto a ambos (veáanse las ecuaciones (2.11), (2.31) y (2.38)). En las figuras 4.10 y 4.11 representamos gráficamente la evolución del rendimiento y la potencia máximas en un amplio intervalo de valores de ρ_H y ρ_L cuando: ambos parámetros son variables e idénticos, $\rho_H = \rho_L$ (Fig. 4.10) y cuando uno de los dos se fija (es indiferente cuál de ellos por su papel simétrico en nuestro modelo) en un valor realista y el otro se deja oscilar libremente.

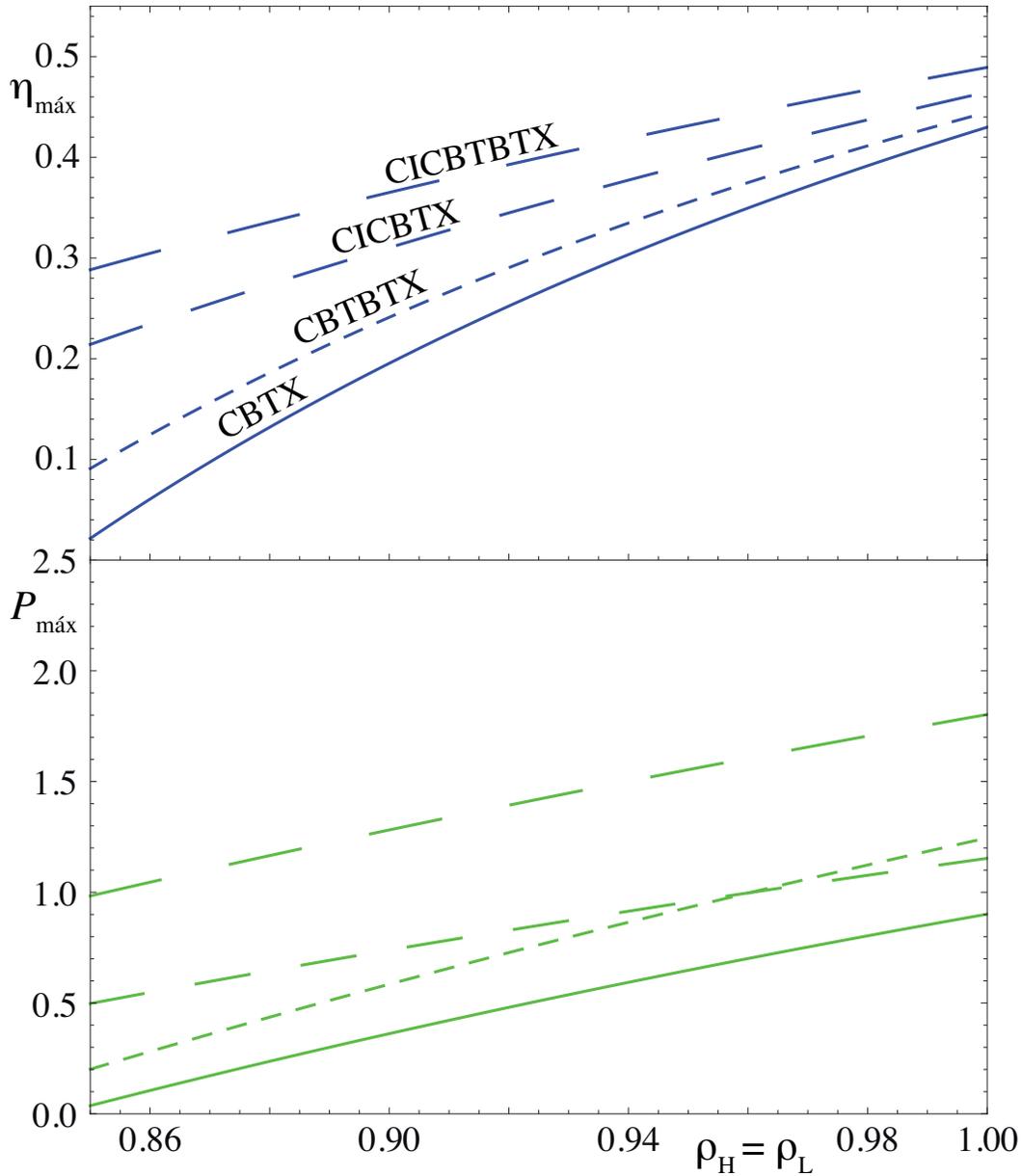


Figura 4.10: Valores máximos del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{m\acute{a}x}}$, y la potencia máxima $\bar{P}_{\text{m\acute{a}x}}$ en función de los parámetros ρ_H y ρ_L que cuantifican las caídas de presión en los procesos de absorpcion y cesión de calor. Ambos se consideran idénticos, $\rho_H = \rho_L$ y se ha tomado $\gamma = 1,4$. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

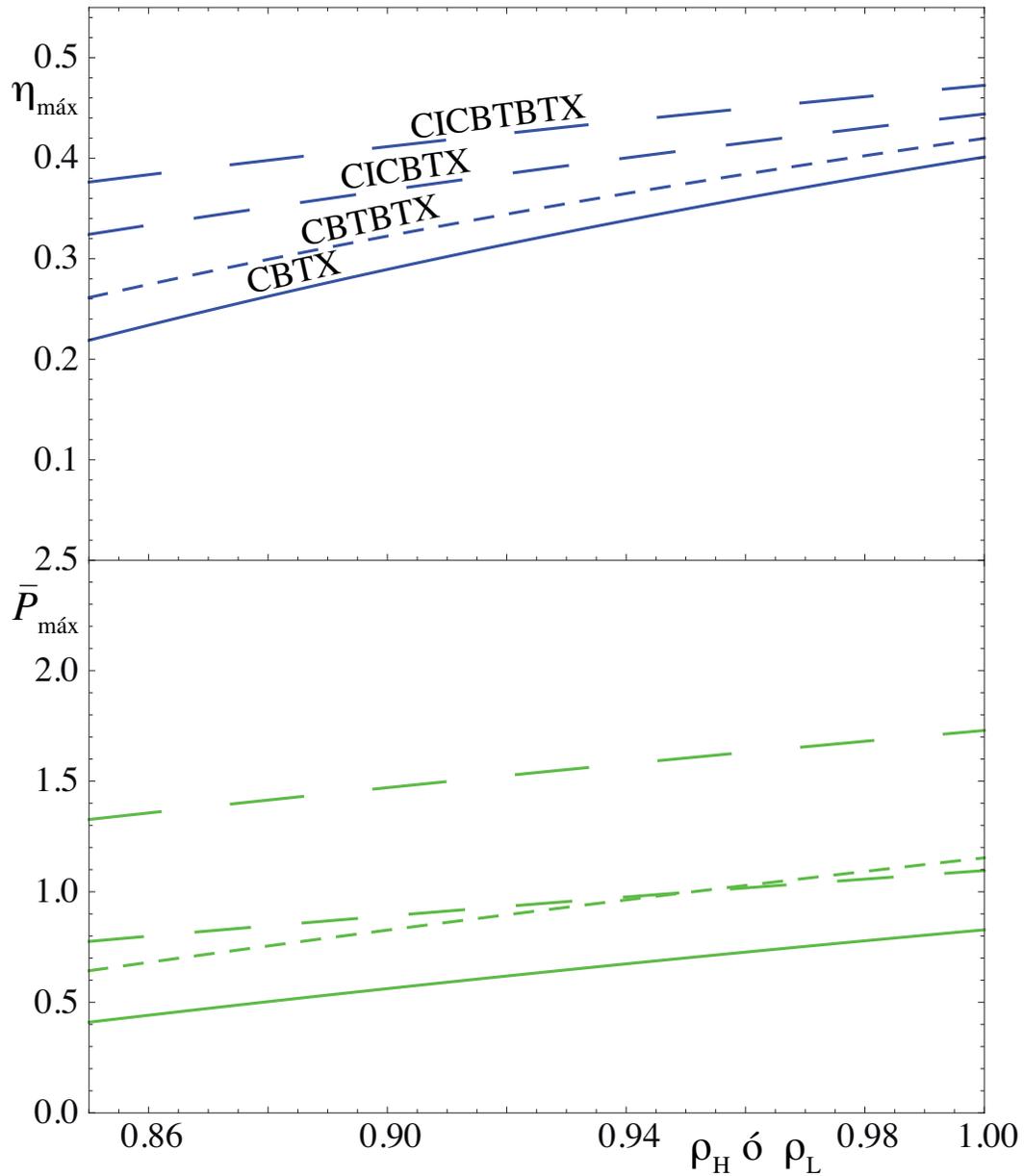


Figura 4.11: Valores máximos del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{m\acute{a}x}}$, y la potencia máxima $\bar{P}_{\text{m\acute{a}x}}$ en función de los parámetros ρ_H ó ρ_L , fijando uno de ellos en el valor 0,97 y considerando variable el otro. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4.

	CBTX	CBTBTX	CICBTX	CICBTBTX
$\rho_H = \rho_L$				
$\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$	8,2	6,7	5,1	3,8
$\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$	10,0	8,8	5,7	4,5
$\rho_H \neq \rho_L$				
$\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$	4,2	3,4	2,6	1,9
$\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$	5,0	4,4	2,8	2,2

Tabla 4.3: Incrementos del rendimiento térmico y la potencia normalizada que nuestro modelo prevee en el caso en que las pérdidas de presión sean similares en los procesos de absorción y cesión de calor, $\rho_H = \rho_L$ tomando como intervalo de trabajo $[0,970, 0,985]$ y en el caso en que sean diferentes $\rho_H \neq \rho_L$. En este último caso se considera que uno de los dos parámetros vale $0,970$ y el otro varía en el intervalo $[0,970, 0,985]$.

Cuando ambos parámetros oscilan del mismo modo (Fig. 4.10), el comportamiento del rendimiento máximo es parabólico en el intervalo considerado, aunque se va linealizando a medida que aumenta el número de etapas intermedias. Cuando las caídas de presión son muy grandes¹, las diferencias entre los rendimientos ofrecidos por las cuatro configuraciones consideradas es muy amplio (desde $0,02$ para la configuración CBTX hasta $0,29$ para la CICBTBTX) y se va estrechando a medida que los intercambiadores se comportan de forma ideal en cuanto a las caídas de presión. En el caso ideal el intervalo de rendimientos máximos queda reducido a $[0,43, 0,49]$, es decir, que en el caso de intercambiadores con muchas pérdidas de presión la planta es muy sensible al tipo de configuración considerada. El intervalo realista hoy en día de caídas de presión relativas en intercambiadores de calor está entre un $5,0\%$ y un $10,0\%$, que para un gas ideal

¹Hemos elegido un intervalo para $\rho_H = \rho_L$ muy amplio, $[0,85, 1,0]$. El extremo inferior, en el caso de un gas diatómico ideal corresponde a caídas de presión relativas del orden del 43% .

diatómico corresponde con un intervalo de $\rho_H = \rho_L$ de $[0,970, 0,985]$ (tabla 1.2). En la tabla 4.3 ofrecemos el incremento de $\eta_{\text{máx}}$ y $\bar{P}_{\text{máx}}$ en ese intervalo de caídas de presión, es decir, el margen de mejora, para distintas configuraciones de planta. A medida que se introducen más etapas intermedias de compresión y expansión los márgenes de mejora, tanto de la potencia como del rendimiento disminuyen. O dicho de otro modo, la sensibilidad de la planta a las caídas de presión disminuye a medida que la compresión y la expansión se dividen en etapas sucesivas.

El comportamiento de rendimiento y potencia máximos cuando uno de los parámetros ρ_H ó ρ_L permanece fijo y se actúa sobre el otro (Fig. 4.11) es similar al caso simétrico. En la figura 4.11 representamos la situación en que uno de los dos valores toma un valor muy conservador, 0,97 y el otro fluctúa en un intervalo amplio. La pendiente de las curvas es menor que en el caso $\rho_H = \rho_L$: los rendimientos máximos entre las diversas configuraciones se van aproximando cuando las pérdidas de presión disminuyen y no hay intersecciones, sin embargo en el caso de la potencia máxima hay una intersección entre las configuraciones CICBTX y CBTBTX. En el caso de pocas pérdidas de presión la configuración CICBTX proporciona una mayor potencia máxima de salida y cuando nos acercamos al límite de pérdidas despreciables, la configuración con dos turbinas CBTBTX es más favorable.

Capítulo 5

Turbinas de gas termosolares

Previsiblemente las plantas de potencia solares térmicas con tecnología de concentración óptica serán a medio plazo importantes fuentes de energía eléctrica limpia y renovable. El objetivo de este capítulo es modelizar y optimizar, desde el punto de vista termodinámico, plantas de potencia combinadas en las que un concentrador solar actúa como foco caliente para una turbina de gas de tipo Brayton. En la actualidad se están desarrollando prototipos y plantas experimentales basadas en esta idea. Nuestro modelo pretende incorporar un colector con un factor de concentración y una eficiencia óptica arbitrarios, pérdidas de calor de todo tipo y una planta térmica multietapa con regeneración y diferentes irreversibilidades, incluyendo las asociadas a los intercambiadores de calor entre el concentrador y el fluido de trabajo. Obtendremos tanto los intervalos de temperaturas óptimas del concentrador, como de la relación de presiones de la turbina que maximicen el rendimiento del sistema acoplado. Este tipo de análisis y simulaciones por ordenador constituyen un paso fundamental a la hora de diseñar plantas termosolares eficientes.

5.1. Concentradores solares y plantas termosolares

La necesidad de limitar las emisiones de CO_2 y la escasez y elevado coste de los combustibles fósiles tradicionales ha incrementado en los últimos años la investigación y el desarrollo de sistemas de generación de energía no basados en el petróleo. En las plantas termosolares de concentración se utiliza luz solar concentrada obtenida mediante diversas configuraciones de lentes y espejos para generar calor a alta temperatura.

Esta energía en forma de calor se transfiere a un fluido, que es el medio utilizado en plantas de potencia habituales para generar energía mecánica y, a su vez, ésta se transforma en energía eléctrica mediante algún sistema de alternadores. Una de las ventajas de este procedimiento (en relación por ejemplo con la energía solar fotovoltaica) es que requiere un fluido como intermediario térmico, por lo que se puede incorporar el calor proporcionado por la combustión de algún tipo de combustible en una cámara de combustión en el caso de que la energía solar no sea suficiente en ciertos periodos.

Los concentradores generan energía a temperaturas más elevadas que los colectores planos. Se basan en la idea de reducir el área en la que se producen pérdidas de calor por transferencia al medio exterior. Para conseguirlo se han dedicado muchos esfuerzos a la investigación y el desarrollo de este tipo de sistemas. Los concentradores pueden ser de tipo reflector o refractor, cilíndricos o superficies de revolución, continuos o segmentados. Las *relaciones de concentración*, $C = A_a/A_r$, (la relación entre el área de apertura, A_a , y de absorción, A_r , que aproximadamente es el factor por el que se multiplica el flujo de radiación en la superficie absorbente) pueden variar en diversos órdenes de magnitud por lo que es complicado analizar de forma global todos los concentradores. A grandes rasgos se pueden dividir en concentradores sin formación de imagen (*nonimaging collectors*), con bajos valores para el factor de concentración o colectores lineales con imagen (*imaging collectors*) con valores intermedios del factor de concentración. En la figura adjunta (Fig. 5.1), tomada de Duffie y Beckman [99], se representa la evolución de la temperatura en el receptor con el factor de concentración del colector, que alcanza un valor teórico máximo $C_{\text{máx}} = 46\,300$ [63]. A medida que aumenta el factor de concentración también lo hace la temperatura de la energía producida, pero se requiere más precisión en la calidad de los componentes ópticos y en el sistema de seguimiento de la posición solar. Por lo tanto, el coste de la energía producida aumenta con la temperatura a la que se produce.

Desde el punto de vista de la ingeniería los concentradores solares presentan problemas adicionales a los de los colectores planos [100]. Excepto para relaciones de concentración muy pequeñas deben orientarse dinámicamente para seguir la posición solar. Además necesitan de un mantenimiento especial para conservar las propiedades de los sistemas ópticos durante periodos de tiempo largos en presencia de polvo, hu-

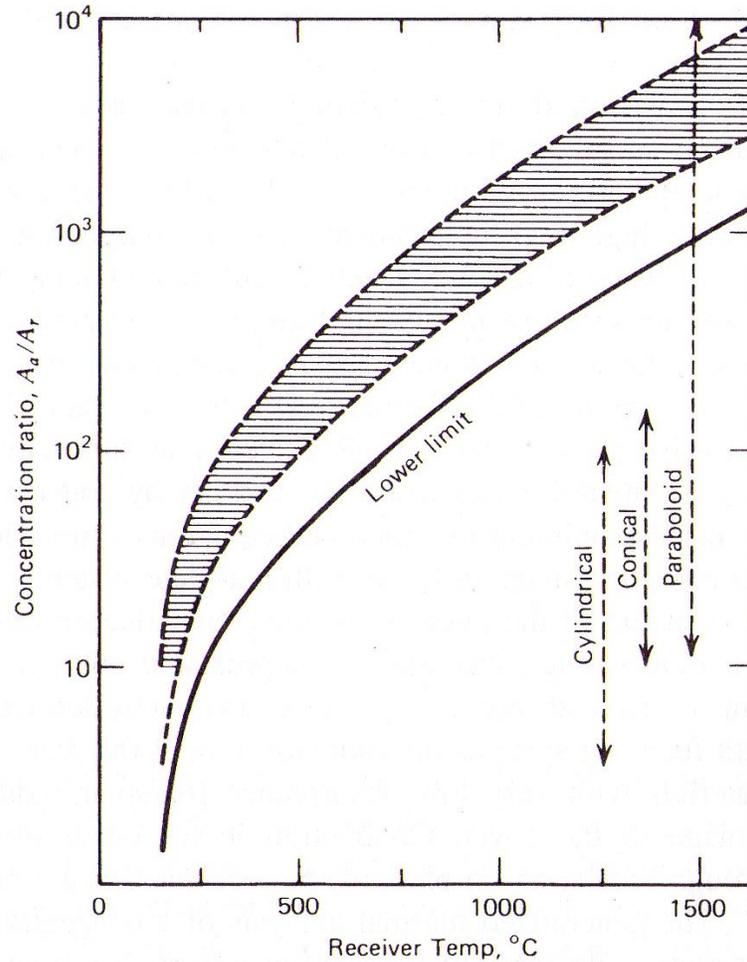


Figura 5.1: Relación entre el factor de concentración del colector, C , y la temperatura en el receptor (figura tomada de [99]). El límite inferior representa la curva por debajo de la cual las pérdidas igualan la energía absorbida, por lo que sólo tienen sentido valores de C superiores.

medad, agentes corrosivos, etc. Por el contrario el diseñador de estos sistemas dispone de nuevos parámetros y variables para optimizar su diseño. Hoy en día el desarrollo de nuevos materiales y una mejora en los sistemas de ingeniería es básico para que puedan utilizarse a gran escala.

Para evitar confusiones en la terminología, la denominación *colector* se utiliza para todo el sistema, incluyendo el receptor y el concentrador. El *receptor* es el elemento en

el que se absorbe la radiación y se convierte en energía utilizable. Incluye el *absorbedor*, sus cubiertas y sus elementos de aislamiento. El *concentrador* ó sistema óptico es aquélla parte del colector que dirige la radiación hacia el receptor. La *apertura* del concentrador es la *puerta* a través de la que la radiación solar entra en el concentrador.

Los concentradores más usuales en plantas termosolares de generación eléctrica son los de tipo *parabólico lineal* (*parabolic trough*, PT), las *torres de concentración* (*solar power tower*, SPT) y los de tipo *plato parabólico* (*parabolic dish array*, PDA). En los concentradores PT [101, 102, 103] se utilizan espejos de forma parabólica con recubrimiento plateado o de aluminio con un largo tubo (normalmente metálico y con un recubrimiento de vidrio) situado en el foco del espejo. El espejo va siguiendo la trayectoria solar con algún sistema de guiado. Por este tubo receptor circula un fluido, normalmente un aceite, que se calienta lo suficiente como para generar vapor y hacer funcionar, por ejemplo, una planta de vapor de tipo Rankine. Los factores de concentración habituales en esta geometría están en el intervalo 30 – 80 y la eficiencia óptica máxima esta entre el 70 % y el 80 %. El absorbedor está recubierto con un material que provoque una alta absorción en el espectro visible y una baja emitancia en el infrarrojo. Por otra parte, el recubrimiento del tubo receptor trata de minimizar las pérdidas por convección y conducción. Las plantas comerciales basadas en esta tecnología son de tipo híbrido, de modo que en horas nocturnas o de baja irradiancia solar se puedan utilizar combustibles fósiles. Estas plantas necesitan condensadores, sistemas de enfriamiento, acumuladores, etc. por lo que su tamaño varía considerablemente de unas a otras.

En los sistemas con torre de concentración (SPT) [104, 105] un campo de heliostatos se orienta de tal modo que la energía solar se concentre en una torre central. A través de ella circula un fluido (agua, aire, sales fundidas, etc.) que se calienta para hacer funcionar una turbina. Para aumentar el porcentaje de horas de operación de la torre se puede almacenar la energía térmica en un depósito de sales calientes. Con este procedimiento se pueden alcanzar porcentajes de hasta el 80 % de horas de operación (aproximadamente 19 h al día). Estas plantas generan potencias entre los 10 y los 200 MW aproximadamente y se han utilizado de forma experimental en combinación con turbinas de gas tipo Brayton. Técnicamente, la viabilidad de estos sistemas se comenzó a estudiar en los años 80 y hasta la actualidad diversas plantas experimen-

tales se han desarrollado en la Plataforma Solar de Almería y en los Estados Unidos. Recientemente España e Israel han centrado sus esfuerzos en receptores volumétricos (con materiales metálicos o cerámicos) con aire para la integración en turbinas de gas [57, 59, 60, 104, 105].

Los sistemas de discos parabólicos (PDA) [106] son los más eficientes ópticamente (cerca del 30% de eficiencia solar-eléctrica). En ellos se concentra la energía solar en el foco de un espejo en forma de plato y el fluido se calienta hasta temperaturas cercanas a los 800 K. Este fluido hace funcionar una máquina tipo Stirling o Brayton acoplada al propio receptor y se pueden combinar en *arrays* para formar plantas hasta el orden de unos cuantos MW.

En cuanto al aspecto económico, las plantas de concentradores parabólicos lineales construidas en el desierto californiano en los años 90 tuvieron un coste entorno a los 3000 – 4500 €/kW. Su eficiencia anual en la conversión solar-electricidad está en el intervalo 10 – 14% y el coste de producción de 16 – 19 €cent/kWh. Estas cifras pueden ser mejoradas para llegar en plantas del orden de 200 MW a inversiones de 2500 €/kW y costes de explotación de 5 €cent/kWh.

A partir de la experiencia acumulada hasta la actualidad, para que estas plantas sean comercialmente competitivas, es necesario no sólo reducir los costos de inversión y mantenimiento, si no mejorar la propia eficiencia de la planta. Por esto, al mismo tiempo que se desarrolla tecnológicamente este tipo de plantas de energía eléctrica es necesario un análisis teórico y de simulación por ordenador con objeto de predecir los parámetros termodinámicos óptimos de funcionamiento para diseñar plantas eficientes. Desde los años 80 se ha trabajado en la modelización, análisis y optimización teórica de diversos ciclos termodinámicos con energía solar. Se ha trabajado en ciclos tipo Carnot [61, 62, 63, 64, 107, 108, 109, 110, 111, 112] endoreversibles e irreversibles con diversos criterios de optimización, Ericsson [65], Stirling [66], Rankine [67, 68] y Braysson [69, 113]. Y además en ciclos tipo Brayton puros [7, 8, 114, 115, 116] y combinados [70, 71, 117, 118].

5.1.1. Desarrollo de prototipos

Con objeto de poner en contexto el grado de desarrollo tecnológico de plantas termosolares de turbina de gas, resumimos a continuación los resultados de un reciente proyecto de I+D financiado parcialmente por la Comisión Europea, denominado proyecto SOLGATE (2002-2006) [57, 58, 60]. Los objetivos básicos del proyecto fueron dos: (a) desarrollar un *cluster* de receptores solares (3 módulos de 400 kW) capaces de suministrar aire presurizado a una temperatura aproximadamente de 1300 K a una turbina de gas y (b) resolver los problemas asociados al acoplamiento del colector con la turbina para demostrar la operatividad del sistema combinado. Para ellos se trató de combinar un campo de heliostatos y la correspondiente torre de concentración instalada en la Plataforma Solar de Almería (instalación CESA-1) con una turbina con dos etapas de expansión obtenida de un helicóptero (OST3) con objeto de generar una potencia eléctrica a la red.

El esquema de funcionamiento del sistema se presenta en la Fig. 5.2(a) tomada de [60]. En el esquema se observa que el sistema es híbrido en el sentido de que el conjunto de colectores tratan de calentar el aire que recorre el ciclo térmico utilizando energía solar de concentración para que al entrar en la cámara de combustión su temperatura sea suficientemente elevada. En una primera fase se consiguió que la temperatura de entrada en la cámara de combustión de queroseno llegase a 1073 K y generar una potencia eléctrica de 230 kWe. En una segunda fase se consiguió elevar la temperatura del aire después de recibir la energía solar hasta casi 1300 K, aunque las limitaciones de la cámara de combustión hacen necesaria una válvula para no sobrepasar una temperatura máxima de entrada de aproximadamente 1100 K.

Los detalles de las modificaciones necesarias en la turbina de gas y el módulo de generación se pueden encontrar en [58]. Un esquema de la unidad real de pruebas se muestra en la figura 5.2(b). Se utilizaron dos tecnologías diferentes para calentar el aire que circula por la turbina a partir de los 3 receptores solares conectados en serie (Fig. 5.3(a)), un receptor volumétrico de alta temperatura (esencialmente una espuma cerámica de SiC instalada en una estructura cerámica) capaz de proporcionar temperaturas de salida de más de 1273 K y otro de baja temperatura tipo bobina multitubo mucho más económico para las zonas de bajo flujo del concentrador (Fig. 5.3(b)).

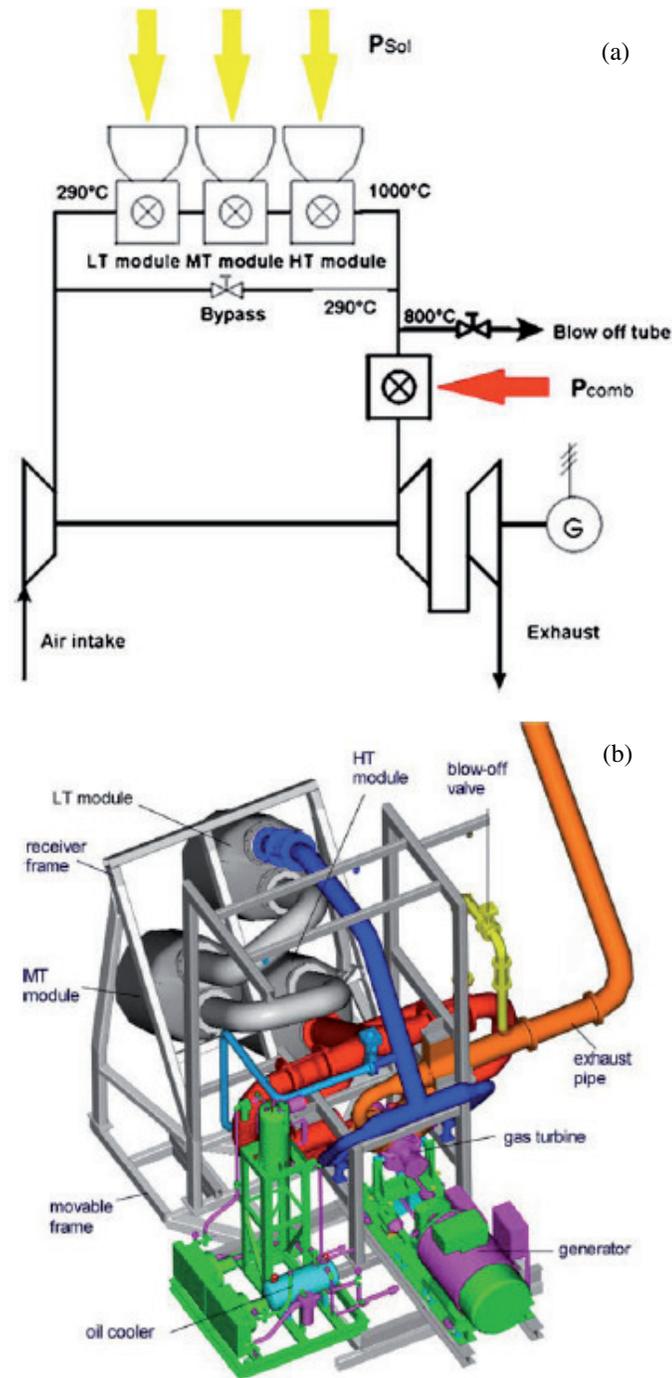


Figura 5.2: Esquema de funcionamiento del prototipo de turbina solar instalado en la plataforma solar de Almería dentro del proyecto SOLGATE [57, 58, 60]. (a) Diagrama esquemático del sistema colector-turbina. (b) Configuración de pruebas.

