

# Proyecto Fin de Grado

## Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Análisis fundamental de ciclos termodinámicos para  
producción de potencia

Autor: D. Javier Rodríguez Lucena

Tutor: Prof. David Tomás Sánchez Martínez

**Dep. de Ingeniería Energética**  
**Escuela Técnica Superior de Ingeniería**  
**Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2018





Proyecto Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Análisis fundamental de ciclos termodinámicos para producción de potencia**

Autor:

D. Javier Rodríguez Lucena

Tutor:

Prof. David Tomás Sánchez Martínez  
Catedrático de Universidad

Dep. de Ingeniería Energética  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla  
Sevilla, 2018



**Proyecto Fin de Grado:** Análisis fundamental de ciclos termodinámicos para producción de potencia

Autor: D. Javier Rodríguez Lucena

Tutor: Prof. David Tomás Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal



*A Dios, a mi familia, y a todos los  
que han formado parte de este  
tramo del camino.*



# RESUMEN

---

Cada vez es mayor la producción de electricidad a nivel mundial, tanto para uso industrial, como para uso doméstico, u otros sectores que necesiten de ella. Esta electricidad se produce en gran parte en plantas de producción de potencia a partir de la energía contenida en los combustibles fósiles, siendo estos combustibles insustituibles en muchos países.

En este documento en concreto, se dará una visión general de los ciclos termodinámicos asociados a los sistemas de producción de potencia, como son el ciclo de Rankine (asociado al ciclo de vapor), el ciclo de Brayton (asociado a la turbina de gas), y los ciclos combinados (una combinación de los dos anteriores), que se sirven en su mayoría de los combustibles fósiles para su funcionamiento, lo que nos da una idea de su importancia en el ámbito global. Los cambios sufridos por los mismos a lo largo del tiempo introducen nuevos escenarios donde se persigue el aumento del rendimiento de la planta, y al mismo tiempo desarrollar el máximo trabajo útil, a fin de obtener las mejores prestaciones posibles del ciclo.

Del mismo modo, se analizarán las técnicas de optimización empleadas hasta el momento, cuál es el camino que han seguido, y si tienen mucho más recorrido en el tiempo, o si, por el contrario, se ha llegado a un límite del desarrollo de estas. Esto llevaría, por tanto, a evaluar si fuera conveniente un cambio de paradigma en la optimización de los ciclos termodinámicos, desarrollando otro tipo de tecnologías, o investigando otros métodos de mejora no empleados hasta el momento.



<b>Resumen</b>	<b>ix</b>
<b>Índice</b>	<b>xi</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xv</b>
<b>Notación</b>	<b>xvii</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 <i>Situación actual de la demanda eléctrica mundial</i>	1
1.2 <i>Situación actual de la demanda eléctrica en España</i>	4
<b>2 Motivación y objetivos del proyecto</b>	<b>7</b>
<b>3 El ciclo de Carnot como ciclo de referencia</b>	<b>11</b>
3.1 <i>El principio de Carnot</i>	11
3.2 <i>Descripción del proceso</i>	12
<b>4 El ciclo de Rankine</b>	<b>15</b>
4.1 <i>Ciclo de Rankine simple</i>	15
4.1.1 Descripción del proceso	15
4.1.2 Análisis del ciclo de Rankine simple (casi ideal)	16
4.2 <i>Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio</i>	18
4.2.1 Descripción del proceso	18
4.2.2 Análisis del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio	19
4.3 <i>Ciclo de Rankine regenerativo</i>	20
4.3.1 Descripción del proceso	20
4.3.2 Análisis del ciclo de Rankine regenerativo	22
4.4 <i>Evaluación del factor de Carnot en el ciclo de Rankine</i>	24
<b>5 El ciclo de Brayton</b>	<b>25</b>
5.1 <i>El ciclo de Brayton simple no regenerativo</i>	25
5.1.1 Descripción del proceso	25
5.1.2 Análisis del ciclo de Brayton simple no regenerativo	26
5.2 <i>Ciclo de Brayton simple regenerativo</i>	28
5.2.1 Descripción del proceso	28
5.2.2 Análisis del ciclo de Brayton simple regenerativo	29
5.3 <i>Ciclo de Brayton compuesto</i>	31
5.3.1 Ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo	31
5.3.2 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo	32
5.3.3 Ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo	33
5.3.4 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo	34
5.3.5 Ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo	36
5.3.6 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo	36
5.3.7 Ciclo de Brayton regenerativo compuesto en la compresión y en la expansión	38
5.3.8 Análisis del ciclo regenerativo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión	38
5.4 <i>Evaluación del factor de Carnot en el ciclo de Brayton</i>	40
<b>6 Los ciclos combinados</b>	<b>43</b>
6.1 <i>El ciclo combinado simple</i>	43
6.1.1 Descripción del proceso	43
6.1.2 Análisis del ciclo combinado simple	44
6.2 <i>El ciclo combinado con recalentamiento</i>	46

6.2.1	Descripción del proceso	46
6.2.2	Análisis del ciclo combinado con recalentamiento	47
6.3	<i>Evaluación del factor de Carnot en los ciclos combinados</i>	48
<b>7</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>51</b>
<b>8</b>	<b>Referencias</b>	<b>53</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Producción de electricidad mundial (IEA 2016)

1



# ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Producción de electricidad a partir de combustibles fósiles (IEA 2016)	2
Figura 2. Evolución temporal de las emisiones de CO <sub>2</sub> en billones de toneladas (BP Outlook 2017)	3
Figura 3. Evolución de la energía eléctrica renovable y no renovable peninsular (REE 2017)	4
Figura 4. Porcentaje de conversión de cada tipo de fuente en potencia (BP Outlook 2017)	7
Figura 5. Diagrama T-s del ciclo de Carnot	12
Figura 6. Efecto del aumento de la temperatura de aportación de calor en un diagrama T-s de Carnot	13
Figura 7. Diagramas T-s y h-s ciclo de Rankine simple (ideal)	15
Figura 8. Rendimiento térmico vs Trabajo específico de un ciclo de Rankine simple (casi ideal)	16
Figura 9. Rendimiento exerético vs Trabajo específico de un ciclo de Rankine simple (casi ideal)	17
Figura 10. Ciclo de Rankine con recalentamiento (ideal)	18
Figura 11. Rendimiento térmico vs Trabajo específico del ciclo de Rankine con recalentamiento (casi ideal) (recalentamiento simple en la izquierda y doble en la derecha)	19
Figura 12. Rendimiento exerético vs Trabajo específico del ciclo de Rankine con recalentamiento (casi ideal) (recalentamiento simple en la izquierda y doble en la derecha)	20
Figura 13. Diagrama T-s del ciclo de Rankine ideal regenerativo (ideal)	21
Figura 14. Beneficio de n° de precalentadores vs salto de entalpía en precalentadores ([6])	21
Figura 15. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Rankine regenerativo (casi ideal)	22
Figura 16. Rendimiento exerético vs trabajo específico del ciclo de Rankine regenerativo (casi ideal)	23
Figura 17. Factor de Carnot vs variación de T <sub>03</sub> y P <sub>03</sub>	24
Figura 18. Diagrama T-s del ciclo de Brayton simple no regenerativo (ideal)	25
Figura 19. Rendimiento térmico vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple no regenerativo (casi ideal)	26
Figura 20. Rendimiento exerético vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple no regenerativo (casi ideal)	27
Figura 21. Diagrama T-s del ciclo de Brayton simple regenerativo (ideal)	28
Figura 22. Rendimiento térmico vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple regenerativo (casi ideal)	29
Figura 23. Rendimiento exerético vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple regenerativo (casi ideal)	30
Figura 24. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo (ideal)	31
Figura 25. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo (casi ideal)	32
Figura 26. Rendimiento exerético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo (casi ideal)	33
Figura 27. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo (ideal)	34
Figura 28. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo (casi ideal)	34
Figura 29. Rendimiento exerético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo (casi ideal)	35

Figura 30. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (ideal)	36
Figura 31. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (casi ideal)	37
Figura 32. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (casi ideal)	37
Figura 33. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (ideal)	38
Figura 34. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (casi ideal)	39
Figura 35. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (casi ideal)	40
Figura 36. Factor de Carnot vs $P_{03}$ para el ciclo de Brayton	41
Figura 37. Variación del factor de Carnot en un ciclo de Brayton simple para diferentes temperaturas	42
Figura 38. Esquema de una planta de ciclo combinado	43
Figura 39. Valores orientativos de “Pinch Point y “Approach Point”	44
Figura 40. Rendimiento térmico de un ciclo combinado simple vs trabajo específico (casi ideal)	45
Figura 41. Rendimiento exergético de un ciclo combinado simple vs trabajo específico (casi ideal)	46
Figura 42. Modelo simplificado de una turbina de gas con recalentamiento	47
Figura 43. Rendimiento térmico de un ciclo combinado con recalentamiento vs trabajo específico (casi ideal)	47
Figura 44. Rendimiento exergético de un ciclo combinado con recalentamiento vs trabajo específico (casi ideal)	48
Figura 45. Factor de Carnot de los ciclos combinados vs $T_{03}$	49

# NOTACIÓN

---

CF	Factor de Carnot
$P_{01}$	Presión de entrada al compresor
$P_{02}$	Presión de salida del compresor
$P_{03}$	Presión de entrada a la turbina
$P_{04}$	Presión de salida de la turbina
$Q_{ap}$	Calor aportado
$Q_{ced}$	Calor cedido
Reg.	Regenerativo
RH	Recalentamiento intermedio (Reheat)
$T_{ap}$	Temperatura de aportación de calor
$T_{ced}$	Temperatura de cesión de calor
$T_{01}$	Temperatura de entrada al compresor
$T_{02}$	Temperatura de salida del compresor
$T_{02s}$	Temperatura de salida isentrópica del compresor
$T_{03}$	Temperatura de entrada a la turbina
$T_{04}$	Temperatura de salida de la turbina
$T_{04s}$	Temperatura de salida isentrópica de la turbina
$W_{\text{útil}}$	Trabajo útil
$W_{\text{rev}}$	Trabajo reversible
2RH.	Doble recalentamiento intermedio (Double reheat)
$\eta_{\text{Carnot}}$	Rendimiento de Carnot (%)
$\eta_{\text{ex.}}$	Rendimiento exergético (%)
$\eta_t$	Rendimiento térmico (%)



# 1 INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia, los ciclos de gas y de vapor, así como otros ciclos de producción de potencia, han experimentado innumerables intentos de mejora, ya sea de su rendimiento global, del trabajo que son capaces de desarrollar, o también a fin de minimizar las posibles pérdidas que puedan tener en su funcionamiento. Estas mejoras han afectado a las máquinas que componen los motores y también a los ciclos termodinámicos en los que se basa el funcionamiento de estos.

## 1.1 Situación actual de la demanda eléctrica mundial

La demanda actual de electricidad se cubre con diferentes fuentes de energía, que son explotadas mediante diferentes tecnologías, siendo el ciclo de gas, el ciclo de vapor, y los ciclos combinados las más relevantes tradicionalmente junto a las centrales hidroeléctricas. En este apartado se tratará de evaluar qué tendencia ha seguido la producción de electricidad en los últimos años y en qué punto se encuentran los combustibles fósiles en dicha producción, ya que los ciclos que queremos analizar posteriormente se sirven en mayor medida de su uso para funcionar.

Según los últimos datos registrados que nos proporciona la Agencia Internacional de la Energía (año 2015), la producción mundial de electricidad por cada país se distribuye de la siguiente manera:

Country	Value [TWh]	Country	Value [TWh]	Country	Value [TWh]
China	5840	Italy	281.56	Viet Nam	153.28
United States	4300	Iran	280.63	Malaysia	150.12
India	1380	Spain	277.79	Argentina	144.96
Russia	1070	Turkey	261.78	Norway	143.92
Japan	1040	Chinese Taipei	254.99	United Arab Emirates	127.37
Canada	670.74	Australia	252.28	Venezuela	117.59
Germany	640.97	South Africa	246.74	Pakistan	110.86
Brazil	581.65	Indonesia	233.98	Netherlands	110.07
France	563.49	Egypt	181.98	Kazakhstan	106.47
Korea	549.23	Thailand	177.76	Czech Republic	82.62
Saudi Arabia	338.34	Poland	164.34	Philippines	82.41
United Kingdom	336.36	Ukraine	162.11	Chile	75.39
Mexico	311.14	Sweden	161.93	Rest	<70

Tabla 1. Producción de electricidad mundial (AIE 2016)

De manera general, se puede ver cómo la producción de electricidad es elevada en todo el mundo. Esta producción tan alta concuerda con la importancia que tiene la electricidad en el mundo actual, ya que sin ella sería muy costoso realizar labores de nuestra vida cotidiana. La densidad de población en cada país y su economía también es un factor para tener en cuenta para la demanda de electricidad.

Si se realiza una mirada más exhaustiva de cómo producen estos países la electricidad, nos damos cuenta de que la mayoría de esta se produce a partir de combustibles fósiles en muchos países, como los países del norte de África o parte del continente asiático (Figura 1). Esta dependencia se está tratando de reducir debido a los efectos que ello provoca en la atmósfera, como el ya conocido cambio climático, por culpa de las emisiones de CO<sub>2</sub>, aunque de momento no se ha reducido considerablemente la utilización de dichos combustibles fósiles. Esto se debe en gran parte a las economías emergentes como lo puede ser la India y otras economías asiáticas, que son el principal consumidor de los combustibles fósiles al ser una energía barata, y relativamente fácil de producir. Por ejemplo, el uso del carbón para la producción de energía en la India se encuentra en un 10% del consumo mundial actualmente, y se pronostica que para el 2040 su participación a nivel mundial llegue al 25%. Además, ofrece al productor y al consumidor una cierta regularidad a la hora de producir electricidad, ya que, si lo comparamos con otras formas de producción como puede ser la energía eólica, o la energía solar, dependen mucho de factores externos como puede ser el clima o la situación geográfica. Según el estudio energético que realiza la empresa BP [11], la demanda mundial de combustibles fósiles, como el carbón, disminuye de forma general si lo comparamos con los datos de los últimos 25 años, donde el carbón era la principal fuente de energía en la mayoría de los países, pero de forma mínima, casi imperceptible. De esta manera, en países como China, si bien se pronostica una bajada de su uso, el uso del carbón aún supondrá el 40% de la producción mundial en el año 2040.

En los países que se encuentran dentro de la OCDE (Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos), se ha intentado frenar su consumo debido a las nuevas políticas ambientales impulsadas en los distintos gobiernos de los países que la componen, excepto en EE. UU. donde la bajada de precio del gas natural sigue promoviendo su utilización. Aun así, el uso de estos combustibles fósiles no ha dejado de ser importante a nivel mundial.

#### Share of fossil fuels in electricity (%) (2015)

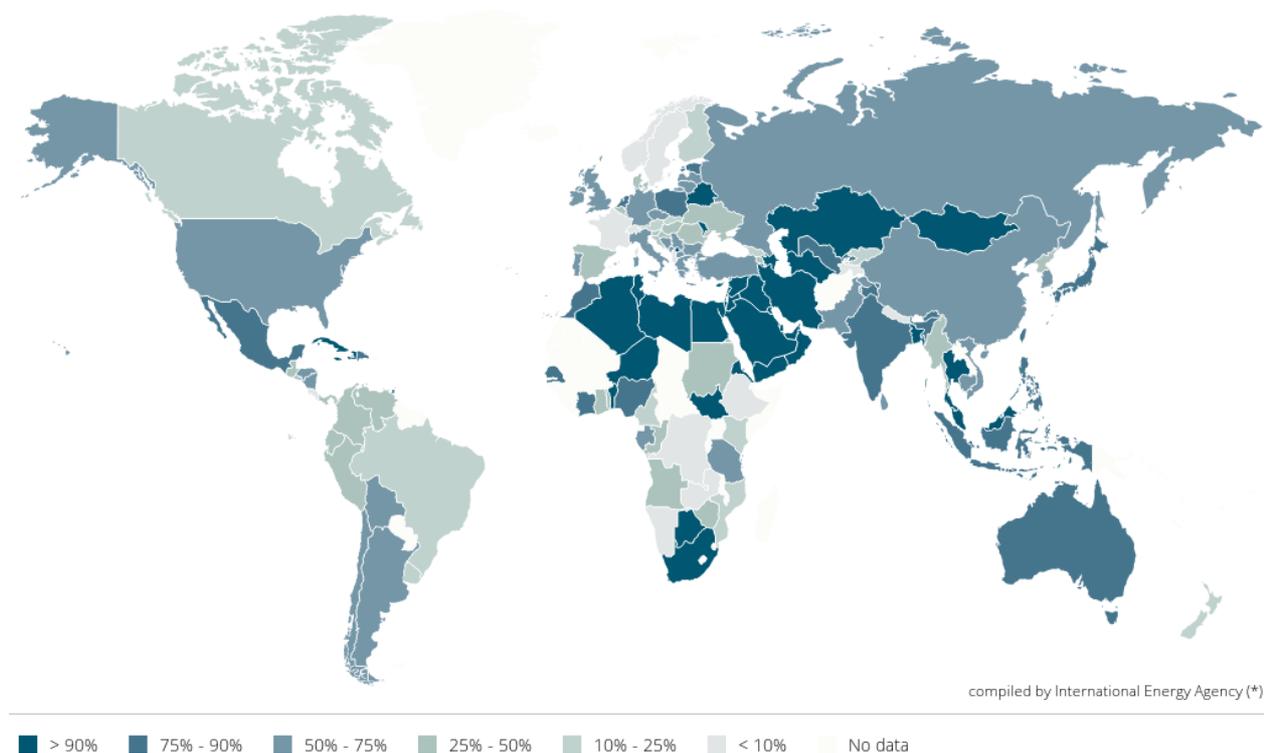


Figura 1. Producción de electricidad a partir de combustibles fósiles (IEA 2016)

Es el gas natural una ventana emergente dentro de las propias fuentes de energía. Según la previsión realizada en el documento BP Outlook [15], la tendencia de crecimiento está muy arraigada debido a la fuerte demanda, su bajo coste, y su cada vez más amplia red de distribución, que hace que esté disponible en muchas partes del mundo. Y es que son muchas las industrias que están demandando gas natural para sus procesos, y para su continua industrialización, y desarrollo de su economía, ganándole terreno al propio carbón. También ha aumentado su participación a nivel doméstico, donde su uso para la climatización o para las calderas ACS es cada vez más regular. Y se usa también en el sector transporte, sobretodo en los camiones y en los barcos donde está teniendo una tasa de crecimiento de las más elevadas.

Actualmente el uso de estos combustibles fósiles preocupa a la comunidad internacional debido al aumento considerable, como se ha comentado previamente, de las emisiones de CO<sub>2</sub>. Aunque ya hemos visto que hay

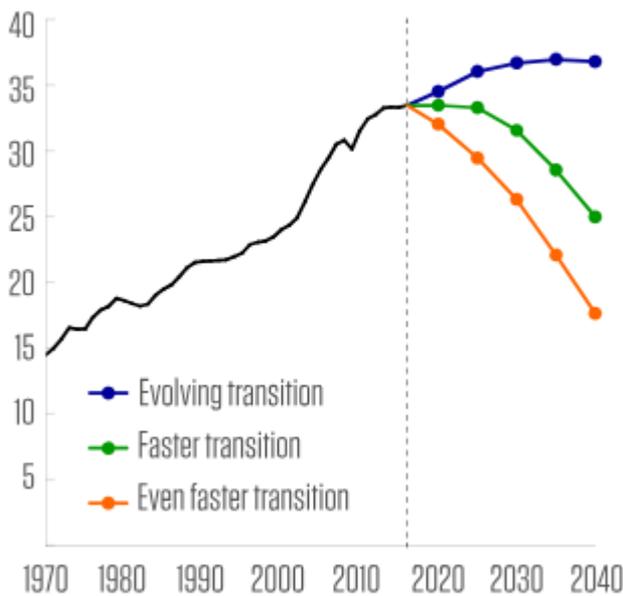


Figura 2. Evolución temporal de las emisiones de CO<sub>2</sub> en billones de toneladas (BP Outlook 2017)

países que necesitan de su uso para subsistir, a pesar de la preocupación sobre el estado del planeta, es necesario observar cómo han cambiado estas emisiones a lo largo del tiempo a fin de reducirlas en la medida de lo posible. La reducción de estas emisiones conseguirá, según la comunidad científica, un aumento de la calidad del aire, y bajar la temperatura de la tierra. En definitiva, paliar los efectos del llamado cambio climático. Posteriormente veremos en este proyecto la viabilidad de abordar este problema, o si por el contrario es complicado debido a la viabilidad técnica actual en algunos países.

Como se puede observar en la figura 2 el incremento en las emisiones ha aumentado de manera pronunciada en los últimos 20 años. Además, según las predicciones, se va a seguir aumentando a no ser que se cambie el escenario donde nos encontramos, en cuyo caso se espera que vayan bajando considerablemente a lo largo del tiempo.

Es en este cambio donde entran en juego las llamadas energías renovables. Son estas las que se espera sean las que cambien el escenario actual del uso de otros combustibles que no favorezcan el cuidado del planeta. Dentro de las mismas se puede incluir la energía eólica, la energía solar, o la energía producida a partir de biomasa entre otras. Estas formas de conversión de energía, tanto para la producción de electricidad como para otros usos, no contaminan tanto como las demás, pero presentan retos tecnológicos de cara a su sostenibilidad, fundamentalmente en relación a los sistemas de almacenamiento, y a la influencia de las condiciones de contorno. Hay que tener en cuenta que por ejemplo la energía que se consigue a partir de centrales solares es puramente diurna, por lo que habría que tener sistemas de almacenamiento de gran capacidad que fueran capaces de hacer frente a la demanda nocturna, que, aunque menor, no es despreciable. Aun así, en el futuro próximo se espera que aumente su uso en la producción de electricidad un 50% en lo que a potencia instalada se refiere. Como se acaba de ver, el desarrollo de la tecnología todavía necesita importantes avances, pero se espera un impulso grande en el desarrollo de esta que sería lo que provocaría el aumento a nivel mundial del uso de estas fuentes de energía. Es China seguida de la India las dos principales potencias de las que se espera un crecimiento más remarcable a lo largo de los próximos años. Las energías que se pronostica que serán las que tienen mayor recorrido son la solar y la eólica, aun así, como se ha comentado previamente, siempre tendrán el hándicap de su dependencia con las condiciones climáticas, por lo que estarán sujetas de forma arraigada al desarrollo de su tecnología. Además, se está intentando concienciar a los países de la necesidad de apostar por este tipo de energías, y así conseguir tener las mismas prestaciones con un consumo más responsable. También es conveniente preguntarse si el uso de estas fuentes, o la implantación de estas no viene motivado por el uso previo de fuentes de energía que aumenten las emisiones. Como ejemplo, sabemos que un coche eléctrico no contamina el medioambiente, pero, la energía que se ha utilizado para su fabricación ¿de dónde procedía?