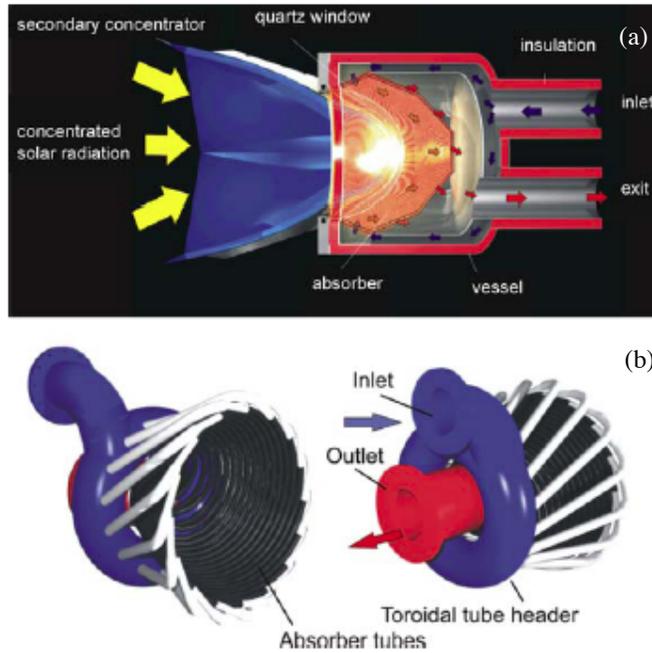


Figura 5.3: Esquema de los receptores desarrollados en el proyecto SOLGATE [57, 58, 60] para transferir el calor recibido en el concentrador al fluido de trabajo de la turbina (aire). (a) Receptor cerámico de alta temperatura, (b) Receptor multitubo de baja temperatura.

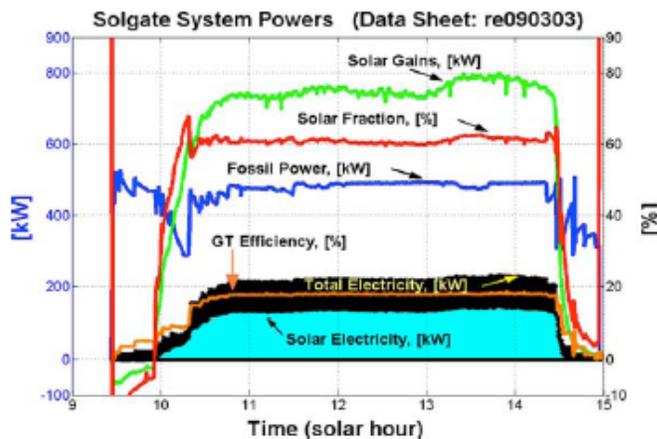


Figura 5.4: Resultados en un test de prueba del proyecto SOLGATE del rendimiento global del sistema híbrido en función de la hora solar.

En la primera fase del proyecto se llegó a temperaturas de entrada en la cámara de combustión de aproximadamente 1000 K, utilizando para ello 55 heliostatos con una irradiancia media de 900 W/m^2 . Se consiguieron incrementos de temperatura de 300 K con el receptor de baja temperatura y de 800 K con el de alta y ganancias de potencia de 190 kW y 260 kW respectivamente. El flujo de aire aproximadamente fue de 1,4 kg/s. La presión de aire en estas condiciones fue de alrededor de 6,5 bar, con una pérdida a través del *cluster* de receptores muy pequeña, del orden de 120 mbar. La eficiencia global de la planta termosolar fue de aproximadamente el 20 % (Fig.5.4).

En la segunda fase el objetivo fue aumentar la temperatura de salida del aire después de recibir la energía solar, con la limitación impuesta por las características de la turbina. Se consiguió elevar la temperatura de salida hasta aproximadamente 1233 K lo que demuestra que este tipo de receptores solares con capaces de elevar la temperatura del aire hasta valores muy interesantes para futuras aplicaciones termosolares. En esta segunda etapa se utilizaron 45 heliostatos con una irradiancia media de 770 W/m^2 . Para una generación eléctrica de 165 kW la contribución solar estuvo próxima al 70 %, lo que implica una contribución de energía obtenida de la combustión del 30 % (unos 40 kg/h). Debido a las altas condiciones de temperatura exterior y a problemas técnicos en la turbina la eficiencia global del sistema no superó el 15 %.

Una vez analizada de forma resumida la situación tecnológica de los concentradores solares actuales y el nivel de temperaturas que pueden alcanzar, proponemos en la siguiente sección un modelo teórico de planta termosolar pura, sin hibridación, en la que la energía suministrada por el concentrador se utiliza como energía de entrada en una turbina de gas multietapa con diversas fuentes de irreversibilidad, de forma que no haya combustión de ningún combustible.

5.2. Modelo de planta termosolar con turbina de gas multietapa

Consideramos en el modelo (véase Fig. 5.5) una turbina de gas multietapa en la que la cámara de combustión se sustituye completamente por un colector solar de concentración, de modo que el flujo de calor utilizable generado por el sistema solar, $|\dot{Q}_H|$, se

utiliza a través de un intercambiador para calentar el fluido de trabajo. Suponemos que todo el flujo de energía de entrada proviene del colector solar, es decir, que el sistema no es *híbrido*. En dichos sistemas el calor de entrada puede provenir o bien del colector o bien de una cámara de combustión que proporciona el calor necesario en momentos de baja radiación solar, durante el ciclo nocturno o simplemente para mantener estable la potencia eléctrica generada.

Nuestro objetivo es analizar la eficiencia de un sistema termosolar puro, estudiar cuáles son las temperaturas óptimas de trabajo del colector para comprobar si son alcanzables con la tecnología de concentradores disponible a día de hoy y optimizar simultáneamente los parámetros óptimos de diseño del concentrador y de la turbina. Al ser nuestro modelo de turbina considerablemente flexible y admitir la posibilidad de incorporar varias etapas de compresión y expansión, nos preguntamos también qué número de etapas será adecuado para obtener un cierto rendimiento termodinámico en este sistema combinado. En él no existen costes de producción más que los necesarios para el mantenimiento de la turbina y del concentrador, puesto que toda la energía de entrada es, en principio, energía solar.

La figura 5.6 contiene un esquema $T - S$ del modelo que consideramos. El colector solar proporciona un flujo de energía de entrada, $|\dot{Q}_H|$, parte del cual, $|\dot{Q}_{HL}|$, puede ir directamente hacia la fuente fría (a través de la instalación) sin actuar sobre el fluido de trabajo. La diferencia entre ambos flujos es el calor neto que calienta el fluido de trabajo una vez que ha pasado por los N_c compresores y refrigeradores intermedios y después de que el regenerador haya elevado la temperatura desde T_2 hasta T_X . La temperatura máxima que alcanza el fluido es T_3 . Se considera que entre el colector y el fluido se sitúa un intercambiador de calor no ideal, que los compresores y las turbinas tampoco son ideales, que las transferencias de calor tanto en la absorción como en la cesión de calor a la fuente fría tienen lugar en condiciones no isóbaras y que otro intercambiador de calor no ideal en la parte fría devuelve el fluido de trabajo a la temperatura inicial T_1 después de cada ciclo. Con objeto de obtener una expresión para el rendimiento del ciclo combinado analizamos en primer lugar el rendimiento del colector solar.

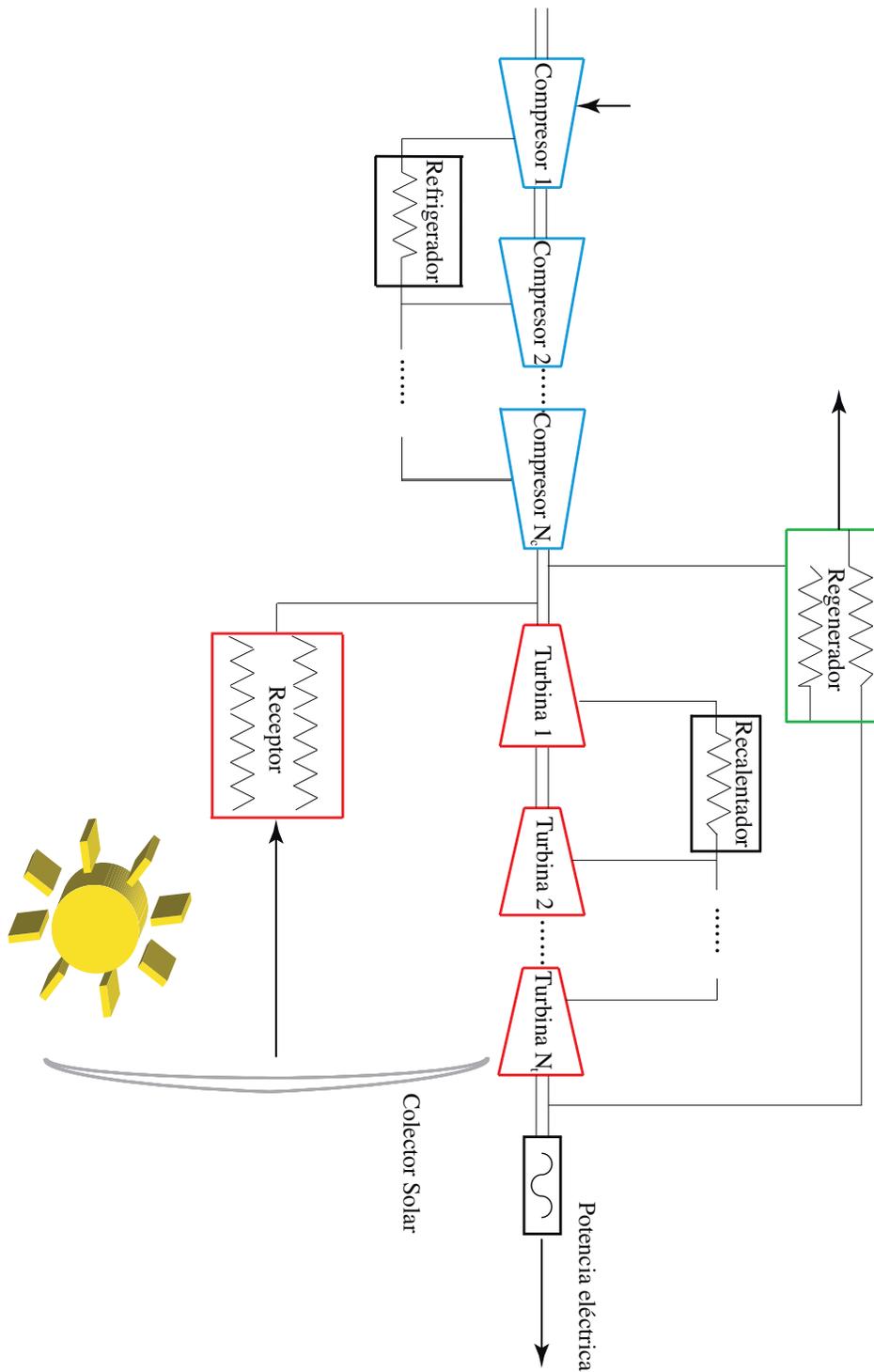


Figura 5.5: Esquema de nuestro modelo de turbina multietapa regenerativa termosolar.

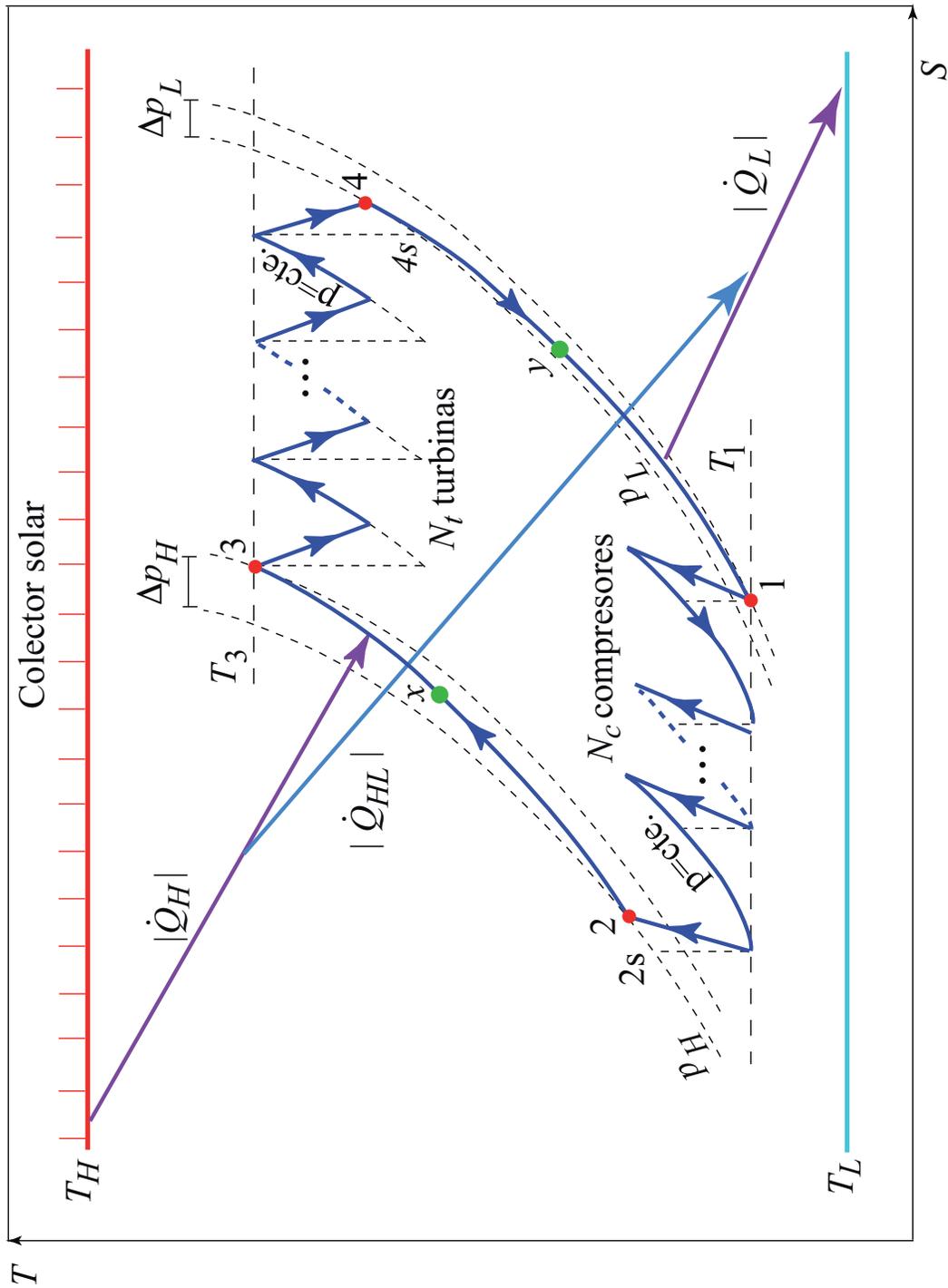


Figura 5.6: Esquema termodinámico $T - S$ del modelo en el que el colector solar actúa como foco caliente para la turbina regenerativa.

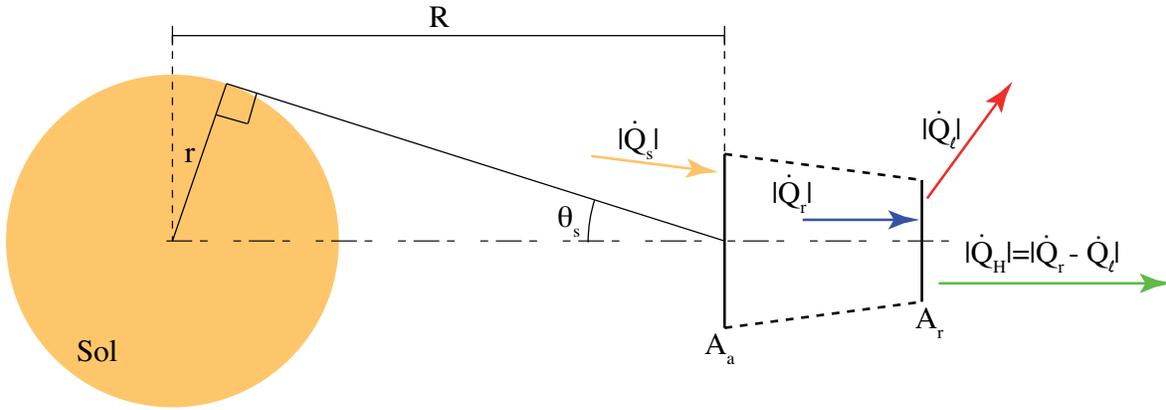


Figura 5.7: Esquema geométrico de un concentrador solar. $|\dot{Q}_s|$ representa la energía por unidad de tiempo recibida en la apertura; $|\dot{Q}_r|$, la transmitida al receptor, $|\dot{Q}_l|$ las pérdidas por conducción, convección y radiación; y $|\dot{Q}_H|$ la potencia calorífica utilizable que proporciona el colector.

5.3. Rendimiento del sistema

5.3.1. Rendimiento del colector solar

Se define el *rendimiento del colector* como la potencia neta en forma de calor que es capaz de generar, $|\dot{Q}_H|$, respecto a la potencia total que recibe del Sol, es decir,

$$\eta_s = \frac{|\dot{Q}_H|}{|\dot{Q}_s|} \quad (5.1)$$

donde $|\dot{Q}_s|$ es la energía total por unidad de tiempo procedente del sol que recibe el colector en la zona de apertura (véase esquema 5.7). $|\dot{Q}_H|$ representa la diferencia entre el calor transmitido al receptor y las pérdidas, en principio, tanto por radiación y convección, como también por conducción a través del propio soporte del colector.

Para calcular la energía total recibida del Sol en la apertura consideramos que el Sol se comporta como un cuerpo negro ideal a una temperatura T_s , que se encuentra a una distancia en promedio de la Tierra, R , y que su radio es r . Haciendo un balance de energías entre la energía total emitida por el Sol y la recibida en la Tierra,

$$\sigma T_s^4 (4\pi r^2) = G_0 (4\pi R^2) \quad (5.2)$$

donde σ es la *constante de Stefan-Boltzmann* y G_0 representa la energía recibida por

unidad de tiempo y superficie perpendicular a la dirección de propagación fuera de la atmósfera terrestre. Se denomina *irradiancia solar* o *constante solar*.

$$G_0 = \sigma T_s^4 \left(\frac{r^2}{R^2} \right) \quad (5.3)$$

El cociente entre el radio del Sol, r , y la distancia media Sol-Tierra, R , se puede expresar como $r/R = \text{sen } \theta_s = f^{1/2}$. Entonces,

$$G_0 = f \sigma T_s^4 \quad (5.4)$$

donde el factor f se denomina *factor de dilución*. Numéricamente se considera que aproximadamente [99]:

$$\begin{aligned} R &\simeq 1,495 \times 10^{11} \text{ m} \\ r &\simeq 6,95 \times 10^8 \text{ m} \end{aligned} \quad (5.5)$$

con lo que $f \simeq 2,16 \times 10^{-5}$.

La temperatura media del Sol se obtiene comparando el espectro teórico de Planck con el medido experimentalmente a partir de la radiación solar y, en primera aproximación se considera que, $T_s \simeq 5762 \text{ K}$ [63]. Tomando para la constante de Stefan-Boltzmann un valor $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$, se obtiene un valor para la constante solar:

$$G_0 = 1,35 \times 10^3 \text{ W}/\text{m}^2 \quad (5.6)$$

Este valor de la constante solar es meramente aproximado, una discusión en detalle sobre su cálculo y valor numérico se puede encontrar en [99].

En definitiva, la energía recibida en el área de apertura del concentrador es:

$$|\dot{Q}_s| = G_0 A_a \quad (5.7)$$

donde A_a es el área del concentrador en la apertura. La energía por unidad de tiempo que el receptor transmite en forma de calor utilizable es

$$|\dot{Q}_H| = |\dot{Q}_r - \dot{Q}_\ell| \quad (5.8)$$

donde $|\dot{Q}_r|$ es la fracción de energía que llega al receptor. Se define la *eficiencia óptica* del dispositivo como la relación entre la energía recibida en la cubierta transparente del colector y la transmitida al receptor¹. Entonces, $|\dot{Q}_r| = \eta_0 G_0 A_a$ y $|\dot{Q}_H| = |\eta_0 G_0 A_a - \dot{Q}_\ell|$.

La energía perdida en el colector, $|\dot{Q}_\ell|$ se puede evaluar de dos modos: (a) de un modo efectivo en el que se asume que hay una dependencia lineal entre las pérdidas y la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el colector. El coeficiente de proporcionalidad juega el papel de una constante efectiva de valor aproximadamente constante [7, 99]; (b) de modo que explícitamente aparezca un término T^4 asociado a las pérdidas por radiación y otro lineal asociado tanto a la convección como a la conducción a través de los soportes del colector [69, 99]. Analizaremos a continuación ambas posibilidades con detalle.

- (a) La potencia perdida en forma de calor en el colector, por unidad de área del receptor, A_r , siempre se puede expresar como:

$$\frac{|\dot{Q}_\ell|}{A_r} = h_w(T_H - T_L) + \alpha\sigma(T_H^4 - T_L^4) + U_{\text{cond}}(T_H - T_L) \quad (5.9)$$

En esta ecuación T_H es la temperatura de trabajo del receptor en estado estacionario, T_L es la temperatura ambiente, α es la *emisividad* de la superficie del colector y h_w , U_{cond} son *coeficientes de pérdidas asociados a la convección y a la conducción* respectivamente. Se puede definir un *coeficiente global efectivo de pérdidas*, U_L , del siguiente modo:

$$\frac{|\dot{Q}_\ell|}{A_r} = (h_w + h_r + U_{\text{cond}})(T_H - T_L) \equiv U_L(T_H - T_L) \quad (5.10)$$

donde:

$$\begin{aligned} U_L &= h_w + h_r + U_{\text{cond}} \\ h_r &= \frac{\alpha\sigma(T_H^4 - T_L^4)}{T_H - T_L} \end{aligned} \quad (5.11)$$

U_L se puede considerar como un parámetro de pérdidas efectivo, global para todo el colector o, en el caso de que existan importantes gradientes de temperatura, se

¹En la literatura anglosajona también suele denominarse *Transmittance-absorptance product* y se representa por $\tau\alpha$.

puede dividir el colector en segmentos, cada uno de ellos con un valor constante de U_L [102].

Con esta expresión lineal para el calor perdido, el rendimiento del colector se puede escribir como:

$$\eta_s = \frac{|\dot{Q}_H|}{G_0 A_a} = \frac{1}{G_0 A_a} [\eta_0 G_0 A_a - U_L A_r (T_H - T_L)] \quad (5.12)$$

Introduciendo el cociente entre las temperaturas caliente y fría como $\tau = T_H/T_L$ y el *factor de concentración* se obtiene una expresión más compacta:

$$\eta_s = \eta_0 [1 - (\tau - 1)M] \quad (5.13)$$

donde M es un *parámetro de pérdidas* que depende de U_L así:

$$M = \frac{U_L T_L}{\eta_0 G_0 C} \quad (5.14)$$

- (b) La otra alternativa consiste en mantener explícitamente el término de pérdidas como una función de T^4 (algo que será especialmente importante en colectores de alta temperatura) y otra función lineal efectiva sólo para la conducción y la convección:

$$\frac{|\dot{Q}_\ell|}{A_r} = \alpha \sigma (T_H^4 - T_L^4) - \bar{U}_L (T_H - T_L) \quad (5.15)$$

donde \bar{U}_L ahora es un *coeficiente efectivo de pérdidas* de convección y conducción, $\bar{U}_L = h_w + U_{\text{cond}}$. De este modo la eficiencia del colector es:

$$\eta_s = \frac{1}{G_0 A_a} [\eta_0 G_0 A_a - \alpha \sigma A_r (T_H^4 - T_L^4) - \bar{U}_L A_r (T_H - T_L)] \quad (5.16)$$

Introduciendo τ y C :

$$\eta_s = \eta_0 [1 - M_1(\tau^4 - 1) - M_2(\tau - 1)] \quad (5.17)$$

donde:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{\alpha \sigma T_L^4}{\eta_0 G_0 C} \\ M_2 &= \frac{\bar{U}_L T_L}{\eta_0 G_0 C} \end{aligned} \quad (5.18)$$

M_1 representa un parámetro de pérdidas asociado sólo a la radiación y M_2 está ligado a las transferencias de calor a los alrededores por conducción a través del soporte del colector y por convección.

5.3.2. Rendimiento del sistema global

El *rendimiento del sistema global turbina-colector solar* se define como la potencia generada en la máquina térmica en relación a la energía por unidad de tiempo recibida en el colector:

$$\eta = \frac{|\dot{W}|}{GA_a} = \frac{|\dot{W}|}{|\dot{Q}_H|} \frac{|\dot{Q}_H|}{GA_a} = \eta_h \eta_s \quad (5.19)$$

Es decir, que introduciendo la energía por unidad de tiempo utilizable que genera el colector, $|\dot{Q}_H|$, el rendimiento termodinámico del sistema acoplado es simplemente el producto del *rendimiento de la máquina térmica*, η_h , por el rendimiento del colector, η_s . Veremos que la combinación de ambos rendimientos ofrece unos comportamientos para η en términos de la relación entre la temperatura de trabajo del colector, T_H , y la temperatura ambiente, T_L , y en términos de la relación de presiones global de la turbina, r_p muy interesantes y diferentes a la de los dos sistemas por separado. Esto es especialmente relevante en cuanto a la optimización del sistema conjunto, tal y como veremos más adelante.

En las figuras 5.8 y 5.9 hemos representado los tres rendimientos, η_s , η_h y η en función de la relación de temperaturas, τ , para tres valores de la relación de presiones y diversas configuraciones de la planta térmica. Los parámetros utilizados en los cálculos, tanto para el colector como para la planta térmica son valores realistas obtenidos de la literatura y están resumidos en la tabla 5.1.

- En el caso de pérdidas lineales por transferencia de calor en el colector (Fig. 5.8), el rendimiento de la parte solar, η_s es una recta de pendiente negativa que corta el eje τ cuando las pérdidas por transferencia de calor igualan la energía solar recibida. A partir de la ecuación (5.13) esto se verifica en:

$$\tau_{\text{sup}} = 1 + \frac{1}{M} \quad (5.20)$$

y constituirá la cota superior del rendimiento del sistema conjunto. Por encima de ese valor de τ el rendimiento global deja de ser positivo.