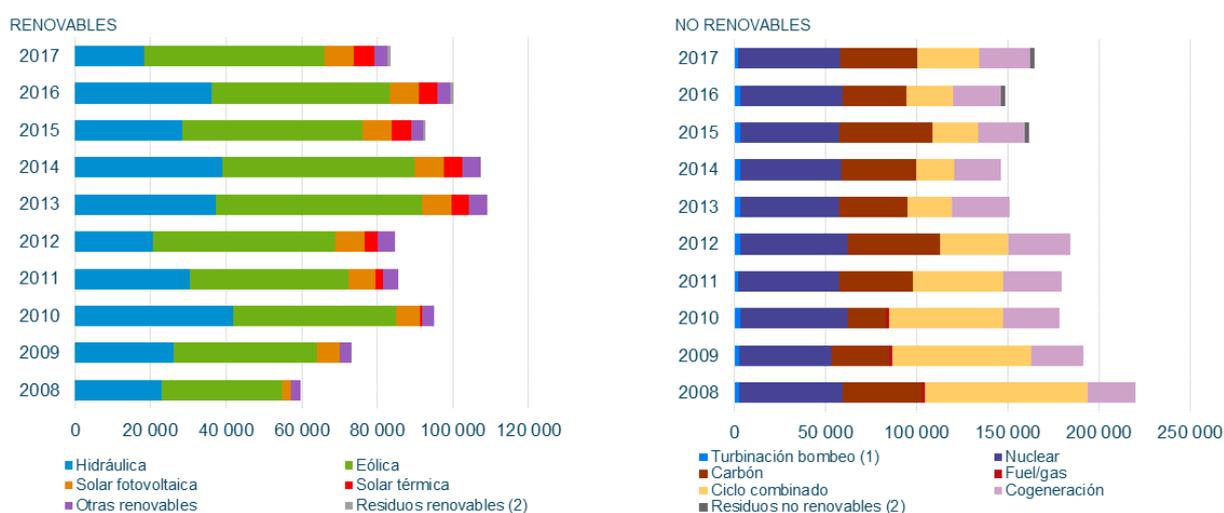
De esta manera, hay que tener en cuenta, que el análisis y el cambio hay que realizarlo desde un punto de vista global, teniendo en cuenta todos los factores que afectan tanto a la producción de electricidad como a la situación mundial en términos de contaminación.

## 1.2 Situación actual de la demanda eléctrica en España

A parte de ver cómo ha cambiado el paradigma energético a nivel mundial, también es conveniente ver cómo ha sido la demanda eléctrica de España en los últimos años, y pronosticar su evolución para años posteriores. La demanda de electricidad en España está al alza si comparamos la progresión que ha seguido los últimos 10 años. Este aumento no ha llegado a su máximo, alcanzado en 2008 pero sí que nos da una idea de que el uso se va incrementando a lo largo de los últimos 4 años. Como es normal, prácticamente la totalidad de la demanda (94%) viene de la península, donde se concentran el grueso de la población y el núcleo de la industria en España. Es la industria la que engloba el 30% del consumo, seguido del sector servicios (13%). Por otro lado, la demanda en otros sectores se ha visto aumentada en un 4,7% respecto al año 2016. En los sistemas no peninsulares, por su parte, se ha recogido un ascenso de la producción, siendo este aumento debido al aumento de la producción en las centrales de carbón en las Baleares, en detrimento de los ciclos combinados. Las centrales de carbón son las más importantes dentro del mix energético de la producción. Esto ha llevado a un descenso del intercambio entre la península y Las Baleares que ha supuesto un descenso de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Los máximos de la demanda eléctrica en España fueron de 41381 MW, muy lejos de la potencia que hay instalada en nuestro país, que es de 104122 MW. Esto nos hace preguntarnos el porqué de tanta potencia instalada si no se usa dentro de nuestras fronteras. La respuesta a esta pregunta es que parte de la energía que se produce en nuestras centrales se lleva a otros países como Francia, Andorra, Portugal, o Marruecos. Aun así, la potencia instalada es mucho mayor que la demanda global, contando las exportaciones. Solo un 3,6% de la demanda nacional se cubrió con importaciones realizadas de los países vecinos, reduciéndose esta importación por segundo año consecutivo.

En cuanto a cómo se ha producido esta energía, ha habido un repunte de las energías no renovables el último año. En 2017 el 22,4% se produjo en centrales nucleares, el 19,1% en eólica, el 17,1% en carbón, el 13,6% en ciclos combinados, y el 7,4% en hidráulica. La energía restante se repartió entre centrales solares y cogeneración.



(1) Turbinación de bombeo puro + estimación de turbinación de bombeo mixto.

(2) Generación incluida en otras renovables y cogeneración hasta el 31/12/2014.

Figura 3. Evolución de la energía eléctrica renovable y no renovable peninsular (REE 2017)

Si observamos la figura 3 vemos cómo se ha aumentado la producción mediante energías renovables desde el año 2008, y que, aunque la producción según fuentes no renovables se ha reducido, sigue formando parte importante de la producción nacional. Se puede ver el claro aumento de la energía eólica, y un remarcable descenso del uso de los ciclos combinados, que tuvieron una época de esplendor en los años 2008, 2009, y 2010. Por su parte la energía nuclear se ha mantenido prácticamente constante al igual que la energía conseguida a través de las centrales de turbinación por bombeo. La energía hidráulica este año no ha tenido sus mejores números, quizás debido al descenso de las precipitaciones este último año.

Como se ha revisado en el ámbito mundial es conveniente estudiar cómo han sido las emisiones de dióxido de carbono en nuestro país. Estas emisiones han aumentado de forma considerable este último año debido a que el uso del carbón ha aumentado. Este valor asciende a los 74,9 millones de toneladas, un 17,9% más que el año anterior. No obstante, el nivel de emisiones ha descendido un 33% desde hace 10 años y que más del 50% de la energía que se ha producido ha sido gracias a fuentes que no liberan CO<sub>2</sub>. El precio medio que ha tenido la energía en el mercado ha sido de 60,6 €/MWh, por lo que ha subido respecto del año 2016 en un 25,1%.

En definitiva, se puede concluir que la tendencia de la producción de energía, tanto a nivel mundial como en nuestro país, es a ir hacia las energías renovables, aunque se demuestra que las energías llamadas “tradicionales” tienen aún mucho que decir en el sector.



## 2 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

Una vez evaluada la demanda de electricidad mundial y española, y antes de analizar las tecnologías que ofrecen el ciclo de vapor, el ciclo de gas, y los ciclos combinados, es conveniente hacer una valoración de cuáles son los objetivos que se tienen en este proyecto, y qué ha llevado al estudio de estos.

Según plantea John Güllen [2], si se hace un estudio básico sobre la tecnología que ha seguido los ciclos de gas y de vapor a lo largo del tiempo, se ve una línea asintótica en su desarrollo y en la eficiencia que se consigue en los mismos. Es conveniente, por tanto, hacer una evaluación profunda de cómo se ha seguido este camino, y saber cómo integrar las nuevas tecnologías con las ya existentes. De esta manera sabremos si estamos siguiendo un camino adecuado, haciendo que aumente la eficiencia del ciclo y al mismo tiempo se reduzcan las irreversibilidades asociadas al mismo, o si, por el contrario, estamos empeñados en seguir una línea de desarrollo que se centra únicamente en los aspectos térmicos, y se olvida de las pérdidas. Además, es conveniente saber si la mejora que se obtiene es apreciable si se compara con el esfuerzo que supone conseguirla.

Se ha evaluado en la propia introducción de este proyecto cuál es la contribución de las diferentes fuentes de energía a la producción de electricidad en España y el mundo en la actualidad. A la vista del análisis que vamos a realizar será conveniente hacer un mayor hincapié en los combustibles fósiles. Es cierto que esta tecnología tiene como punto negativo las emisiones que se producen, pero ¿por qué no han desaparecido si son tan perjudiciales? Pues bien, los combustibles fósiles son una fuente de energía que se lleva utilizando mucho tiempo en lo que a producción de electricidad se refiere. Es por eso, por lo que el arraigo que tiene a nivel mundial hace que sea una fuente de energía que haya que seguir considerando. Además, el acceso a ellos es relativamente fácil, debido a la gran red de distribución que hay a lo largo del mundo, y a los grandes yacimientos que hay tanto de carbón, como de petróleo o gas natural en todo el globo terráqueo. Muchos países ven en ellos una salida a su propia economía, de tal manera que le hagan crecer tanto a nivel económico como a nivel industrial, o, por otro lado, que tienen los combustibles fósiles como fuente más cercana de la que sacar provecho. Se puede observar en la figura 4 cómo el uso del carbón ha disminuido, pero a lo largo de su historia su consumo ha sido prácticamente constante en proporción a la producción de electricidad. Sorprendentemente, se ve como a pesar de las políticas implantadas por los gobiernos, y la irrupción de las energías renovables, el marco mundial del consumo de combustibles fósiles no ha decrecido considerablemente, siendo el mismo prácticamente que hace 25 años.

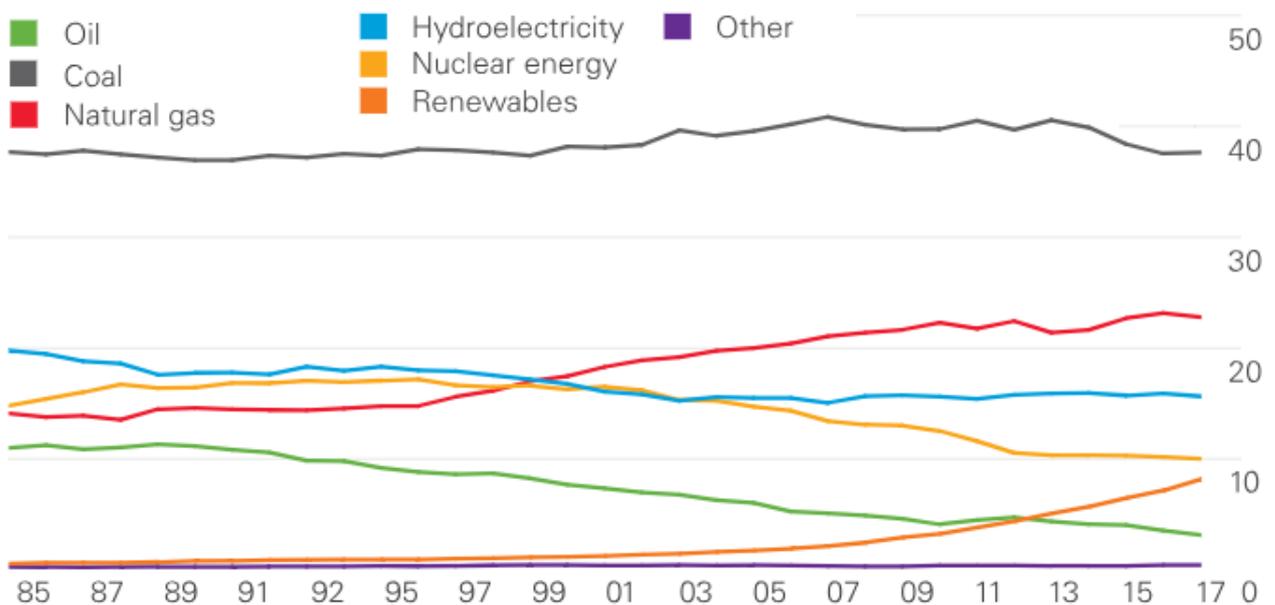


Figura 4. Porcentaje de conversión de cada tipo de fuente en potencia (BP Outlook 2017)

Una de las razones por la que los combustibles fósiles no han mermado su uso es su precio. Si comparamos el precio del carbón o el petróleo con el precio de otras energías vemos cómo el coste de sacar energía del carbón es más barato si lo comparamos con el de otras fuentes de energía. Actualmente, las políticas desarrolladas en ciertos países premian la implantación de métodos de producción que no dañen el medioambiente. Estas ayudas económicas hacen que el precio se iguale de alguna manera, pero está claro que, si no existiesen estas concesiones, se tomaría el carbón y otros combustibles fósiles como fuente de energía, si esta motivación fuera puramente económica. Por ello, se ha visto en la figura anterior que a pesar de las contraindicaciones que poseen los combustibles fósiles, no se ha disminuido su uso prácticamente nada en los últimos años.

Otro motivo que se puede dar a la utilización de dicha fuente es la seguridad de suministro que proporciona. Por un lado, la red de distribución de combustibles fósiles en todo el mundo está desarrollada plenamente. Además, los yacimientos de estos combustibles, aunque no sean de una calidad óptima, están por todo el planeta, por lo que su transporte y uso es sencillo. Por otro lado, la tecnología de las centrales que usan este tipo de combustibles está más que contrastada, sabiendo que a la hora de suministrar una cierta demanda de potencia no va a haber problema de fiabilidad, caso que pasaría con algunas energías renovables pues su dependencia de factores externos hace que no se pueda confiar plenamente en su seguridad de suministro.

Por otra parte, la implantación de estas tecnologías tiempo atrás, ha dejado un número de instalaciones muy elevado comparado con la demanda que existe en los distintos países. Es por esto por lo que existe un parque industrial de centrales que trabajan con combustibles fósiles que no es despreciable, y que no se pueden cerrar de golpe debido a la inversión que se realizó en su día y al impacto económico y social que ello causaría en el país. Por lo tanto, hay que darles uso a estas centrales e incluirlas en la puja energética de cada territorio.

Aun así, desde que se empezaran a usar los combustibles fósiles, se han ido desarrollando diferentes tecnologías que buscan optimizar el rendimiento de la conversión de la energía almacenada en los mismos. Para evaluar este avance, se definen distintos parámetros de las plantas de producción de potencia que hacen uso de estos combustibles. La primera variable significativa es el rendimiento térmico, denotado por  $\eta_t$ , que se definirá como relación entre el trabajo desarrollado por el ciclo termodinámico,  $W_{\text{útil}}$ , y la energía interna aportada al ciclo,  $Q_{ap}$ . Aplicando el primer principio de la Termodinámica e introduciendo el calor cedido por el ciclo,  $Q_{ced}$ :

$$\eta_t = \frac{Q_{ap} - Q_{ced}}{Q_{ap}} = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_{ap}}$$

El rendimiento térmico evalúa el trabajo útil producido por el ciclo respecto a la energía aportada por este. De todas formas, aunque el rendimiento térmico sea alto, puede ocurrir que las irreversibilidades del ciclo también sean elevadas, por lo que se hace necesario medir la eficiencia exergética. Este rendimiento se define como el cociente entre la diferencia de calor aportado y cedido por el ciclo (como medida del trabajo útil del mismo en virtud del primer principio de la Termodinámica) y el trabajo del ciclo reversible que trabaja entre las mismas condiciones extremas; es decir, el mayor trabajo disponible puesto a disposición del ciclo. También se puede definir como el trabajo útil entre el trabajo reversible, o lo que es lo mismo uno menos el área de la irreversibilidad del ciclo dividido (en un diagrama del mismo que represente la temperatura y la entropía específica) entre el trabajo del ciclo reversible:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{ap} - Q_{ced}}{Q_{ap,rev} - Q_{ced,rev}} = \frac{W_{\text{útil}}}{W_{rev}} = 1 - \frac{A_{irrev}}{W_{rev}}$$

El rendimiento exergético es en muchas ocasiones olvidado a la hora de evaluar cómo funciona un sistema térmico, pero es de especial relevancia ya que da datos que no se deben de pasar por alto cuando hablamos de logros conseguidos a lo largo del tiempo. Siempre vamos a querer que tanto el rendimiento térmico como el rendimiento exergético crezcan, consiguiendo cada vez una planta óptima. Además, el aumento de estas eficiencias hará que consigamos disminuir las emisiones de gases a la atmósfera, mejorando la calidad del ambiente.

Abundando en los argumentos anteriores, la búsqueda de la mayor eficiencia térmica se ha realizado

históricamente incrementando los parámetros de operación tanto en presión como, fundamentalmente, en temperatura. No obstante, si bien este camino ha producido los efectos deseados, no es menos cierto que el rendimiento exergético puede no haber subido, incluso puede haber bajado, en este camino. Esto implica que los ciclos termodinámicos han basado su evolución en búsqueda de mayores eficiencias solamente en el primer principio de la Termodinámica, dejando de lado el segundo y no considerando la aproximación al ciclo ideal (reversible) como modo de mejorar la eficiencia de la producción de energía eléctrica. A la vista de esto, está claro que nuestro objetivo será aumentar tanto el rendimiento térmico como el rendimiento exergético de la planta para de esta manera garantizar un aumento de las prestaciones del ciclo, o en su defecto aumentar alguno de los dos sin perjudicar al otro rendimiento de esta.

Las preguntas que debemos hacernos son: ¿Se ha llegado a un límite en el empleo de estas técnicas de optimización? ¿Se ha aumentado de la misma manera el rendimiento exergético de la planta que el rendimiento térmico?, o lo que es lo mismo, ¿Se ha aprovechado de manera correcta la energía disponible en el ciclo, o se ha introducido cada vez más irreversibilidades a costa de aumentar el rendimiento térmico y conseguir un mayor trabajo?, O, por el contrario, ¿Hemos aumentado el rendimiento exergético de la planta manteniendo el rendimiento térmico?

En definitiva, trataremos de evaluar el camino recorrido por la tecnología a lo largo del tiempo, viendo cual es el camino recorrido por esta, y ver si es necesario cambiar la forma de mejorar nuestra tecnología investigando nuevos métodos de mejora, o seguir por el camino actual aumentando la temperatura de entrada a la turbina de manera indiscriminada.



## 3 EL CICLO DE CARNOT COMO CICLO DE REFERENCIA

Nicolás Sadi Carnot (1769 – 1832), ingeniero militar francés, propuso un ciclo ideal conocido como *el ciclo de Carnot* en el año 1824. Tomando como referencia las experiencias de Joule, base del primer principio de la termodinámica, consiguió con este ciclo dar un paso importante hacia lo que años más tarde se conocería como el segundo principio de la termodinámica, enunciado por William Thomson y Rudolf Clausius.

Este ciclo, aunque no era real, ya que la sucesión de procesos que se realizan no es posible en la realidad (procesos reversibles), se mostraba como el ciclo de referencia en términos termodinámicos, ya que permitía el máximo rendimiento posible, tanto térmico como exergético (aunque a costa de un trabajo específico muy bajo), y daba una idea de cuál sería el límite al que se desea llegar en cualquier ciclo de producción de potencia. De alguna manera, el estudio de este ciclo responde a la necesidad del hombre de tener una referencia a la hora de maximizar las prestaciones (rendimiento) de los ciclos que se usan en la realidad. Por lo tanto, a la hora de comparar prestaciones en los ciclos, se hará siempre alusión al ciclo de Carnot, usando lo que se ha denominado Factor de Carnot que se define como el cociente entre el rendimiento térmico del ciclo bajo estudio y el rendimiento térmico del ciclo de Carnot que trabaje entre las mismas temperaturas extremas:

$$CF = \frac{\eta_t}{\eta_{t,Carnot}}$$

### 3.1 El principio de Carnot

Antes de explicar cómo funciona el ciclo de Carnot, es necesario poner fundamento a la afirmación realizada previamente; esto es, por qué se toma el ciclo de Carnot como ciclo de referencia. Por ello hay que hacer mención al primer y segundo principio de la termodinámica.

El primer principio define que la suma del calor (neto) absorbido y el trabajo (neto) desarrollado por un sistema es igual a la variación de energía interna del propio sistema ( $\delta Q + \delta W = dU$ ). Este principio está probado con la experiencia, pues no se ha encontrado un sistema real que lo contradiga. Un sistema que incumpliera el primer principio de la termodinámica, es decir, que fuera capaz de generar trabajo sin cualquier otra interacción con el ambiente o a partir de un impulso inicial solamente, o crease energía por sí sola, se denominaría máquina de movimiento perpetuo de primera especie.

El segundo principio de la termodinámica según el enunciado de Clausius dice que *“Es imposible construir una bomba calorífica que operando de un modo continuo sea capaz, como único resultado, de transferir calor de un recinto a otro de mayor temperatura. Para que este proceso tenga lugar es necesario entregar a la bomba calorífica cierta cantidad de energía (en forma de trabajo). Por lo tanto, el coeficiente de eficiencia nunca será infinito”*. Por otro lado, si escogemos el enunciado de Kelvin-Planck tenemos que *“Es imposible construir una máquina que operando de modo continuo sea capaz, como único resultado, de absorber calor de una sola fuente térmica y realizar una cantidad equivalente de trabajo”*. Estos dos enunciados, aunque diferentes, son equivalentes entre sí. Si evaluamos ahora las afirmaciones que hizo Carnot sobre su ciclo veremos que son ciertas, pues de no serlo violaría el segundo principio de la termodinámica.

Carnot postuló que ninguna máquina reversible trabajando entre dos reservorios de energía a diferente temperatura podía tener una eficiencia superior a la eficiencia del ciclo enunciado por él mismo. A modo de ejemplo, si suponemos que tenemos una máquina de Carnot funcionando como máquina térmica que absorbe un calor  $Q_1 = 50$  de un foco caliente y proporciona un trabajo  $W_c = 20$ , debe ceder una energía térmica igual a  $Q_2 = 30$  al foco frío. Si definimos el rendimiento como el trabajo útil entre el calor aportado al ciclo tenemos que el rendimiento del ciclo es del 40%.

Si tenemos ahora una máquina que tiene un rendimiento del 50%, y debería suministrarle a la máquina de Carnot un trabajo igual para que pudiese funcionar como una bomba calorífica, el calor necesario aportado a la máquina

sería de 40. Luego el flujo de calor hacia el foco frío sería, por el primer principio, igual a 20. De esta manera se produciría un flujo neto de calor del foco frío al foco caliente de 10 unidades sin consumo de trabajo, lo que lo convertiría en una máquina de movimiento perpetuo de segunda especie, es decir una máquina que viola el segundo principio de la termodinámica. De esto concluimos la veracidad de la afirmación que hacía Carnot.

Una segunda afirmación nos dice que dos máquinas reversibles que trabajan entre dos focos a diferente temperatura no pueden tener diferente rendimiento. A esta conclusión se llega haciendo el mismo razonamiento que para la primera afirmación de Carnot. Una máquina que realizara trabajo absorbiendo trabajo de una única fuente de energía sin más intercambio con el ambiente sería una máquina que violase este principio, y se conocería como móvil perpetuo de segunda especie. En base a estos dos principios, el ciclo de Carnot, aunque no realizable, es el ciclo que tiene el mayor rendimiento tanto térmico como exergético dados dos reservorios a diferente temperatura, por lo que de esta manera se justifica su elección.