Por el contrario, para cualquier valor de la relación de presiones, el rendimiento de la turbina, η_h es una función monótona creciente con τ . Dependiendo de la configuración de planta, cada curva η_h arranca en un cierto valor de τ , τ_{inf} , que

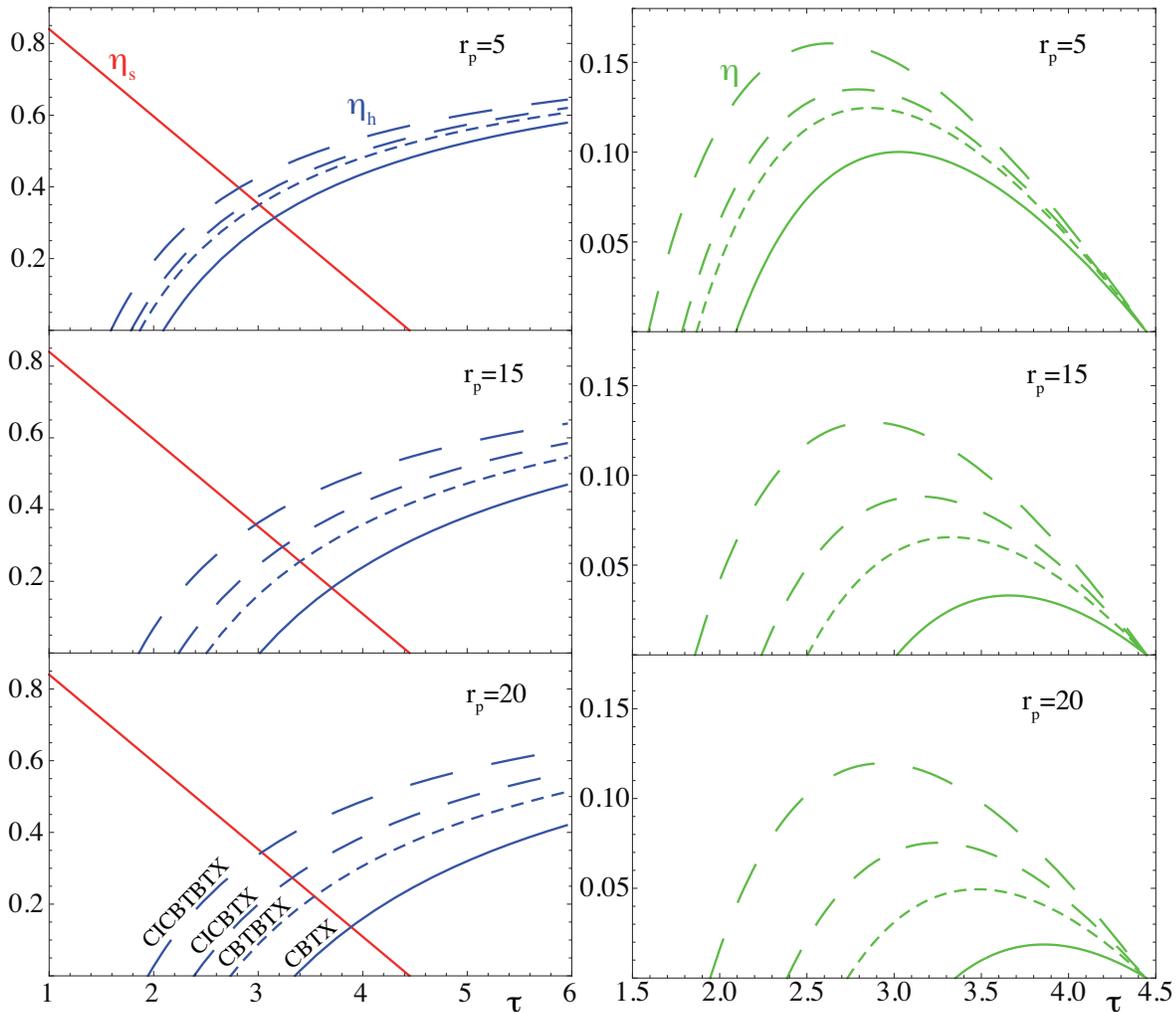


Figura 5.8: Panel izquierdo: rendimiento del colector solar considerando pérdidas efectivas lineales, η_s , y del rendimiento de la máquina térmica, η_h , en función de la relación de temperaturas, τ , para varias configuraciones de planta y varios valores de la relación de presiones, r_p . Panel derecho: rendimiento del sistema global $\eta = \eta_s \eta_h$ en función de τ . Nótese que las escalas, tanto horizontal como vertical, son diferentes en ambos paneles.

Parámetros para el colector solar

Eficiencia óptica (sólo pérdidas lineales), η_0	0,84
Eficiencia óptica (término de radiación y lineal), η_0	0,80
Coefficiente efectivo lineal de pérdidas, M	0,29
Coefficiente de pérdidas por radiación, M_1	$2,25 \times 10^{-3}$
Coefficiente de pérdidas por convección/conducción, M_2	$1,50 \times 10^{-3}$
Temperatura ambiente, T_L	300 K

Parámetros para la turbina multietapa

Eficiencia de las turbinas, η_t	0,95
Eficiencia de los compresores, η_c	0,95
Coefficiente de pérdidas de presión en la absorción de calor, ρ_H	0,98
Coefficiente de pérdidas de presión en la cesión de calor, ρ_L	0,98
Eficiencia del intercambiador en la parte caliente, ϵ_H	0,90
Eficiencia del intercambiador en la parte fría, ϵ_L	0,90
Eficiencia del regenerador, ϵ_r	0,95
Coefficiente de <i>heat-leak</i> , ξ	0,02
Coefficiente adiabático del fluido de trabajo, γ	1,4

Tabla 5.1: Parámetros utilizados para obtener el rendimiento del sistema combinado colector solar-turbina de gas [5, 6, 7, 22, 69, 117, 119].

será la cota inferior del rendimiento del sistema combinado. El producto de ambas funciones $\eta = \eta_h \eta_s$, una monótona decreciente y otra monótona creciente con valores nulos por debajo y por encima de cierto intervalo de τ , da lugar a un rendimiento global con forma parabólica en función de las relaciones de presión, y todas las curvas convergen en τ_{sup} , independientemente de la configuración y el valor concreto de r_p . Esto es independiente del tipo de configuración de la planta y de la relación de presiones. El que η tenga forma parabólica en un cierto intervalo implica que es una función con un valor máximo para ciertos valores de

τ y, en consecuencia, optimizable como función del cociente entre la temperatura de trabajo del colector y la temperatura ambiente. Esto modifica completamente las propiedades de las curvas de rendimiento de ambos sistemas por separado, pues tanto el colector solar como la turbina tienen rendimientos no optimizables con τ . Más adelante analizaremos con detalle los valores óptimos del rendimiento del sistema combinado en función de diversos parámetros y también los valores de τ en que se alcanzan en relación a la tecnología de concentradores solares disponible en la actualidad.

Según se observa en la Fig. 5.8, la evolución del rendimiento conjunto η con r_p para cualquier configuración de planta depende sólo de η_h y disminuye a medida que r_p aumenta. No sólo disminuyen al aumentar r_p los valores numéricos del rendimiento η si no que también se estrecha el intervalo de funcionamiento útil del sistema. Por ejemplo, para la configuración básica, CBTX, y con los parámetros considerados τ_{inf} vale 2,1 para $r_p = 5$; 3,0 para $r_p = 15$ y 3,4 para $r_p = 20$. En todos los casos, $\tau_{\text{sup}} = 4,4$. Es decir, que dependiendo del valor de r_p y de la configuración de la planta, el intervalo de temperaturas de trabajo del colector toma unos valores determinados. Esto quiere decir que el diseño de la planta tendrá que plantearse de forma *global*: en función de la configuración elegida los valores de τ (asociado al colector) y r_p (asociado a la planta térmica) deberán ser tales que proporcionen un valor positivo para el rendimiento global, η , y, si es posible, lo más cercano al máximo valor posible en cada caso.

La configuración que proporciona valores más altos para η es la CICBTBTX para valores de r_p bajos. Por ejemplo, para $r_p = 5$ los rendimientos máximos previstos para esa configuración son próximos al 0,16%. En principio, este rendimiento podría valorarse como un valor relativamente *bajo*, pero cabe enfatizar aquí que el sistema funciona sin cámara de combustión, es decir, sin gastos de producción asociados a consumo de combustible.

- En el caso en que se considere que la temperatura de trabajo del colector es lo suficientemente alta como para que sea necesario contemplar explícitamente términos de pérdidas por radiación proporcionales a T^4 (Fig. 5.9) el comporta-

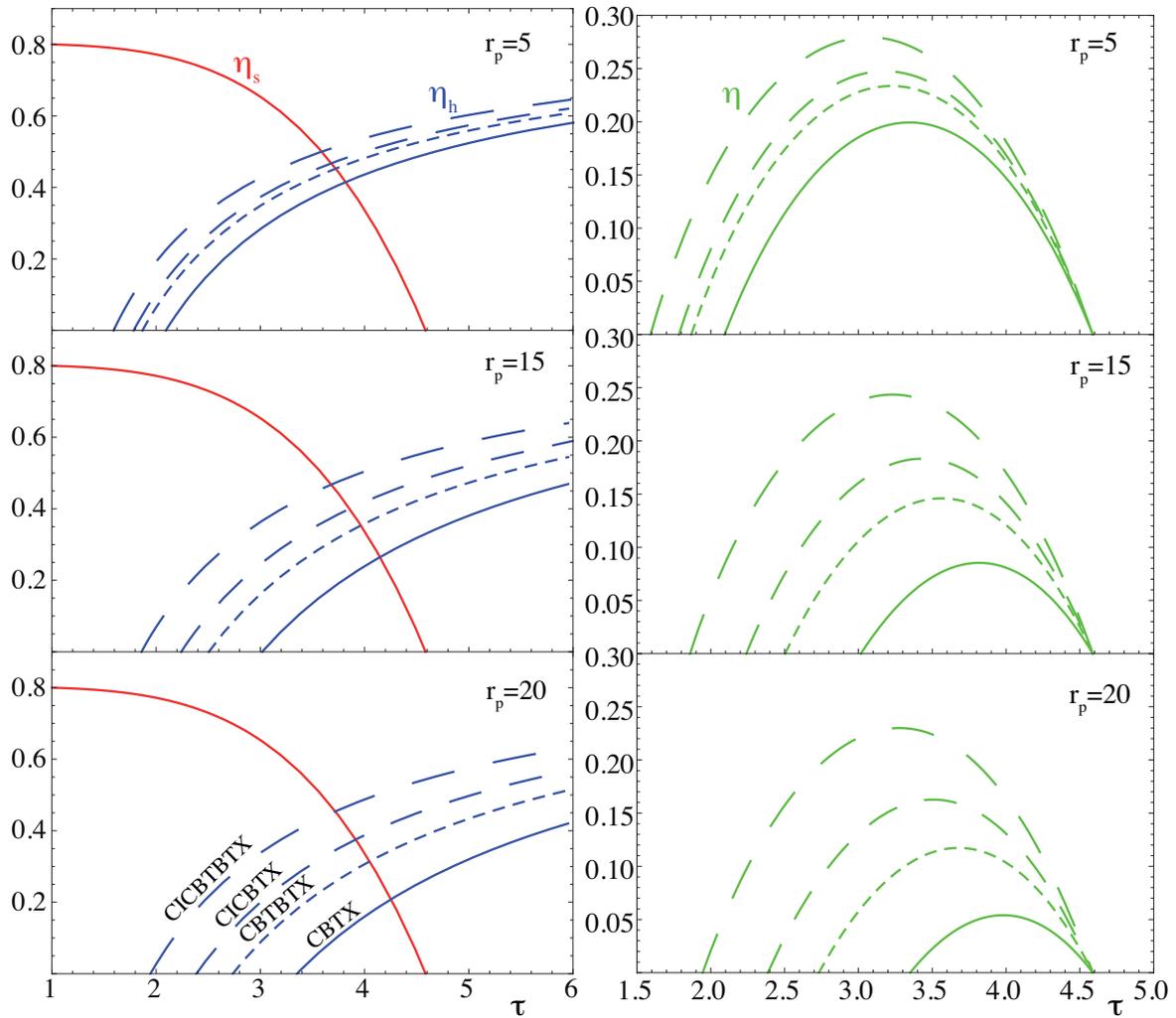


Figura 5.9: Igual que la figura 5.8 pero considerando explícitamente un término de radiación y un término lineal en las pérdidas del colector solar.

miento del rendimiento global es cualitativamente similar al caso lineal, curvas parabólicas convergentes a un mismo valor para τ_{sup} con un rendimiento máximo que es función de la configuración y la relación de presiones. La diferencia es que en este caso la disminución de η_s al aumentar τ no es lineal si no que toma la forma que se observa en la figura. Para valores comparables de los parámetros de pérdidas (M en el caso lineal y M_1 y M_2 en el caso con radiación), η_s , cuando se consideran términos T^4 , está por encima del caso lineal en la región donde η toma sus valores máximos. Esto supone que ahora los valores numéricos de η sean superiores a los de la Fig. 5.8. En concreto, en la configuración CICBTBTX y para $r_p = 5$ alcanzan valores próximos a 0,28.

Los intervalos operativos de τ también son más amplios que en el caso lineal. El valor superior de τ se obtiene al resolver la ecuación (5.17):

$$\tau_{\text{sup}} = 1 - M_1(\tau^4 - 1) - M_2(\tau - 1) \quad (5.21)$$

Para el conjunto de parámetros de la tabla 5.1 se obtiene $\tau_{\text{sup}} = 4,6$ y valores inferiores muy similares al caso lineal. Podemos entonces concluir que la inclusión de términos de pérdidas de radiación explícitos modifica numéricamente los valores del rendimiento global, η , pero no su comportamiento cualitativo básico: curvas parabólicas en un cierto intervalo de τ con un valor máximo que depende del tipo de configuración elegida y los parámetros de diseño y pérdidas considerados.

5.4. Optimización del rendimiento

5.4.1. Optimización respecto a la relación de temperaturas

El hecho de que las curvas de la eficiencia global del sistema combinado, η , sean funciones parabólicas de la relación entre las temperaturas externas hace que sea posible optimizar el sistema respecto a la relación de temperaturas, τ , o de forma equivalente, si se considera constante la temperatura ambiente, respecto a la temperatura de operación del colector solar. En la figura 5.10 representamos la eficiencia global frente a τ para diversas configuraciones de planta. Se han considerado todas las fuentes de irreversibilidad que contempla nuestro modelo, tomándose como parámetros los contenidos en la tabla 5.1. En el Apéndice B pueden encontrarse las ecuaciones explícitas y

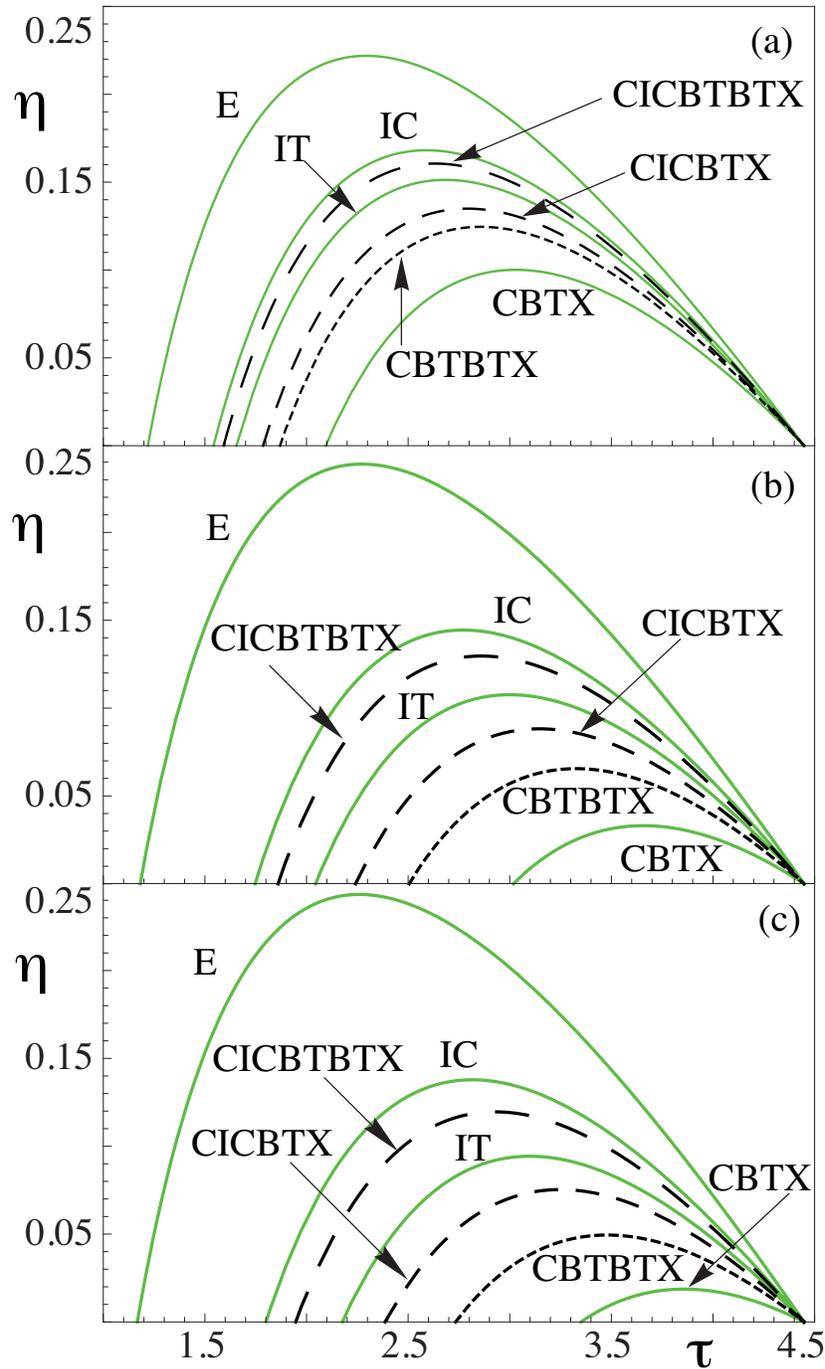


Figura 5.10: Eficiencia global de la planta termosolar con una turbina Brayton simple con regeneración (CBTX), ciclo Ericsson (E), límites IC ($N_t = 1$, $N_c \rightarrow \infty$) e IT ($N_t \rightarrow \infty$, $N_c = 1$) y diversas configuraciones realistas (CBTBTX, CICBTX, CICBTBTX) en función de la relación de temperaturas, τ . (a) $r_p = 5$; (b) $r_p = 15$ y (c) $r_p = 20$. Se han tomado como parámetros para los cálculos los contenidos en la tabla 5.1.

las figuras correspondientes a los límites endo y exoreversible. Todos los cálculos presentados en esta sección se han realizado considerando pérdidas efectivas en el colector de tipo lineal. Hemos comprobado que la inclusión de un término explícito de radiación no modifica ninguna de las conclusiones que detallaremos.

En la figura hemos representado varias configuraciones realistas en la notación de Horlock, CBTX, CICBTX, CBTBTX y CICBTBTX, y además varios casos límite con objeto de comparar las curvas correspondientes. El caso CBTX se corresponde a una turbina de gas simple con regeneración, el caso IC al caso en que sólo se considere una turbina y un número arbitrariamente grande de compresores ($N_t = 1$, $N_c \rightarrow \infty$), el caso IT a la situación opuesta ($N_t \rightarrow \infty$, $N_c = 1$) y el límite de Ericsson en que tanto el número de compresores como el de turbinas es muy grande ($N_t, N_c \rightarrow \infty$).

La eficiencia de la configuración Ericsson, E, está siempre por encima de los casos IC e IT y éstos, a su vez, por encima del ciclo Brayton simple. Esto se verifica para cualquier valor de τ y r_p . Esta eficiencia E representa el límite máximo alcanzable al modificar la configuración de la planta multietapa mediante el incremento de etapas intermedias de compresión y expansión. A medida que aumenta r_p los intervalos de r_p que dan lugar a rendimientos positivos disminuyen para todas las configuraciones excepto para E. Otro hecho significativo es que para los valores de r_p que se muestran en la figura, los valores máximos de η para cada configuración disminuyen al aumentar r_p . Pero, tal y como se muestra en la siguiente figura, Fig. 5.11, esto no es cierto por debajo de un cierto valor de r_p característico de cada configuración. Este comportamiento es diferente al que se obtiene en el límite endoreversible, donde el comportamiento de $\eta_{\text{máx}}$ con r_p es monótono (véase Fig. B.2).

En la figura 5.11 representamos además las funciones $\eta_{\text{máx}}(r_p)$ y $\tau_{\text{máx}}(r_p)$ donde $\tau_{\text{máx}}$ representa la relación de temperaturas a la que se alcanza el valor máximo del rendimiento, $\eta_{\text{máx}}$ cuando todos los demás parámetros se mantienen constantes. Para cualquier valor de r_p , el rendimiento máximo aumenta en la secuencia CBTX, CBTBTX, CICBTX y CICBTBTX. El comportamiento es opuesto para $\tau_{\text{máx}}$, es decir, que a medida que aumenta la eficiencia máxima de la configuración, disminuye la temperatura necesaria del colector para obtener esa máxima eficiencia.

La conclusión más relevante de la figura 5.11 es esta: excepto para el límite Ericsson,

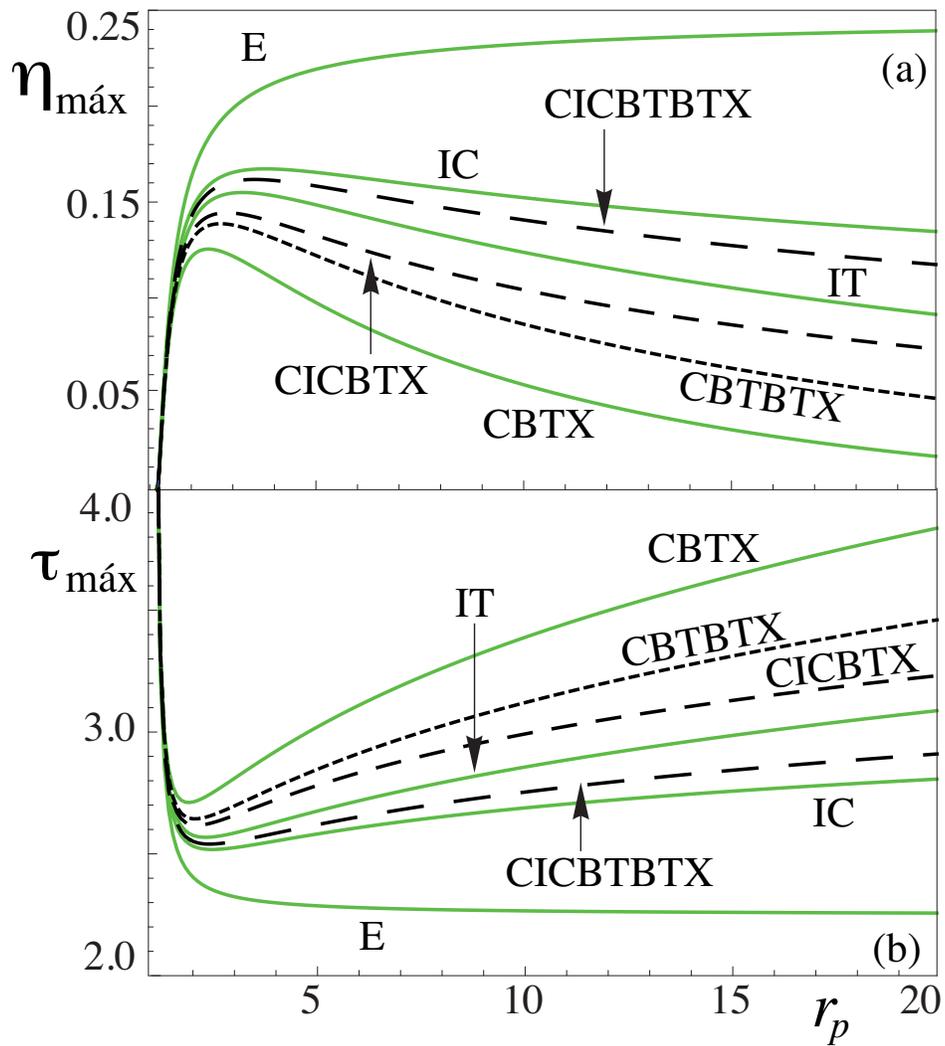


Figura 5.11: (a) Rendimiento máximo, $\eta_{\text{máx}}$, y (b) relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}$, que da lugar al máximo rendimiento en función de r_p . Parámetros y notación igual que en la Fig. 5.10.

$\eta_{\text{máx}}(r_p)$ muestra un máximo bien definido para pequeñas relaciones de presión, alrededor de $r_p = 3$, aunque depende del tipo de configuración. Al mismo tiempo, $\tau_{\text{máx}}(r_p)$ muestra un mínimo precisamente en los mismos valores de r_p . Esto permitirá una nueva optimización de η , respecto a r_p que presentaremos en la próxima sección.

Pero antes de mostrar los valores doblemente optimizados del rendimiento, en la figura 5.12 mostramos, la evolución de $\eta_{\text{máx}}$ y $\tau_{\text{máx}}$ con respecto al parámetro básico de pérdidas del colector, M . Hemos elegido un intervalo realista de valores de M , entre $M = 0,2$ y $0,4$. A la vista de la figura, $\eta_{\text{máx}}$ disminuye con M como era de esperar, puesto que M es proporcional a las pérdidas en el colector por transferencia de calor al exterior. Cuanto mayores son las pérdidas menor es el rendimiento global del sistema. Las curvas son paralelas, luego la sensibilidad de todas las configuraciones también lo es. Por ejemplo, en la CICBTBTX, doblar M , desde $0,2$ hasta $0,4$ supone disminuir $\eta_{\text{máx}}$ en un 60% y $\tau_{\text{máx}}$ en un $23,5\%$.

Además, la temperatura de operación del colector, $\tau_{\text{máx}}$, es menor. Resultados similares se han obtenido no sólo para concentradores solares acoplados a ciclos tipo Brayton [7] si no acoplados a ciclos de otros tipos: Carnot [113], Braysson [69, 113, 120].

5.4.2. Optimización simultánea respecto a r_p y τ

Como hemos visto, a partir de la figura 5.11, es posible optimizar a su vez $\eta_{\text{máx}}$ respecto a la relación de presiones (excepto para el límite Ericsson). El rendimiento resultante, doblemente optimizado, lo denotaremos por $\eta_{\text{máx}}^*$, y el valor de la relación de presiones que da lugar a ese máximo, $r_{p,\text{máx}}^*$ y el de la correspondiente relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}^*$. La tabla 5.2 contiene los resultados numéricos del rendimiento doblemente optimizado y los valores de las relaciones de presión y de temperatura a que se producen para distintos valores de un parámetro básico en el acoplamiento del sistema solar con la máquina térmica, el parámetro $\epsilon_H = \epsilon_L \equiv \epsilon$, asociado a las irreversibilidades externas (intercambiador de calor entre el colector solar y la máquina térmica y entre la máquina y el ambiente).

A la vista de los resultados de la tabla 5.2 se puede concluir lo siguiente:

1. Cuando todos los demás parámetros se consideran fijos, $\eta_{\text{máx}}^*$ y $r_{p,\text{máx}}^*$, aumentan respecto a la turbina simple regenerativa (CBTX) siguiendo el orden: CBTBTX,

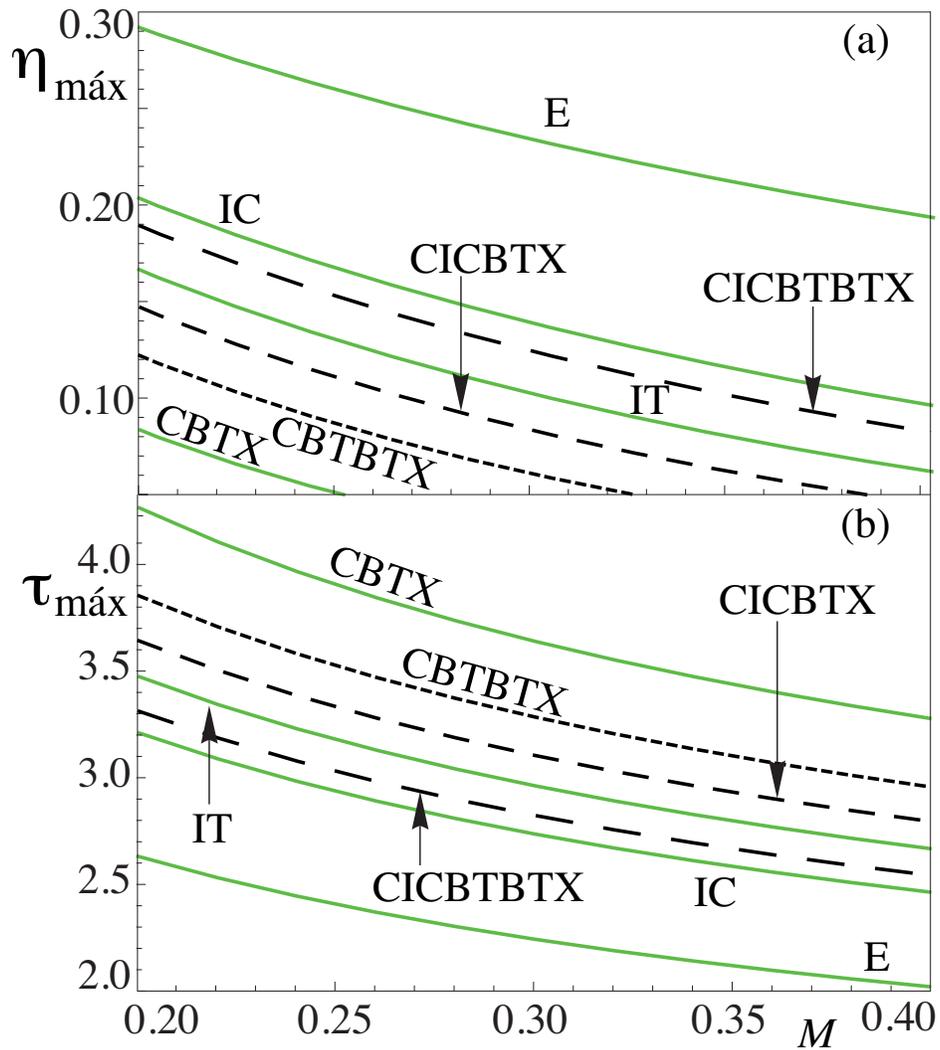


Figura 5.12: (a) Rendimiento máximo, $\eta_{\text{máx}}$, y (b) relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}$, que da lugar al máximo rendimiento en función del parámetro de pérdidas del colector solar, M para un valor de la relación de presiones fijo, $r_p = 15$. Los demás parámetros son igual que en la Fig. 5.10.

ϵ	$\eta_{\text{máx}}^*$			$r_{p,\text{máx}}^*$			$\tau_{\text{máx}}^*$		
	0,75	0,90	1	0,75	0,90	1	0,75	0,90	1
CBTX	0,103	0,127	0,141	2,15	2,45	2,70	2,88	2,75	2,69
CBTBTX	0,117	0,141	0,155	2,35	2,75	3,10	2,80	2,69	2,63
CICBTX	0,126	0,146	0,158	2,53	2,90	3,19	2,75	2,66	2,61
CICBTBTX	0,144	0,164	0,175	2,99	3,57	4,07	2,66	2,58	2,54
IT	0,133	0,157	0,171	2,67	3,30	3,90	2,70	2,61	2,55
IC	0,154	0,170	0,179	3,373	3,87	4,24	2,62	2,56	2,52

Tabla 5.2: Máxima eficiencia, $\eta_{\text{máx}}^*$, para las configuraciones indicadas y valores correspondientes de la relación de presiones, $r_{p,\text{máx}}^*$, y de la relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}^*$. Se muestran los resultados para distintos valores del parámetro $\epsilon_H = \epsilon_L \equiv \epsilon$. Los demás parámetros son los contenidos en la tabla 5.1.

CICBTX y CICBTBTX. Para $\tau_{\text{máx}}^*$ los resultados obtenidos son los opuestos, un incremento en el número de compresores y/o turbinas requiere menores temperaturas óptimas de trabajo (y mayores relaciones de presión).

- Las diferencias relativas son bastante significativas (véase cuadro 5.3). Si comparamos, por ejemplo, la configuración monoetapa regenerativa, CBTX, con una configuración con dos turbinas y dos compresores, CICBTBTX, el rendimiento doblemente optimizado aumenta un 24 % para intercambiadores ideales ($\epsilon = 1$), un 29 % si $\epsilon = 0,9$ y un 40 % si las pérdidas en los intercambiadores son grandes, $\epsilon = 0,75$. Las relaciones de temperatura óptimas disminuyen alrededor del 6 % si $\epsilon = 1$, el 6,3 % si $\epsilon = 0,9$ y el 7,6 % si $\epsilon = 0,75$, mientras que las relaciones de presión necesarias son mayores en el caso CICBTBTX, un 50,7 % si $\epsilon = 1$, un 45,5 % si $\epsilon = 0,9$ y un 38,5 % si $\epsilon = 0,75$.

Aunque nuestro estudio pretende ser teórico y predictivo, la comparación de los rendimientos calculados con prototipos de plantas experimentales [58, 59, 60, 121, 115] sería directa a partir del conocimiento de algunos parámetros básicos relacionados con la temperatura de trabajo del colector y sus pérdidas y el tamaño y las características

ϵ	$\Delta\eta_{\text{máx}}^*$ (%)			$\Delta r_{p,\text{máx}}^*$ (%)			$\Delta\tau_{\text{máx}}^*$ (%)		
	0,75	0,90	1	0,75	0,90	1	0,75	0,90	1
CBTBTX	13,6	11,0	9,9	8,9	12,1	15,0	-2,75	-2,50	-2,34
CICBTX	22,3	14,9	12,0	17,3	18,0	18,2	-4,34	-3,44	-2,93
CICBTBTX	39,8	29,1	24,1	38,5	45,5	50,7	-7,57	-6,32	-5,64

Tabla 5.3: Diferencias relativas del rendimiento doblemente optimizada $\eta_{\text{máx}}^*$ y los valores óptimos de la relación de presiones, $r_{p,\text{máx}}^*$, y de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}^*$ para diferentes configuraciones de plantas respecto a la configuración básica monoetapa regenerativa, CBTX.

esenciales de la parte térmica: relación de presiones, eficiencias del regenerador, la turbina, los compresores, caídas de presión y eficiencias de los intercambiadores de calor. Desafortunadamente no disponemos de ese conjunto de parámetros para plantas reales, por lo que la comparación numérica directa es irrealizable. Cabe destacar, que los valores de temperatura de trabajo óptima para el colector (que fijada una temperatura ambiente $T_L = 300$ K están aproximadamente en el intervalo $T_H = [750, 900]$ K) son alcanzables hoy en día con tecnología de torres de concentración o discos parabólicos.

5.5. Influencia de la eficiencia del regenerador

5.5.1. Configuración CBTX

En esta sección pretendemos analizar la influencia del regenerador de la turbina en el rendimiento global del ciclo acoplado termosolar. Veremos que la extrapolación de la sensibilidad del rendimiento del regenerador del caso de la turbina como sistema simple al sistema acoplado no es como cabría de esperar, si no que presenta un comportamiento muy interesante. En esta sección tendremos en cuenta explícitamente pérdidas por transferencias de calor desde el colector por radiación, aunque hemos comprobado que todas las conclusiones que presentamos son cualitativamente idénticas al caso en que se considere un único término de pérdidas efectivo y lineal.

Consideremos la planta térmica más simple, con una turbina, un compresor y un regenerador (CBTX) en combinación con un colector solar. En la figura 5.13 se muestra la evolución del rendimiento máximo del sistema global (optimizado sólo respecto a la relación de temperaturas, τ) como función de la eficiencia del regenerador, es decir, $\eta_{\text{máx}}(\epsilon_r)$. Hemos representado las curvas para varios valores de la eficiencia de los intercambiadores con las fuentes externas considerados idénticos ($\epsilon_L = \epsilon_H = \epsilon$) y 3 relaciones de presiones.

Solamente cuando la relación de presiones es suficientemente pequeña, el rendimiento global máximo aumenta al aumentar la eficiencia del regenerador. E incluso para relaciones de presión bajas, si las irreversibilidades asociadas a los intercambiadores externos son altas ($\epsilon \lesssim 0,75$), $\eta_{\text{máx}}(\epsilon_r)$ es una función decreciente. A medida que aumenta r_p la caída se hace más acusada. Y para valores grandes de r_p y altas pérdidas en el acoplamiento con las fuentes externas, $\eta_{\text{máx}}$ presenta un mínimo y a partir de él aumenta con ϵ_r . Hemos comprobado que para el conjunto de parámetros tomados el cambio de comportamiento ocurre entre $r_p = 5$ y 8: menores relaciones de presión llevan a un comportamiento creciente de $\eta_{\text{máx}}(\epsilon_r)$ y mayores valores de r_p tienen como consecuencia una disminución del rendimiento cuando aumenta la eficiencia del regenerador.

En consecuencia, no es evidente que con objeto de aumentar el rendimiento global de la planta termosolar, se deba hacer una inversión extra en mejorar la eficiencia del regenerador (al menos si la configuración de la turbina es la más simple, CBTX). Eso sería de esperar en el caso de una turbina de gas simple aislada: es bien conocido en los libros de texto de Termodinámica o Ingeniería Termodinámica [90] que la incorporación de un regenerador es más productiva para pequeñas relaciones de presión y relaciones de temperatura suficientemente altas. Sin embargo, en ciclos combinados solar-térmico como este, relaciones de presión suficientemente grandes y/o muchas pérdidas en los intercambiadores externos pueden dar lugar a pérdidas de rendimiento en la planta si la eficiencia del regenerador es alta. Esto es una consecuencia del acoplamiento entre ambos sistemas, tal y como veremos a continuación.

En la figura 5.14 representamos tanto el rendimiento global, η , como los rendimientos individuales del colector solar, η_s y de una turbina monoetapa con regeneración

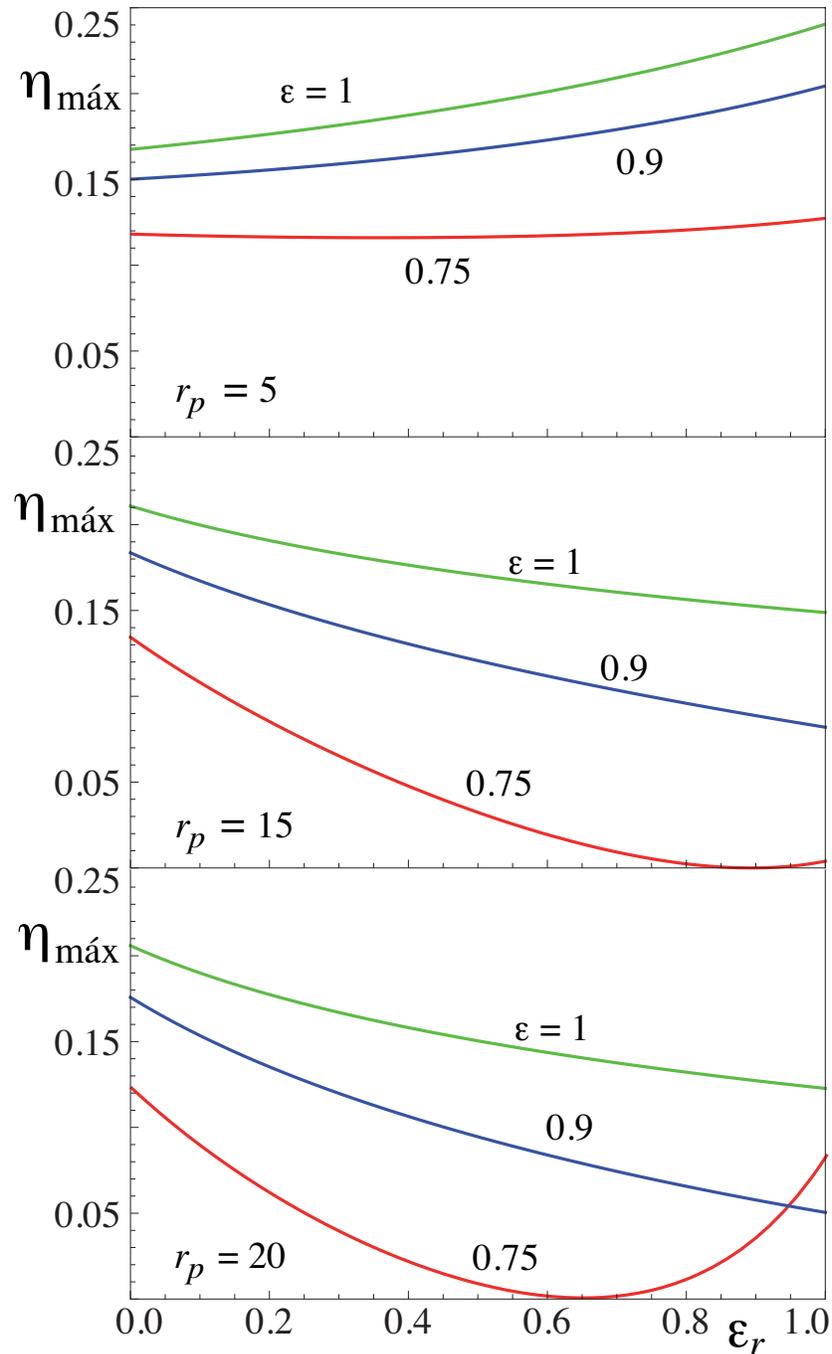


Figura 5.13: Evolución del rendimiento máximo del sistema combinado CBTX respecto a la eficiencia del regenerador, ϵ_r , para varios valores de la eficiencia de los intercambiadores con las fuentes externas, ϵ y varias relaciones de presión, r_p . Los parámetros considerados para la turbina son los contenidos en la tabla 5.1. En el colector solar se han tomado en cuenta explícitamente pérdidas por radiación con los siguientes parámetros: $\eta_0 = 0,80$, $M_1 = 2,25 \times 10^{-3}$ y $M_2 = 1,50 \times 10^{-3}$.

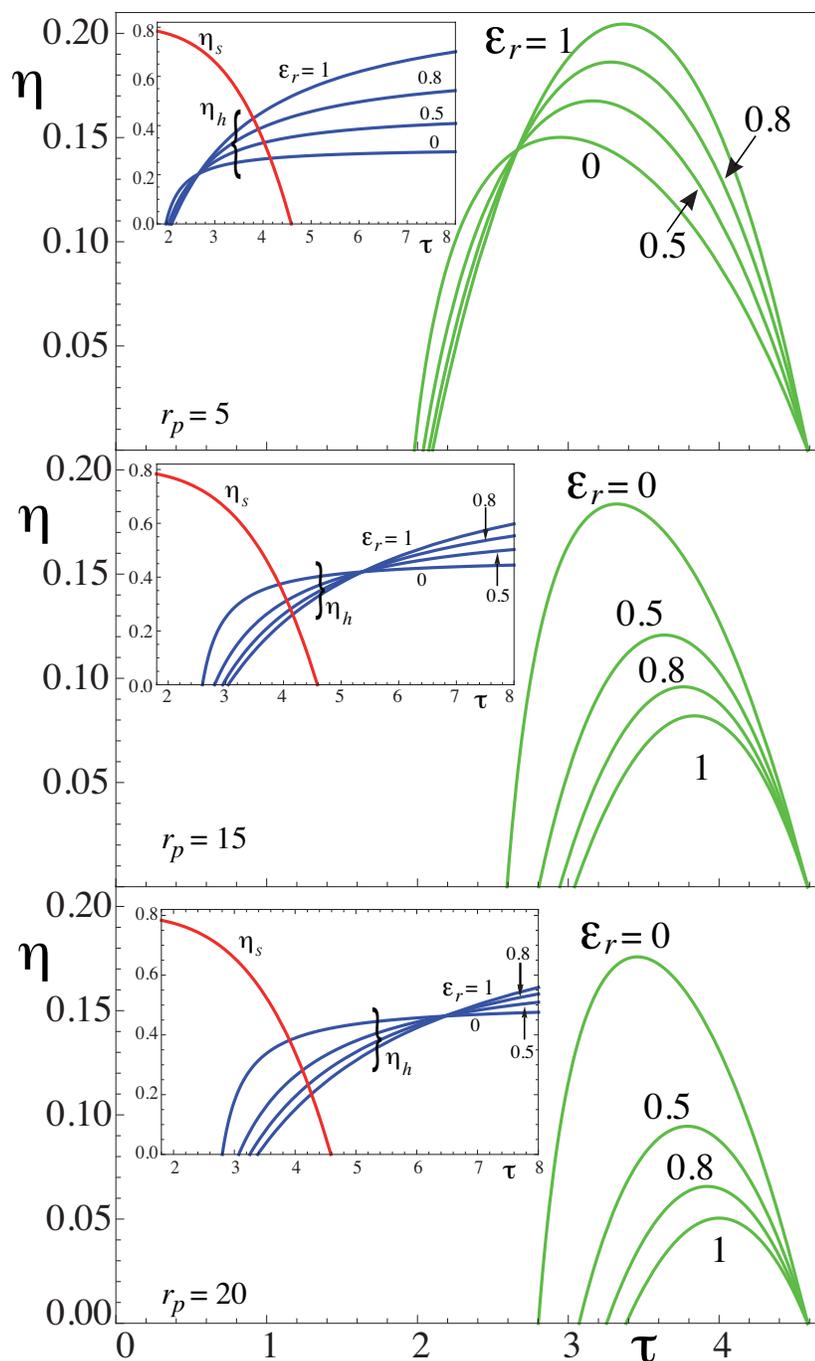


Figura 5.14: Comportamiento del rendimiento global, η , en función de τ para diversos valores de la eficiencia del regenerador y de la relación de presiones. Se muestran también por separado los rendimientos del colector solar, η_s , y de la turbina, η_h . La configuración mostrada es una CBTX y los parámetros análogos a la figura 5.13.

(CBTX), η_h . Hemos tomado como variable la relación de temperaturas, τ y se muestran varios valores de la eficiencia del regenerador, ϵ_r , y de la relación de presiones, r_p . El rendimiento de la parte solar en términos de τ es una función monótona decreciente para cualquier valor de los coeficientes de pérdidas, M_1 y M_2 . Sin embargo, $\eta_h(\tau)$ siempre es una función creciente, luego la función rendimiento global tiene forma parabólica y alcanza un valor máximo para cierto valor de τ .

Por otra parte, en la figura se observa como los puntos de corte de η_s con η_h están ordenados de mayor a menor en términos de ϵ_r si r_p es bajo. Es decir, por ejemplo, en el caso $r_p = 5$, η_s corta primero a la curva de η_h correspondiente a $\epsilon_r = 1$, posteriormente a la correspondiente a $\epsilon_r = 0,8$ y así sucesivamente. Esto se refleja en el comportamiento de la eficiencia global de tal modo que la curva de η relativa a $\epsilon_r = 1$ tiene un máximo más alto que la correspondiente a $\epsilon_r = 0,8$ y así consecutivamente. Por el contrario, para valores de la relación de presiones intermedios o altos, un regenerador ideal proporciona los menores valores del rendimiento global. Esto se debe a que ahora la curva de η_s en cada caso corta las curvas η_h en el sentido creciente de ϵ_r (véase, por ejemplo el panel intermedio de la figura 5.14).

Dicho de otro modo, para cada valor de r_p , las curvas η_h se interseccionan en un cierto punto. Ese punto se va desplazando hacia valores de τ más altos a medida que aumenta r_p . Para valores de τ menores que ese temperatura de intersección η_h es mayor cuanto más pérdidas tiene el regenerador y por encima η_h es mayor cuanto más cercano a la idealidad es. Los valores de τ que dan lugar al máximo de η son pequeños debido al acoplamiento con el colector, y para ellos no es evidente que la inclusión de un buen regenerador asegure un aumento de rendimiento global.

5.5.2. Configuraciones multietapa

Hemos repetido los mismos cálculos que en la subsección anterior pero modificando la configuración de la turbina, para analizar los casos multietapa. Para las configuraciones asimétricas CICBTX y CBTBTX las curvas del rendimiento máximo optimizado respecto a τ presentan un aspecto muy similar al de la turbina monoetapa regenerativa (Fig. 5.13). Es necesario considerar al menos 2 etapas de compresión y 2 de expansión simultáneamente, es decir, una configuración CICBTBTX para obtener funciones

$\eta_{\max}(\epsilon_r)$ crecientes en un amplio intervalo de relaciones de presión.

En la figura 5.15 mostramos dos configuraciones, la CICBTBTX, que podría considerarse como una configuración realista (en el diseño de una futura planta habría que hacer un análisis de tipo económico) y el caso límite de Ericsson, donde el número, tanto de turbinas como de compresores, es arbitrariamente grande. Para valores pequeños de r_p (parte superior de la Fig. 5.15) el rendimiento optimizado del caso CICBTBTX crece siempre con ϵ_r para cualquier valor de las irreversibilidades externas, ϵ . A medida que aumenta r_p la pendiente de ese crecimiento se va paulatinamente moderando, pero al menos hasta $r_p = 20$ las curvas son monótonas crecientes. La pendiente es prácticamente independiente de ϵ .

En el caso límite de Ericsson, cuando existen muchas etapas de compresión y expansión, el rendimiento máximo siempre aumenta de forma muy apreciable al aumentar ϵ_r , para cualquier pareja de valores de la relación de presiones y las irreversibilidades externas (curvas de color en la Fig. 5.15). En el caso de regeneración límite o ideal, $\epsilon_r = 1$ todas las curvas colapsan a un mismo valor de η_{\max} , independiente de ϵ . Cualquier otra configuración multietapa con un número de turbinas o compresores mayor que 2 daría lugar a un comportamiento entre las bandas de curvas de la configuración CICBTBTX y el límite de Ericsson, E.

5.5.3. Doble optimización

Como hemos visto anteriormente, la eficiencia global considerada como una función de las relaciones de presión y temperatura, $\eta(r_p, \tau)$ admite una doble optimización respecto a ambas variables, η_{\max}^* . Analizaremos a continuación la influencia de la eficiencia del regenerador en los valores de la eficiencia doblemente optimizada. Mostramos esta eficiencia en la figura 5.16 para valores determinados de las eficiencias de los intercambiadores de calor externos y del regenerador, $\epsilon = 0,90$ y $\epsilon_r = 0,95$, respectivamente. Se observa en la figura (panel superior) que η_{\max}^* siempre aumenta con ϵ_r . Esto significa que si en el diseño de la planta la relación de presiones de la turbina y la temperatura de trabajo del colector se eligen simultáneamente de manera que optimicen la eficiencia global, una inversión en la mejora de la eficiencia del regenerador siempre será positiva, en el sentido de que mejorará la eficiencia global de la planta termosolar.

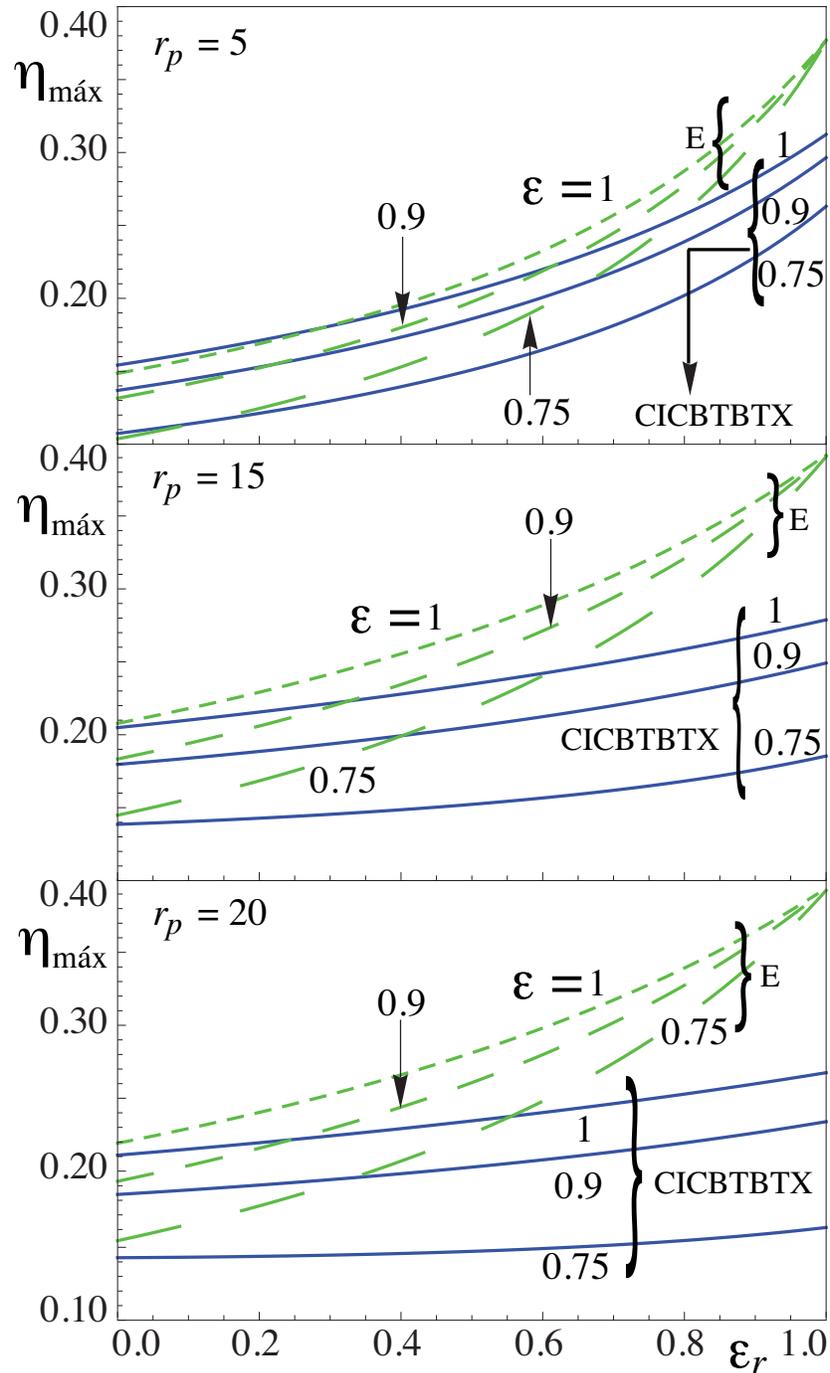


Figura 5.15: Comportamiento del rendimiento conjunto optimizado respecto a τ , $\eta_{\text{m\acute{a}x}}$, como funci3n de ϵ_r , habiendo fijado todos los dem\acute{a}s par\acute{a}metros. Se muestra una configuraci3n con 2 etapas de expansi3n y compresi3n (CICBTBTX) y el caso l\acute{im}ite de infinitas etapas (Ericsson, E). En cada caso se han obtenido las curvas para 3 valores del par\acute{a}metro de irreversibilidades externas, ϵ .