### 3.2 Descripción del proceso

Una vez se ha puesto de manifiesto el sentido de coger el ciclo de Carnot como referencia, se va a evaluar cuáles son los procesos termodinámicos que lo componen. El ciclo se compone de cuatro procesos reversibles:

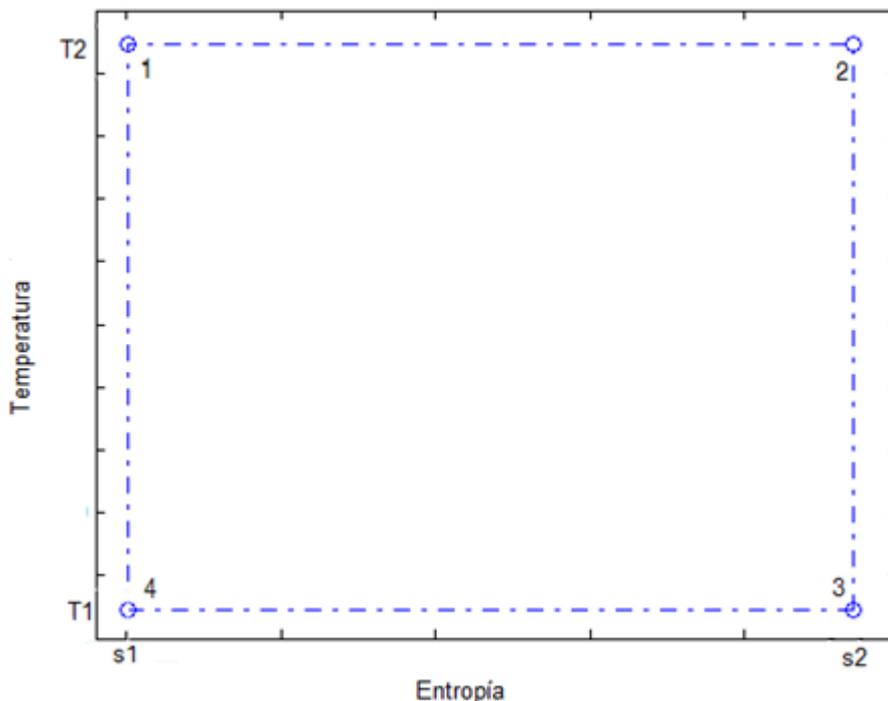


Figura 5. Diagrama T-s del ciclo de Carnot

- Expansión isoterma (proceso 1-2): el fluido de trabajo absorbe calor de un foco caliente de manera isoterma y reversible. En esta parte del proceso se desarrolla un trabajo que viene representado como el área bajo la curva 1-2 del diagrama T-s.
- Expansión isentrópica: en el proceso 2-3 se realiza una expansión isentrópica del fluido de manera que la temperatura desciende hasta la temperatura  $T_1$ .
- Compresión isoterma: en el proceso 3-4 el fluido comienza el camino de vuelta a su estado original. En esta parte del proceso se realiza una cesión isoterma de calor a un foco frío. Hay que tener en cuenta que el foco de cesión de calor debe estar a una temperatura infinitesimalmente inferior al fluido para que el proceso que se realice sea reversible. Al igual que antes se realiza un trabajo, representado por el área bajo la curva de esta parte del proceso del diagrama T-s.

- Compresión isentrópica: por último, se realiza una compresión isentrópica, en la que la temperatura crece desde la temperatura  $T_1$  hasta la temperatura  $T_2$ .

Por otro lado, se definirá el rendimiento térmico del ciclo de Carnot, siendo este una particularidad del rendimiento térmico, ya que, si el calor aportado y cedido por el ciclo se puede definir como  $T \cdot ds$ , y el salto de entropía es el mismo en los dos casos, este rendimiento se podría expresar como:

$$\eta_{Carnot} = \frac{Q_{ap} - Q_{ced}}{Q_{ap}} = \frac{(T_{ap} - T_{ced})}{T_{ap}} = 1 - \frac{T_{ced}}{T_{ap}}$$

Por lo que un aumento de la temperatura de aportación de calor, o una disminución de la temperatura de cesión de calor, influirá de manera positiva en el rendimiento.

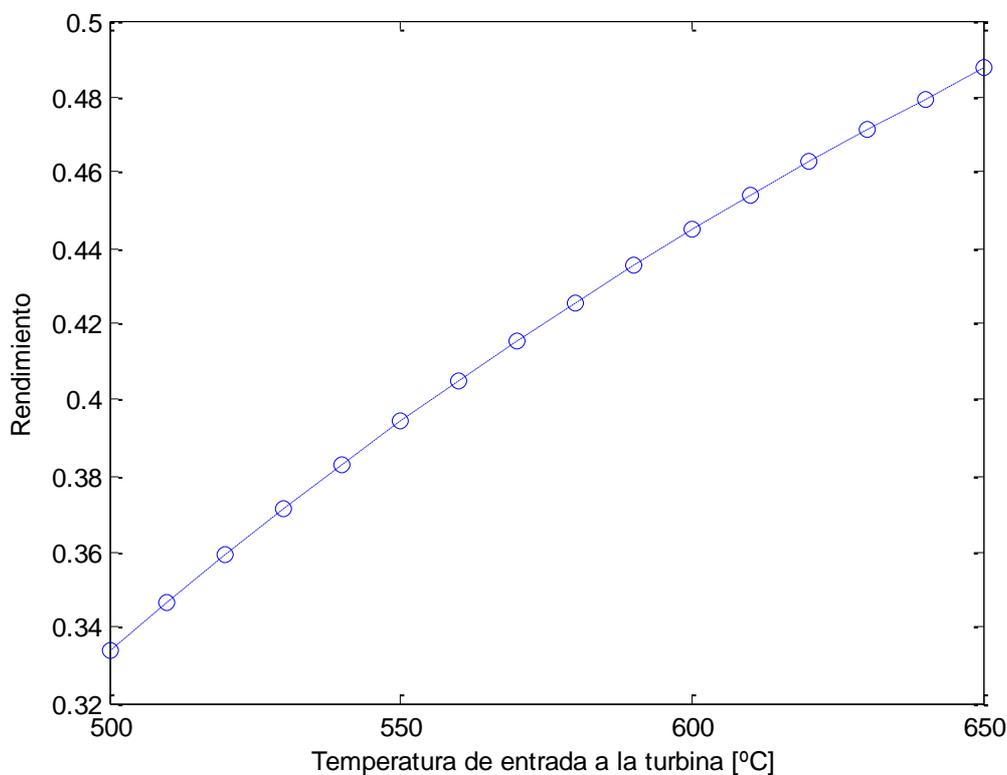


Figura 6. Efecto del aumento de la temperatura de aportación de calor en un diagrama T-s de Carnot

Si la aportación de calor no se realiza a temperatura constante, a diferencia de lo que ocurre en el ciclo de Carnot, será necesario definir el concepto de temperatura termodinámica media de aportación de calor:

$$\bar{T}_a = \frac{Q_2^3}{s_3 - s_2} = \frac{\int_2^3 T ds}{s_3 - s_2}$$

donde  $Q_2^3$  es el calor aportado entre los puntos 2 y 3 del ciclo. Del mismo modo se puede definir una temperatura termodinámica media de cesión de calor cuando dicha cesión no sea a temperatura constante:

$$\bar{T}_c = \frac{Q_4^1}{s_4 - s_1} = \frac{\int_4^1 T ds}{s_4 - s_1}$$

donde  $Q_4^1$  es el calor aportado entre los puntos 4 y 1 del ciclo. Estas temperaturas nos permitirán expresar el rendimiento del ciclo de forma análoga al de un ciclo de Carnot:

$$\eta_{eq,C} = 1 - \frac{\bar{T}_c}{\bar{T}_a}$$

De esta manera, si aumenta la temperatura termodinámica media de aportación de calor de un ciclo, o disminuye la temperatura termodinámica media de cesión de calor, se producirá un incremento de la eficiencia del ciclo.

# 4 EL CICLO DE RANKINE

El ciclo de Rankine debe su nombre a William John Macquorn Rankine (5/02/1820-24/12/1872) quien además de dedicarse a la investigación de diversas ramas de la ciencia, puso un gran interés en el desarrollo de la primera ley de la termodinámica. En este apartado se explicará la tecnología que usa el ciclo de Rankine y cómo ha sido su evolución a lo largo del tiempo. Además, se hará un análisis de cada variante del ciclo para ver cómo ha sido la mejora, y si cumple la máxima que tenemos cuando mejoramos un ciclo, esto es, aumentar el rendimiento térmico y exergetico de la misma.

## 4.1 Ciclo de Rankine simple

### 4.1.1 Descripción del proceso

En el ciclo de Rankine, conocido comúnmente como ciclo de la máquina de vapor, se hace circular un fluido, en este caso agua, en un ciclo cerrado que consta de cuatro componentes principales: *bomba*, *caldera*, *turbina*, y *condensador*. Estos cuatro elementos son los encargados de hacer funcionar el ciclo de manera que la bomba comprime el fluido de manera isentrópica (idealmente) hasta llevarlo a la presión de operación, consumiendo un trabajo en el proceso (1-2). Se produce un ligero aumento de la temperatura del fluido debido a la compresión adiabática del mismo, si bien este calentamiento es casi imperceptible si se compara con la posterior adición de calor en la caldera (proceso 2-3). La caldera consta típicamente de tres procesos: incremento de temperatura del fluido a presión constante hasta la temperatura de saturación (economizador), cambio de fase también a presión constante (evaporador) y, finalmente, incremento de temperatura hasta la temperatura de entrada a la turbina (sobrecalentador). En el proceso 3-4 se expande el fluido en la turbina hasta la presión de condensación, generando de este modo un trabajo útil. Esta expansión se realiza, idealmente, de manera isentrópica. Por último, se condensa el fluido en un condensador a presión constante desde donde el agua es enviada de nuevo a la bomba de alimentación (4-1). En zonas donde el agua es escasa, el condensador suele estar refrigerado por aire (enfriamiento seco) mientras que donde existe disponibilidad de agua se prefiere este refrigerante porque permite alcanzar presiones de condensación menores. Un problema muy conocido en el ciclo de Rankine simple es la condensación de agua en el proceso de expansión, en concreto en los escalonamientos de la turbina que trabajan a menor presión. La humedad, que puede alcanzar valores del 20%, es muy perjudicial ya que erosiona los álabes de la turbina haciendo que se reduzca el trabajo desarrollado en esta etapa de la expansión. Posteriormente veremos qué soluciones se han dado a esto para que no se produzca tanta humedad.

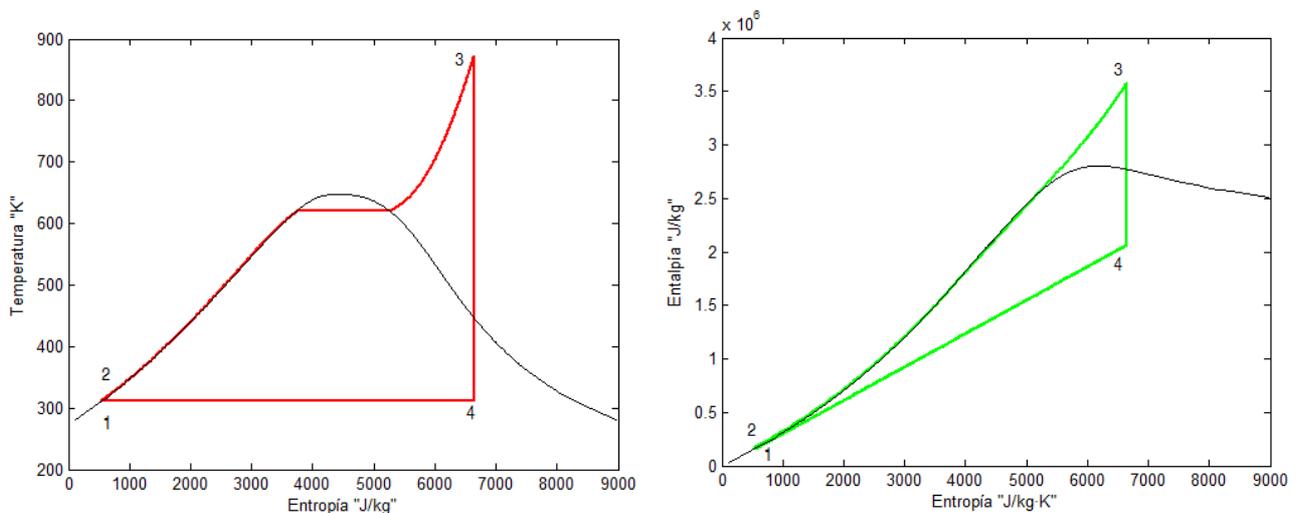


Figura 7. Diagramas T-s y h-s ciclo de Rankine simple (ideal)

El ciclo de Carnot equivalente al ciclo de Rankine descrito anteriormente sería aquel ciclo que trabajase entre la temperatura de condensación y la temperatura de entrada a la turbina, de manera que tuviese una compresión isentrópica, una adición de calor isoterma, una expansión isentrópica y una cesión de calor isoterma. Si queremos saber cómo se comporta este ciclo frente las variaciones de temperatura y de presión habrá que hacer un análisis variando los parámetros del mismo.

#### 4.1.2 Análisis del ciclo de Rankine simple (casi ideal)

Este análisis se ha hecho con la herramienta computacional MATLAB y para ello se ha considerado un ciclo casi ideal. Este ciclo no contempla irreversibilidades externas (fugas de calor en la caldera o pérdidas mecánicas en los ejes) ni tampoco pérdidas de carga en la instalación. Las únicas irreversibilidades contempladas son la de la compresión y expansión no isentrópicas (adiabáticas, pero no reversibles) en las turbomáquinas, asumiendo unos rendimientos de 80% para la bomba, y del 90% para la turbina. Estos valores se han tomado desde el lado de la seguridad, con tal de evaluar, no el valor exacto que toman los rendimientos sino la tendencia que siguen estos. Así se introducirá las pérdidas más relevantes que tiene el ciclo de Rankine real (o casi ideal) frente al ideal. Como fluido de trabajo se ha usado H<sub>2</sub>O puro. Tomar esta sustancia como fluido de trabajo no es del todo correcto, ya que no representa fielmente la realidad, pero diremos que los pequeños cambios que pueda introducir no variarán de forma significativa los resultados. Para el cálculo de las propiedades termodinámicas del ciclo se ha usado la librería de CoolProp. Finalmente, el intercambio de energía en cada equipo del ciclo se ha realizado mediante simple aplicación del primer principio de la Termodinámica y de la ecuación de continuidad, sin recurrir a modelos más complejos.

Se ha considerado una presión de condensación de 75 mbar, típica de un condensador refrigerado por agua. La presión de entrada a la turbina ha ido aumentando progresivamente entre los 25 y los 350 bar de presión, de forma que abarque todo el rango de actuación de los ciclos de vapor, por lo que el estudio se ha hecho para ciclos tanto subcríticos como supercríticos. La temperatura de entrada a la turbina varía entre 500 y 650 °C, de tal manera que se pueda ver cómo evolucionan los parámetros con un salto grande de temperaturas. En primer lugar, se va a analizar cómo cambia el rendimiento térmico a medida que se aumenta la presión en la entrada de la turbina (presión de vapor vivo).

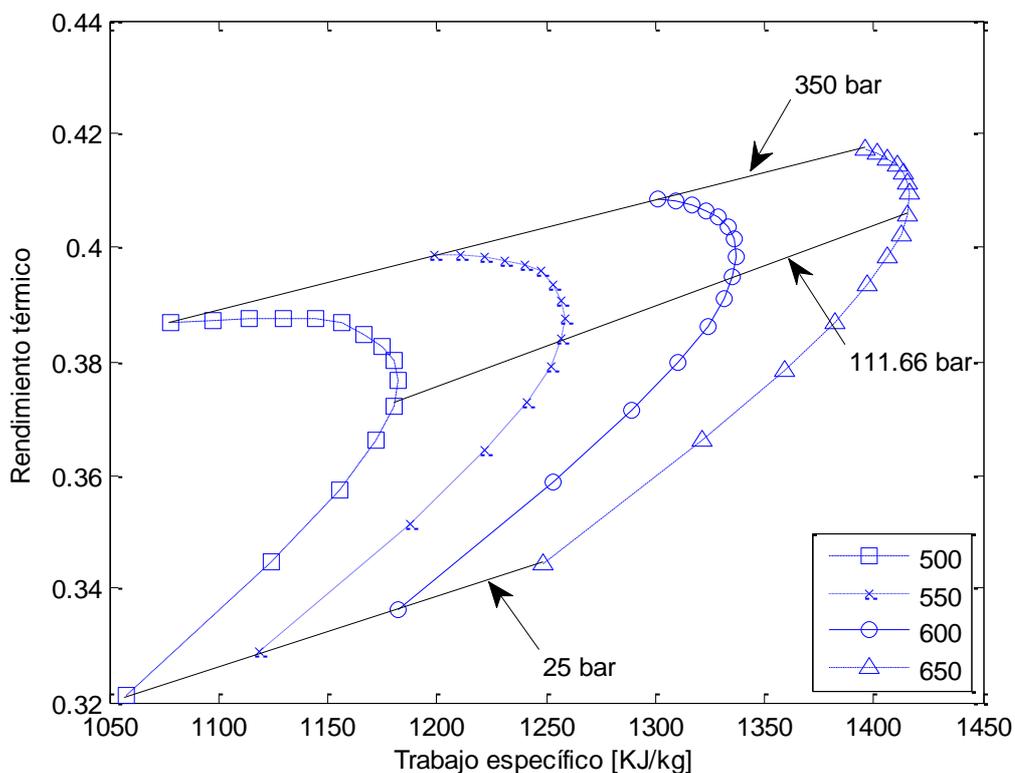


Figura 8. Rendimiento térmico vs Trabajo específico de un ciclo de Rankine simple (casi ideal)

En la figura 8 se observa cómo el trabajo específico desarrollado por el ciclo aumenta hasta llegar a un punto máximo donde comienza a caer. El punto de salto entálpico máximo corresponde a la máxima separación entre las líneas de presión de condensación y temperatura de vapor vivo en un diagrama de Molier. La presión que origina este cambio de tendencia es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura de vapor vivo.

Una vez alcanzada la presión que hace máximo el trabajo específico, se puede comprobar que el rendimiento del ciclo sigue aumentando, o lo que es lo mismo, que el cambio de tendencia para el rendimiento se experimenta a presiones más elevadas. Esto se debe a que la temperatura media de aportación de calor sigue aumentando, contrarrestando la pérdida de trabajo. En el momento que ambas pérdidas se igualan, el rendimiento alcanza su máximo, teniendo mayor peso la pérdida de trabajo que el incremento de la temperatura termodinámica media de aportación de calor.

Según se ha visto en la discusión anterior, el aumento de la temperatura y la presión de vapor vivo conlleva generalmente un aumento del rendimiento térmico y del trabajo específico desarrollado por el ciclo (salvo para presiones muy elevadas). Pero como bien se ha planteado en el comienzo de este proyecto, será conveniente evaluar la tendencia que ha seguido para las mismas condiciones el rendimiento exergético, de modo que se observe si el incremento del rendimiento energético está ocasionado por un incremento de las temperaturas extremas del ciclo o por una disminución de las irreversibilidades del mismo

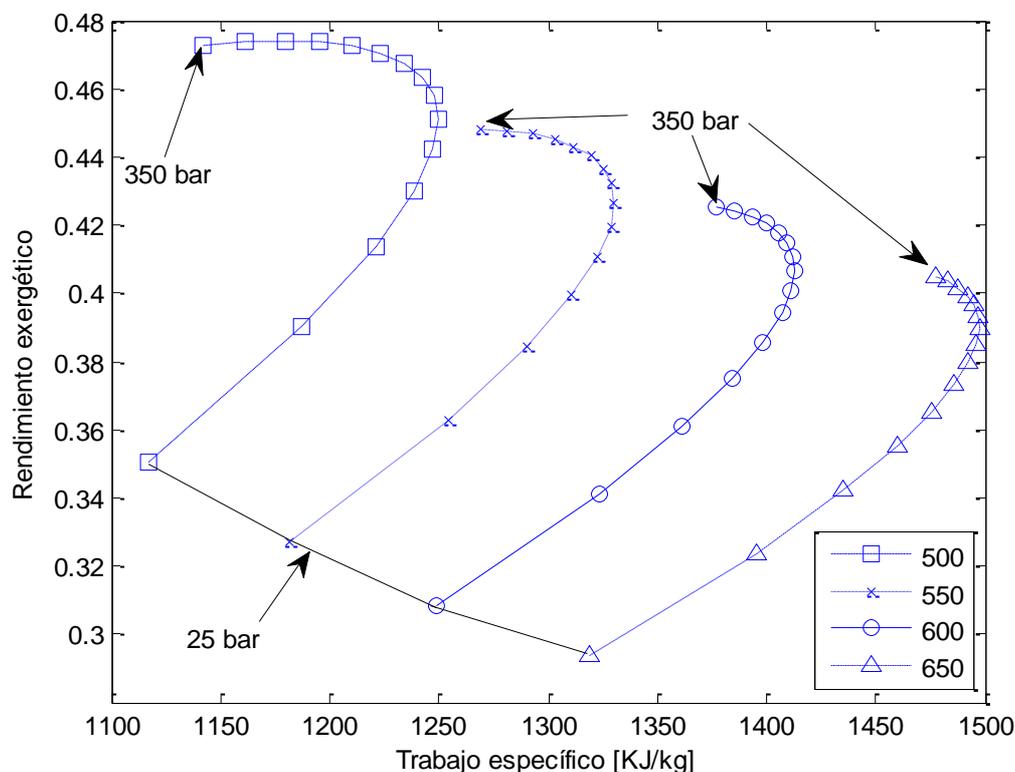


Figura 9. Rendimiento exergético vs Trabajo específico de un ciclo de Rankine simple (casi ideal)

Se puede observar en la figura 9 que el rendimiento exergético no sigue la misma tendencia que el rendimiento térmico. Es cierto que, a medida que aumenta la presión a temperatura constante se reduce la irreversibilidad del proceso de adición y cesión de calor, si bien aumenta ligeramente la irreversibilidad en la turbina, de modo que globalmente aumenta también el rendimiento exergético hasta llegar a un máximo a partir del cual caída de trabajo específico ocasiona una pérdida de rendimiento. Esto es una similitud con el rendimiento térmico, como también lo es que se produzca un valor máximo del trabajo para una presión dada, variando este máximo con la temperatura. Pero en cambio, en lo que a aprovechamiento energético se refiere, el rendimiento exergético disminuye a medida que aumentamos la temperatura de entrada a la turbina. Esto se debe a que la irreversibilidad introducida en el ciclo a causa del aumento de temperatura (el proceso de aportación de calor al ciclo es más irreversible) es mayor que el incremento de trabajo que se obtiene del mismo. Esto nos lleva a un descenso del

rendimiento exergetico a medida que aumentamos la temperatura de entrada a la turbina.

Por lo tanto, se puede decir que las mejoras que se han producido en el ciclo simple de Rankine no han servido para que el ciclo se aproxime al proceso reversible ideal. Tendremos que ver ahora si las posteriores modificaciones que se han realizado sobre el ciclo simple han conseguido paliar este aspecto, o si por el contrario han conseguido lo mismo, es decir, aumentar el rendimiento térmico sin aumentar el rendimiento exergetico.

## 4.2 Ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio

### 4.2.1 Descripción del proceso

El ciclo con recalentamiento no difiere mucho del ciclo simple de Rankine. La particularidad que tiene el recalentamiento dentro del ciclo no es más que recalentar el vapor durante el proceso de expansión, en un punto intermedio de la turbina, a fin de disminuir la humedad en la zona de baja presión de esta. Además, el proceso de recalentamiento permite incrementar el rendimiento térmico del ciclo de vapor, beneficio que se añade al incremento del rendimiento térmico como consecuencia del incremento de rendimiento interno de la turbina. Según cálculos realizados, la presión de recalentamiento óptima que permite alcanzar el máximo incremento de rendimiento se corresponde con  $\frac{1}{4}$  de la presión de vapor vivo. El vapor sale de una primera turbina, llamada turbina de alta presión, y vuelve al generador de vapor donde se recalienta hasta una temperatura aproximada a la temperatura de vapor vivo. Luego entra en una segunda turbina (turbina de baja presión) donde se expande hasta la presión de condensación.

De esta manera se consigue no sólo un mayor rendimiento sino también un mayor salto entálpico, lo que conlleva un aumento de trabajo del ciclo.