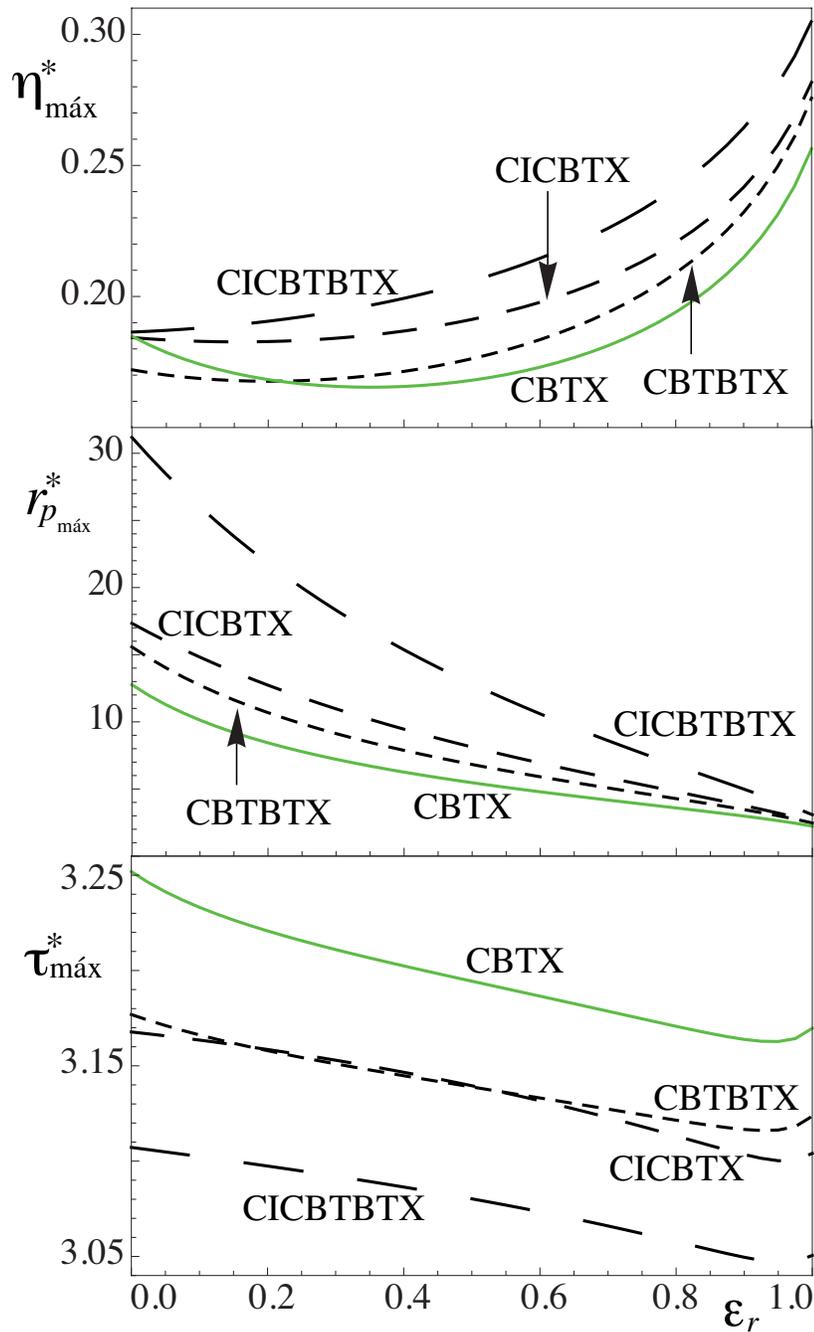


Figura 5.16: Comportamiento del rendimiento global doblemente optimizado respecto a τ y r_p , $\eta_{\text{máx}}^*$, como función de ϵ_r habiendo fijado todos los demás parámetros. Se ha considerado $\epsilon = 0,90$ y $\epsilon_r = 0,95$. También se muestra la evolución con ϵ_r de los valores óptimos correspondientes de r_p y τ .

También se muestra en la figura 5.16 la evolución con ϵ_r de los valores óptimos correspondientes de r_p (panel intermedio) y τ (abajo). Las relaciones de presión óptimas disminuyen con ϵ_r , pero la pendiente de esa disminución depende sustancialmente de la configuración elegida para la turbina. El decrecimiento es más rápido a medida que se aumenta el número de etapas intermedias. Las relaciones de temperatura óptimas, $\tau_{\text{máx}}^*$ también decrecen en todas las configuraciones al aumentar ϵ_r , pero en este caso la pendiente de esa disminución es similar.

Resumiendo muy brevemente las conclusiones que hemos obtenido en este capítulo a nivel teórico, podemos decir que con el nivel de temperaturas con las que los concentradores solares actuales son capaces de calentar un circuito de un cierto fluido de trabajo, se pueden obtener rendimientos para una planta termosolar funcionando con un ciclo tipo Brayton muy atractivos. En particular, con configuraciones de planta multietapa y diseñando el sistema solar-térmico de forma global (optimizando simultáneamente la temperatura promedio de operación del colector y la relación de presiones de la turbina) se pueden alcanzar eficiencias superiores al 20%. Por ejemplo, a partir de la figura 5.16, en una configuración con 2 turbinas y 2 compresores (CICBTBTX) con una eficiencia de regeneración del 90% (que es un valor perfectamente realista), temperaturas en el colector del orden de 1100 K y relaciones de presión en la turbina próximas a 5, proporcionarían un rendimiento máximo para el sistema global del 23%.

Capítulo 6

Conclusiones y perspectivas

6.1. Conclusiones

Enumeramos a continuación de forma breve las principales conclusiones que se pueden extraer de este trabajo doctoral:

- Dentro de los objetivos que nos marcamos a la hora de plantear el trabajo, hemos desarrollado un marco teórico muy versátil que permite por una parte obtener los parámetros de salida, y por otra optimizar plantas de potencia que de un modo u otro están basadas en ciclos termodinámicos tipo Brayton. El hecho de que el modelo sea flexible y versátil implica que pueda aplicarse a gran variedad de plantas: plantas basadas en ciclos Brayton modificados, plantas de ciclo combinado o cogeneración y, particularmente, a plantas novedosas (aún en fase de desarrollo de prototipos y configuraciones experimentales) en las que se acopla un concentrador solar a una turbina tradicional. En otras palabras, se puede entender nuestro planteamiento como un modelo de simulación que permite prever los parámetros de salida de plantas en funcionamiento u optimizar los parámetros termodinámicos básicos de plantas en fase de diseño.
- El modelo teórico parte del planteamiento tradicional de la Termodinámica Clásica del Equilibrio en que una turbina de gas se modela a través de un ciclo Brayton cerrado reversible (caracterizado por variables geométricas como relaciones de presión, temperatura y coeficientes adiabáticos que dan cuenta de su forma y tamaño), pero incorporando las principales fuentes de irreversibilidad que afectan

a una planta real. La incorporación de esas fuentes de irreversibilidad se lleva a cabo en función de un número reducido de parámetros con un significado físico claro que permite profundizar en las causas de las pérdidas inevitables en plantas reales. Así se obtienen ecuaciones matemáticas explícitas para el rendimiento termodinámico, la potencia u otras funciones objetivo cuando se trata de optimizar el sistema.

- El modelo incorpora tanto posibles irreversibilidades externas, provenientes del acoplamiento del sistema con las fuentes de calor, como internas al propio sistema. Las irreversibilidades externas incluyen las pérdidas en los intercambiadores de calor a través de los que el sistema interacciona con la fuente caliente (cámara de combustión, concentrador solar, etc.) y el medio ambiente. Entre las irreversibilidades internas consideramos el comportamiento no ideal de turbinas y compresores, las caídas de presión inevitables en los procesos de absorción y cesión de calor, las pérdidas en el regenerador y la transferencia de calor directa, a través de la propia planta, desde la fuente caliente a la fría.
- Nuestro planteamiento incluye la posibilidad de que la planta se configure con un número arbitrario de compresores y turbinas (simétrico o no) con los correspondientes procesos de refrigeración y recalentamiento intermedios. Esto contribuye a reforzar la versatilidad de este esquema de trabajo.
- Se han obtenido ecuaciones explícitas para los calores de entrada y salida de la planta que, a su vez, permiten obtener el rendimiento termodinámico, la potencia u otras funciones con el objeto de optimizar el sistema con el criterio correspondiente. En determinados casos límite o particulares (límite endo- o exorreversible, límite de Ericsson) se pueden obtener ecuaciones analíticas sencillas que recuperan, como casos particulares, los obtenidos por otros autores previamente en la literatura. En el caso en que se consideran conjuntamente todas las irreversibilidades, el modelo permite calcular numéricamente los calores, comparar en unidades reales con medidas de plantas experimentales, llevar a cabo estudios de sensibilidad y predecir los valores óptimos de las variables termodinámicas de diseño básicas de las plantas reales.

- El modelo teórico se ha validado comparando el rendimiento termodinámico y la potencia en unidades reales con dos plantas en funcionamiento: una microturbina de 100 kW configurada con un compresor, una turbina y regeneración, y una turbina multietapa con dos etapas de compresión, refrigeración intermedia, una turbina y regeneración. Esta última tiene una potencia de salida de 350 kW y forma parte de un sistema de cogeneración. En ambos casos la comparación de las predicciones teóricas con las medidas experimentales es muy satisfactoria.
- Se han obtenido mediante el modelo teórico las curvas paramétricas potencia-rendimiento, eliminando como variable la relación de presiones. Los puntos de diseño de las plantas reales mencionadas se encuentran en ambos casos entre los puntos correspondientes a máxima potencia y máximo rendimiento.
- Tomando como origen el punto de diseño real de las dos plantas, hemos analizado su sensibilidad a parámetros básicos como: eficiencias de los intercambiadores de calor, caídas de presión, eficiencia del regenerador, eficiencia de turbinas y compresores, etc. También se han calculado las posibles variaciones en los parámetros de salida de las plantas si, manteniendo los parámetros de pérdidas de sus componentes, se modifican sus configuraciones añadiendo más etapas de compresión y/o expansión.
- Hemos comparado las predicciones de nuestro modelo con el de otras simulaciones publicadas por diversos autores para diferentes plantas mono- y multietapa y los resultados obtenidos para el rendimiento termodinámico y la potencia son siempre adecuados.
- Cuando se analiza una planta tipo Brayton genérica, considerando como variable la relación de presiones (r_p), tanto el rendimiento como la potencia, presentan máximos en valores realistas de r_p y por tanto, son funciones objetivo susceptibles de ser optimizadas. Esto es cierto siempre que la configuración de la planta tenga un número de etapas de compresión o expansión no superior a 2 (que es el límite que se considera habitualmente como plausible, por razones económicas).
- El considerar transferencias de calor directas desde la fuente caliente hasta la

fuentes frías a través de la propia planta (denominadas habitualmente *heat-leak*) no afecta directamente a la potencia de la instalación. Sí que influyen en el valor numérico concreto del rendimiento termodinámico obtenido, pero no en su evolución cualitativa con la relación de presiones.

- Los valores máximos de la potencia y el rendimiento (optimizados respecto a r_p) aumentan con la disminución de las pérdidas en la absorción de calor de la cámara de combustión y la cesión al ambiente a través del escape, ambas por medio de los correspondientes intercambiadores de calor. En el caso del rendimiento el aumento es independiente de la configuración de la planta (curvas aproximadamente paralelas). En el caso de la potencia, ese incremento depende del número de etapas. La potencia máxima no se obtiene siempre para la misma configuración, si no que depende de la eficiencia de los intercambiadores externos (curvas con intersecciones).
- Algo similar ocurre cuando se analiza la sensibilidad de los valores óptimos de rendimiento y potencia a la eficiencia isoentrópica de turbinas y compresores: las curvas de rendimiento no se cortan, pero sí lo hacen las de la potencia. Eso quiere decir que a la hora de diseñar la planta correspondiente es fundamental estimar adecuadamente esas eficiencias para decidir la configuración multieta-pa más conveniente. Respecto a la eficiencia del regenerador (ϵ_r), la potencia es prácticamente independiente de este parámetro y las curvas de rendimiento máximo son paralelas, pero tienen dos regímenes claros: para regeneradores poco eficientes el rendimiento máximo aumenta lentamente con ϵ_r , para valores intermedios el sistema va adquiriendo más sensibilidad y a partir de 0,9 (que es un valor perfectamente realista en los regeneradores actuales), el rendimiento aumenta mucho más rápidamente.
- El comportamiento del rendimiento máximo de la planta con las caídas de presión en la absorción de calor y en el escape depende considerablemente del tipo de configuración. Siempre disminuye el rendimiento máximo al aumentar las pérdidas relativas de presión, pero para plantas con varias etapas la variación es mucho más moderada que para plantas simples como la formada únicamente por una

turbina, un compresor y un regenerador. Las variaciones en la potencia máxima son aproximadamente lineales y se producen cortes en las curvas entre las configuraciones con 2 turbinas y 1 compresor o al contrario. Lo que vuelve a reforzar la idea de la importancia de conocer los parámetros de pérdidas antes de elegir la configuración que proporciona la potencia más alta.

- Hemos aplicado también nuestro modelo de turbina multietapa irreversible a una planta termosolar donde el calor utilizable que proviene de un concentrador solar se utiliza como calor de entrada en la planta térmica. Existen plantas en desarrollo y prototipos de sistemas de este tipo en los que una cámara de combustión complementa la energía de entrada solar. Nuestro modelo es puramente solar, de modo que no existen gastos de generación asociados al consumo de combustible.
- El rendimiento global del sistema acoplado se obtiene en términos de la eficiencia óptica del concentrador, de un factor de pérdidas por transferencia de calor al exterior y de los parámetros propios de la máquina térmica. El término de pérdidas se puede expresar de forma efectiva lineal en función de un único parámetro global de pérdidas o alternativamente se pueden incluir explícitamente dos términos: uno asociado a la radiación (que puede ser especialmente relevante en concentradores de alta temperatura) y otro lineal asociado tanto a las pérdidas por conducción a través de los soportes del colector, como por convección.
- El rendimiento global, en cualquier caso, es el simple producto del rendimiento del colector, η_s por el rendimiento de la máquina térmica, η_h . En función del cociente entre las temperaturas del colector y del ambiente, τ , el rendimiento del colector es una función monótona decreciente con τ (fijada la temperatura exterior, las pérdidas aumentan con la temperatura de trabajo del colector) mientras que el de la máquina tipo Brayton es una función siempre creciente (y, por lo tanto, no optimizable con τ como sistema individual). La combinación de ambos, sean como sean las pérdidas en el colector, es una función de tipo parabólico con un máximo en un cierto valor de τ . El valor particular de τ que maximiza el rendimiento global depende de la configuración considerada para la máquina y de los parámetros de irreversibilidad.

- Hemos obtenido las curvas de rendimiento máximo (respecto a τ) en función de dos variables esenciales: la relación de presiones de la turbina, r_p , y el parámetro de pérdidas del colector, M . En relación a las pérdidas en el colector, el rendimiento máximo optimizado respecto a τ disminuye monótonamente a medida que aumenta M . Lo mismo sucede para las temperaturas óptimas correspondientes. Con relación a r_p , el rendimiento máximo presenta, a su vez, un máximo, lo que hace que sea posible una segunda optimización, también respecto a r_p . Por lo tanto, existe una pareja de valores de r_p y τ que dan el valor más alto del rendimiento, fijados todos los parámetros de pérdidas.
- Los valores óptimos para la temperatura de trabajo del colector que predice nuestro modelo, entre 750 y 900 K son alcanzables con la tecnología de concentradores disponible a día de hoy (torres de concentración o discos parabólicos). Los rendimientos globales esperados (para valores realistas de las pérdidas en el colector) dependen de la configuración elegida para la máquina térmica, pero globalmente están en el intervalo 0,10 – 0,17.
- La influencia del regenerador en el rendimiento del sistema global es sutil e interesante. En el caso de plantas termosolares simples monoetapa, una mejora en la eficiencia del regenerador, ϵ_r , sólo produce efectos positivos en el rendimiento global si la relación de presiones es pequeña (hasta 5 aproximadamente) y siempre que los intercambiadores con las fuentes de calor sean relativamente eficientes. En el caso contrario, una inversión en la mejora de la eficiencia del regenerador no repercute en un aumento de la eficiencia global de la planta termosolar.
- Sin embargo, en plantas multietapa con al menos 2 etapas de compresión y 2 de expansión, un aumento en la eficiencia del regenerador sí causa un aumento en el rendimiento global (por lo menos hasta relaciones de presión del orden de 20), independientemente de la eficiencia de los intercambiadores.
- En el caso en que la planta globalmente esté diseñada de tal modo que las relaciones de presión y temperatura maximicen simultáneamente el rendimiento global, sea cual sea la configuración de la planta, una mejora de ϵ_r tiene como

consecuencia un rápido aumento del rendimiento global, una disminución de la temperatura óptima del colector y una disminución de la relación de presiones óptima de la planta.

6.2. Líneas de trabajo abiertas

Entre las perspectivas de trabajo que quedan abiertas una vez planteados los modelos, tanto de turbinas multietapa irreversibles como de sistemas acoplados con concentradores solares, resaltamos las siguientes:

- Los criterios de optimización que hemos analizado para turbinas multietapa han sido el de máximo rendimiento y máxima potencia, pero también sería factible llevar a cabo otro tipo de análisis, eligiendo otras funciones objetivo a analizar. Concretamente sería interesante analizar funciones de tipo ahorro en las que el consumo de combustible es un factor básico [122], funciones de tipo ecológico [64, 75] o funciones que suponen un compromiso entre la energía útil aprovechada y la energía útil perdida (*criterio Ω*) [80, 123, 124, 125].
- Mención aparte requiere la necesidad de acompañar estos estudios de optimización termodinámica de un análisis termoeconómico del sistema, esto constituye en nuestro caso una línea de trabajo inmediata, tanto en el ámbito de las plantas de turbina con cámara de combustión [78] como en las termosolares [68, 107]. Una vez propuesto el modelo de turbina multietapa y analizadas las mejoras en el rendimiento, la potencia u otras funciones objetivo provocadas por la inclusión de varias etapas, se hace necesario un estudio económico sobre el incremento de inversión que supone el añadir compresores y turbinas (y todos los elementos adyacentes) a un esquema de turbina básica, y contrapesarlo con la ganancia de rendimiento, potencia, etc.
- Esto es especialmente relevante en las turbinas termosolares donde, como hemos visto, la inclusión de varias etapas es básica para obtener rendimientos razonables, aunque por otra parte en plantas termosolares sin hibridación no existen gastos de producción asociados al consumo de combustible.

- En el diseño de futuras plantas termosolares de ciclo Brayton un punto de partida básico es el dimensionamiento de la planta. Es decir, una vez estimada una temperatura óptima de trabajo del colector, la pregunta es qué área debe tener la apertura del concentrador y qué flujo de masa ha de recorrer el ciclo Brayton para obtener cierta potencia de salida en la planta. Este estudio es posible una vez que hemos planteado un modelo termodinámico para el acoplamiento del colector solar con la máquina térmica.
- Otra línea abierta en el caso de las plantas termosolares es la inclusión en el modelo de un sistema de hibridación, de modo que en función de las condiciones particulares de irradiancia solar, la existencia de una cámara de combustión asegure una potencia eléctrica de salida de la planta aproximadamente constante [58, 60].
- Dentro de esa ampliación del modelo a sistemas híbridos un factor fundamental es la consideración de irradiancias solares y temperaturas de trabajo del colector no constantes, si no variables en función de las condiciones atmosféricas, estacionalidad, evolución con el tiempo de la eficiencia óptica del concentrador, etc. Es decir, incluir funciones dinámicas en aquellas variables que determinan la eficiencia del colector y, por lo tanto, el rendimiento global de la planta termosolar.

6.3. Publicaciones y comunicaciones a congresos a las que ha dado lugar este trabajo

Publicaciones

- S. SÁNCHEZ ORGAZ, A. MEDINA Y A. CALVO HERNÁNDEZ
Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle
Energy Conversion and Management, **51** (2010) 2134-2143
- S. SÁNCHEZ ORGAZ, A. MEDINA Y A. CALVO HERNÁNDEZ
Maximum overall efficiency for a solar-driven gas turbine power plant
Energy, enviado para publicación (2011).
- S. SÁNCHEZ ORGAZ, A. MEDINA Y A. CALVO HERNÁNDEZ
A theoretical study on recuperative Brayton multi-step solar-driven heat engines
Applied Energy, enviado para publicación (2011).

Comunicaciones a congresos

- S. SÁNCHEZ ORGAZ, A. MEDINA Y A. CALVO HERNÁNDEZ
Optimización de turbinas de gas regenerativas multietapa
Comunicación oral, VI Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica, Córdoba, junio de 2009.
- S. SÁNCHEZ ORGAZ, A. MEDINA Y A. CALVO HERNÁNDEZ
Máxima eficiencia de un ciclo Brayton solar
Comunicación oral, VII Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, Bilbao, junio de 2011.

Apéndice A

Ciclo Brayton irreversible multietapa: casos particulares y límites

Una de las ventajas de nuestro modelo analítico para una planta genérica de tipo Brayton, es que permite obtener ecuaciones sencillas en ciertas condiciones. En este apéndice obtenemos dichas ecuaciones para algunos casos particulares o límite que otros autores han analizado previamente en la literatura.

A.1. Irreversibilidades externas

En este caso vamos a considerar que sólo tenemos irreversibilidades externas, las asociadas al acoplamiento del sistema de trabajo con los focos térmicos exteriores. Es decir, que las turbinas y los compresores son ideales, la absorción de calor de combustión y el proceso de escape son isobáricos y que, o bien no existe regeneración ($\epsilon_r = 0$), o existe regenerador pero es ideal ($\epsilon_r = 1$, regeneración límite). Además, no se consideran transferencias de calor desde el foco caliente al frío a través de la instalación. Así los únicos parámetros que pueden ser distintos de 0 ó 1 son ϵ_H y ϵ_L y el número de turbinas y compresores, N_c y N_t :

$$\rho_H = \rho_L = 1; \quad \epsilon_c = \epsilon_t = 1; \quad \epsilon_r = 0 \quad \text{ó} \quad 1; \quad \xi = 0 \quad (\text{A.1})$$

Los modelos que cumplen estas características se denominan usualmente en la literatura *endorreversibles*, porque en ellos se asume que las irreversibilidades provienen

del acoplamiento del sistema con el medio que lo rodea, mientras él evoluciona de forma reversible [126, 127, 128, 129].

A.1.1. Sin regeneración

1. Número arbitrario de turbinas y compresores (N_t, N_c cualesquiera).

En estas condiciones los valores de los calores absorbido y cedido, a partir de las Ecs. (2.31) y (2.38), son:

$$\begin{aligned} |\dot{Q}_H| &= C_w T_L \left[\epsilon_H \left(\tau - a^{1/N_c} \frac{T_1}{T_L} \right) + (N_t - 1) (1 - a^{-1/N_t}) \frac{T_3}{T_L} \right] \\ |\dot{Q}_L| &= C_w T_L \left[\epsilon_L \left(-1 + a^{-1/N_t} \frac{T_3}{T_L} \right) + (N_c - 1) (a^{1/N_c} - 1) \frac{T_1}{T_L} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

donde ahora:

$$a_t = a_c \equiv a; \quad a = \left(\frac{p_H}{p_L} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (\text{A.3})$$

y,

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_L} &= \epsilon_L + (1 - \epsilon_L) a^{-1/N_t} \frac{T_3}{T_L} \\ \frac{T_3}{T_L} &= \frac{\tau \epsilon_H + \epsilon_L (1 - \epsilon_H) a^{1/N_c}}{1 - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L) a^{1/N_c - 1/N_t}} \end{aligned} \quad (\text{A.4})$$

Es, por tanto, posible obtener una expresión analítica simple para el rendimiento y la potencia de salida del ciclo.

En las figuras A.1(a) y A.2(a) podemos ver la influencia en este caso particular de las irreversibilidades externas, ϵ_L y ϵ_H , y del número de turbinas y compresores, N_t y N_c . En ambas figuras, las curvas corresponden a un número idéntico de componentes, N , y la variable que consideramos es $r_p = a^{\gamma/(\gamma-1)}$ con una relación de temperaturas fijas, $\tau = 5$ ¹. Por un lado, la eficiencia decrece con el incremento de las irreversibilidades externas, y por otra parte, para un valor fijo de $\epsilon_L = \epsilon_H$ la eficiencia decrece progresivamente con la introducción de más turbinas y compresores por el incremento de las transferencias de calor irreversibles con

¹Que correspondería, por ejemplo, a una temperatura de 1440 K en la cámara de combustión y una temperatura exterior de 288 K, que son valores perfectamente realistas.

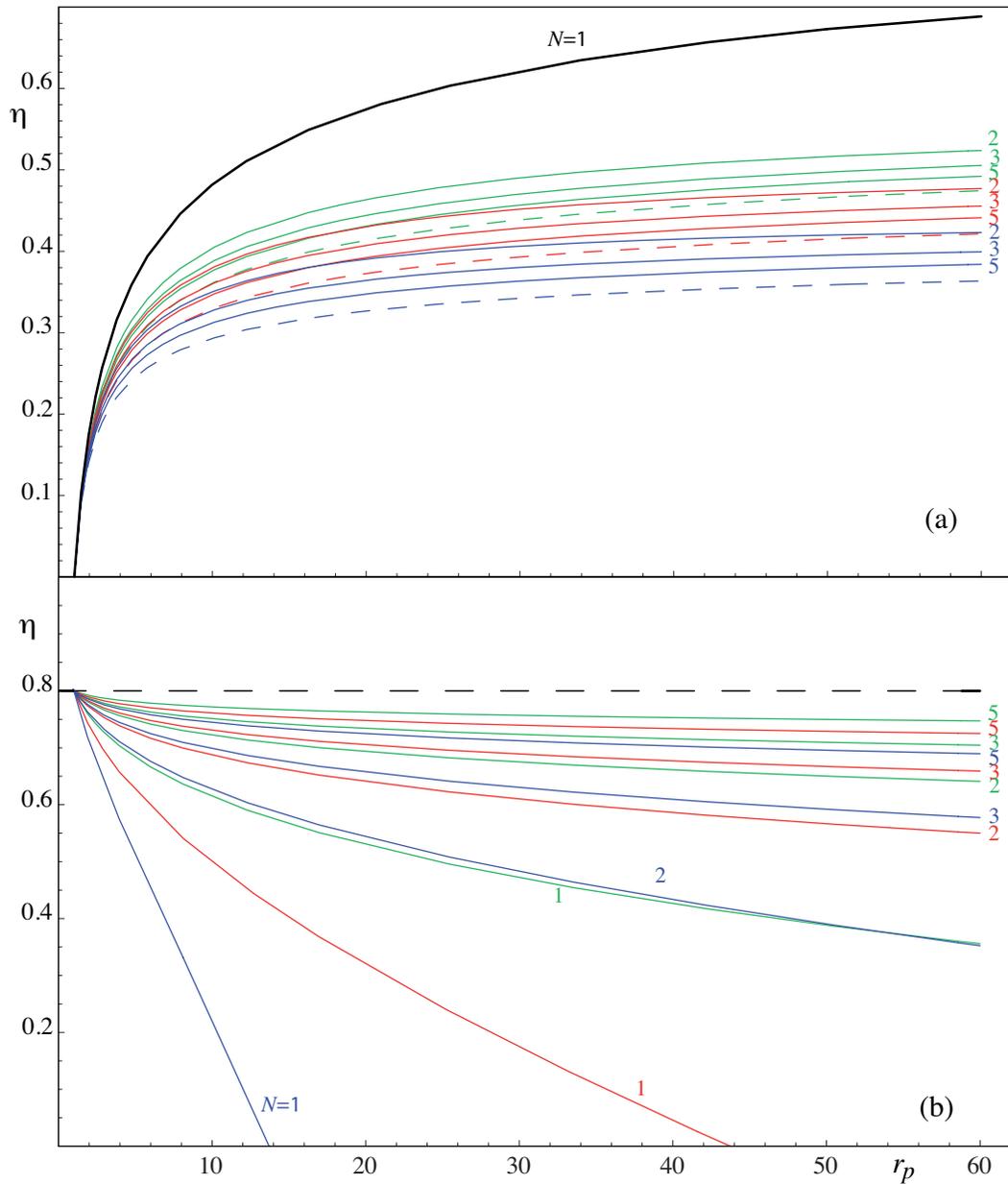


Figura A.1: Rendimiento térmico, η , del ciclo considerado en función de la relación de presiones, r_p , en ausencia de irreversibilidades internas y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$ y $\gamma = 1,4$. (a) Sin regeneración, $\epsilon_r = 0$ y (b) con regeneración límite, $\epsilon_r = 1$. En verde, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$ (ciclo Brayton ideal); rojo, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,85$ y azul, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,7$. En cada caso la línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ (en color negro se representan los casos límite que son independientes de $\epsilon_L = \epsilon_H$).

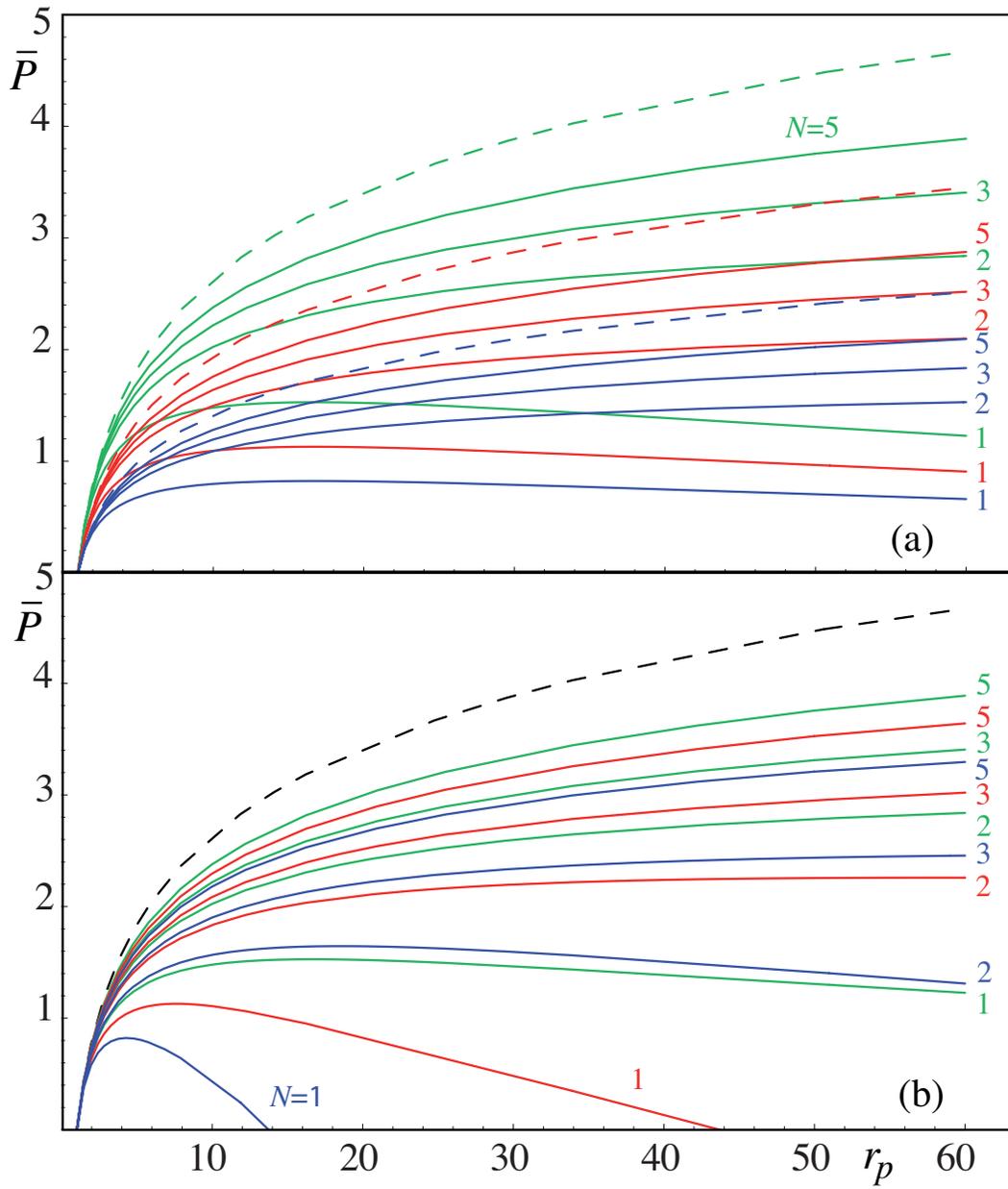


Figura A.2: Igual que en la Figura A.1, pero para la potencia, que se representa de forma normalizada, $\bar{P} \equiv P/(C_w T_L)$.

las fuentes externas. Respecto a la evolución con la relación de presiones, el rendimiento siempre aumenta con r_p . Nótese que esta evolución es diferente al caso en que se incorporan todas las fuentes de irreversibilidad (Fig. 4.1(a)). En ese caso el rendimiento crece rápidamente para valores bajos de r_p , alcanza un máximo y luego decrece hacia cero al seguir aumentando r_p .

Al contrario que la eficiencia, la potencia de salida para irreversibilidades externas fijas, se incrementa con el número de etapas de enfriamiento y recalentamiento, véase Fig. A.2(a).

2. Una sola turbina y un sólo compresor ($N_t = N_c \equiv N = 1$).

En ausencia de regenerador, y en el caso más simple en el que sólo exista una turbina y un compresor ($N_c = N_t \equiv N = 1$), las ecuaciones de la potencia y la eficiencia se obtienen particularizando las Ecs. (A.2),

$$P = C_w T_L \left[\frac{\epsilon_L \epsilon_H}{1 - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L)} \right] \left(1 - \frac{1}{a} \right) (\tau - a) \quad (\text{A.5})$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{a} \quad (\text{A.6})$$

Estas ecuaciones reproducen los resultados obtenidos en [33]. La potencia de salida del ciclo sí depende de las irreversibilidades producidas por los intercambiadores de calor. Sin embargo, la eficiencia corresponde a un ciclo ideal de Brayton sin regeneración,

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

Además, en el caso de que $\epsilon_H = \epsilon_L = 1$ la potencia también corresponde a un ciclo de Brayton ideal no regenerativo,

$$P = C_w T_L (a - 1) \left(\frac{\tau}{a} - 1 \right) \quad (\text{A.7})$$

3. Número infinito de turbinas y compresores ($N_t \rightarrow \infty$, $N_c \rightarrow \infty$).

En este caso límite es posible también obtener expresiones analíticas sencillas para la potencia de salida y la eficiencia a partir de los calores absorbidos y

cedidos:

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L \left[\tau - \epsilon_L + \frac{\tau \epsilon_H + \epsilon_L (1 - \epsilon_H)}{1 - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L)} \log a \right] \quad (\text{A.8})$$

$$|\dot{Q}_L| = C_w T_L \left\{ \epsilon_L \left[-1 + \frac{\tau \epsilon_H + \epsilon_L (1 - \epsilon_H)}{1 - (1 - \epsilon_H)(1 - \epsilon_L)} \right] + \epsilon_L \log a \right\} \quad (\text{A.9})$$

Cabe destacar que ambas expresiones dependen de ϵ_H y ϵ_L (y también la potencia y el rendimiento). En ausencia de irreversibilidades externas, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, el ciclo se convierte en el caso particular de un ciclo reversible sin regeneración formado por dos isóbaras y dos isotermas resultando η y P ,

$$\eta = 1 - \frac{\log a - 1 + \tau}{\tau \log a - 1 + \tau} \quad (\text{A.10})$$

$$P = C_w T_L (\tau - 1) \log a \quad (\text{A.11})$$

En las figuras A.1(a) y A.2(a) se representan el caso límite $N \rightarrow \infty$ para diversos valores de $\epsilon_L = \epsilon_H$.

Es de destacar que mientras que la mayor eficiencia obtenible aparece en el caso reversible, para $N = 1$ (véase la curva superior de la Fig. A.2(a) y la Ec. (A.6)), la mayor potencia se obtiene también en condiciones reversibles pero para un número infinito de turbinas y compresores.

A.1.2. Regeneración límite

1. Número arbitrario de turbinas y compresores (N_t y N_c cualesquiera).

En este caso las expresiones para los calores absorbido, $|\dot{Q}_H|$, y cedido, $|\dot{Q}_L|$, son:

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L \left[\epsilon_H \left(\tau - a^{-1/N_t} \frac{T_3}{T_L} \right) + (N_t - 1) (1 - a^{-1/N_t}) \frac{T_3}{T_L} \right] \quad (\text{A.12})$$

$$|\dot{Q}_L| = C_w T_L \left[\epsilon_L \left(-1 + a^{1/N_c} \frac{T_1}{T_L} \right) + (N_c - 1) (a^{1/N_c} - 1) \frac{T_1}{T_L} \right] \quad (\text{A.13})$$

donde a es igual que en el caso sin regeneración y,

$$\frac{T_1}{T_L} = \frac{\epsilon_L}{1 - (1 - \epsilon_L) a^{1/N_c}} \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{T_3}{T_L} = \frac{\tau \epsilon_H [1 - (1 - \epsilon_L) a^{1/N_c}]}{[1 - (1 - \epsilon_L) a^{1/N_c}] [1 - (1 - \epsilon_H) a^{-1/N_t}]} \quad (\text{A.15})$$

En las figuras A.1(b) y A.2(b) representamos la evolución del rendimiento y la potencia, para un número arbitrario de etapas, en función de la relación de presiones y se analiza la influencia de las irreversibilidades externas con $N_t = N_c \equiv N$. Podemos ver que ambas funciones van tomando valores más elevados al aumentar N y con la disminución de las irreversibilidades externas, es decir, a medida que aumenta $\epsilon_L = \epsilon_H$. En todos los casos el rendimiento es una función monótona decreciente, mientras que la potencia presenta un máximo en valores no demasiado elevados de r_p sólo para valores bajos de N y $\epsilon_L = \epsilon_H$.

2. Una sola turbina y un sólo compresor ($N_t = N_c \equiv N = 1$).

Ahora, a diferencia del caso sin regeneración, $\epsilon_r = 0$, incluso en el caso más sencillo, $N_t = N_c = 1$, tanto el rendimiento como la potencia dependen de las irreversibilidades de los intercambios de calor con las fuentes externas, a través de ϵ_L y ϵ_H . Sus formas funcionales son:

$$P = C_w T_L \left[\epsilon_H \frac{\tau(a-1)}{a + \epsilon_H - 1} - \epsilon_L \frac{a-1}{1 + a(\epsilon_L - 1)} \right] \quad (\text{A.16})$$

$$\eta = 1 - \frac{\epsilon_L(a + \epsilon_H - 1)}{\epsilon_H \tau [1 + a(\epsilon_L - 1)]} \quad (\text{A.17})$$

Estas dos ecuaciones reproducen los resultados obtenidos en [33]. Para el caso reversible, $\epsilon_H = \epsilon_L = 1$, se recuperan las ecuaciones para un ciclo ideal de Brayton con regeneración límite. La potencia de salida nos queda como en el caso sin regeneración, Ec. (A.7), y la eficiencia es:

$$\eta = 1 - \frac{a}{\tau} \quad (\text{A.18})$$

3. Número infinito de turbinas y compresores ($N_t \rightarrow \infty$, $N_c \rightarrow \infty$).

En este caso, tanto la eficiencia como la potencia son independientes de ϵ_L y ϵ_H . El límite de la eficiencia se corresponde con el rendimiento de Carnot,

$$\eta_C = 1 - \frac{1}{\tau} \quad (\text{A.19})$$

que aparece como el límite de la eficiencia para un elevado número de etapas de recalentamiento y refrigeración, es decir, un ciclo formado por dos isothermas y

dos adiabáticas, que es el ciclo de Ericsson con regeneración límite. La potencia máxima coincide con el caso de no tener regeneración y con $N \rightarrow \infty$, Ec. (A.11). En las figuras A.1(b) y A.2(b) se representa también esta situación límite.

A.2. Irreversibilidades internas

En esta sección vamos a tener en cuenta sólo las irreversibilidades internas debidas a la caída de presión en los procesos de absorción y cesión de calor a las fuentes externas, a las turbinas y los compresores no ideales, a la transferencia de calor a través de la planta y a las irreversibilidades en el regenerador. Sin embargo, los intercambios de calor con las fuentes externas se considerarán ideales, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$.

1. Número arbitrario de turbinas y compresores (N_t, N_c cualesquiera).

En estas condiciones, tenemos que $T_L = T_1$ y $T_H = T_3$ y para un número arbitrario de turbinas y compresores, la potencia de salida, P , y la eficiencia, $\eta = P / |\dot{Q}_H|$ viene dadas por:

$$P = C_w T_L \left[1 + \tau(1 - Z_t) - Z_c + \epsilon_t(N_t - 1)(1 - a_t^{-1/N_t})\tau - \frac{1}{\epsilon_c}(N_c - 1)(a^{1/N_c} - 1) \right] \quad (\text{A.20})$$

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L \left[\tau - Z_c(1 - \epsilon_r) - \epsilon_r Z_t \tau + \epsilon_t(N_t - 1)(1 - a_t^{-1/N_t})\tau + \xi(\tau - 1) \right] \quad (\text{A.21})$$

La potencia de salida no depende de la eficiencia del regenerador, ϵ_r , ni de las transferencias a través de la planta al ambiente, ξ .

2. Una sola turbina y un solo compresor ($N_t = N_c \equiv N = 1$).

Hay dos casos particulares en los que las expresiones analíticas son especialmente simples, cuando $N = 1$ y cuando $N \rightarrow \infty$. En el primer caso tenemos,

$$P = C_w T_L \left[\tau \epsilon_t \left(1 - \frac{1}{\rho_H \rho_L a_c} \right) - \left(\frac{a_c - 1}{\epsilon_c} \right) \right] \quad (\text{A.22})$$

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L [\tau - Z_c(1 - \epsilon_r) - \epsilon_r Z_t \tau + \xi(\tau - 1)] \quad (\text{A.23})$$

y $\eta = |P|/|\dot{Q}_H|$, donde ahora:

$$Z_c = 1 + \frac{a_c - 1}{\epsilon_c}; \quad Z_t = 1 - \epsilon_t \left(1 - \frac{1}{a_t}\right) \quad (\text{A.24})$$

que recupera como caso particular el de [33]. Si además se considera aquí un ciclo sin regeneración, $\epsilon_r = 0$, se obtiene también como caso particular el considerado por Gordon y Huleihil [83]:

$$\eta = \frac{\left(\epsilon_t - \frac{a}{\tau\epsilon_c}\right) \left(1 - \frac{1}{a}\right)}{1 - \frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau\epsilon_c}(a - 1)} \quad (\text{A.25})$$

3. Para un número infinito de turbinas y compresores,

$$P = C_w T_L \left(\epsilon_t \tau \log a_t - \frac{1}{\epsilon_c} \log a_c \right) \quad (\text{A.26})$$

$$|\dot{Q}_H| = C_w T_L [\tau(1 - \epsilon_r + \epsilon_t \log a_t) - (1 - \epsilon_r) + \xi(\tau - 1)] \quad (\text{A.27})$$

Para estos casos particulares es fácil obtener, de forma alternativa, los límites reversibles correspondientes que ya comentamos en la sección anterior, el ciclo reversible de Brayton sin regeneración y con regeneración límite o el ciclo de Ericsson.

En la figuras A.3 y A.4 podemos ver la evolución de la eficiencia y la potencia de salida respecto a la relación de presiones en este caso de ciclo internamente irreversible. En la figura A.3(a) dibujamos la eficiencia en el caso de que no haya pérdida de calor a través de la planta al ambiente, $\xi = 0$, para varios valores de ϵ_r , $\epsilon_r = 0, 0,8, 1$ y diferente número de compresores y turbinas, pero con la condición de que el número de turbinas y compresores sea siempre igual $N_t = N_c \equiv N$. Cuando no tenemos regeneración, $\epsilon_r = 0$, la eficiencia decrece, en general, con el incremento de N , pero con regeneración sucede todo lo contrario, la eficiencia crece con el aumento de recalentadores y refrigeradores. Para un N bajo y cuando existe regeneración, la eficiencia presenta un máximo en función de r_p (para un valor relativamente bajo de r_p), pero esta evolución comienza a ser monótona cuando $N \gtrsim 2 - 3$.

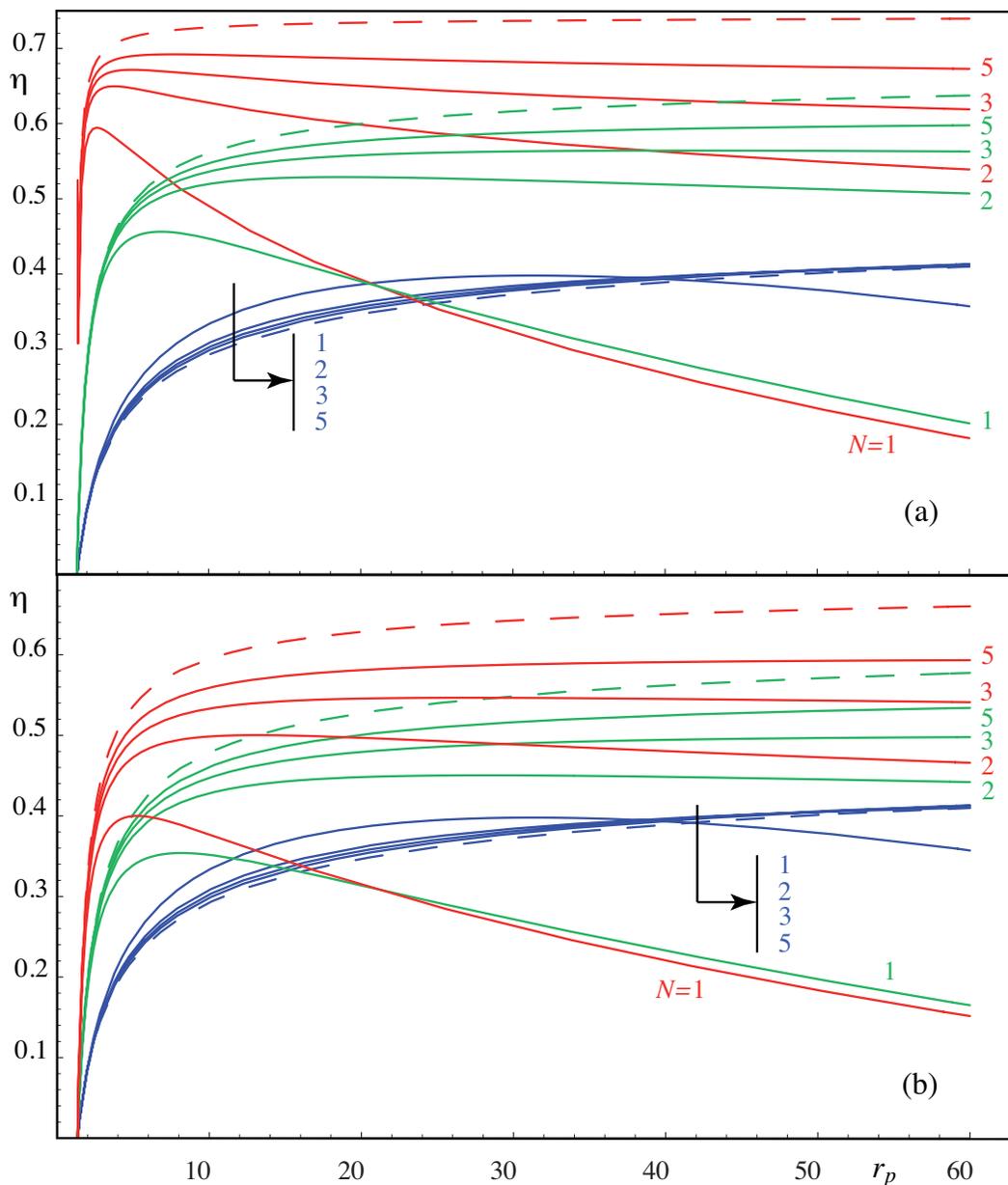


Figura A.3: Rendimiento térmico, $\eta(r_p)$, del ciclo considerado en ausencia de irreversibilidades externas, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$. (a) Sin *heat-leak*, $\xi = 0$ y (b) con *heat-leak* elevado, $\xi = 0,15$. En azul, sin regeneración $\epsilon_r = 0$; rojo, con regeneración límite, $\epsilon_r = 1$ y verde, $\epsilon_r = 0,8$. En todos los casos la línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ y se han tomado: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$.

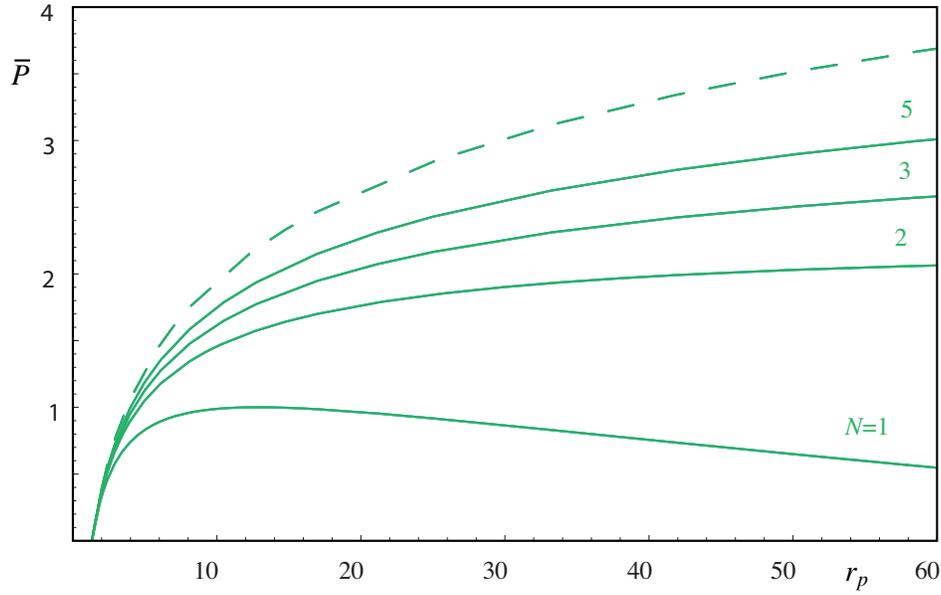


Figura A.4: Potencia obtenida, $\bar{P}(r_p)$, en ausencia de irreversibilidades externas, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$. En este caso la potencia no depende de ϵ_r ni de ξ . La línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ y se han tomado: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$.

Por supuesto, cuando consideramos $\xi \neq 0$ (Fig. A.3(b)), la eficiencia decrece globalmente, especialmente para $\epsilon_r \neq 0$. Esto provoca que todas las curvas estén más próximas, habiendo menos diferencia de eficiencias entre los casos extremos, $\epsilon_r = 0$ y $\epsilon_r = 1$. El comportamiento con N ó ϵ_r permanece inalterado.

La figura A.4 representa \bar{P} en función de la relación de presiones. Sólo aparece un grupo de curvas porque la potencia de salida no depende de ϵ_r ni de ξ . El comportamiento con N es claro, la potencia de la planta aumenta con N , presentando un máximo en valores realistas de r_p sólo cuando $N = 1$.

Apéndice B

Ciclo Brayton termosolar: casos particulares y límites

Algunos resultados publicados en la literatura sobre plantas termosolares tipo Brayton se pueden obtener como casos particulares o límite de nuestro modelo. Analizaremos en este apéndice la eficiencia cuando sólo se consideran las irreversibilidades externas, es decir, aquellas que provienen del acoplamiento entre el sistema y las fuentes de calor externas a través de los correspondientes intercambiadores de calor. Se asume entonces que el ciclo de tipo Brayton no tiene irreversibilidades internas. A este caso particular se le denomina en la literatura de optimización termodinámica de carácter más formal límite *endoreversible* [7, 113, 120, 109]. En términos de los parámetros de nuestro modelo, $\epsilon_L < 1$, $\epsilon_H < 1$, la regeneración es ideal ($\epsilon_r = 1$), las turbinas y los compresores son ideales ($\epsilon_c = \epsilon_t = 1$), la absorción de calor proveniente del colector solar y el proceso de escape son isóbaros, $\rho_H = \rho_L = 1$ y no se consideran transferencias de calor desde el foco caliente al frío a través de la instalación ($\xi = 0$). Con estas condiciones es fácil obtener las ecuaciones explícitas para la eficiencia total del sistema $\eta = \eta_s \eta_h$.

Para un ciclo de una turbina y un compresor (B) el rendimiento viene dado por:

$$\eta = \eta_0 [1 - (\tau - 1)M] \left(1 - \frac{k_B}{\tau}\right) \quad (\text{B.1})$$

donde:

$$k_B = \left[\frac{(-1 + a + \epsilon_H)\epsilon_L}{1 + a(\epsilon_L - 1)} \right]^{1/2} \quad (\text{B.2})$$

y $a = r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$.

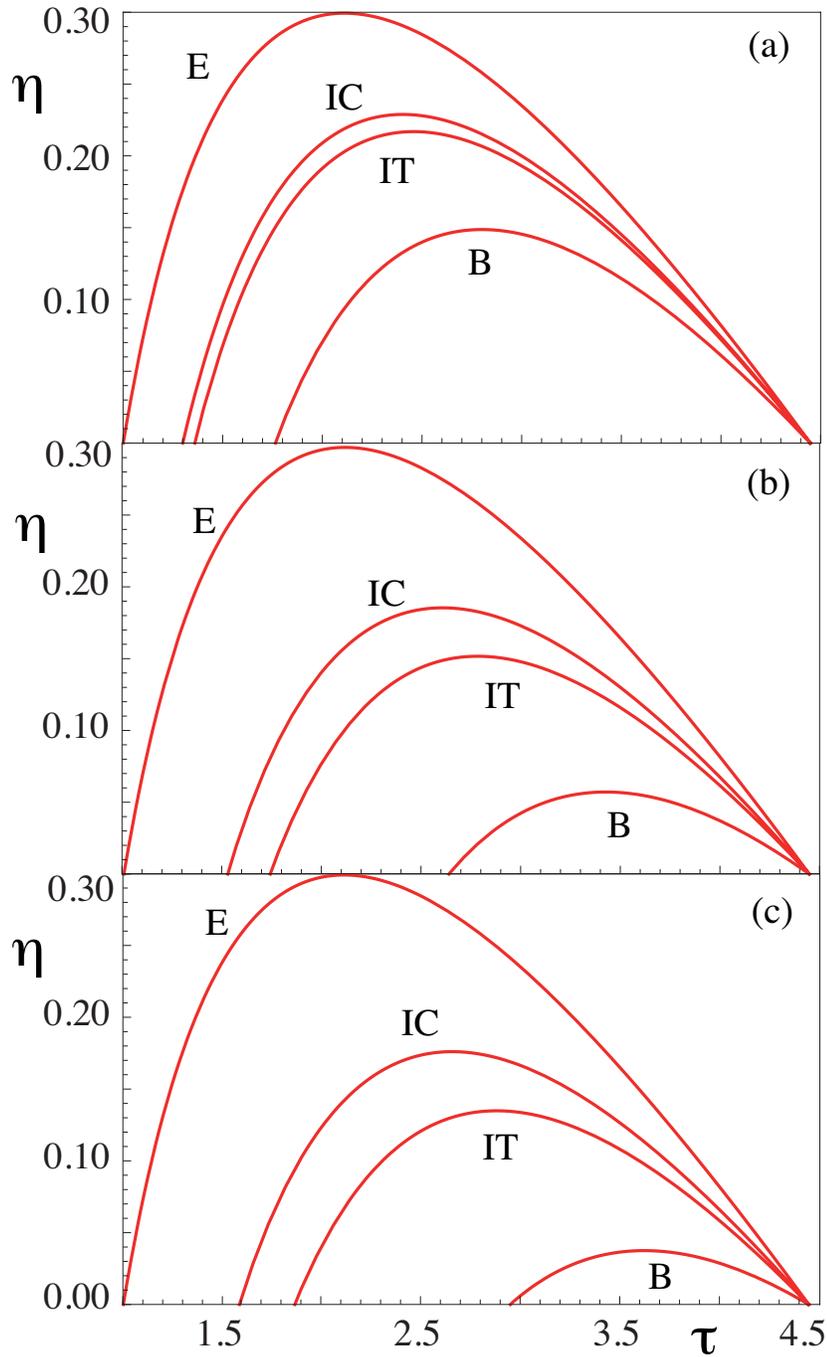


Figura B.1: Eficiencia global de una planta termosolar de tipo Brayton (B), Ericsson (E) y los límites IC ($N_t = 1$; $N_c \rightarrow \infty$) e IT ($N_t \rightarrow \infty$, $N_t = 1$) en función de τ . Las pérdidas del colector solar se han tomado lineales y las únicas irreversibilidades consideradas en la turbina son las asociadas a los intercambiadores de calor con las fuentes externas, para los que se ha tomado $\epsilon = 1$. Los demás parámetros son: $\eta_0 = 0,84$, $M = 0,29$, $\gamma = 1,4$, $T_L = 300$ K, $\rho_H = \rho_L = 1$, $\epsilon_t = \epsilon_c = 1$, $\xi = 0$ y $\epsilon_r = 1$.

La eficiencia máxima (optimizada con respecto a τ) y la relación de temperaturas son:

$$\eta_{\text{máx}} = \eta_0 \left[(1 + M)^{1/2} - (k_B M)^{1/2} \right]^2 \quad (\text{B.3})$$

$$\tau_{\text{máx}} = \left[k_B \left(1 + \frac{1}{M} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{B.4})$$

Resultados análogos a estos han sido obtenidos por Zhang *et al.* [7, 120] en términos de los coeficientes de transferencia de calor.