En algunas ocasiones se realiza un doble recalentamiento, es decir, se produce el proceso descrito anteriormente dos veces, aumentando el trabajo útil que desarrolla la turbina y disminuyendo más la humedad en el escape si bien esto es a costa de un mayor aporte de calor. El doble recalentamiento se emplea en centrales de potencia supercríticas en las que las presiones de vapor vivo son tan elevadas que suelen dar lugar a títulos de vapor muy bajos en el escape de la turbina. Por otro lado, hacer un tercer recalentamiento no aumentaría la eficiencia en la mitad de lo que se consigue con el doble recalentamiento. Debido a la complejidad que tendría y al alto costo de la implantación en el proceso, no estaría justificado este montaje.

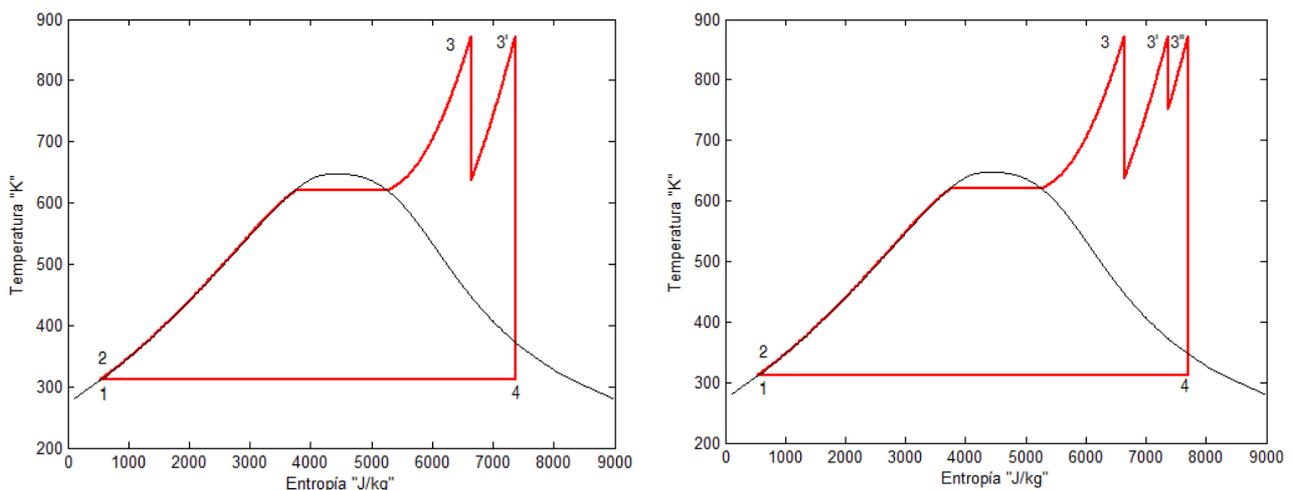


Figura 10. Ciclo de Rankine con recalentamiento (ideal)

Entre los años veinte y treinta del siglo pasado se hubiera pensado en hacer un ciclo de recalentamientos múltiples, pero no fructificó por la alta dificultad que tenía de operación y montaje. Años más tarde se implementó el simple recalentamiento, y algo después el doble recalentamiento, debido a que se consiguió que las presiones en la caldera fueran más estables.

#### 4.2.2 Análisis del ciclo de Rankine con recalentamiento intermedio

En el ciclo con recalentamiento conseguimos reducir la humedad a la salida de la turbina, con lo que ya estamos obteniendo una ventaja respecto del ciclo simple. Ahora habrá que evaluarlo en términos de rendimiento térmico y rendimiento exergético, y ver cuál es la tendencia que siguen sus valores. Al igual que se hizo con el simple, se empezará realizando el análisis del rendimiento térmico. Se volverá a hacer el análisis sobre el ciclo casi ideal, a fin de que sea más útil en la realidad.

Para dicho análisis se tomarán los mismos valores que se han tomado para el ciclo simple, a fin de que sea más representativa la comparación. Además, se tomará el mismo valor para la temperatura de recalentamiento que la temperatura de la entrada a la turbina, y como presión de recalentamiento se elegirá  $\frac{1}{4}$  de la presión de entrada de la turbina. Como se ha visto en la descripción del proceso este es el punto óptimo para realizar el recalentamiento.

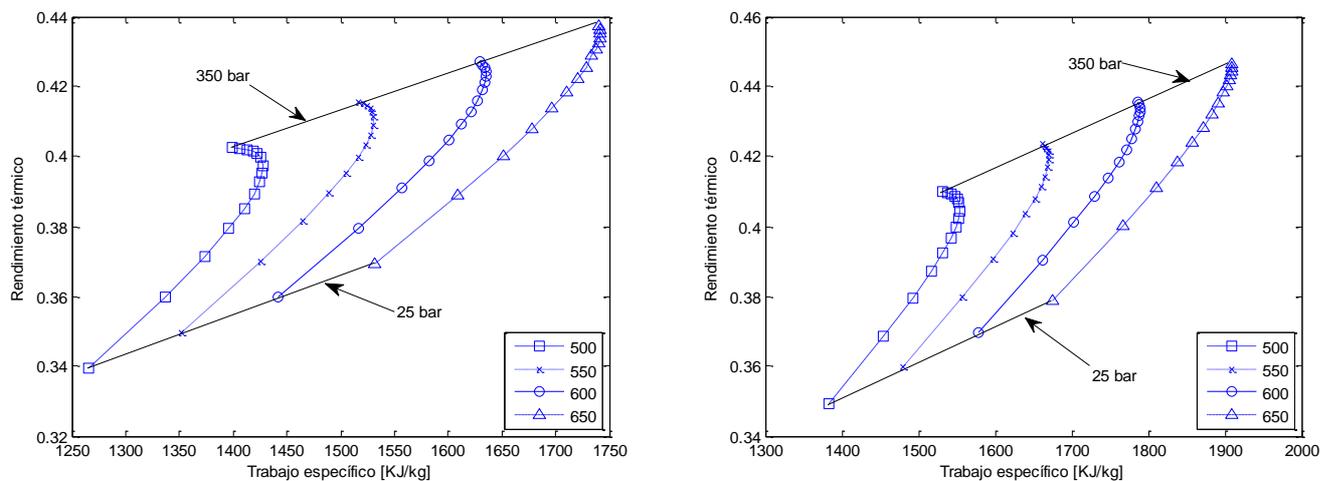


Figura 11. Rendimiento térmico vs Trabajo específico del ciclo de Rankine con recalentamiento (casi ideal) (recalentamiento simple en la izquierda y doble en la derecha)

Se puede ver en la figura 11 el rendimiento térmico sigue la misma tendencia que en el ciclo simple si bien para rendimientos térmicos mayores. Además, una diferencia notable es que la introducción de recalentamiento retrasa la inversión de la tendencia creciente del trabajo específico con la presión de vapor vivo. En otras palabras, la presión a partir de la cual el trabajo específico comienza a disminuir es mayor cuando se emplea recalentamiento que cuando no se emplea, y también mayor cuando se emplea recalentamiento doble que cuando se emplea recalentamiento simple. De hecho, en la figura 11-derecha puede verse que para las temperaturas más elevadas las presiones que hacen que el trabajo específico comience a disminuir son superiores a 350 bar (están fuera del rango representado).

Ahora, al igual que se ha hecho con el ciclo anterior, se va a analizar si se ha invertido la tendencia que seguía el rendimiento exergético en el ciclo simple, que como se vio previamente, disminuía con las modificaciones implementadas en el ciclo. Recordemos que nuestro cometido era aumentar ambos rendimientos, luego tenemos que evaluar si en este caso ha aumentado el rendimiento exergético, y qué tendencia sigue.

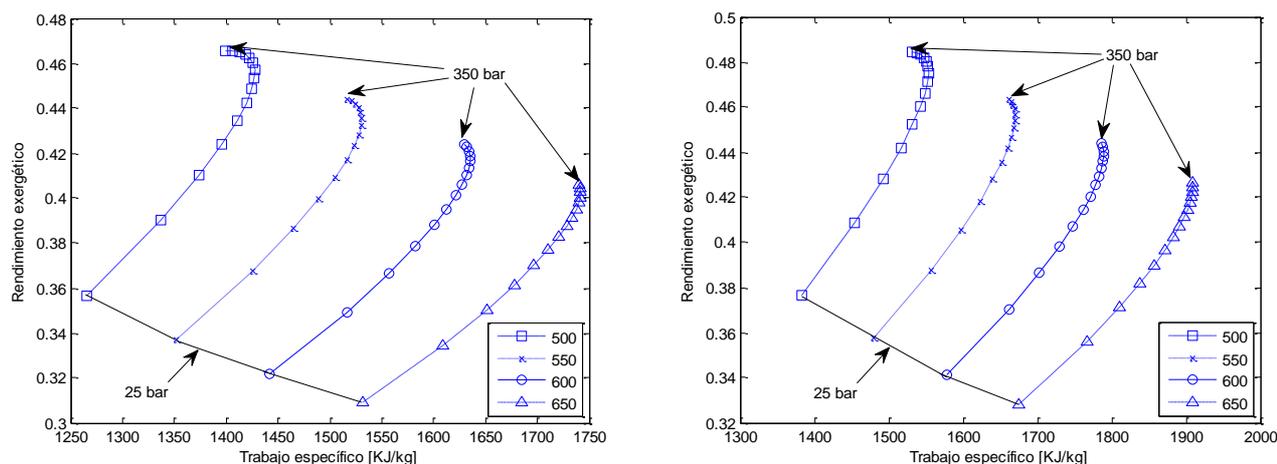


Figura 12. Rendimiento exergético vs Trabajo específico del ciclo de Rankine con recalentamiento (casi ideal) (recalentamiento simple en la izquierda y doble en la derecha)

Si se analiza la figura 12 en relación a la figura 10, se pueden realizar tres observaciones. En primer lugar, la introducción de un recalentamiento simple no introduce mejoras en el rendimiento exergético máximo, aunque sí en el efecto de la presión sobre este rendimiento. Así, se puede comprobar que la introducción de un recalentamiento obliga a emplear presiones más elevadas para alcanzar el mismo rendimiento exergético que en el caso en el que no hay recalentamiento. La segunda observación es que, por el contrario, el ciclo con doble recalentamiento sí alcanza un rendimiento exergético claramente mayor que el ciclo sin recalentamiento, especialmente para las temperaturas de vapor vivo mayores, aunque para ello debe alcanzar presiones de vapor vivo muy elevadas. Finalmente, la tercera observación es que, al igual que en el rendimiento térmico, la introducción de uno o dos recalentamientos aumenta la presión de vapor vivo a la que se comienza a producirse una caída de trabajo específico o de rendimiento.

Se concluye por tanto que la introducción de recalentamiento simple mejora el rendimiento térmico, pero apenas modifica el rendimiento exergético mientras que la introducción de recalentamiento doble supone una mejora tanto del rendimiento térmico como del exergético, todo ello sujeto a la presión y temperatura de vapor vivo seleccionadas como es natural.

### 4.3 Ciclo de Rankine regenerativo

#### 4.3.1 Descripción del proceso

El ciclo de Rankine regenerativo es una nueva modificación del ciclo simple. Esta variación busca aumentar la temperatura de alimentación a la caldera con el objetivo de mejorar la eficiencia del ciclo. Cuando la temperatura de alimentación es baja, el salto de temperaturas en la caldera es mayor, y la temperatura media de aportación de calor disminuye, incrementándose la irreversibilidad en la aportación de calor al ciclo.

La regeneración es un proceso mediante el cual se extrae vapor en diversos puntos del interior de la turbina, y se emplea en intercambiadores de calor para aumentar la temperatura del agua de alimentación a la caldera que proviene del condensador. En un primer momento se podría pensar que el vapor extraído está quitando trabajo útil de la turbina, y así es, pero el efecto que produce precalentar el agua sobre la cantidad de calor que debe ser aportado en la caldera es mayor que la pérdida de trabajo específico y por tanto el rendimiento aumenta.

Además, el precalentador da la oportunidad de desairear el agua de alimentación, quitando gases no condensables de la corriente de agua/vapor (estos gases son los responsables de problemas de oxidación y corrosión). Por otro lado, la disminución de caudal a través de la turbina permite reducir la relación de expansión volumétrica entre la entrada y salida de este equipo, favoreciendo el diseño del mismo. De esta manera la regeneración se utiliza en prácticamente todas las centrales desde que se implementó por los años veinte del siglo pasado.

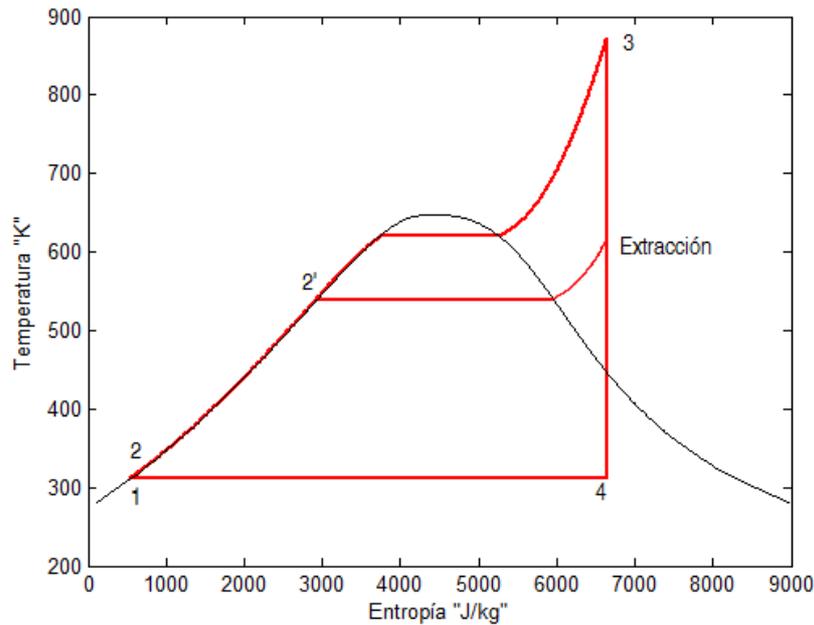


Figura 13. Diagrama T-s del ciclo de Rankine ideal regenerativo (ideal)

Hay dos tipos de precalentadores: precalentadores *de mezcla*, y precalentadores *de superficie*. Los precalentadores de mezcla o también llamados precalentadores abiertos son aquellos en los que el agua de alimentación se mezcla con el vapor procedente de la turbina. Suele haber uno siempre en todas las instalaciones que recibe el nombre de *desgasificador*, debido a que elimina los gases disueltos en el agua. Los precalentadores de superficie suelen ser los demás de la instalación y actúan como intercambiadores de calor, entre vapor y líquido, donde el líquido se calienta hasta una temperatura algo menor que la temperatura de entrada del vapor. Estos últimos precalentadores tienen multitud de tubos de pequeño diámetro en su interior por lo que son más complejos y por lo tanto más caros. El punto positivo es que al ser cerrados no necesitan que haya una bomba independiente por cada uno de los precalentadores.

El número de precalentadores se define según sea necesario, tanto económica como termodinámicamente. A medida que el número de precalentadores aumenta, disminuye el impacto positivo que cada nuevo equipo supone sobre el rendimiento de la planta, luego habrá que llegar a una situación de compromiso entre el beneficio termodinámico y el coste económico. En la práctica se suelen poner entre 4 y 8 precalentadores.

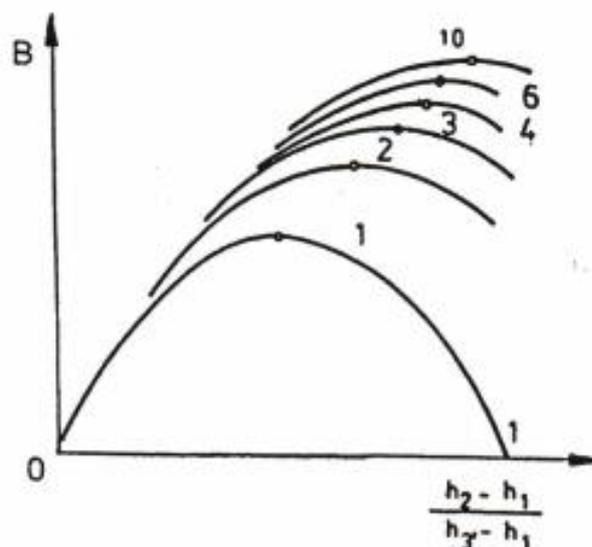


Figura 14. Beneficio de nº de precalentadores vs salto de entalpía en precalentadores ([6])

En la figura 14 vemos cómo sería la elección óptima del salto de entalpía en el precalentador para que produjese un beneficio máximo. (el beneficio puede entenderse como el ahorro relativo de energía térmica aportada en la caldera respecto del ciclo no regenerativo). De manera simplificada, lo que pone de manifiesto esta figura es que, para que el beneficio (incremento de rendimiento) sea máximo, el salto entálpico en cada precalentador debe ser igual e igual al salto entálpico en el economizador del generador de vapor.

### 4.3.2 Análisis del ciclo de Rankine regenerativo

Para el análisis del ciclo de Rankine regenerativo no se va a modificar las condiciones de operación impuestas en el análisis de las variantes previamente analizadas del ciclo de Rankine no regenerativo. Por simplicidad se tomará el análisis para un tren de 5 precalentadores. Se tomará que todos los precalentadores son de superficie excepto uno de mezcla que se colocará en el centro del tren de precalentadores. Estos precalentadores de superficie tendrán una diferencia terminal de temperatura de 1 °C. Las extracciones se tomarán acorde con lo mencionado anteriormente, aquellas que cumplan que el salto de temperaturas por precalentador sea el mismo para todos ellos e igual al salto de temperaturas en el economizador. Por ello se reajustarán para cada presión de vapor vivo.

Recordemos que con el ciclo simple conseguíamos aumentar el rendimiento térmico, pero el rendimiento exergético disminuía a medida que se aumentaba la temperatura de entrada a la turbina, además de tener una humedad excesiva en la salida. Por su parte el recalentamiento reducía la humedad a la salida de la turbina, y al mismo tiempo aumentaba el rendimiento del ciclo, pero no conseguía elevar prácticamente nada el rendimiento exergético, y la tendencia de este era la misma; esto es, decrecía a medida que se aumentaba la temperatura de vapor vivo. Por lo tanto, el análisis del ciclo regenerativo nos dirá si es posible revertir esta situación de deficiencia en el aprovechamiento energético del ciclo, o si es posible elevar el rendimiento exergético sin empeorar las ventajas que teníamos térmicamente hablando. Al igual que se hizo para los demás ciclos se empezará evaluando el rendimiento térmico.

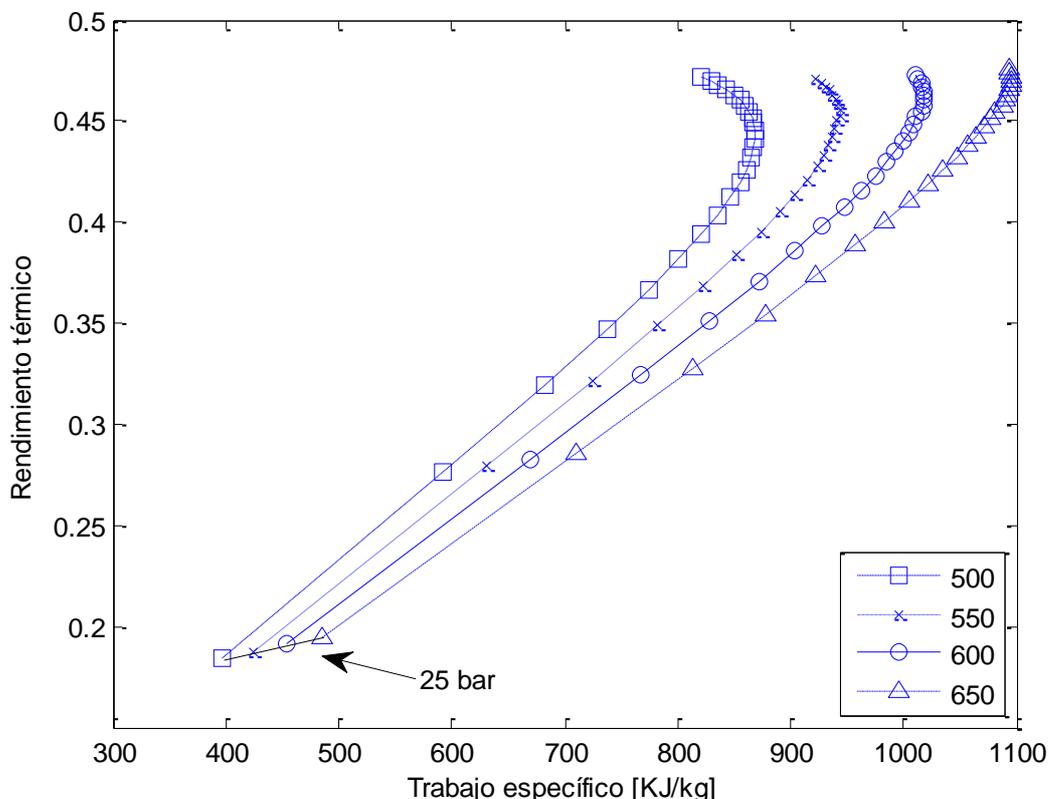


Figura 15. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Rankine regenerativo (casi ideal)

La primera observación en la Figura 15 es que el ciclo regenerativo consigue aumentar el rendimiento térmico considerablemente, como bien se ha expuesto en la descripción del proceso. El ciclo hace que aumente la temperatura media de aportación de calor y con ello la eficiencia térmica. Por otro lado, la figura 15 no difiere mucho de las anteriores en lo que a tendencia se refiere. Es decir, aparece claramente identificada una presión a la cual el trabajo específico alcanza su valor máximo y otra mayor para la cual el rendimiento es máximo. Estas presiones de trabajo específico y rendimiento máximos son mayores cuanto mayor es la temperatura de vapor vivo.

Desde un punto de vista cuantitativo, puede observarse que la introducción de precalentamiento regenerativo reduce de manera significativa el trabajo específico del ciclo, independientemente de cuál sea la temperatura de vapor vivo. Esta reducción del trabajo específico es del orden del 30-40% y por tanto confirma que la reducción de calor aportado en la caldera es sustancial respecto del ciclo no regenerativo (de otro modo no subiría el rendimiento). Finalmente, se puede observar en la Figura 15 que es deseable seleccionar presiones de vapor vivo muy elevadas a fin de maximizar el rendimiento, especialmente cuando la temperatura de vapor vivo es elevada, siempre y cuando esto sea compatible con la humedad en la zona de baja presión de la turbina. Por ello resulta de interés la combinación del precalentamiento regenerativo y el recalentamiento intermedio en el mismo ciclo de Rankine.

Comparando este ciclo con las demás variantes, se puede ver como no cambia la tendencia en el rendimiento. Esto lo calificamos como positivo, ya que aumentar la eficiencia térmica es uno de nuestros objetivos. Veamos ahora si se ha conseguido con esta modificación un cambio de tendencia en el rendimiento exergético.