En el caso de la configuración Ericsson, con un número arbitrariamente grande de turbinas y compresores, el rendimiento global endoreversible sólo depende de las características del colector solar y de τ :

$$\eta = \eta_0 [1 - (\tau - 1)M] \left(1 - \frac{1}{\tau} \right) \quad (\text{B.5})$$

La ecuación del rendimiento máximo y de la relación de temperaturas vienen dadas por:

$$\tau_{\text{máx}} = \left(1 + \frac{1}{M} \right)^{1/2} \quad (\text{B.6})$$

$$\eta_{\text{máx}} = \eta_0 \left[(1 + M)^{1/2} - M^{1/2} \right]^2 \quad (\text{B.7})$$

Este caso límite se corresponde con el de un ciclo Carnot impulsado por un colector solar con irreversibilidades externas. Esta situación ha sido analizada por diferentes autores [61, 64, 113, 120].

En la Fig. B.2 hemos representado para diferentes configuraciones de planta (B, E, IC e IT) el rendimiento global frente a la relación de temperaturas para diferentes valores de la relación de presiones $r_p = 5, 15$ y 20 . El resto de los valores de los parámetros son: $\eta_0 = 0,84$ y $M = 0,29$ para el colector solar [7] y los parámetros del ciclo $\epsilon_H = \epsilon_L \equiv \epsilon = 0,90$, $T_L = 300$ K y $\gamma = 1,4$ [5, 6, 19, 22, 33]. En la figura vemos que el rendimiento $\eta = \eta(\tau)$ es siempre parabólico y en el caso particular de Ericsson la forma de la parábola es independiente del valor de r_p . El intervalo de valores de τ que da lugar a rendimientos positivos se estrecha a medida que aumenta r_p . Solamente para valores bajos de r_p los valores numéricos de la eficiencia de la configuración B alcanzan el 10 %. Este comportamiento es cualitativamente similar al caso en que se incorporen simultáneamente todas las fuentes de irreversibilidad (Fig. 5.10).

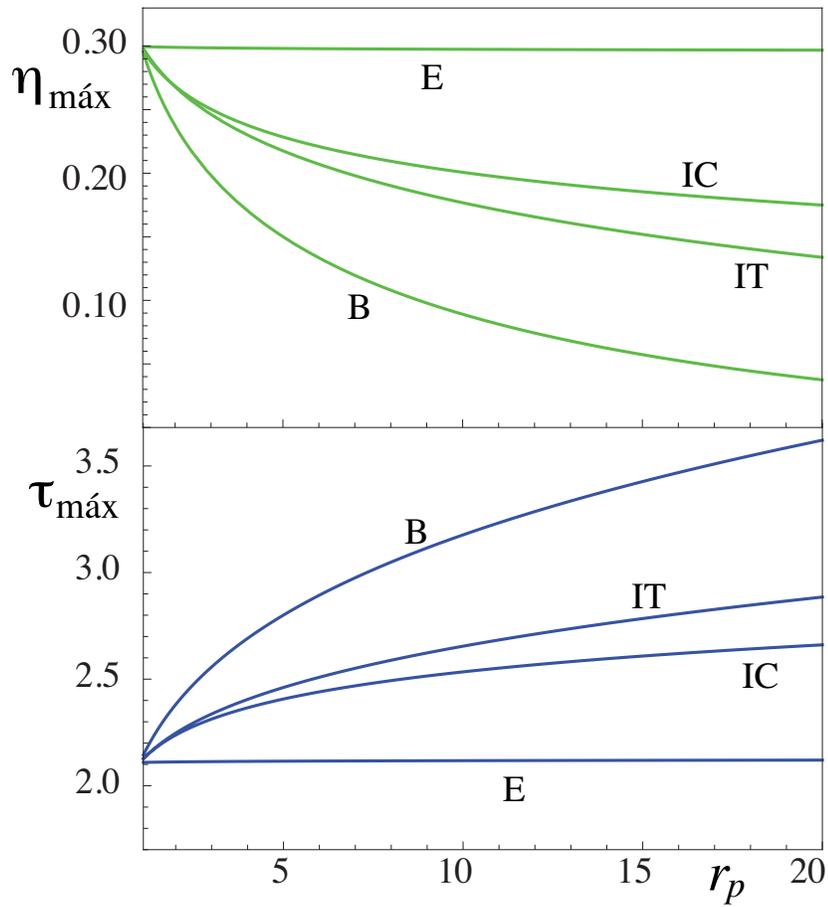


Figura B.2: Evolución del rendimiento máximo optimizado respecto a τ en función de la relación de presiones, r_p , cuando sólo se consideran irreversibilidades externas en la turbina de gas. Los parámetros considerados son análogos a los de la figura B.1.

Como hemos visto en el capítulo 5, la existencia de un máximo en términos de τ es una consecuencia de la combinación de un ciclo Brayton con el colector solar, ya que la curva de la eficiencia del ciclo Brayton η_h es monótona y crece con la relación de temperatura [22] y por el contrario, la eficiencia del colector solar η_s decrece con τ porque son mayores las pérdidas de calor. Por lo tanto, la eficiencia total $\eta = \eta_h \eta_s$ tiene forma parabólica y admite la optimización respecto a τ .

En la Fig. B.2 representamos el rendimiento óptimo, $\eta_{\text{máx}}(r_p)$ y la relación de temperatura correspondiente, $\tau_{\text{máx}}(r_p)$: mientras para la configuración de E los valores que se obtienen son independientes de r_p (Ecs. (B.6) y (B.7)), para la configuración de B, $\eta_{\text{máx}}(r_p)$ ($\tau_{\text{máx}}(r_p)$) es decreciente (creciente) en función de la relación de presiones, según las Ecs. (B.3) y (B.4), respectivamente. Comparando esta figura con la Fig. 5.11 en la que se representan $\eta_{\text{máx}}(r_p)$ y $\tau_{\text{máx}}(r_p)$ para un modelo con todas las irreversibilidades, las diferencias son evidentes, pues en aquel caso ambas funciones tienen extremos en función de r_p : $\eta_{\text{máx}}(r_p)$ tiene un máximo y $\tau_{\text{máx}}(r_p)$ un mínimo.

Otro caso límite que permite una solución analítica explícita o directa es una configuración totalmente asimétrica con infinitas turbinas y un sólo compresor (IT). El rendimiento para la configuración IT viene dado por la expresión:

$$\eta = \eta_0 [1 - (\tau - 1)M] \left(1 - \frac{k_{\text{IT}}}{\tau} \right) \quad (\text{B.8})$$

con:

$$k_{\text{IT}} = \frac{\epsilon_L(a - 1)}{\log a [1 - (1 - \epsilon_L)a]} \quad (\text{B.9})$$

El valor óptimo cuando se realiza una maximización del rendimiento es:

$$\eta_{\text{máx}} = \eta_0 [(1 + M)^{1/2} - (k_{\text{IT}}M)^{1/2}]^2 \quad (\text{B.10})$$

y la de la relación de temperatura $\tau_{\text{máx}}$ es

$$\tau_{\text{máx}} = \left[k_{\text{IT}} \left(1 + \frac{1}{M} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{B.11})$$

Para el caso de infinitos compresores y una turbina (IC) y bajo las mismas condiciones de irreversibilidades externas también se pueden obtener las soluciones analíticas para el rendimiento total y realizar la optimización respecto a la relación de temperaturas.

Sin embargo, las ecuaciones obtenidas son complicadas. El comportamiento de η , $\eta_{\text{máx}}$ y $\tau_{\text{máx}}$ para IC e IT también lo podemos ver en las figuras B.1 y B.2. De ellas se puede concluir que:

- a) Las curvas de eficiencia de las configuraciones IC e IT están siempre entre E y B.
- b) El rendimiento IC es siempre mayor que el del caso IT.
- c) Para cualquier valor de r_p tenemos que $\eta_{\text{máx,E}} > \eta_{\text{máx,IC}} > \eta_{\text{máx,IT}} > \eta_{\text{máx,B}}$ (véase Fig. B.2).
- d) Por el contrario, para la relación de temperatura el comportamiento es opuesto *i.e.*,
 $\tau_{\text{máx,E}} < \tau_{\text{máx,IC}} < \tau_{\text{máx,IT}} < \tau_{\text{máx,B}}$.

Índice de figuras

1.1.	(a) Esquema de un ciclo Brayton regenerativo. (b) Diagrama $T-S$ de un ciclo Brayton cerrado, regenerativo y reversible, formado esencialmente por dos etapas adiabáticas (compresión y expansión), y dos etapas isóbaras. En la isóbara superior se produce la absorción de calor de la fuente caliente, $ \dot{Q}_H $, y en la inferior la cesión a la fuente de baja temperatura, $ \dot{Q}_L $. El regenerador precalienta el fluido de trabajo desde el estado 2 hasta el x a costa de disminuir la temperatura de los gases de escape desde 4 hasta y	19
1.2.	(a) Esquema típico de una microturbina de combustión externa (EFGT). (b) Diagrama $T-S$ correspondiente. La absorción del calor proveniente de la cámara de combustión, $ \dot{Q}_H $, se produce en la etapa 4 – 5. La temperatura T_5 después de la cámara de combustión es superior a la temperatura de entrada a la turbina T_3	21
1.3.	Turbina de gas con inyección de vapor (STIG) y turbina de gas evaporativa (EGT).	22
1.4.	Turbina de gas combinada con otra turbina de aire como ciclo inferior (ABC).	24
1.5.	Turbina de gas básica funcionando como ciclo de cogeneración.	26
1.6.	Esquema básico de una planta termosolar híbrida de ciclo Brayton (cerrado) en la que se puede combinar la energía solar proporcionada por un sistema de concentradores con la proveniente de una cámara de combustión de combustibles tradicionales.	29

2.1.	Diagrama $T - S$ de un modelo completo de un ciclo Brayton irreversible con regeneración, N_t turbinas, N_c compresores y las correspondientes etapas de enfriamiento y recalentamiento.	36
2.2.	Diagrama $p - V$ del modelo considerado en este trabajo.	37
3.1.	Esquema de funcionamiento y temperaturas características de la micro-turbina Turbec T100 (ABB/Volvo).	48
3.2.	Esquema de funcionamiento y temperaturas características de la planta CICBTX analizada por A. Romier [89, 93]).	53
3.3.	Diagrama potencia-rendimiento para la microturbina analizada en [6], obtenido eliminando paramétricamente la relación de presiones, r_p . La flecha indica el sentido creciente de r_p . La potencia se presenta en unidades adimensionales. Se señalan en colores los puntos de máxima potencia, máximo rendimiento y el punto de diseño real (azul oscuro).	57
3.4.	Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($ \dot{Q}_H $ (kJ/s)) de la microturbina CBTX [6] a variaciones de la eficiencia del compresor (ϵ_c), de la turbina (ϵ_t), ambas simultáneamente ($\epsilon_t + \epsilon_c$) y la eficiencia del regenerador (ϵ_r). En el eje horizontal se representa en cada caso el incremento relativo, $\Delta(\%)$, respecto al punto de diseño.	61
3.5.	Sensibilidad de planta CBTX [6] a cambios en las caídas de presión relativas en la absorción y cesión de calor. En el eje horizontal representamos el incremento relativo de las caídas de presión, $\Delta(\Delta p/p)(\%)$, respecto al punto de diseño.	63
3.6.	Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($ \dot{Q}_H $ (kJ/s)) de la microturbina CBTX [6] a variaciones de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas. En azul se considera ϵ_L variable y ϵ_H en condiciones de diseño, $\epsilon_H = 0,94$. En rojo se considera ϵ_H variable y ϵ_L en condiciones de diseño, $\epsilon_L \simeq 1,0$	65

- 3.7. Diagrama potencia-rendimiento para la turbina CICBTX [89]. La flecha indica el sentido creciente de r_p . Se señalan en colores los puntos de máxima potencia, máximo rendimiento y el punto de diseño real (azul oscuro). 66
- 3.8. Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada ($P(\text{kW})$) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la planta CICBTX [89, 93] a variaciones de la eficiencia del compresor (ϵ_c), de la turbina (ϵ_t), ambas simultáneamente ($\epsilon_t + \epsilon_c$) y la eficiencia del regenerador (ϵ_r). En el eje horizontal se representa en cada caso el incremento relativo, $\Delta(\%)$, respecto al punto de diseño. 68
- 3.9. Sensibilidad de planta CICBTX [89, 93] a cambios en las caídas de presión relativas en la absorción y cesión de calor. En el eje horizontal representamos el incremento relativo de las caídas de presión, $\Delta(\Delta p/p)(\%)$, respecto al punto de diseño. 70
- 3.10. Sensibilidad sobre el punto de diseño de la eficiencia de la planta (η), la potencia generada (P (kW)) y el calor de entrada ($|\dot{Q}_H|$ (kJ/s)) de la turbina CICBTX [89] a variaciones de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas. En azul se considera ϵ_L variable y ϵ_H en condiciones de diseño, $\epsilon_H = 0,80$. En rojo se considera ϵ_H variable y ϵ_L en condiciones de diseño, $\epsilon_L \simeq 1,0$ 72
- 3.11. Diagrama potencia-rendimiento para varias configuraciones de planta.
 (a) Resultados numéricos obtenidos con nuestro modelo. La parametrización se realiza eliminando la variable r_p entre las curvas $\bar{P} = \bar{P}(r_p)$ y $\eta = \eta(r_p)$. En todas ellas se han tomado: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0$. (b) Curvas obtenidas por Horlock [9] mediante simulaciones numéricas que incluyen los efectos de no idealidad del fluido de trabajo. En cada una se muestran los puntos correspondientes a ciertos valores de r_p 74

- 4.1. Rendimiento (a) y potencia (b) como funciones de la relación de presiones cuando se consideran todas las fuentes de irreversibilidad del modelo para varias configuraciones de planta. En el caso del rendimiento se ofrecen resultados con *heat-leak* ($\xi = 0,02$, color rojo) y sin él ($\xi = 0$, azul). Los demás parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ [22]. Nótese que la potencia es independiente del *heat-leak*. 81
- 4.2. Evolución de la potencia y el rendimiento con el número de etapas de enfriamiento y recalentamiento, considerando $N_t = N_c \equiv N$ cuando se tienen en cuenta simultáneamente todas las fuentes de irreversibilidad. En cada caso la curva superior indica el límite, $N \rightarrow \infty$. Los parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$ 82
- 4.3. Curvas potencia-rendimiento, $\eta = \eta(\bar{P})$, cuando se tienen en cuenta todas las irreversibilidades. En rojo se representa el caso $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,95$ y en verde el de $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$. Los demás parámetros utilizados son: $\gamma = 1,4$, $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$ y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$. . . 84
- 4.4. Valores de la relación de presiones que proporcionan la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, (a), y la máxima potencia $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$, (b), en función de las irreversibilidades en los intercambiadores externos, $\epsilon_L = \epsilon_H$ para diversas configuraciones de planta. En ambos casos los parámetros utilizados son: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, y $\epsilon_r = 0,75$ y $\xi = 0,02$ 86
- 4.5. Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$, (a), y potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, (b), como funciones de $\epsilon_L = \epsilon_H$ para diversas configuraciones de planta. En ambos casos los parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. . . . 87
- 4.6. Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$ y la potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, como funciones de ϵ_H fijado $\epsilon_L = 0,9$ (panel izquierdo) y como funciones de ϵ_L fijado $\epsilon_H = 0,9$ (panel izquierdo) . Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 88

4.7. Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$ y la potencia $\bar{P}_{\text{máx}}$, como funciones de la eficiencia isoentrópica de las turbinas y los compresores considerada idéntica, $\epsilon_c = \epsilon_t$. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 92

4.8. Valores máximos de la eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$, y la potencia, $\bar{P}_{\text{máx}}$, como funciones de la eficiencia isoentrópica de las turbinas, ϵ_t , y los compresores, ϵ_c . En el panel izquierdo se considera un valor fijo de $\epsilon_t = 0,9$ y como parámetro ϵ_c . En el derecho se ha tomado $\epsilon_c = 0,9$ y se deja evolucionar ϵ_t hasta el caso de turbinas ideales. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 93

4.9. Valores máximo del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{máx}}$ en función de la eficiencia del regenerador, ϵ_r . Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 95

4.10. Valores máximos del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{máx}}$, y la potencia máxima $\bar{P}_{\text{máx}}$ en función de los parámetros ρ_H y ρ_L que cuantifican las caídas de presión en los procesos de absorción y cesión de calor. Ambos se consideran idénticos, $\rho_H = \rho_L$ y se ha tomado $\gamma = 1,4$. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 96

4.11. Valores máximos del rendimiento termodinámico, $\eta_{\text{máx}}$, y la potencia máxima $\bar{P}_{\text{máx}}$ en función de los parámetros ρ_H ó ρ_L , fijando uno de ellos en el valor 0,97 y considerando variable el otro. Los demás parámetros utilizados son los mismos que en la Fig. 4.4. 97

5.1. Relación entre el factor de concentración del colector, C , y la temperatura en el receptor (figura tomada de [99]). El límite inferior representa la curva por debajo de la cual las pérdidas igualan la energía absorbida, por lo que sólo tienen sentido valores de C superiores. 103

5.2. Esquema de funcionamiento del prototipo de turbina solar instalado en la plataforma solar de Almería dentro del proyecto SOLGATE [57, 58, 60]. (a) Diagrama esquemático del sistema colector-turbina. (b) Configuración de pruebas. 107

- 5.3. Esquema de los receptores desarrollados en el proyecto SOLGATE [57, 58, 60] para transferir el calor recibido en el concentrador al fluido de trabajo de la turbina (aire). (a) Receptor cerámico de alta temperatura, (b) Receptor multitubo de baja temperatura. 108
- 5.4. Resultados en un test de prueba del proyecto SOLGATE del rendimiento global del sistema híbrido en función de la hora solar. 108
- 5.5. Esquema de nuestro modelo de turbina multietapa regenerativa termosolar. 111
- 5.6. Esquema termodinámico $T - S$ del modelo en el que el colector solar actúa como foco caliente para la turbina regenerativa. 112
- 5.7. Esquema geométrico de un concentrador solar. $|\dot{Q}_s|$ representa la energía por unidad de tiempo recibida en la apertura; $|\dot{Q}_r|$, la transmitida al receptor, $|\dot{Q}_\ell|$ las pérdidas por conducción, convección y radiación; y $|\dot{Q}_H|$ la potencia calorífica utilizable que proporciona el colector. 113
- 5.8. Panel izquierdo: rendimiento del colector solar considerando pérdidas efectivas lineales, η_s , y del rendimiento de la máquina térmica, η_h , en función de la relación de temperaturas, τ , para varias configuraciones de planta y varios valores de la relación de presiones, r_p . Panel derecho: rendimiento del sistema global $\eta = \eta_s \eta_h$ en función de τ . Nótese que las escalas, tanto horizontal como vertical, son diferentes en ambos paneles. 118
- 5.9. Igual que la figura 5.8 pero considerando explícitamente un término de radiación y un término lineal en las pérdidas del colector solar. 121
- 5.10. Eficiencia global de la planta termosolar con una turbina Brayton simple con regeneración (CBTX), ciclo Ericsson (E), límites IC ($N_t = 1$, $N_c \rightarrow \infty$) e IT ($N_t \rightarrow \infty$, $N_c = 1$) y diversas configuraciones realistas (CBTBTX, CICBTX, CICBTBTX) en función de la relación de temperaturas, τ . (a) $r_p = 5$; (b) $r_p = 15$ y (c) $r_p = 20$. Se han tomado como parámetros para los cálculos los contenidos en la tabla 5.1. 123
- 5.11. (a) Rendimiento máximo, $\eta_{\text{máx}}$, y (b) relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}$, que da lugar al máximo rendimiento en función de r_p . Parámetros y notación igual que en la Fig. 5.10. 125

5.12. (a) Rendimiento máximo, $\eta_{\text{máx}}$, y (b) relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}$, que da lugar al máximo rendimiento en función del parámetro de pérdidas del colector solar, M para un valor de la relación de presiones fijo, $r_p = 15$. Los demás parámetros son igual que en la Fig. 5.10. 127

5.13. Evolución del rendimiento máximo del sistema combinado CBTX respecto a la eficiencia del regenerador, ϵ_r , para varios valores de la eficiencia de los intercambiadores con las fuentes externas, ϵ y varias relaciones de presión, r_p . Los parámetros considerados para la turbina son los contenidos en la tabla 5.1. En el colector solar se han tomado en cuenta explícitamente pérdidas por radiación con los siguientes parámetros: $\eta_0 = 0,80$, $M_1 = 2,25 \times 10^{-3}$ y $M_2 = 1,50 \times 10^{-3}$ 131

5.14. Comportamiento del rendimiento global, η , en función de τ para diversos valores de la eficiencia del regenerador y de la relación de presiones. Se muestran también por separado los rendimientos del colector solar, η_s , y de la turbina, η_h . La configuración mostrada es una CBTX y los parámetros análogos a la figura 5.13. 132

5.15. Comportamiento del rendimiento conjunto optimizado respecto a τ , $\eta_{\text{máx}}$, como función de ϵ_r habiendo fijado todos los demás parámetros. Se muestra una configuración con 2 etapas de expansión y compresión (CICBTBTX) y el caso límite de infinitas etapas (Ericsson, E). En cada caso se han obtenido las curvas para 3 valores del parámetro de irreversibilidades externas, ϵ 135

5.16. Comportamiento del rendimiento global doblemente optimizado respecto a τ y r_p , $\eta_{\text{máx}}^*$, como función de ϵ_r habiendo fijado todos los demás parámetros. Se ha considerado $\epsilon = 0,90$ y $\epsilon_r = 0,95$. También se muestra la evolución con ϵ_r de los valores óptimos correspondientes de r_p y τ . . . 136

- A.1. Rendimiento térmico, η , del ciclo considerado en función de la relación de presiones, r_p , en ausencia de irreversibilidades internas y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$ y $\gamma = 1,4$. (a) Sin regeneración, $\epsilon_r = 0$ y (b) con regeneración límite, $\epsilon_r = 1$. En verde, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$ (ciclo Brayton ideal); rojo, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,85$ y azul, $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,7$. En cada caso la línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ (en color negro se representan los casos límite que son independientes de $\epsilon_L = \epsilon_H$). 151
- A.2. Igual que en la Figura A.1, pero para la potencia, que se representa de forma normalizada, $\bar{P} \equiv P/(C_w T_L)$ 152
- A.3. Rendimiento térmico, $\eta(r_p)$, del ciclo considerado en ausencia de irreversibilidades externas, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$. (a) Sin *heat-leak*, $\xi = 0$ y (b) con *heat-leak* elevado, $\xi = 0,15$. En azul, sin regeneración $\epsilon_r = 0$; rojo, con regeneración límite, $\epsilon_r = 1$ y verde, $\epsilon_r = 0,8$. En todos los casos la línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ y se han tomado: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$ 158
- A.4. Potencia obtenida, $\bar{P}(r_p)$, en ausencia de irreversibilidades externas, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, y con un número arbitrario de turbinas y compresores, $N = 1, 2, 3, 5$ para $\tau = 5$. En este caso la potencia no depende de ϵ_r ni de ξ . La línea discontinua representa el límite, $N \rightarrow \infty$ y se han tomado: $\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$ 159
- B.1. Eficiencia global de una planta termosolar de tipo Brayton (B), Ericsson (E) y los límites IC ($N_t = 1$; $N_c \rightarrow \infty$) e IT ($N_t \rightarrow \infty$, $N_t = 1$) en función de τ . Las pérdidas del colector solar se han tomado lineales y las únicas irreversibilidades consideradas en la turbina son las asociadas a los intercambiadores de calor con las fuentes externas, para los que se ha tomado $\epsilon = 1$. Los demás parámetros son: $\eta_0 = 0,84$, $M = 0,29$, $\gamma = 1,4$, $T_L = 300$ K, $\rho_H = \rho_L = 1$, $\epsilon_t = \epsilon_c = 1$, $\xi = 0$ y $\epsilon_r = 1$ 162

B.2. Evolución del rendimiento máximo optimizado respecto a τ en función de la relación de presiones, r_p , cuando sólo se consideran irreversibilidades externas en la turbina de gas. Los parámetros considerados son análogos a los de la figura B.1. 164

Índice de tablas

1.1. Ejemplos de aplicaciones de plantas de potencia de turbina de gas. (GE: General Electric, NP: Nuevo Pignone, RR: Rolls Royce, WEC: Westinghouse Electric). Datos tomados de [1].	14
1.2. Valores habituales de distintos parámetros básicos de diseño y funcionamiento de una planta de potencia de ciclo tipo Brayton. *Intervalo de rendimiento térmico: 0,15 corresponde a una planta combinada termosolar pura [7, 8] (toda la energía de entrada es solar) y 0,50 corresponde a una planta combinada CCGT [9].	17
3.1. Datos de diseño y funcionamiento de la microturbina de gas Turbec T100 (ABB/Volvo), tomados de [6, 38, 87].	50
3.2. Parámetros de la interpolación polinómica considerada para el cálculo del valor medio del coeficiente adiabático del aire [90]. Las unidades son S.I..	51
3.3. Comparación de los parámetros de salida obtenidos con el modelo propuesto para la microturbina Turbec T100 (ABB/Volvo) y valores reales. La efectividad del intercambiador de alta temperatura se ha tomado como $\epsilon_H = 0,94$ [6] (lo que da una relación de temperaturas, $\tau = 4,32$ y una temperatura del foco caliente, $T_H = 1245,7$ K) y en la cesión de calor al ambiente se ha considerado $\epsilon_L = 1,0$. Los parámetros de irreversibilidad asociados a las caídas de presión en la absorción y cesión de calor se consideran $\rho_H = \rho_L = 0,99$ [6, 89].	52
3.4. Datos de diseño y funcionamiento de la turbina de gas CICBTX analizada por Romier [89].	55

3.5. Comparación de los parámetros de salida obtenidos con el modelo propuesto para la turbina CICBTX [89] y valores reales. La efectividad del intercambiador de alta temperatura se ha tomado como $\epsilon_H = 0,80$ [6] (lo que da una relación de temperaturas, $\tau = 4,59$ y una temperatura del foco caliente, $T_H = 1321$ K) y en la cesión de calor al ambiente se ha considerado $\epsilon_L = 1,0$. Los parámetros de irreversibilidad asociados a las caídas de presión en la absorción y cesión de calor se consideran $\rho_H = \rho_L = 0,98$ [6, 89].	56
3.6. Rendimiento y potencia máximas posibles de la microturbina CBTX considerando como variable la relación de presiones y manteniendo los demás parámetros como en la planta experimental. La relación de presiones de la planta real es $r_p = 4,5$	59
3.7. Parámetros de salida de la microturbina CBTX si, manteniendo inalterados los parámetros básicos del ciclo y de pérdidas, se modifica la configuración de la planta. En paréntesis se muestran las variaciones relativas en porcentaje [$\Delta(\%)$] respecto a la configuración experimental CBTX.	60
3.8. Rendimiento y potencia máximas posibles de la turbina CICBTX considerando como variable la relación de presiones y manteniendo los demás parámetros como en punto de diseño. La relación de presiones de la planta real es $r_p = 6,0$	67
3.9. Parámetros de salida de la turbina CICBTX si, manteniendo inalterados los parámetros básicos del ciclo y de pérdidas, se modifica la configuración de la planta. En paréntesis se muestran las variaciones relativas [$\Delta(\%)$] respecto a la configuración CICBTX.	69
3.10. Comparación de nuestros cálculos con los resultados de Horlock (H) [9] donde se consideran solamente las irreversibilidades internas ($\tau = 5$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_r = 0,75$, $\xi = 0$, y $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$) para la máxima eficiencia, $\eta_{\text{máx}}$, razón de presiones para la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, potencia máxima, $\bar{P}_{\text{máx}}$, y razón de presiones para la condición de potencia máxima, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$	75

4.1. Resultados de la eficiencia máxima, $\eta_{\text{máx}}$, razón de presiones para la máxima eficiencia, $r_p(\eta_{\text{máx}})$, potencia máxima, $\bar{P}_{\text{máx}}$, y razón de presiones para la condición de potencia máxima, $r_p(\bar{P}_{\text{máx}})$, considerando las irreversibilidades internas y externas ($\tau = 0,2$, $\rho_L = \rho_H = 0,97$, $\epsilon_c = \epsilon_t = 0,9$, $\epsilon_r = 0,75$, $\xi = 0$, y $\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$). Entre paréntesis están incluidos los resultados de la eficiencia considerando $\xi = 0,02$ 80

4.2. Incrementos de los valores máximos del rendimiento térmico, $\Delta\eta_{\text{máx}}(\%)$, y la potencia normalizada, $\Delta\bar{P}_{\text{máx}}(\%)$, en función de la eficiencia de los intercambiadores de calor con las fuentes externas, tanto considerados como idénticos, $\epsilon_H = \epsilon_L$, como diferentes. En este último caso se considera que, o bien $\epsilon_H = 0,9$ y ϵ_L varía en el intervalo $[0,80, 0,95]$ o al contrario. 90

4.3. Incrementos del rendimiento térmico y la potencia normalizada que nuestro modelo prevee en el caso en que las pérdidas de presión sean similares en los procesos de absorción y cesión de calor, $\rho_H = \rho_L$ tomando como intervalo de trabajo $[0,970, 0,985]$ y en el caso en que sean diferentes $\rho_H \neq \rho_L$. En este último caso se considera que uno de los dos parámetros vale 0,970 y el otro varía en el intervalo $[0,970, 0,985]$ 98

5.1. Parámetros utilizados para obtener el rendimiento del sistema combinado colector solar-turbina de gas [5, 6, 7, 22, 69, 117, 119]. 119

5.2. Máxima eficiencia, $\eta_{\text{máx}}^*$, para las configuraciones indicadas y valores correspondientes de la relación de presiones, $r_{p,\text{máx}}^*$, y de la relación de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}^*$. Se muestran los resultados para distintos valores del parámetro $\epsilon_H = \epsilon_L \equiv \epsilon$. Los demás parámetros son los contenidos en la tabla 5.1. 128

5.3. Diferencias relativas del rendimiento doblemente optimizada $\eta_{\text{máx}}^*$ y los valores óptimos de la relación de presiones, $r_{p,\text{máx}}^*$, y de temperaturas, $\tau_{\text{máx}}^*$ para diferentes configuraciones de plantas respecto a la configuración básica monoetapa regenerativa, CBTX. 129

Bibliografía

- [1] P.P. Walsh and P. Fletcher. *Gas turbine performance*. Blackwell Science Ltd., 2004.
- [2] C. Soares. *Gas Turbines. A handbook of Air, Land, and Sea Applications*. Butterworth-Heinemann (Elsevier), 2008.
- [3] H. Cohen, G.F.C. Rogers, and H.R. Saravanamuttoo. *Gas Turbine Theory*. Addison Wesley, 4th edition edition, 1996.
- [4] J. J. Lee, D. W. Kang, and T. S. Kim. Development of a gas turbine performance analysis program and its application. *Energy*, 2011.
- [5] B. Sunden. High temperature heat exchangers (hthe). In *Proceedings of the Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, Hoboken, NJ, USA, 2005.
- [6] P.E.B. de Mello and D.B. Monteiro. Thermodynamic study of an EFGT (externally fired gas-turbine) cycle with one detailed model for the ceramic heat exchanger. In *Proceedings of ECOS 2011 Conference*, Novi Sad, Serbia, 2011.
- [7] Y. Zhang, B. Lin, and J. Chen. Optimum performance characteristics off an irrversible solar-driven Brayton heat engine at the maximum overall efficiency. *Renewable Energy*, 32:856–867, 2007.
- [8] W.G. le Roux, T. Bello-Ochende, and J.P. Meyer. Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal brayton cycle. *Int. J. Energy Res.*, 2011.

- [9] J.H. Horlock. *Advanced Gas Turbine Cycles*. Pergamon, 2003.
- [10] A. Durmayaz, O. S. Sogut, B. Sahin, and H. Yamuz. Optimization of thermal systems based on finite-time thermodynamics and thermoeconomics. *Prog. En. Comb. Sci.*, 30:175–217, 2004.
- [11] C. Y. Cheng and C. K. Chen. Power optimization of an endoreversible regenerative Brayton cycle. *Energy*, 21(4):241–47, 1996.
- [12] L. G. Chen, F. R. Sun, C. Wu, and R. L. Kiang. Theoretical analysis of the performance of a regenerative closed Brayton cycle with internal irreversibilities. *Energy Convers. Manage.*, 3(9):871–7, 1997.
- [13] A. Medina, J. M. M. Roco, and A. Calvo Hernández. Regenerative gas turbines at maximum power density conditions. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:2802–05, 1996.
- [14] S. Göktun and H. Yavuz. Thermal efficiency of a regenerative brayton cycle with isothermal heat addition. *Energy Convers. Manage.*, 40:1259–66, 1999.
- [15] L. B. Erbay, S. Gotkun, and H. Yavuz. Optimal design of the regenerative gas turbine engine with isothermal heat addition. *Appl. Energy*, 6(3):249–64, 2001.
- [16] J. Vecchiarelli, J. G. Kawall, and Wallace J. S. Analysis of a concept for increasing the efficiency of a Brayton cycle via isothermal heat addition. *Int. J. Energy Res.*, 2(2):113–27, 1997.
- [17] C. Y. Cheng and C. K. Chen. Maximum power of an endoreversible intercooled Brayton cycle. *Int. J. Energy Res.*, 24:485–94, 2000.
- [18] W. Wang, L. Chen, F. Sun, and C. Wu. Performance analysis of an irreversible variable temperature heat reservoir closed intercooled regenerated Brayton cycle. *Energy Convers. Manage.*, 44:2713–2732, 2003.
- [19] A. Calvo Hernández, J. M. M. Roco, and A. Medina. Power and efficiency in a regenerative gas-turbine with multiple reheating and intercooling stages. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:1462–68, 1996.

- [20] O. S. Sogut, Y. Ust, and B. Sahin. The effects of intercooling and regeneration on the thermo-ecological performance analysis of an irreversible-closed Brayton heat engine with variable temperature thermal reservoirs. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 39:4713–4721, 2006.
- [21] J. K. Tyagi, G. M. Chen, Q. Wang, and S. C. Kaushik. Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle. *Int. J. Therm. Sci.*, 45:829–40, 2006.
- [22] S. Sánchez-Orgaz, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Thermodynamic model and optimization of a multi-step irreversible Brayton cycle. *Energy Convers. Manage.*, 51:2134–43, 2010.
- [23] J. Zheng, F. Sun, L. Chen, and C. Wu. Exergy analysis for a Braysson cycle. *Exergy International Journal*, 1:41–45, 2001.
- [24] J. Zheng, L. Chen, F. Sun, and C. Wu. Powers and efficiency performance of an endoreversible Braysson cycle. *Int. J. Therm. Sci.*, 41:201–205, 2002.
- [25] S. K. Tyagi, Y. Zhou, and J. Chen. Optimum criteria on the performance of an irreversible Braysson heat engine based on the new thermoeconomic approach. *Entropy*, 6:244–256, 2004.
- [26] Y. Zhou, S. K. Tyagi, and J. Chen. Performance analysis and optimum criteria of an irreversible Braysson heat engine. *International Journal of Thermal Sciences*, 43:1101–1106, 2004.
- [27] T. Frost, A. Anderson, and B. Agnew. A hybrid gas turbine cycle (Brayton/Ericsson): an alternative to conventional combined gas and steam power plant. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A*, 211:121–31, 1997.
- [28] D.A. Blank and C. Wu. Power limit of an endoreversible Ericsson cycle with regeneration. *Energy Convers. Manage.*, 37:59–66, 1996.
- [29] J. Chen and J.A. Schouten. The comprehensive influence of several major irreversibilities on the performance of an Ericsson heat engine. *Applied Thermal Engineering*, 19:555–564, 1999.

- [30] L. B. Erbay and H. Yarvuz. Analysis of an irreversible Ericsson engine with a realistic regenerator. *Appl. Energy*, 62:155–167, 1999.
- [31] S. C. Kaushik and S. Kumar. Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines. *Energy Convers. Manage.*, 42:295–312, 2001.
- [32] L. G. Chen, J. L. Zeng, F. R. Sun, and C. Wu. Power density analysis and optimization of a regenerated closed variable-temperature heat reservoir Brayton cycle. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 34:1727–39, 2001.
- [33] J. M. M. Roco, S. Velasco, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Optimum performance of a regenerative Brayton thermal cycle. *J. Appl. Phys.*, 82:2735–41, 1997.
- [34] A. Calvo Hernández, A. Medina, and J. M. M. Roco. Power and efficiency in a regenerative gas turbine. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 28:2020–23, 1995.
- [35] C. Wu, L. Chen, and F. Sun. Performance of a regenerative Brayton heat engine. *Energy*, 21:71–76, 1996.
- [36] Y. Ust, B. Sahin, A. Kodali, and I. H. Akcay. Ecological coefficient of performance analysis and optimization of an irreversible regenerative-Brayton heat engine. *Appl. Energy*, 83:558–572, 2006.
- [37] F. Martelli, Riccio G., S. Maltagliati, and D. Chiaramonti. Technical study and environmental impact of an external fired gas turbine power plant fed by solid fuel. In *Proceedings: First World Conference of Biomass*, Sevilla, 2000.
- [38] M. Kautz and U. Hansen. The externally fired gas turbine (EFGT-cycle) and simulation of the key components. *Appl. Energy*, 84:795–805, 2007.
- [39] S. Marsali and Ludovici G. Externally fired micro gas turbine (75kwe) for combined heat and power generation from solid biomass: Concept, efficiency, cost, and experiences from pilot and commercial plants in Italy. In *11 Holzenergie Symposium*, Zürich, 2010.

- [40] A. Poulikkas. An overview of current and future sustainable gas turbine technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9:409–443, 2005.
- [41] H.U. Frutschi and A.A. Plancherel. Comparison of combined cycles with steam injection and evaporation cycles. In *ASME: Cogen-Turbo II*, pages 137–145, 1988.
- [42] J.H. Horlock. Heat exchanger performance with water injection with relevance to evaporative gas turbine (egt cycles). *Energy Conversion and Management*, 39:1621–1630, 1998.
- [43] A. Traverso and A.F. Massardo. Thermo-economic analysis of mixed gas-cycles. *Applied Thermal Engineering*, 22:1–21, 2002.
- [44] S. Bracco and S. Siri. Exergetic optimization of single level combined gas-steam power plants considering different objective functions. *Energy*, 35:5365–5373, 2010.
- [45] O. Bolland and J.F. Stadaas. Comparative evaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injection, steam injection and recuperation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 117:138–145, 1995.
- [46] T. Heppenstall. Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. *Appl. Thermal Eng.*, 18:837–846, 1998.
- [47] C. Dejfors, E. Thorin, and G. Svedberg. Ammonia-water power cycles for direct cogeneration applications. *Energy Conversion and Management*, 39:1675–1681, 1998.
- [48] M. Ghazikhani, M. Passandideh-Fard, and M. Mousavi. Two new high-performance cycles for gas turbine with air bottoming. *Energy*, 36:294–304, 2011.
- [49] W.M. Farrell. Air cycle thermodynamic conversion system (U.S. Patent 4751814), 1988.
- [50] L.M.T.H. Kambanis. *Analysis and modeling of power transmitting system for advanced marine vehicles*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1988.

- [51] O. Bolland, Forde M., and Hande B. Air bottoming cycle: use of gas turbine waste heat for power generation. In *Cogen-Turbo Power*, volume 118, Vienna, 1996.
- [52] M.A. Korobitsyn. *New and advanced energy conversion technologies: analysis of cogeneration, combined and integrated cycles*. PhD thesis, Laboratory of Thermal Engineering, University of Twente and the Netherlands, 1998.
- [53] Y.S.H. Najjar and Zaamout M.S. Performance analysis of gas-turbine air-bottoming combined system. *Energy Conversion and Management*, 37:399–403, 1996.
- [54] J.H. Horlock. *Cogeneration-combined heat and power plants*. Krieger, 1997.
- [55] A.J. Mathias. Cogeneration technologies and applications. In *Brunei Darussalam Cogeneration Week*, 2004.
- [56] Ph. Mathieu and R. Nihart. Sensitivity analysis of the MATIANT cycle. *Energy Conversion and Management*, 40:1687–1700, 1999.
- [57] J. Sinai, C. Sugarmen, and U. Fisher. Adaptation and modification of gas turbines for solar energy applications. In *Proceedings of GT2005 ASME Turbo Expo 2005*, 2005.
- [58] SOLGATE. Solar hybrid gas turbine electric power system. Technical Report EUR 21615, European Commission, 2005.
- [59] P. Schwarzbözl, R. Buck, C. Sugarmen, A. Ring, M.J. Marcos Crespo, P. Altwegg, and J. Enrile. Solar gas turbine systems: design, cost and perspectives. *Solar Energy*, 80:1231–1240, 2006.
- [60] P. Heller, M. Pfänder, T. Denk, F. Tellez, A. Valverde, J. Fernandez, and A. Ring. Test and evaluation of a solar powered gas turbine system. *Solar Energy*, 80:1225–1230, 2006.
- [61] J. M. Gordon. On optimized solar-driven heat engines. *Solar Energy*, 40:457–461, 1988.

- [62] A. Bejan. *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley, 3rd edition, 2006.
- [63] A. de Vos. *Thermodynamics of Solar Energy Conversion*. Wiley, 2008.
- [64] M.A. Barranco-Jiménez and N. Sánchez-Salas. On thermodynamic optimisation of solar collector model under maximum ecological conditions. *Journal of the Energy Institute*, 81:164–167, 2008.
- [65] D.A. Blank and C. Wu. Finite-time power limit for solar-radiant Ericsson engines in space applications. *Applied Thermal Engineering*, 18:1347–1357, 1998.
- [66] L.C. Valdés. Competitive solar heat engines. *Renewable Energy*, 29:1825–1842, 2004.
- [67] B. Sahin, Y. Ust, T. Yilmaz, and I. H. Akcay. Thermoeconomic analysis of a solar driving heat engine. *Renewable Energy*, 31:1033–1042, 2006.
- [68] M.A. Barranco-Jiménez, N. Sánchez-Salas, and M. A Rosales. Thermoeconomic optimum operation conditions of a solar-driven heat engine model. *Entropy*, 11:443–453, 2009.
- [69] L. Wu, G. Lin, and J. Chen. Parametric optimization of a solar-driven Braysson heat engine with variable heat capacity of the working fluid and radiation-convection heat losses. *Renewable Energy*, 35:95–100, 2010.
- [70] A. Baghernejad and M. Yaghoubi. Exergy analysis of an integrated solar combined cycle system. *Renewable Energy*, 35:2157–2164, 2010.
- [71] J. Spelling, D. Favrat, A. Martin, and G. Augsburg. Thermoeconomic optimization of a combined-cycle solar tower plant. *Energy*, 2011.
- [72] A. Bejan. Theory of heat transfer irreversible power plants. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 31(6):1222–29, 1988.
- [73] P. T. Landsberg and H. S. Leff. Thermodynamic cycles with nearly universal maximum-work efficiencies. *J. Phys. A*, 22:4019–26, 1989.

- [74] B. Sahin, A. Kodal, and S. S. Kaya. A comparative performance analysis of irreversible reheating Joule-Brayton engines under maximum power density and maximum power conditions. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 31:2125–31, 1998.
- [75] F. Angulo-Brown. An ecological optimization criterion for finite-time heat engines. *J. Appl. Phys.*, 69:7465–69, 1991.
- [76] S. Sieniutycz and P. Salamon, editors. *Finite-time Thermodynamics and Thermoeconomics*. Taylor and Francis, 1990.
- [77] A. Valero, L. Correas, and Serra L. *Thermodynamic optimization of complex energy systems*, pages 117–136. Kluwer, 1999.
- [78] L. Galanti and Massardo A.F. Micro gas turbine thermodynamic and economic analysis up to 500 kWe. *Appl. Energy*, 2011.
- [79] A. Bejan. *Entropy Generation Minimization*. CRC Press, 1996.
- [80] A. Calvo Hernández, A. Medina, J.M.M. Roco, J.A. White, and S. Velasco. Unified optimization criterion for energy converters. *Phys. Rev. E.*, 63:037102, 2001.
- [81] W. Wang, L. Chen, S. Fengrui, and C. Wu. Power optimization of an irreversible closed intercooled regenerated brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs. *App. Thermal Eng.*, 25:1097–1113, 2005.
- [82] Y. Ust, O. S. Sogut, B. Sahin, and A. Durmayaz. Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for an irreversible heat engine with variable-temperature heat reservoirs. *Journal of the Energy Institute*, 79:47–52, 2006.
- [83] J. M. Gordon and M. Huleihil. General performance characteristics of real heat engines. *J. Appl. Phys.*, 72:829–37, 1992.
- [84] L. Chen, N. Ni, G. Cheng, and G. Sun. International Conference on Marine Engineering. 1996.
- [85] B. Sahin, A. Kodal, T. Yilmaz, and Y. Yavuz. Maximum power density analysis of an irreversible Joule-Brayton engine. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:1162–67, 1996.

- [86] B. D. Joshi. Thermodynamic work for n-step isothermal processes involving an ideal gas. *J. Chem. Educ.*, 63:24–25, 1986.
- [87] <http://www.turbec.com/products/techspecific.htm>.
- [88] J.S. Fishedick, V. Dreissigacker, and R. Tamme. An innovative ceramic high temperature plate-fin heat exchanger for EFCC processes. *Appl. Thermal Eng.*, 27, 2007.
- [89] A. Romier. Small gas turbine technology. *Appl. Thermal Eng.*, 24:1709–1723, 2004.
- [90] K. Wark and D.E. Richards. *Termodinámica*. McGraw-Hill, 2001.
- [91] A. Guha. Performance and optimization of gas turbines with real gas effects. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, 215:507–512, 2001.
- [92] A. Guha. Effects of internal combustion and non-perfect gas properties on the optimum performance of gas turbines. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C*, 217:1085–1099, 2003.
- [93] EU Project. Coordinator: Microturbo S.A. (France). Research and development of high efficiency components for an intercooled, recuperated CHP gas turbine for combined heat and efficient power. Technical report, Comunidad Europea, Contract No. ENK5-CT-2000-00070, 2000-2003.
- [94] F. Angulo-Brown, J. A. Rocha-Martínez, and T. D. Navarrete-González. A non-endoreversible Otto cycle model: improving power output and efficiency. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 29:80–83, 1996.
- [95] P. L. Curto-Risso, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Optimizing the operation of an spark ignition engine: simulation and theoretical tools. *J. Appl. Phys.*, 105:094904, 2009.
- [96] P. L. Curto-Risso, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Optimizing the geometrical parameters of a spark ignition engine: simulation and theoretical tools. *Appl. Thermal Eng.*, 31:803–810, 2011.

- [97] L.E. Herranz, J.I. Linares, and B.Y. Moratilla. Power cycle assessment of nuclear high temperature gas-cooled reactors. *Appl. Therm. Eng.*, 29:1759–1765, 2009.
- [98] J.I. Linares, M. Ayala, and A. Goñi. Resultados técnico-económicos en la optimización de ciclos Brayton y Rankine para centrales térmicas. In *VI Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*, Córdoba, España, 2009.
- [99] J. A. Duffie and W. A. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley and Sons, 2006.
- [100] S.K. Saha and D.K. Mahanta. Thermodynamic optimization of solar flat-plate collector. *Renewable Energy*, 23:181–193, 2001.
- [101] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Pérez. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14:1695–1721, 2010.
- [102] T. Stuetzle, N.J. Blair, J.W. Mitchell, and W.A. Beckman. Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant. *Solar Energy*, 76:187–193, 2004.
- [103] O. García-Valladares and N. Velázquez. Numerical simulation fo parabolic trough solar collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *Int. J. Heat Mass. Trans.*, 52:597–609, 2009.
- [104] A.L. Ávila-Marín. Volumetric receivers in solar thermal power plants with centra receiver system technology: a review. *Solar Energy*, 85:891–910, 2011.
- [105] A. Segal and M. Epstein. Comparative performances of 'tower-top' and 'tower-reflector' central solar receivers. *Solar Energy*, 65:207–226, 1999.
- [106] <http://www.alcion.es/download/articulospdf/en/e>
- [107] M.A. Barranco-Jiménez, N. Sánchez-Salas, and F. Angulo-Brown. Finite-time thermoeconomic optimization of a solar-driven heat engine model. *Entropy*, 13:171–183, 2011.

- [108] M.M. Salah El-Din. Thermodynamic optimisation of irreversible solar heat engines. *Renewable Energy*, 17:183–190, 1999.
- [109] A.Z. Sahin. Optimum operating conditions of solar-driven heat engines. *Energy Convers. Manage.*, 41:1335–1343, 2000.
- [110] A. Koyun. Performance analysis of a solar-driven heat engine with external irreversibilities under maximum power and power density condition. *Energy Convers. Manage.*, 45:1941–1947, 2004.
- [111] T. Yilmaz, Y. Ust, and A. Erdil. Optimum operating conditions of irreversible solar driven heat engines. *Renewable Energy*, 31:1333–1342, 2006.
- [112] Y. Ust. Effects of combined heat transfer on the thermo-economic performance of irreversible solar-driven heat engines. *Renewable Energy*, 32:2085–2095, 2007.
- [113] S. Zheng, J. Chen, and G. Lin. Performance characteristics of an irreversible solar-driven Braysson heat engine at maximum efficiency. *Renewable Energy*, 30:601–610, 2005.
- [114] P. Gandhidasan. Thermodynamic analysis of a closed-cycle, solar gas-turbine plant. *Energy Convers. Manage.*, 34:657–661, 1993.
- [115] D.R. Gallup and J.B. Kesseli. A solarized Brayton engine based on turbo-charger technology and the DLR receiver. In *Proceedings of the IECEC-AIAA-94-3945*, Monterrey, CA, 1994.
- [116] W.G. le Roux, T. Bello-Ochende, and J.P. Meyer. Operating conditions of an open and direct solar thermal brayton cycle with optimised cavity receiver and recuperator. *Energy*, 36:6027–6036, 2011.
- [117] N. Fraidenraich, J.M. Gordon, and C. Tiba. Optimization of gas-turbine combined cycles for solar energy and alternative-fuel power generation. *Solar Energy*, 48:301–307, 1992.
- [118] A. Kribus. A high-efficiency triple cycle for solar power generation. *Solar Energy*, 72:1–11, 2002.

- [119] C.A. Herrera, J.A. Sandoval, and M.E. Rosillo. Power and entropy generation of an extended irreversible Brayton cycle: optimal parameters and performance. *J. Phys. D*, 39:3414–3424, 2006.
- [120] Y. Zhang, B. Lin, and J. Chen. The unified cycle model of a class of solar-driven heat engines and their optimum performance characteristics. *Journal of Applied Physics*, 97:084905, 2005.
- [121] R. Chacartegui, J.M. Muñoz de Escalona, D. Sánchez, B. Monje, and T. Sánchez. Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power. *Appl. Thermal Eng.*, 31:872–879, 2011.
- [122] S. Velasco, J.M.M. Roco, A. Medina, J.A. White, and A. Calvo Hernández. Optimization of heat engines including the saving of natural resources and the reduction of thermal pollution. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 33:355–359, 2000.
- [123] N. Sánchez-Salas. *Optimización de máquinas térmicas*. PhD thesis, Universidad de Salamanca, 2003. in spanish.
- [124] N. Sánchez Salas, S. Velasco, and A. Calvo Hernández. Unified working regime of irreversible carnot-like heat engines with nonlinear heat transfer laws. *Energy Conversion and Management*, 43:2341–2348, 2002.
- [125] N. Sánchez Salas and A. Calvo Hernández. Optimal working regimes of regenerative Brayton thermal cycles. In *Proceedings of the Congress ECOS 2003*, Copenhagen (Denmark), 2003.
- [126] C. Y. Cheng and C. K. Chen. Ecological optimization of an endoreversible Brayton cycle. *Energy Convers. Manage.*, 3(1-2):33–44, 1998.
- [127] C. Y. Cheng and C. K. Chen. Ecological optimization of an irreversible Brayton heat engine. *J. Phys. D: Appl. Phys.*, 32:350–57, 1999.
- [128] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. Moran. *Thermal design and optimization*. Wiley, 1996.

- [129] L. Chen and F. Sun, editors. *Advances in Finite Time Thermodynamics. Analysis and optimization*. Nova Science Publishers Inc., 2004.

Índice alfabético

Área

de absorción (A_r), 102

de apertura (A_a), 102

Transmittance-absorptance product, 115

Air Bottoming Cycle (ABC), 24

Bio Micro GT, 20

Chemically Reformed Gas Turbine Cycles (CRGT), 27

Combined Cycle Gas Turbine (CCGT), 23

Computational Fluid Dynamics (CFD), 16, 49

Engineering Equation Solver (EES), 76

Evaporative Gas Turbine (EGT), 20

Externally Fired Gas Turbine (EFGT), 19

Heat Recovery Steam Generator (HRSG), 23

Heat-leak, 18, 38

Humid Air Turbine (HAT), 23

Humid Air Water Injected Turbine (HAWIT), 23

Minimizaci3n de la Generaci3n de Entropía, 30

Mixed Air Steam Turbines (MAST), 23

Parabolic dish array (PDA), 29

Parabolic trough (PT), 29

Solar power tower (SPT), 29

Steam Bottoming Cycle (SBC), 25

Steam Injection Gas Turbine (STIG), 20

Termodinámica de Tiempos Finitos (TTF), 30

Absorbedor, 104

Almacenamiento de CO₂, 26

Análisis termoeconómico, 60

Caída total de presión

(ρ_H), 39

(ρ_L), 39

Calor

cedido (\dot{Q}_L), 43

Capacidad calorífica, 49

del fluido de trabajo (C_w), 35, 40

Centrales termosolares, 28

Ciclo

Braysson, 18

Ericsson, 18, 156

Kalina, 23

MATIAN, 28

Rankine, 30

Stirling, 30

tipo Carnot, 30

Ciclo combinado, 23

- Coeficiente
 de pérdidas (\bar{U}_L), 116
 de pérdidas (h_w, U_{cond}), 115
 global efectivo de pérdidas (U_L), 115
 Coeficiente adiabático
 (γ), 35
 medio ($\bar{\gamma}$), 49
 Cogeneración (CHT), 25
 Colector solar, 103
 Concentrador, 104
 parabólico lineal (PT), 104
 tipo plato parabólico, 104
 tipo torre, 104
 tipo torre (SPT), 104
 Conductancia
 de la planta (C_i), 40
 relativa de la planta (ξ), 43
 Constante de Stefan-Boltzmann (σ), 113
 Constante solar (G_0), 114
 Criterio Ω , 145
 Distancia Sol-Tierra (R), 113
 Eficiencia
 óptica (η_0), 115
 del regenerador (ϵ_r), 38
 isoentrópica (ϵ_c), 38
 isoentrópica (ϵ_t), 39
 Emisividad (α), 115
 Endorreversible
 límite, 45
 límite, 149
 Factor de concentración, (C), 116
 Factor de dilución (f), 114
 Flujo de masa (\dot{m}), 35
 Intercambiador de calor
 de alta temperatura (HTHE), 48
 Irradiancia solar, 114
 Irreversibilidades
 externas (ϵ_H), 38
 externas (ϵ_L), 39
 Límite
 de infinitas turbinas (IT), 124
 de infinitos compresores (IC), 124
 Microturbina, 47
 Optimización termodinámica, 30
 Parámetro
 de pérdidas (M), 116
 de pérdidas por convección y conducción (M_2), 116
 de pérdidas por radiación (M_1), 116
 Potencia
 (P), 44
 adimensional (\bar{P}), 57
 eléctrica, 48
 Radio del Sol (r), 113
 Receptor, 103, 113
 Relación
 de presiones (a_c, a_t), 39
 de presiones global (r_p), 40

- de temperaturas (τ), 35
- de concentración (C), 102

Rendimiento

- témodinámico (η), 44
- de Carnot (η_C), 83
- de la máquina térmica (η_s), 117
- de un colector solar (η_s), 113
- global (η), 117

Simulaciones computacionales, 30

Sistema híbrido, 110

Temperatura

- ambiente, 115
- del Sol (T_s), 113

Turbina

- de combustión externa (EFGT), 49
- húmeda, 20

Zona de apertura, 113