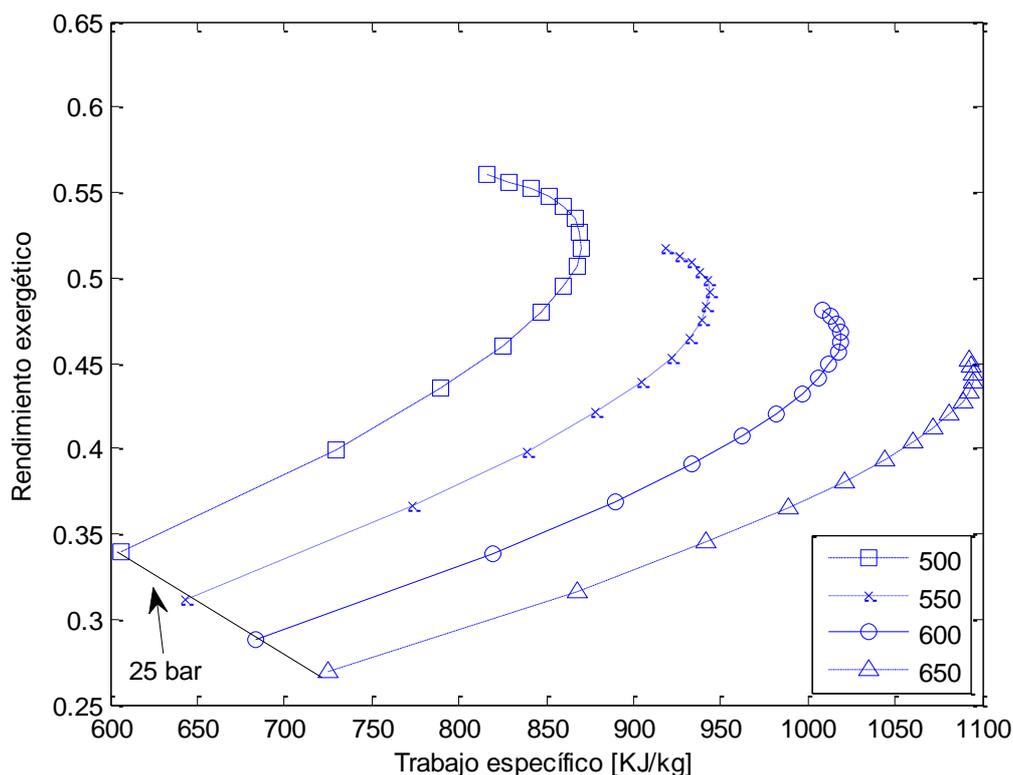


Figura 16. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Rankine regenerativo (casi ideal)

A la vista de los resultados, el ciclo regenerativo consigue aumentar el rendimiento exergético en comparación con los demás ciclos. Esto se debe a que la regeneración consigue una disminución de las irreversibilidades en la caldera, lo que se traduce en un mayor aprovechamiento energético del ciclo. Por otro lado, a medida que aumenta la temperatura este rendimiento exergético decrece. Esto se debe a que el incremento de la irreversibilidad en el proceso de aportación de calor en la caldera es mucho mayor que el beneficio sobre el trabajo específico obtenido en la expansión. Es interesante observar por otro lado que la regeneración, a diferencia del recalentamiento intermedio, no elimina la curvatura tan acentuada de las curvas de rendimiento

exergético, mostrándose claramente los puntos de máximo trabajo específico y máximo rendimiento en el caso de la temperatura de 500°C.

En definitiva, el ciclo de Rankine regenerativo consigue aumentar los rendimientos térmico y exergético de la planta, dejándonos claro que se consiguen los objetivos que se proponían en el principio del proyecto.

#### 4.4 Evaluación del factor de Carnot en el ciclo de Rankine

Es importante que se sitúen los ciclos que se han analizado en el entorno del ciclo de Carnot; es decir, comparar estos ciclos con el ciclo de Carnot por ser este el que tiene mayor rendimiento para unas temperaturas de foco caliente y frío determinadas. Para ello se definió previamente el factor de Carnot (CF), que mide el rendimiento térmico de un ciclo frente al ciclo de Carnot que trabaje entre las mismas temperaturas de aportación y cesión.

Con esta evaluación podrá comprobarse el grado de aproximación al ciclo de Carnot de los ciclos estudiados.

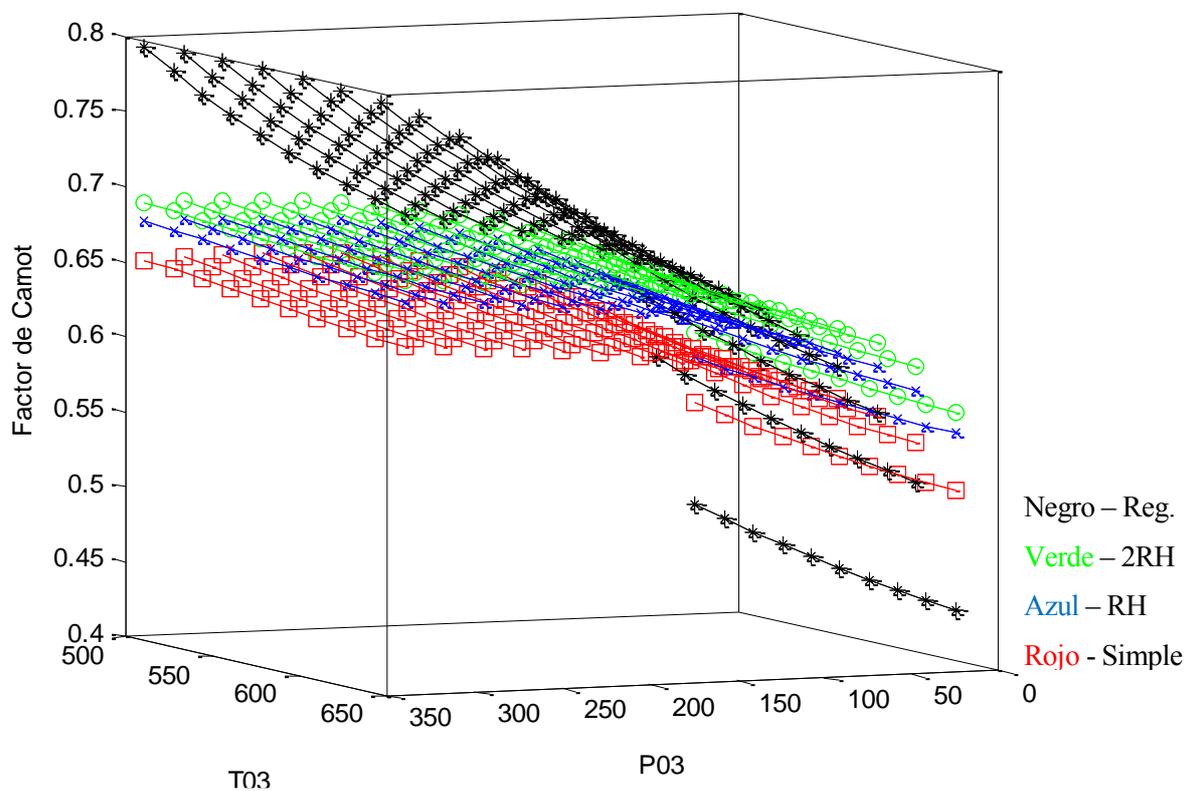


Figura 17. Factor de Carnot vs variación de  $T_{03}$  y  $P_{03}$

Se puede ver cómo el ciclo que más se asemeja al ciclo de Carnot es el ciclo regenerativo, seguido del ciclo con doble recalentamiento, el ciclo con recalentamiento, y finalmente el ciclo simple. Tiene sentido ya que el ciclo que tiene el rendimiento más elevado, para una temperatura de vapor vivo dada, es el ciclo regenerativo. También se aprecia que a medida que aumenta la presión el factor de Carnot aumenta, es decir a mientras que aumentemos la presión del ciclo, dicho ciclo se asemejará más al ciclo de Carnot. Sin embargo, esta tendencia no es infinita, es decir, avanza de forma asintótica a un valor determinado, según cada modificación del ciclo. En concreto, la Figura 17 muestra que el incremento de temperatura no provoca ningún incremento del factor de Carnot mientras que el efecto beneficioso de la presión de vapor vivo sobre CF desaparece a presiones relativamente moderadas (subcríticas).

# 5 EL CICLO DE BRAYTON

El ciclo de *Brayton* o también conocido como ciclo de *Joule* debe su nombre a George Brayton quien lo empleó en 1870 para hacer funcionar un motor que quemaba aceite. Hoy en día, el ciclo de Brayton constituye el ciclo de funcionamiento de las turbinas de gas. Al igual que en la sección anterior se explicará cómo es el proceso de funcionamiento de un ciclo de Brayton simple, y se analizará sus diferentes variables a fin de obtener conclusiones ellas, y ver si siguen el mismo camino que seguían en el ciclo de Rankine.

Posteriormente se analizará también las diferentes variantes del ciclo, y cómo de lejos se encuentran estos ciclos del ciclo de Carnot. Por último, se dará una visión de la diferencia entre el ciclo de Brayton casi-ideal e ideal, y se analizará el ciclo combinado.

## 5.1 El ciclo de Brayton simple no regenerativo

### 5.1.1 Descripción del proceso

La turbina de gas se compone de 3 elementos principales: *compresor*, *cámara de combustión*, y *turbina*. El aire entra en el compresor, se comprime adiabáticamente hasta la presión de operación, se eleva su temperatura en la cámara de combustión mediante la combustión de un combustible hidrocarbonado (idealmente a presión constante) y los gases calientes se expanden adiabáticamente en la turbina, expulsando los gases de salida de la misma al exterior del motor. Dicha turbina trabaja como un ciclo abierto ya que los gases en el escape no se recirculan a la entrada del compresor por ser un motor de combustión interna. En el ciclo Brayton, estos procesos se acompañan de otro adicional en el que el gas que sale de la turbina es enfriado a presión idealmente constante hasta la temperatura de entrada al compresor. En el diagrama T-s representado en la figura 18 se considera que los procesos de compresión y expansión son, además de adiabáticos, reversibles.

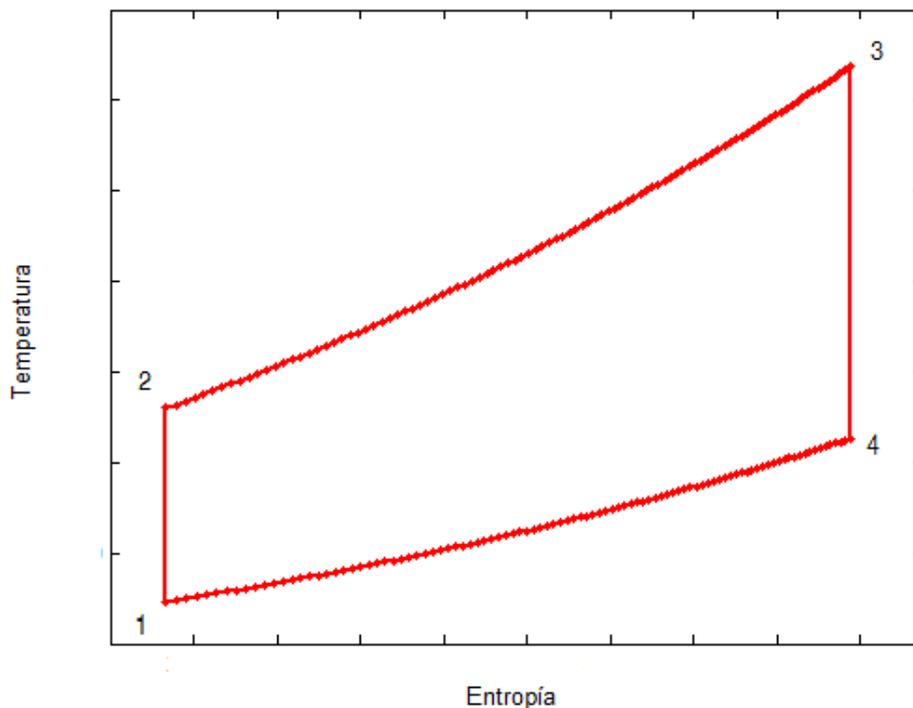


Figura 18. Diagrama T-s del ciclo de Brayton simple no regenerativo (ideal)

El ciclo de la figura 18 funciona de la siguiente manera: el aire entra en el compresor y se eleva su presión isentrópicamente. Como consecuencia de ello se eleva también su temperatura por ser un proceso de compresión adiabático (1-2). Luego pasa a la cámara de combustión donde se aumenta su temperatura hasta la temperatura de operación a presión constante (2-3). El proceso 3-4 se corresponde con la expansión isentrópica en la turbina, donde disminuye la presión y la temperatura del fluido. Por último, se cede calor al ambiente en un intercambiador de calor a presión constante (4-1).

### 5.1.2 Análisis del ciclo de Brayton simple no regenerativo

Para realizar el análisis del ciclo de Brayton se va a seguir la misma estructura que se ha utilizado para el análisis del ciclo de Rankine, eso sí con algunos cambios en las condiciones de operación del ciclo, ya que difieren en varios aspectos de montaje y funcionamiento. De este modo se modificará la variación de presión a la salida del compresor (entre 2 y 35 bar). Difiere también la variación de temperaturas a la entrada de la turbina (entre 1000°C y 1600°C), y la presión de cesión de calor al ambiente, que será la presión del aire exterior, igual a 1 bar. La temperatura del aire se tomará como 20 °C. Los rendimientos que se usarán para la turbina y el compresor serán similares a los que se han utilizado para el ciclo de Rankine, esto es, un 85% para el compresor, y un 90% para la turbina. En los ciclos casi ideales se asumirá además un 5% de pérdida de carga en la cámara de combustión mientras que no se tendrán en cuenta las posibles fugas de calor de este componente hacia el exterior.

En primer lugar, se va a analizar cómo varía el rendimiento térmico en función de la presión y la temperatura. Recordemos que nuestro objetivo es aumentar tanto el rendimiento térmico como el exergetico, disponiendo de un trabajo desarrollado mayor, o al menos que se mantenga constante.

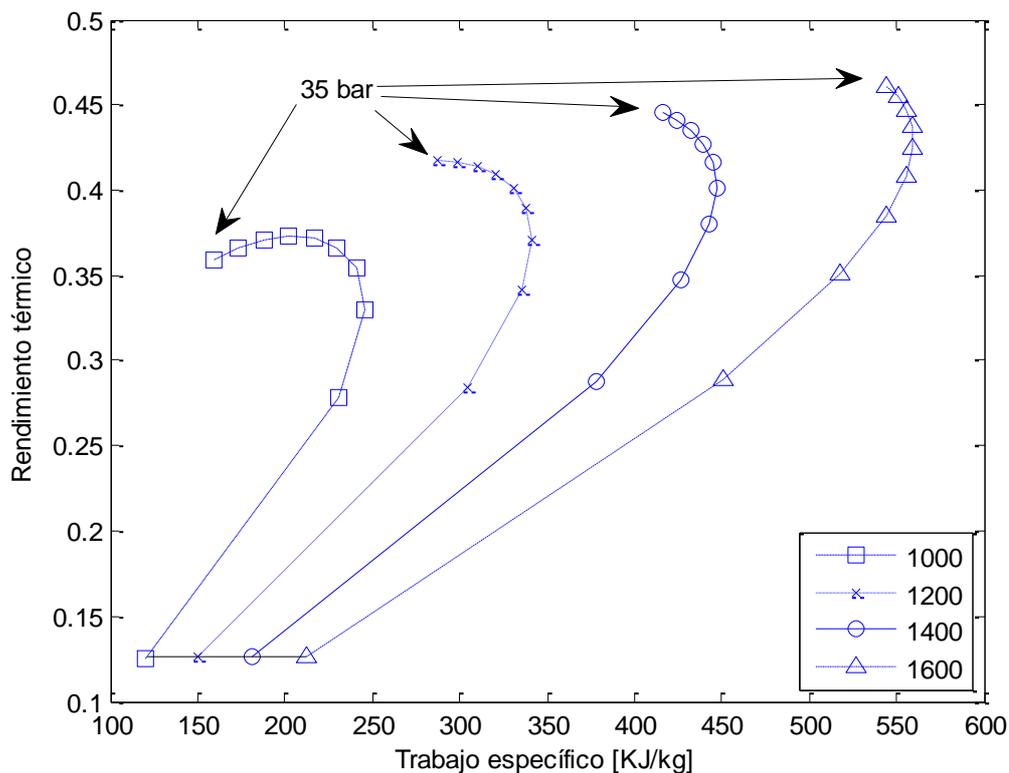


Figura 19. Rendimiento térmico vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple no regenerativo (casi ideal)

La figura 19 muestra los resultados del estudio realizado sobre el rendimiento térmico. Como se puede ver, no difiere mucho de la tendencia previamente estudiada en el ciclo de Rankine. A medida que aumenta la temperatura de entrada a la turbina, aumenta el rendimiento del ciclo y también su trabajo específico. Esto se debe a que el aumento de la temperatura hace que aumente el área encerrada por el ciclo, siendo esta

representativa del trabajo desarrollado por el mismo. También un aumento de la presión aumenta el rendimiento del ciclo, hasta llegar a un máximo donde comienza a disminuir. Este es el comportamiento característico de un ciclo Brayton y se ve de manera más clara para la temperatura de 1000 °C. Al aumentar la relación de compresión aumenta la temperatura de descarga del compresor y con ello la temperatura termodinámica media de aportación de calor. Al mismo tiempo, disminuye la temperatura termodinámica media de cesión de calor porque la temperatura de escape del motor está cayendo. Esto justifica el aumento de rendimiento experimentado por el motor cuando, para relaciones de compresión bajas, aumenta este parámetro. Cuando, por el contrario, la relación de compresión es elevada, un incremento de este parámetro supone un incremento igualmente de la irreversibilidad asociada a los procesos de compresión y expansión en el motor, que tienen más influencia sobre el rendimiento que el mencionado comportamiento de las temperaturas termodinámicas medias de aportación y cesión de calor.

También se observa que, para una presión dada, el aumento de temperatura consigue un aumento del rendimiento cada vez más leve, pudiendo comprobar como este aumento tiende asintóticamente a un valor, en el caso de que se siguiese aumentando la temperatura. Con ello se puede comprobar que el aumento de la temperatura tiene un efecto cada vez menor.

Aun así, el rendimiento ha aumentado con las diferentes modificaciones que se han introducido. De alguna manera, aunque cada vez de forma más suave, se han conseguido dos de los objetivos, aumentar el rendimiento térmico y el trabajo del ciclo. Habrá que evaluar si el ciclo de Brayton ha conseguido aprovechar la energía del ciclo de manera más eficiente a medida que se han ido introduciendo los cambios.

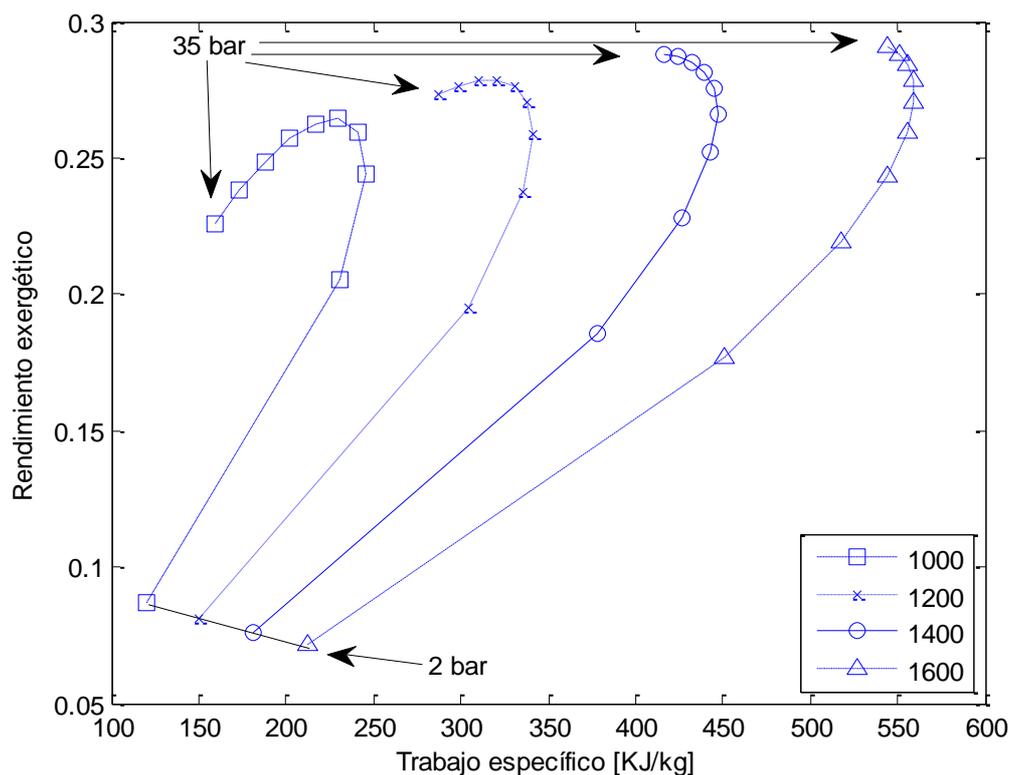


Figura 20. Rendimiento exergético vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple no regenerativo (casi ideal)

En el estudio del rendimiento exergético se aprecian diferentes comportamientos. Para relaciones de compresión bajas, el comportamiento es el mismo que el observado en el ciclo de Rankine; es decir, un incremento de la temperatura de entrada a la turbina supone una disminución del rendimiento exergético. Por el contrario, cuando las relaciones de compresión son muy elevadas, aumentar la temperatura de entrada a la turbina permite incrementar el rendimiento, lo cual resulta novedoso respecto del ciclo anterior. En cualquier caso, lo que sí queda claro desde un punto de vista cuantitativo es que el rendimiento exergético del ciclo alcanza valores muy inferiores a los observados en el ciclo de Rankine, como consecuencia de la elevada temperatura de los gases de escape del motor y de la irreversibilidad acumulada en el proceso de compresión.

Por último, se puede también concluir que si bien un incremento de la temperatura de entrada a la turbina supone una mejora del rendimiento exergético cuando la relación de compresión es elevada, también se aprecia que esta mejora proporcional de rendimiento es cada vez más pequeña a medida que la temperatura máxima del motor aumenta. En otras palabras, el incremento monótono de la temperatura de entrada a turbina no puede verse como un camino de mejora de las prestaciones del motor ilimitado.

De alguna manera se ha conseguido en el ciclo simple un aumento del rendimiento térmico y del trabajo del ciclo sin disminuir el rendimiento exergético, o lo que es lo mismo el aprovechamiento de energía disponible del ciclo. Por otro lado, este aumento es cada vez menor, y de forma casi imperceptible a temperaturas más elevadas. Veamos si las variaciones al ciclo simple de Brayton han conseguido continuar con dicha tendencia, o si por el no han conseguido mantener esta.

## 5.2 Ciclo de Brayton simple regenerativo

### 5.2.1 Descripción del proceso

Cuando la relación de compresión del motor es baja, es muy posible que los gases de escape que salen de la turbina estén a alta temperatura en comparación con los gases que entran en el compresor. Para no desperdiciar esta energía, el ciclo regenerativo propone precalentar el fluido de entrada con los gases de salida. Este intercambiador recibe el nombre de regenerador. En el caso de ser un ciclo ideal, puede asumirse que la temperatura de salida en el lado de alta presión del regenerador es igual a la de entrada en el lado de baja presión. En cambio, en la realidad este proceso no transfiere la totalidad de la energía contenida en los gases de escape al fluido de entrada, sino que existe una cierta diferencia terminal de temperatura entre los fluidos que participan del intercambio. En cualquier caso, al aprovechar la energía del escape se reduce la cantidad de combustible (energía térmica) que debe ser aportada en la cámara de combustión.

Como se ha dicho, este intercambio de calor solo será útil cuando los gases de salida de la turbina estén a una temperatura considerablemente alta respecto al aire de descarga del compresor; de lo contrario, el intercambio de calor sería a la inversa y se reduciría el rendimiento del motor. En las turbinas de gas que trabajan con altas relaciones de compresión ocurre este fenómeno. Por lo tanto, la regeneración tendrá sentido a bajas presiones, siendo inútil a presiones elevadas que hagan que se invierta la relación de temperaturas.

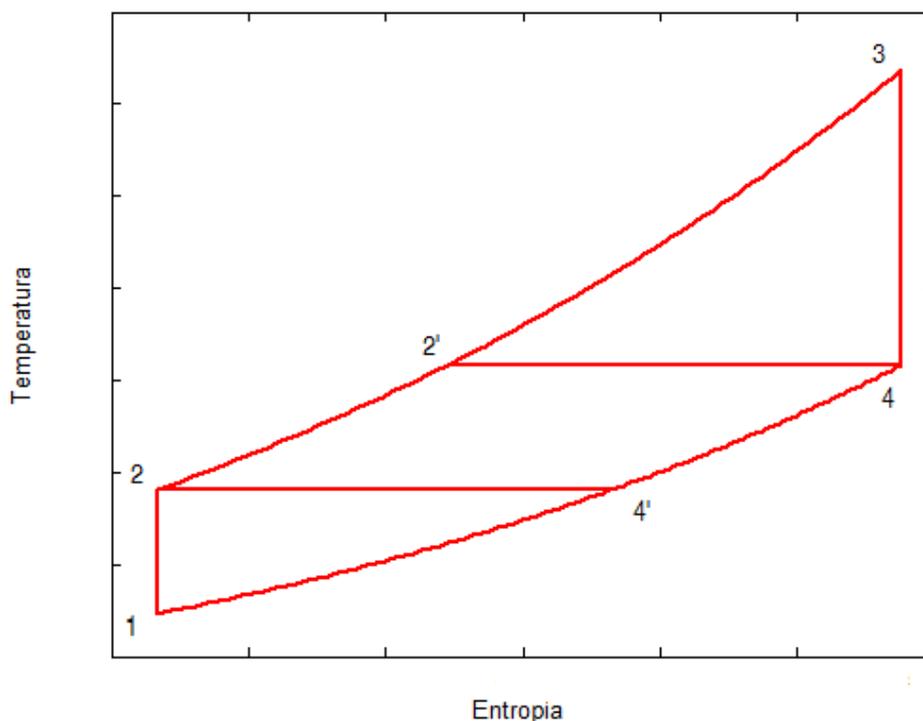


Figura 21. Diagrama T-s del ciclo de Brayton simple regenerativo (ideal)

### 5.2.2 Análisis del ciclo de Brayton simple regenerativo

Vamos a analizar en primer lugar el rendimiento térmico del ciclo regenerativo. Como el ciclo que se va a analizar es el ciclo casi ideal, la regeneración no será perfecta y será necesario introducir un cierto rendimiento del regenerador. El valor de este rendimiento será del 80%.

Como se expuso anteriormente, en la regeneración no tendrá sentido para relaciones de compresión elevadas porque la temperatura de escape de la turbina sería menor que la temperatura de descarga del compresor.

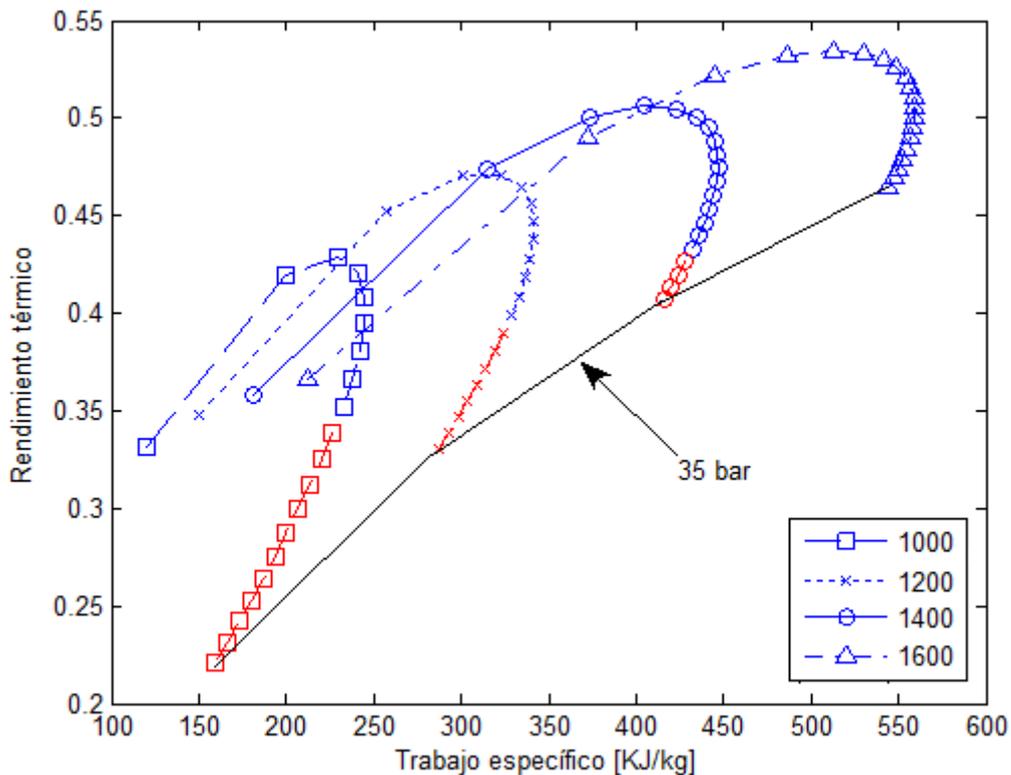


Figura 22. Rendimiento térmico vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple regenerativo (casi ideal)

En la figura 22 se muestra la relación entre el rendimiento térmico y el trabajo específico para el ciclo regenerativo. En color rojo se han representado las relaciones de compresión para las que se produce cruzamiento de temperaturas; esto es, la temperatura de los gases de escape es inferior a la temperatura de descarga del compresor. La primera diferencia respecto del ciclo no regenerativo es que cada curva de temperatura de entrada a turbina constante se recorre, para relaciones de compresión crecientes, en el sentido de las agujas del reloj y no al contrario como ocurría en el caso anterior. De este modo, se puede ver cómo el rendimiento tiende a aumentar rápidamente con la relación de compresión hasta llegar a un valor máximo a partir del cual comienza a disminuir si se sigue incrementando la presión de descarga del compresor. A medida que aumentamos la relación de compresión, el área encerrada por el ciclo en un diagrama T-s (representativa del trabajo desarrollado por el mismo) aumenta. Este aumento de trabajo específico es mayor que las pérdidas asociadas a la compresión y expansión del fluido, y a las asociadas a la aportación y la cesión de calor. Por ello, el rendimiento térmico aumenta hasta llegar a un máximo donde ambas se igualan. Si seguimos aumentando la relación de compresión, las pérdidas asociadas a la compresión y expansión del fluido son mayores que los beneficios obtenidos por el aumento del trabajo específico (incluso hacen que este disminuya a partir de un máximo), al mismo tiempo que la regeneración cada vez es menor, ya que las temperaturas de descarga del compresor y del escape de la turbina tienden a igualarse. Si se aumenta la temperatura de entrada a la turbina, también aumentamos el trabajo específico del ciclo y la diferencia de temperaturas, luego el rendimiento térmico aumentará, aumentando también la presión a la que se alcanza el máximo.

Si lo comparamos con el ciclo simple, se puede ver cómo el rendimiento térmico aumenta considerablemente, y el trabajo producido es muy similar pues sólo se ve afectado por las pérdidas de carga que introduce el regenerador en el motor. Luego si tenemos que trabajar con un ciclo de Brayton donde la presión no debe ser elevada nos compensará elegir un ciclo regenerativo que aumente el rendimiento térmico de este. De igual modo, habrá que analizar el comportamiento del ciclo en términos de rendimiento exergético.

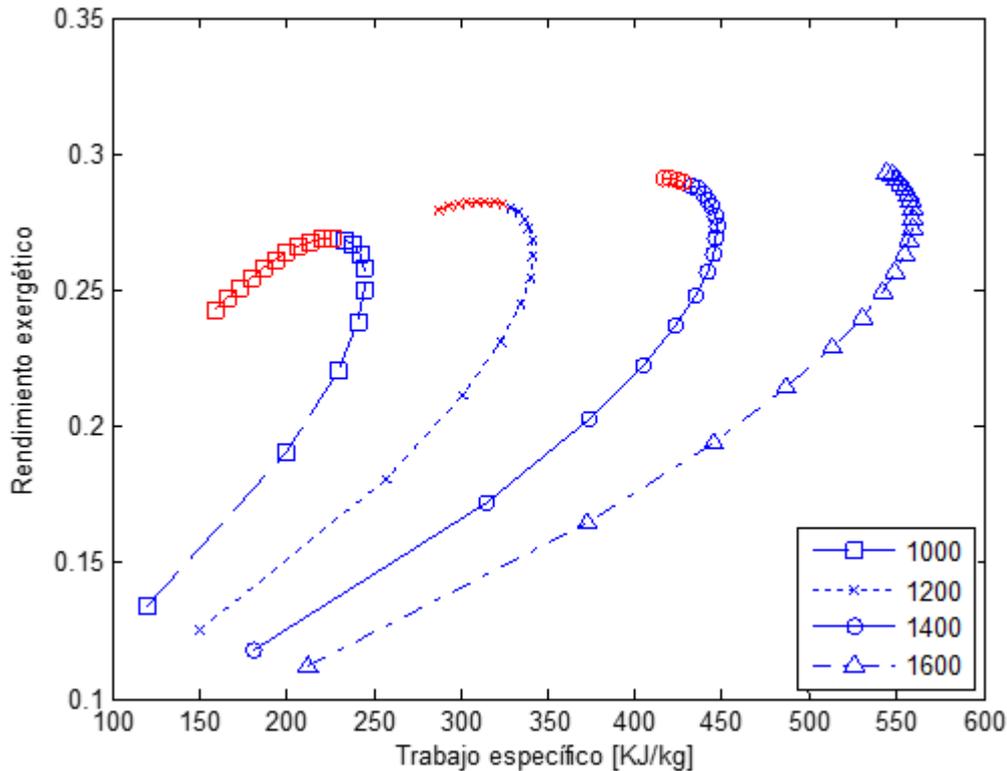


Figura 23. Rendimiento exergético vs trabajo específico en el ciclo de Brayton simple regenerativo (casi ideal)

En términos de rendimiento exergético, se pueden comentar algunas observaciones adicionales. En primer lugar, se aprecia que el incremento de la temperatura de entrada a la turbina provoca una disminución del rendimiento exergético cuando la relación de compresión es baja porque la irreversibilidad asociada a la aportación de calor es mayor que el trabajo desarrollado por la turbina. Cuando la relación de compresión es elevada, el incremento de la temperatura de entrada a la turbina no ocasiona un aumento de rendimiento, teniendo que elevar la relación de compresión para temperaturas más altas para conseguir el mismo efecto.

Aun así, si se aprecia un incremento respecto al ciclo no regenerativo para bajas presiones, lo que argumenta una disminución de las irreversibilidades asociadas a la aportación de calor. Para altas presiones se reduce la diferencia de temperaturas entre la descarga del compresor y la salida de los gases de escape, lo que conlleva una disminución de la regeneración (el ciclo se asemeje más al ciclo no regenerativo), y por tanto el aumento de rendimiento exergético no sea apreciable.

Este fenómeno deja claro que, el ciclo regenerativo aprovecha un aumento de la temperatura para mejorar el rendimiento térmico, pero no es capaz de mejorar el rendimiento exergético salvo para bajas presiones.

### 5.3 Ciclo de Brayton compuesto

Cualquier reducción del trabajo consumido por el compresor, o de aumento del trabajo producido por la turbina hace que el trabajo neto del ciclo aumente, pero no quiere decir que aumente la eficiencia térmica pues puede igualmente acompañarse de un incremento de la energía térmica (calor) aportado. Por ejemplo, una compresión por etapas interrefrigerada disminuye la temperatura media de aportación de calor y la implantación de un recalentamiento a mitad de la expansión aumenta las temperaturas medias de aportación y cesión de calor. Por ello, será necesario hacer una evaluación para determinar la tendencia de dichos ciclos.

#### 5.3.1 Ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo

Si enfriamos el fluido en un punto intermedio de la compresión se reduce el trabajo debido a que el proceso tiende al isoterma a medida que aumenta el número de etapas. Esta afirmación se debe a que el trabajo de compresión depende del volumen específico del fluido y este es tanto menor cuanto menor es su temperatura, para una presión dada.

De esta forma, el fluido entra en el compresor a una temperatura y presión dadas y este eleva su presión isentrópicamente hasta una presión intermedia a la cual es enfriado a presión constante. La presión óptima para realizar el enfriamiento, desde el punto de vista de conseguir el mínimo trabajo de compresión, es la media geométrica entre las presiones de entrada y salida del proceso de compresión completo<sup>1</sup>. Cuando llega a dicha presión se pasa el fluido por un interenfriador, que disminuye su temperatura hasta la temperatura de entrada de la primera etapa del compresor, para luego pasar de nuevo a la segunda etapa del compresor donde se eleva su presión hasta la presión de operación. A partir de aquí en proceso se realiza como un ciclo simple, es decir se eleva la temperatura a presión constante, se expande en la turbina de manera isentrópica y, para cerrar el ciclo, se enfría el fluido también a presión constante.

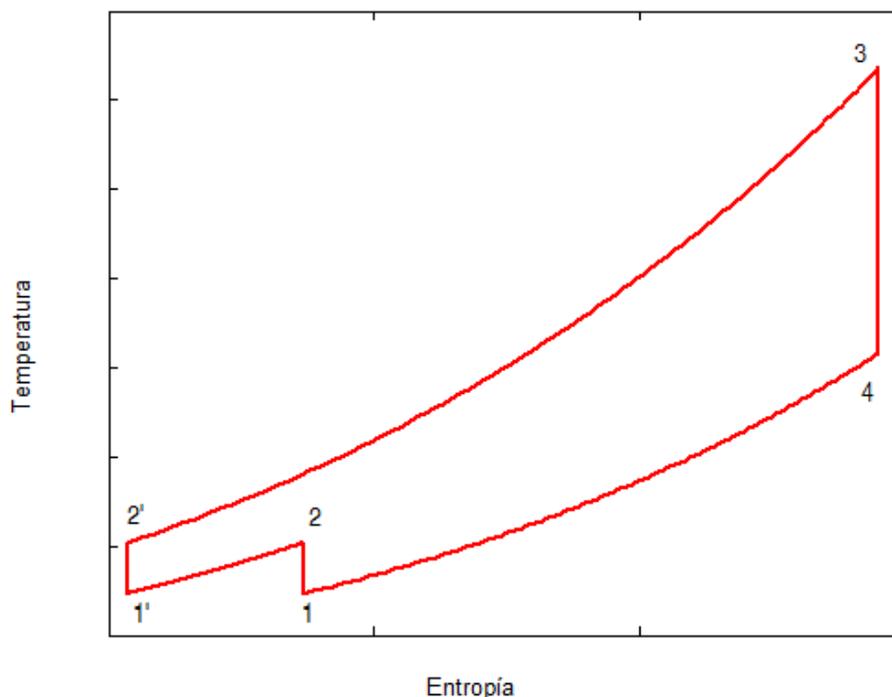


Figura 24. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo (ideal)

<sup>1</sup> Este valor de la presión óptima resulta de un estudio simplificado para la compresión refrigerada de un gas ideal en dos etapas, con la misma temperatura de entrada a cada compresor y sin pérdida de carga en el enfriador. Cuando no se cumplen estas hipótesis, la presión óptima difiere de esta.

### 5.3.2 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo

Esta modificación busca un aumento considerable del trabajo desarrollado por el ciclo, aun a costa de reducir el rendimiento térmico del mismo. Esto se debe a que a la hora de realizar la compresión por etapas se incrementa la cantidad de calor aportado en la cámara de combustión, lo que puede provocar una pérdida de rendimiento.

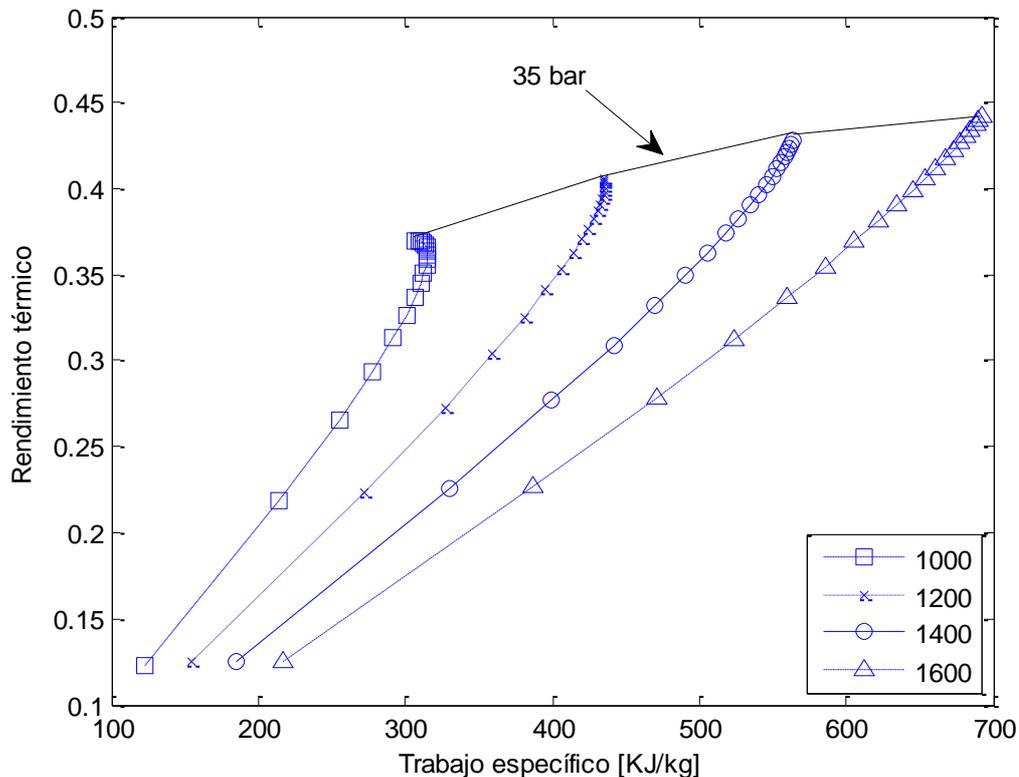


Figura 25. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativo (casi ideal)

Efectivamente el rendimiento térmico es algo menor que el rendimiento del ciclo simple no regenerativo. En cambio, la compresión por etapas consigue un aumento del trabajo notable (el área encerrada por el ciclo en un diagrama T-s, que se corresponde con el trabajo desarrollado, aumenta). Esta reducción del trabajo aportado es por otro lado más notable cuanto mayor es la relación de compresión, lo que puede apreciarse en el hecho de que cuando la relación de compresión del ciclo es muy alta no se aprecia una reducción del trabajo específico del motor. La ausencia de este máximo en el rango representado (excepto para la menor temperatura de entrada a la turbina) pone de manifiesto la utilidad de la compresión refrigerada. Naturalmente, para relaciones de compresión mucho mayores, se alcanza un valor de este parámetro que hace que se reduzca el trabajo específico.

El hecho de que el trabajo específico aumente de manera monótona justifica que tampoco se alcance una relación de compresión de máximo rendimiento en el rango de relaciones de compresión representado. No debe confundirse esto con la afirmación anterior de que la refrigeración de la compresión ocasiona una pérdida de rendimiento térmico, pues se observa que los valores de rendimiento del ciclo compuesto para una relación de compresión determinada son menores. Al igual que para el trabajo específico, la introducción del ciclo compuesto ha ocasionado que los máximos de rendimiento se desplacen a relaciones de compresión mayores.

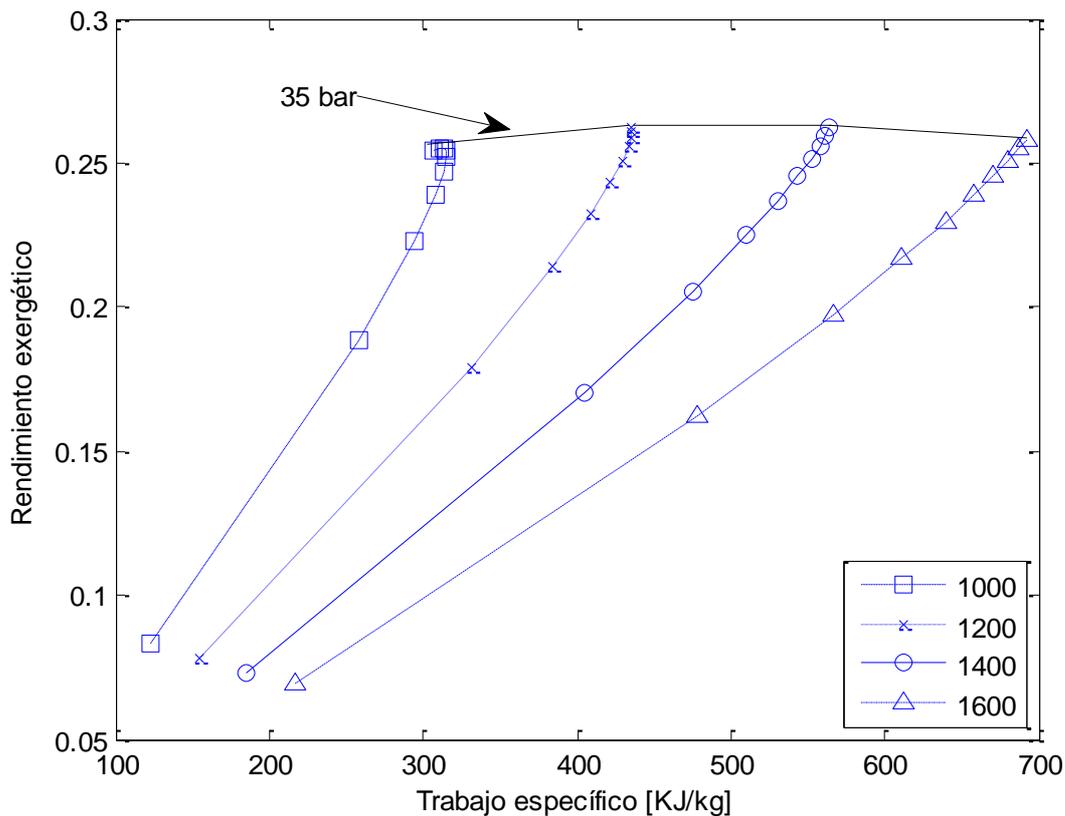


Figura 26. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión no regenerativa (casi ideal)

La figura 26 es interesante por cuanto pone de manifiesto que la compresión por etapas no consigue una mejora del aprovechamiento de la energía disponible; es decir, del rendimiento exergético. La refrigeración de la compresión tiene dos efectos contrarios en términos de la irreversibilidad del ciclo. Por un lado, la irreversibilidad del proceso de compresión se reduce, lo cual se pone de manifiesto en el rendimiento térmico. Pero por otro la irreversibilidad asociada a los procesos de transferencia de calor aumenta doblemente. Por un lado, aumenta el calor cedido al ambiente en el propio refrigerador y, por otro, aumenta la cantidad de calor aportada al ciclo.

El resumen de lo observado es que este ciclo puede emplearse para incrementar el trabajo específico del ciclo e incluso podría tener beneficios en términos de rendimiento térmico pero, desde luego, no resulta interesante desde el punto de vista exergético.

### 5.3.3 Ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativa

En el ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativa se realiza un recalentamiento en la expansión de manera que aumentamos el trabajo desarrollado por la misma. Bajo hipótesis similares a las consideradas en el ciclo compuesto anterior, si el recalentamiento se realiza a una presión igual a la raíz cuadrada del producto de la presión de entrada y salida de la turbina se consigue el máximo trabajo específico posible. En este caso el fluido entra en el compresor, se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación, eleva su temperatura hasta la temperatura de operación (a presión constante), y se expande en la turbina. Esta expansión se realiza de forma escalonada, de manera que se produce un recalentamiento en la expansión. En el recalentamiento se eleva la temperatura hasta prácticamente la temperatura de entrada al primer cuerpo de turbina. Por último, el intercambio de calor con los gases de escape es lo que cierra el ciclo.

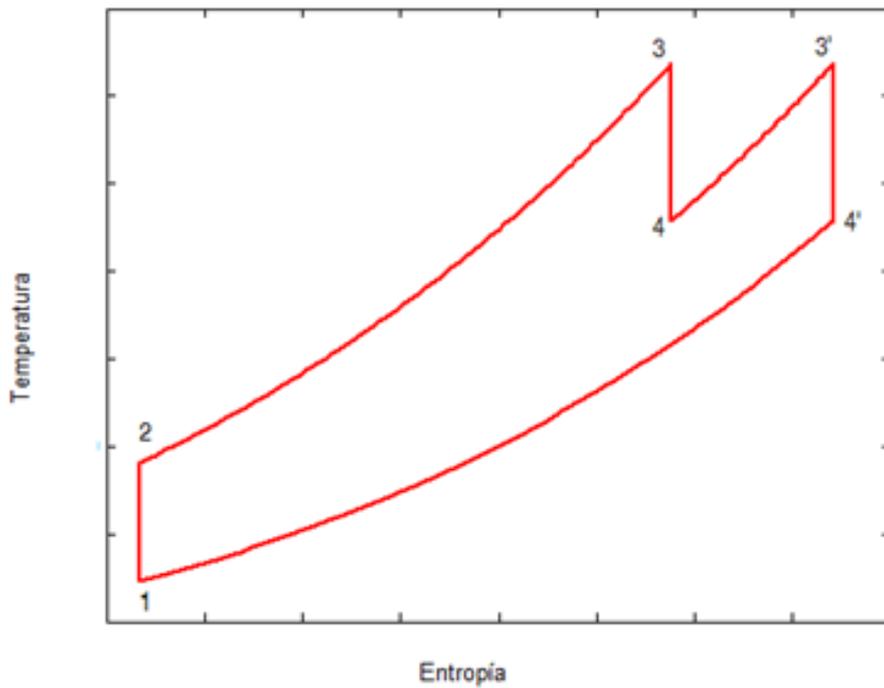


Figura 27. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo (ideal)

### 5.3.4 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo

Si ahora hacemos un análisis del ciclo compuesto en la expansión, veremos qué ventajas y desventajas tendrá este frente a realizar el ciclo por etapas en la compresión.

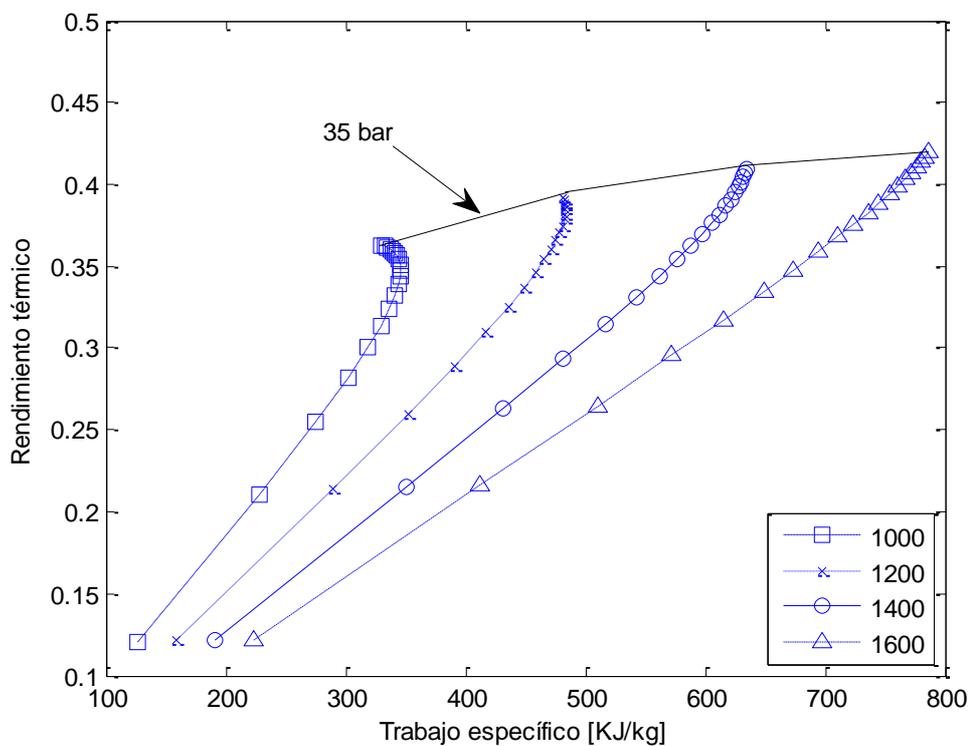


Figura 28. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativo (casi ideal)

El rendimiento térmico para el ciclo compuesto en la expansión es algo más bajo que el del ciclo compuesto en la compresión. Aunque dicho ciclo con recalentamiento hace que se incremente la temperatura media de aportación de calor, produce tanto un incremento de la irreversibilidad en el proceso de aportación de calor como un aumento de la temperatura media de cesión de calor asociado a la mayor temperatura de escape de la turbina. Estos efectos hacen que el ciclo presente menor rendimiento térmico que el ciclo simple. A pesar de ello, su principal cometido es un aumentar el trabajo que desarrolla el ciclo. Se puede comprobar que este trabajo aumenta considerablemente respecto del ciclo simple lo que se debe simplemente a que el recalentamiento involucra un mayor salto de entalpía en la turbina. Los comentarios respecto de las relaciones de compresión de máximo rendimiento y trabajo específico realizadas para el ciclo compuesto anterior son aplicables al ciclo compuesto en la expansión.

Aun así, al igual que se hizo con el ciclo anterior, habrá que evaluar cómo afecta esta modificación a las posibles irreversibilidades que pudiera introducir el ciclo. Para ello se evaluará el rendimiento exergético que nos dará una idea del aprovechamiento de la energía disponible del ciclo. Esto se muestra en la figura 29 en la que no se aprecian variaciones significativas respecto del caso del ciclo compuesto en la compresión salvo por el hecho de que los valores del rendimiento exergético en este caso son mayores.

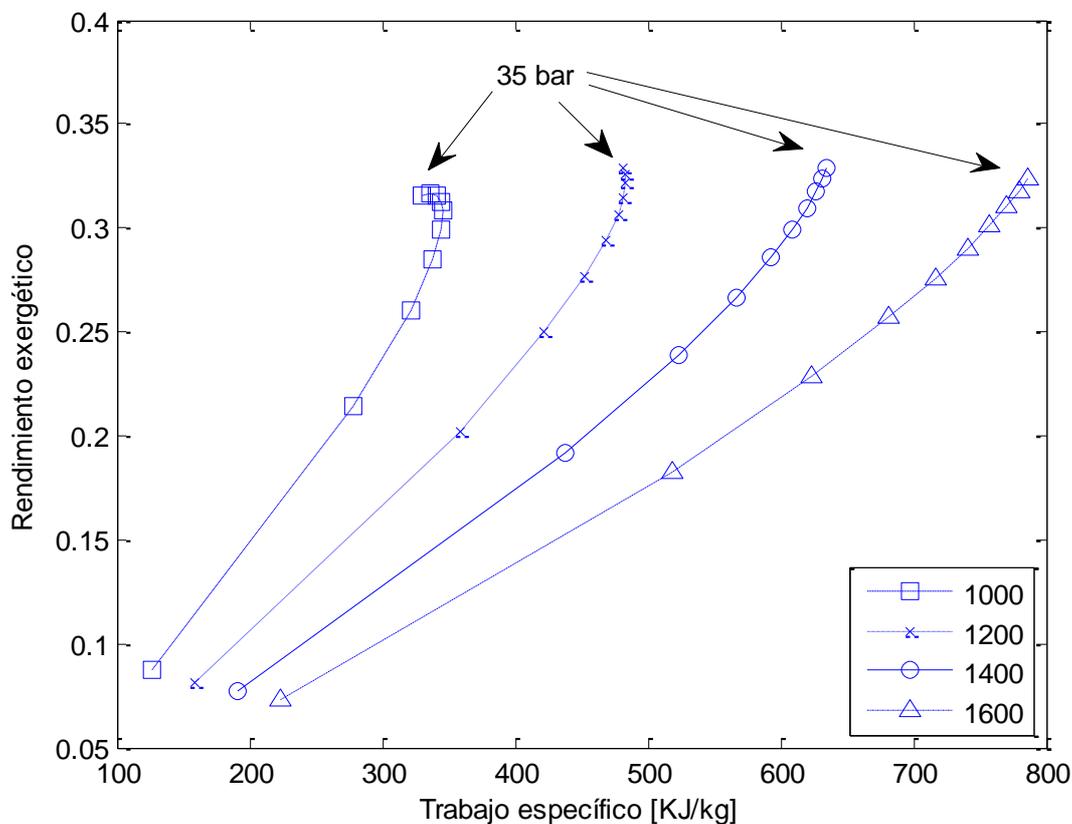


Figura 29. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la expansión no regenerativa (casi ideal)

Tal y como ocurría en el ciclo compuesto en la compresión, el rendimiento aumenta a medida que aumenta la relación de compresión porque aumenta la temperatura de descarga del compresor y disminuye la temperatura de escape de la turbina. Esto supone una reducción de la irreversibilidad asociada a los procesos de aportación y cesión de calor del ciclo que son más importantes que el incremento de la irreversibilidad asociada a las turbomáquinas (procesos de compresión y expansión no isentrópicos). Como se aprecia en el gráfico adjunto, no es hasta que la relación de compresión es muy elevada cuando el segundo efecto mencionado se hace más importante que el primero. Esto ocurre para una relación de compresión fuera del rango estudiado para todas las temperaturas de entrada a turbina salvo para 1000 K.

De nuevo, se pone de manifiesto que el ciclo compuesto resulta interesante desde el punto de vista del

incremento de trabajo específico, pero no en términos de rendimiento térmico o exergético.

### 5.3.5 Ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo

En este caso se da una combinación de una compresión por etapas y una expansión por etapas realizadas en un mismo ciclo; es decir se produce un enfriamiento en el proceso de compresión y un recalentamiento en la turbina. De esta manera el coste de montaje de la planta será mayor, pero el aumento de trabajo neto también aumentará de forma considerable.

Habría que tener en cuenta que, si para los casos anteriores se ha reducido el rendimiento térmico de la planta, y el rendimiento exergético de la misma. Para este caso no debería de ser menos, ya que introduce de forma doble las irreversibilidades asociadas a la modificación del ciclo.

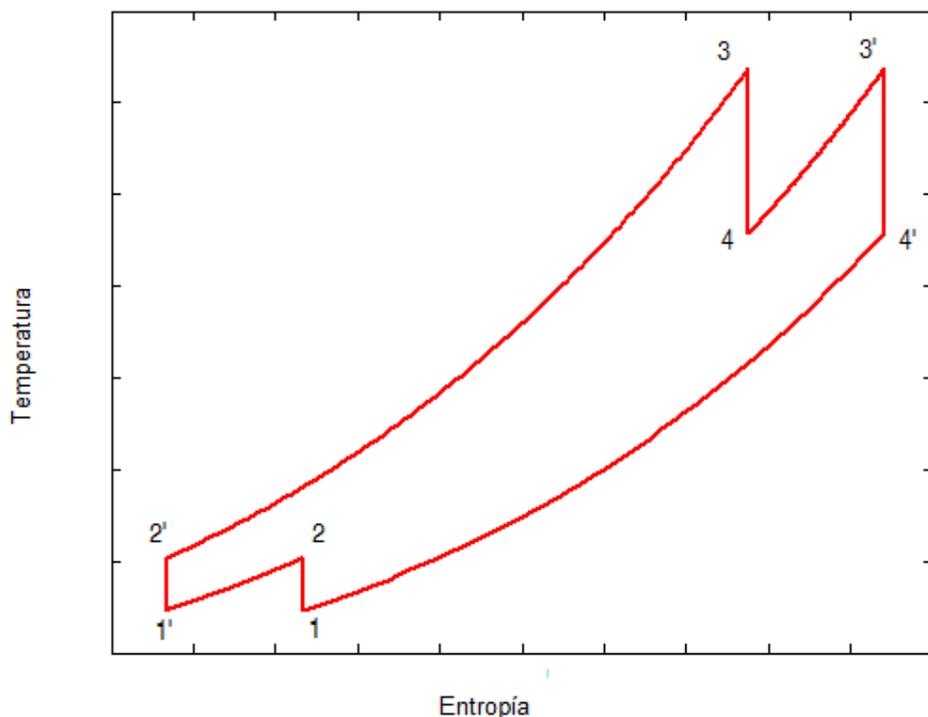


Figura 30. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (ideal)

### 5.3.6 Análisis del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo

Para la realización de este análisis no se ha modificado ninguna pauta impuesta anteriormente, es decir la presión a la que se produce en enfriamiento y el recalentamiento sigue siendo la media geométrica entre las presiones de entrada y de salida respectivamente.

Así, en la figura 31, se ve claro cómo se ha producido un aumento del trabajo específico del ciclo, prácticamente el doble que el ciclo simple. El rendimiento térmico sigue teniendo prácticamente el mismo valor, ya que, aunque se consigue elevar la temperatura media de aportación de calor al ciclo gracias al recalentamiento, se reduce la misma debido a la compresión por etapas, por lo que al ser efectos contrapuestos se anulan. Algo similar ocurre para la temperatura de cesión al ambiente.

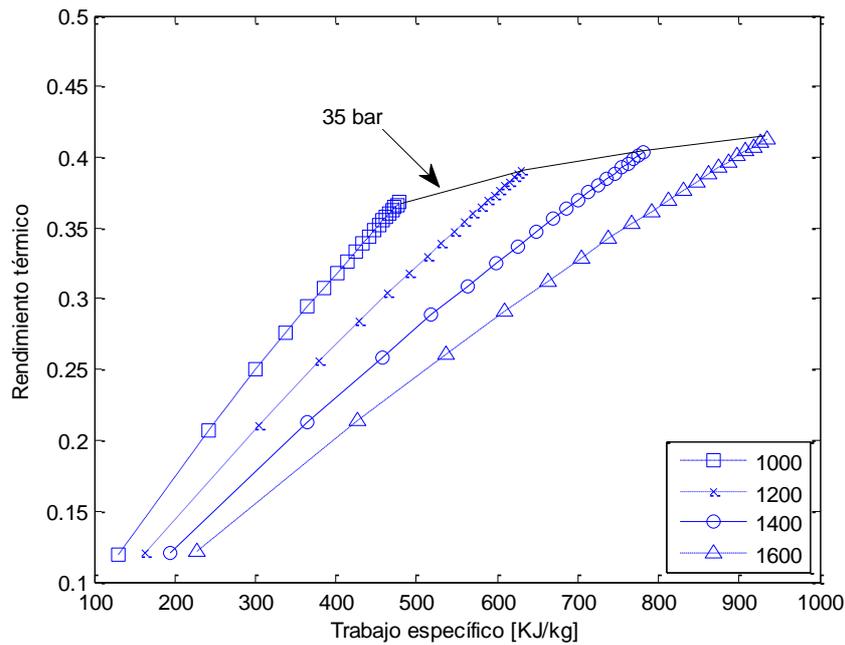


Figura 31. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (casi ideal)

Es en el rendimiento exergético donde se comprueba que las irreversibilidades comentadas tienen un efecto negativo sobre el ciclo. De esta manera, a medida que aumentamos la temperatura de entrada a la turbina, estamos aumentando el trabajo del ciclo, pero el también estaremos introduciendo irreversibilidades asociadas a la aportación de calor desde una temperatura de entrada menor que en el ciclo simple, y un aumento de la temperatura media de cesión de calor.

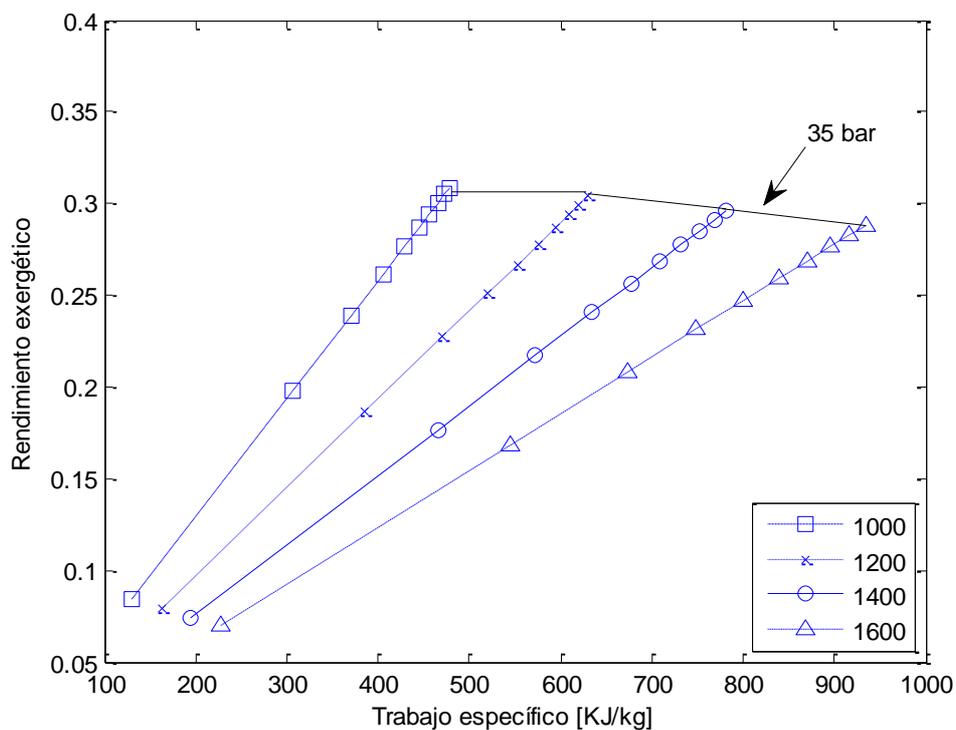


Figura 32. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión no regenerativo (casi ideal)

Por lo tanto, se debe buscar una solución, ya que se está consiguiendo un aumento del trabajo específico, pero se empeora el aprovechamiento de la energía aportada al ciclo, y el rendimiento térmico tampoco aumenta de forma considerable.

### 5.3.7 Ciclo de Brayton regenerativo compuesto en la compresión y en la expansión

Para resolver la bajada del rendimiento térmico y exergético del ciclo simple respecto del ciclo simple se propone construir un ciclo que tenga compresión y expansión por etapas pero que al mismo tiempo sea regenerativo. La regeneración conseguirá que estos rendimientos aumenten por la misma razón que lo hacía para el ciclo simple regenerativo; esto es, conseguirá que se reduzca la energía térmica aportada al ciclo y la cedida al ambiente, reduciendo igualmente la irreversibilidad de la aportación y cesión de calor y aumentando la temperatura media de aportación de calor y disminuyendo la temperatura media de cesión de calor. No obstante, también llevará aparejada una presión máxima que no se podrá superar para que no se produzca cruce de temperaturas en el regenerador. La irreversibilidad asociada al intercambio de calor regenerativo tendrá menos efecto negativo que la referida a la aportación y cesión de calor.

Aun así, el enfriamiento en la compresión hará que esta presión pueda ser más elevada que en el caso del ciclo simple regenerativo.

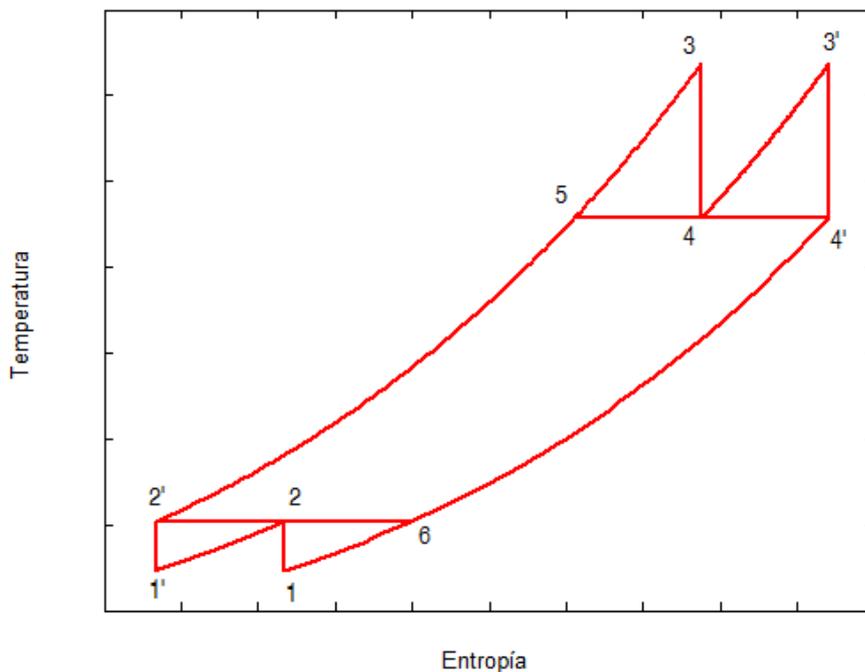


Figura 33. Diagrama T-s del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (ideal)

### 5.3.8 Análisis del ciclo regenerativo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión

Para realizar el análisis se va a suponer un rendimiento en la regeneración del 80% al igual que se hizo para el ciclo simple. Recordar también que la misión de esta modificación es aumentar el rendimiento del ciclo sin aminorar el trabajo producido. En primer lugar, se va a analizar el rendimiento térmico.

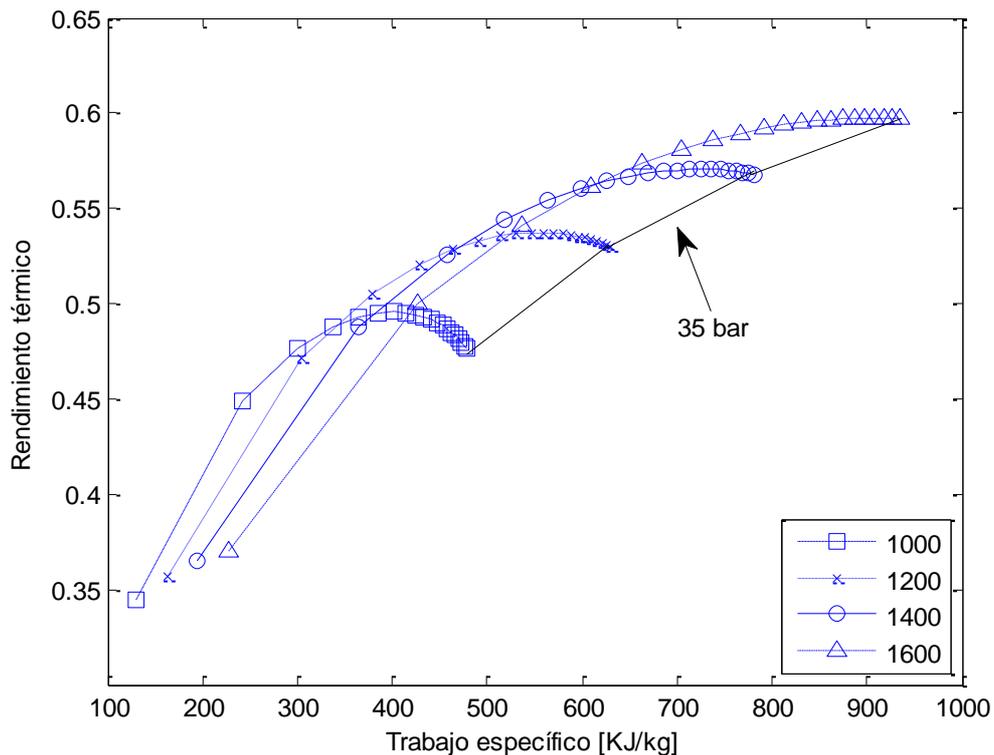


Figura 34. Rendimiento térmico vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (casi ideal)

Efectivamente, la modificación propuesta consigue un aumento considerable de la eficiencia térmica con respecto a cualquiera de los ciclos anteriores. Caben varias observaciones. En primer lugar, para una temperatura de entrada a turbina determinada, el incremento de la relación de compresión recorre la curva en el sentido de las agujas del reloj, debido a la naturaleza regenerativa del ciclo. Así, a medida que aumentamos la relación de compresión, aumentan el trabajo específico desarrollado por el ciclo y el rendimiento de manera que se alcanza en primer lugar un máximo del rendimiento térmico y, posteriormente, un máximo del trabajo específico para una relación de compresión un poco mayor. Es interesante observar que la caída de rendimiento para relaciones de compresión elevadas se debe a que el salto de temperaturas entre las temperaturas de salida de compresor y turbina se va haciendo menor de modo que cuanto mayor es la relación de compresión menor es la cantidad de calor recuperada en el regenerador. Por otro lado, la presencia de compresión y expansión escalonadas hace que se pueda elevar la relación de compresión de manera muy significativa sin que se alcance un máximo de trabajo específico que vendría motivado por un trabajo de compresión excesivamente alto. Estas es la razón por la que no se aprecia el punto de máximo trabajo específico en el rango de relaciones de compresión consideradas para ninguna de las temperaturas de entrada a turbina mostradas. En cualquier caso, este ciclo parece asegurar que es posible alcanzar rendimientos térmicos superiores a 50 o 55%.

Respecto del rendimiento exergético, se puede ver como la regeneración hace que aumente el rendimiento exergético respecto del ciclo sin regeneración para presiones bajas, debido a que la regeneración ayuda a disminuir las irreversibilidades en la aportación y cesión de calor. Para presiones elevadas, el aumento de trabajo es capaz de compensar la disminución de regeneración, aumentando el rendimiento exergético a medida que aumenta la relación de compresión. Este efecto es cada vez menor, debido a que las irreversibilidades asociadas a la aportación y cesión de calor aumentan, así como las de compresión y expansión no isentrópicas. Por otro lado, a medida que aumenta la temperatura, estas irreversibilidades aumentan, haciendo que el rendimiento exergético sea cada vez menor.

Aun así, el rendimiento exergético es mayor en el caso regenerativo que no regenerativo, ya que la compresión escalonada permite elevar la relación de compresión sin que se produzca cruzamiento, lo que hace que mejore la regeneración, y la expansión escalonada permite elevar el trabajo desarrollado, de tal manera que la suma sea mayor que las irreversibilidades de aportación y cesión de calor, así como de las irreversibilidades asociadas a las turbomáquinas.

De esta manera, gracias a la compresión y expansión escalonadas, se ha conseguido aumentar el rendimiento exergético para presiones elevadas, lo que no conseguía el ciclo simple con regeneración, así como aumentar el trabajo desarrollado por el ciclo.

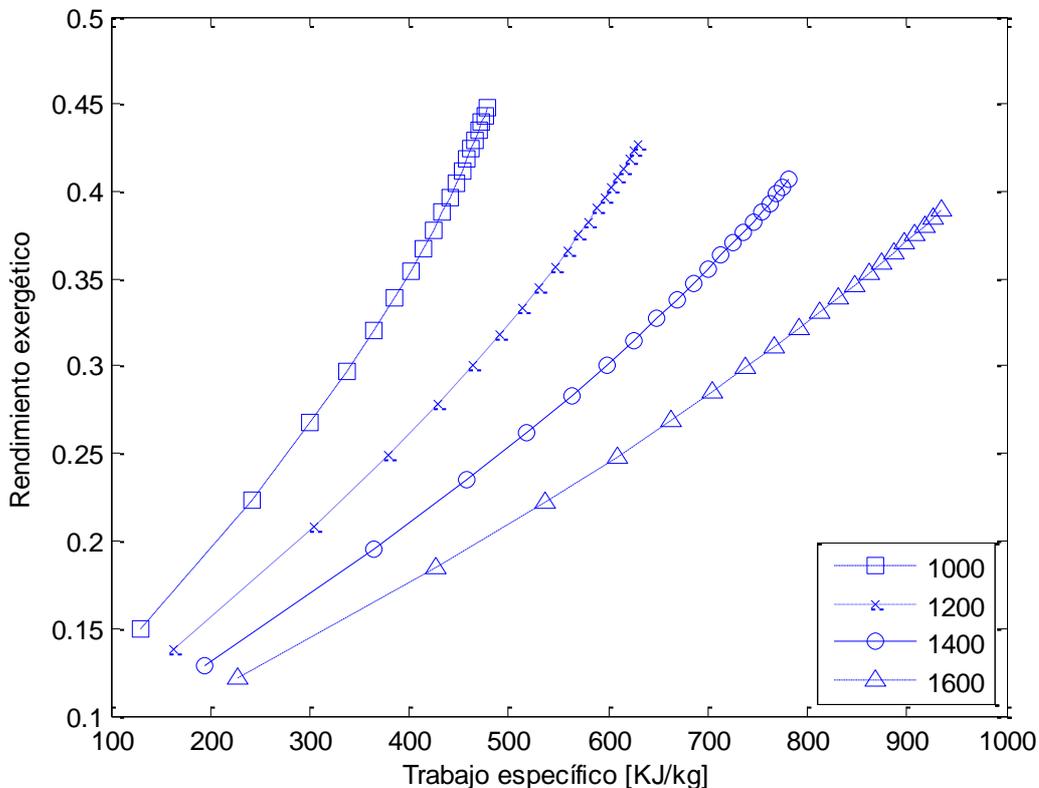


Figura 35. Rendimiento exergético vs trabajo específico del ciclo de Brayton compuesto en la compresión y en la expansión regenerativo (casi ideal)

## 5.4 Evaluación del factor de Carnot en el ciclo de Brayton

Como ya se hizo con el ciclo de Rankine, se va a evaluar el grado de aproximación que tiene el ciclo de Brayton al ciclo de Carnot. La razón de evaluar el factor de Carnot es ver el porcentaje de rendimiento que se consigue en comparación con el de este ciclo, que es el de mayor rendimiento térmico para dos temperaturas extremas de foco caliente y frío.

Para ello se evaluarán todas las modificaciones al mismo tiempo para unas temperaturas de referencia determinadas, y a fin de ver con el aumento de presión cómo es la variación de dicho parámetro. El criterio que se ha tomado para elegir esta forma de hacer el análisis es saber cómo es la variación teniendo todas las mismas condiciones.

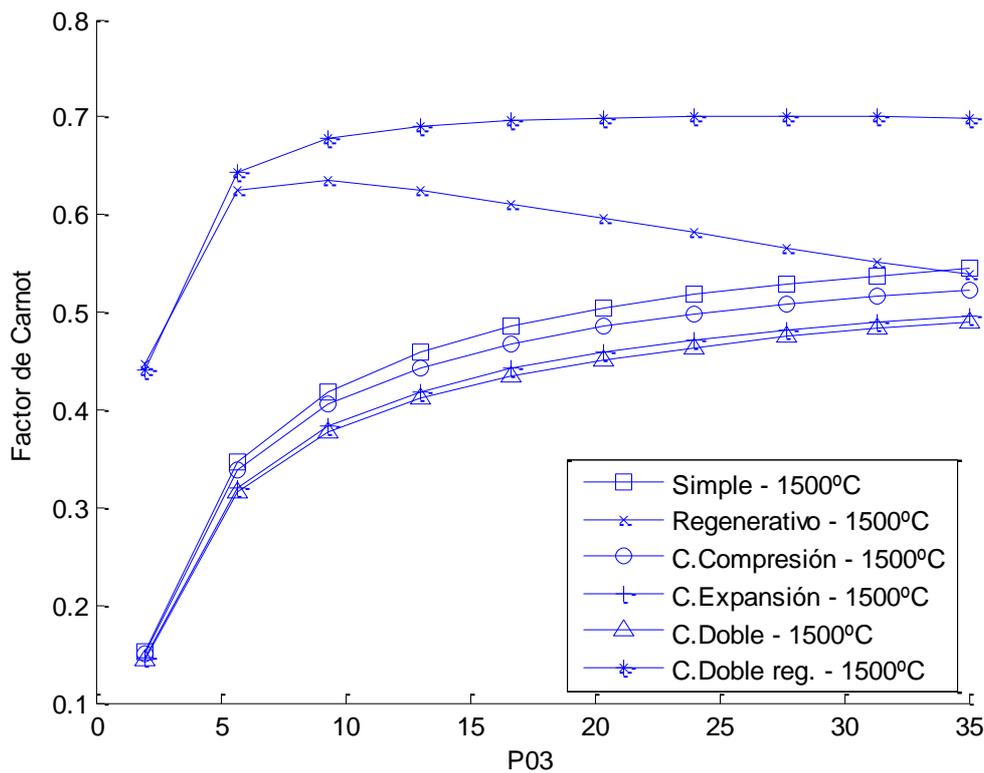


Figura 36. Factor de Carnot vs  $P_{03}$  para el ciclo de Brayton

Al igual que ocurría con el ciclo de Rankine, la regeneración es buena a bajas presiones pues consigue un salto importante de aproximación al ciclo de Carnot. No obstante, esto sólo tiene lugar en el ciclo simple regenerativo para relaciones de compresión muy bajas ya que, al aumentar la relación de compresión, el factor de Carnot vuelve a bajar y se aproxima al de los ciclos no regenerativos. La utilización de un ciclo simple regenerativo parece permitir alcanzar el 60% del ciclo de Carnot trabajando entre las mismas temperaturas extremas.

Es muy interesante el caso del ciclo regenerativo y compuesto en la compresión y la expansión. Este ciclo introduce un salto del factor de Carnot muy importante en el rango de bajas presiones pero, a la vez, este beneficio se mantiene para relaciones de compresión elevadas. El gran beneficio de este comportamiento es que permite incrementar la relación de compresión hasta valores en los cuales no sólo el rendimiento es elevado sino también el trabajo específico. Esta es una gran diferencia respecto del ciclo simple regenerativo ya que este último obliga a trabajar en un rango de relaciones de compresión en el que el trabajo específico es muy bajo.

El efecto de aumentar la temperatura lleva a aumentar el factor de Carnot para todos los ciclos. De esta manera, para un ciclo simple y presiones lo suficientemente elevadas (figura 37), un aumento de 900°C a 1400°C hace que mejore el rendimiento en torno al 10% mientras que el aumento de 1500°C a 1600°C solo produce un aumento del 1%, luego esto nos hace preguntarnos si el incesante aumento de la temperatura de entrada a la turbina en las turbinas de gas ha llegado a un punto máximo, donde los esfuerzos de aumentarla son grandísimos y el efecto que produce sobre el rendimiento cada vez menos fructífero.

Se puede comprobar la línea asintótica que tienen los ciclos en sus diferentes mejoras, y cómo si se siguen empleando estas técnicas se conseguirán mejores rendimientos, pero igual de lejos del ciclo de Carnot que los anteriores., lo que denota que el ciclo será cada vez mejor pero no más reversible

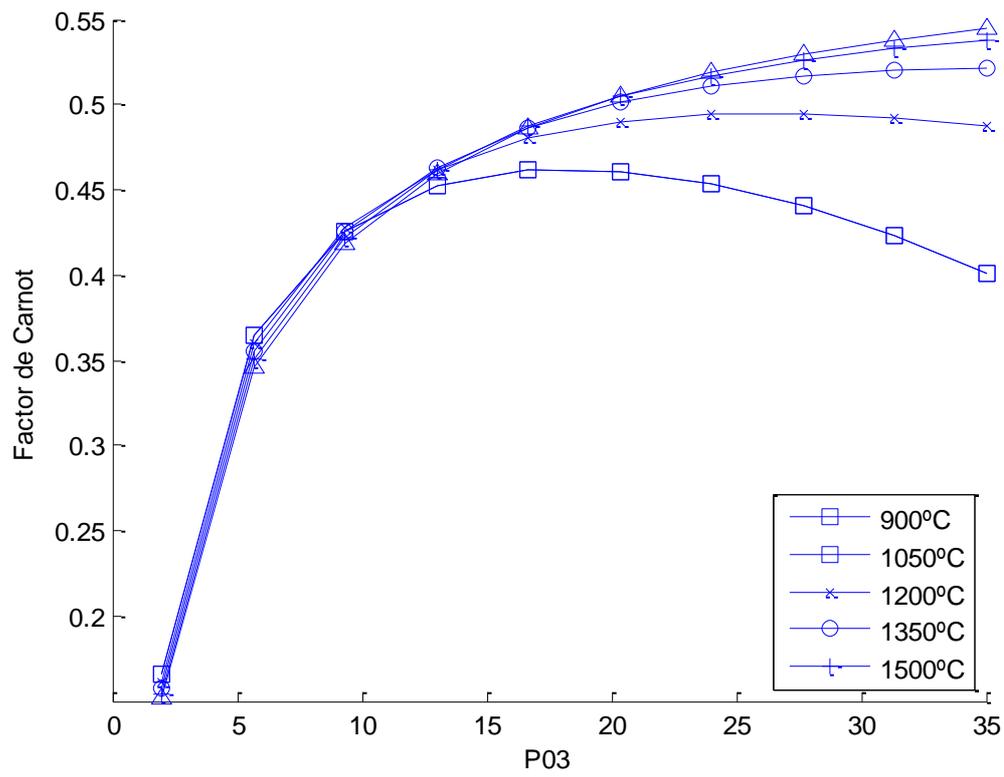


Figura 37. Variación del factor de Carnot en un ciclo de Brayton simple para diferentes temperaturas

# 6 LOS CICLOS COMBINADOS

A fin de encontrar rendimientos que fuesen cada vez más altos, las instalaciones de producción de potencia han estado en permanente revisión y evolución. Como consecuencia de estas evoluciones, surgieron los llamados ciclos combinados o también conocidos como ciclos de gas-vapor. Este tipo de ciclo se basa en una combinación del ciclo de Brayton, o ciclo de Joule, y el ciclo de Rankine, intentando aprovechar los mejor de cada uno y aumentar la eficiencia resultante y el trabajo producido.

## 6.1 El ciclo combinado simple

### 6.1.1 Descripción del proceso

El ciclo de Brayton trabaja a una temperatura muy superior al ciclo de Rankine. Mientras que los ciclos de vapor se sitúan entre 550°C y 650°C, el ciclo de gas puede llegar a los 1600°C. Esto es debido fundamentalmente a que la turbina de gas es un motor de combustión interna y no necesita de intercambiadores de calor para elevar el estado térmico del fluido. Por el contrario, la turbina de vapor es un motor de combustión externa y el incremento de la temperatura de operación supone un incremento de los costes de la caldera (además de los de la propia turbina) que difícilmente pueden ser compensados económicamente por el incremento de rendimiento. Finalmente, el potencial de la turbina de gas como motor de combustión interna ha sido acompañado de continuas mejoras en el desarrollo de materiales, así como por la irrupción de las técnicas de refrigeración de álabes a mediados del siglo pasado.

Como consecuencia de lo expuesto en el párrafo anterior, las turbinas de gas modernas alcanzan temperaturas de entrada a turbina en el entorno de los 1600°C o más lo que implica temperaturas de escape del motor superiores a 600°C que es, precisamente, el límite superior de la temperatura de vapor vivo empleada por la práctica totalidad de las turbinas de vapor. Esta coincidencia del nivel de temperatura de la energía térmica de la corriente de gases de escape de una turbina de gas y del proceso de aportación de calor a un ciclo de Rankine típico sugiere que la energía no utilizable en el primer motor pueda ser utilizada para hacer funcionar el segundo. Por ello se coloca un economizador del agua de entrada a la salida de la caldera, seguido de un evaporador, donde se genera el vapor necesario. Luego este vapor se pasa por un sobrecalentador, donde se eleva a la temperatura de vapor vivo. De este modo la energía térmica vertida finalmente al ambiente es mucho menor y el rendimiento del conjunto sube de manera significativa.

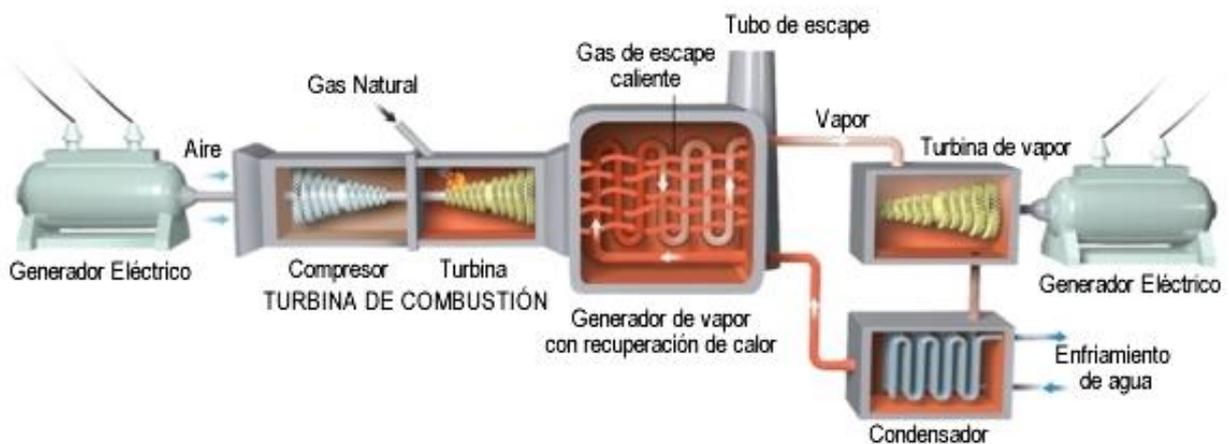


Figura 38. Esquema de una planta de ciclo combinado

La implementación de un ciclo de vapor a un ciclo de gas ya existente aumenta el coste de la instalación, pero este incremento de coste está justificado por el incremento de eficiencia que proporciona. Esta eficiencia se

define de igual manera que para los ciclos por separado, siendo el cociente entre la potencia producida (la suma del ciclo de gas y del ciclo de vapor) y el producto de la masa de combustible por el PCI de este. En el caso del rendimiento exergetico, a modo de recordatorio, será la energía que es capaz de transformar el ciclo dividido entre la energía disponible total de dicho ciclo.

### 6.1.2 Análisis del ciclo combinado simple

Antes de realizar el análisis habrá que fijar los parámetros de diseño y condiciones de operación para que los resultados sean correctos, y la evaluación se asemeje más al ciclo real óptimo. En primer lugar, hay que fijar la relación de compresión en el ciclo de gas. Bien es sabido que la relación de compresión que hace que el ciclo sea óptimo, como se vio en el ciclo simple, está en torno a los 30 bar de presión. Por otro lado, esta relación es menor si queremos que se desarrolle el trabajo máximo en el ciclo. Pues bien, la relación de compresión que hace que el ciclo combinado sea lo más eficiente posible será un valor intermedio entre dichas dos presiones, en torno a 25 bar para los motores modernos (si bien esta relación de compresión depende de la temperatura de entrada a la turbina). Fijaremos este valor para la relación de compresión del ciclo de gas. En segundo lugar, tenemos la temperatura de entrada a la turbina de gas. Como se viene haciendo a lo largo de este proyecto, y por cuestiones de tecnología disponible en el mercado, esta temperatura variará entre los 1200 °C y 1600 °C. La pérdida de presión en la cámara de combustión será del 5%, y el rendimiento de dicha cámara del 95%. Los rendimientos de las turbinas y compresor serán del 90% y 85% respectivamente.

También tenemos que fijar las relaciones de temperaturas en el intercambio de calor que se produce en la caldera de recuperación. Por un lado, definimos el “*pinch point*”, denotado por la letra  $\gamma$ , y que determina la diferencia de temperatura mínima entra la corriente de gases y el agua a la presión de saturación. Se toma un vapor de 10°C. Por otro lado, definimos el “*approach point*”, denotado por la letra  $\alpha$ , y que determina el subenfriamiento necesario que tiene el agua a la salida del economizador, y que valdrá 5°C. Esta decisión se ha tomado según la referencia tomada de los apuntes de la asignatura Sistemas de Producción de Potencia [4], y que para una temperatura del entorno de los 600°C de los gases de salida:

#### Valores orientativos de “pinch point” y “approach point” (Ganapathy).

TIPO DE TUBO DEL EVAPORADOR	PINCH POINT (°C)		APPROACH POINT (°C)
	LISO	ALETEADO	
TEMPERATURA DE ENTRADA DE LOS GASES (°C)	650-980	75-85	20-35
	400-650	45-75	5-20

Figura 39. Valores orientativos de “Pinch Point y “Approach Point”

La presión de condensación se tomará como 70 mbar, ya que suponemos que la refrigeración se hace con agua. Las condiciones del ambiente tomaremos 15 °C y 1.013 bar de presión. Como combustible de la turbina de gas se ha elegido gas metano con un poder calorífico de 50000 kJ/kg.

La elección de la presión de vapor vivo depende de varios factores. Una presión de vapor vivo alta nos garantizará un rendimiento alto de la turbina de vapor, pero emporará la eficiencia de la caldera de recuperación, dando lugar a una temperatura de chimenea muy elevada y perdiendo por tanto mucha energía que se cede al ambiente (afirmación válida para el caso de ciclos combinados con producción de vapor a una presión solamente). En cambio, una presión de vapor vivo baja producirá el efecto contrario: menor rendimiento térmico del ciclo de Rankine, pero mayor recuperación de energía térmica en la caldera. Sabiendo esto, se ha tomado un valor de 75 bar para realizar el análisis del ciclo.

En el caso de la temperatura de vapor vivo, deberá ser compatible con la temperatura de salida de los gases.

Esta temperatura varía con la relación de compresión (siendo más elevada cuanto menor es la relación de compresión), luego habrá que determinar una diferencia terminal de temperatura entre la temperatura de los gases de salida y la temperatura de vapor vivo. Para el análisis se ha escogido un valor de  $50^{\circ}\text{C}$ . En el caso de que la temperatura del vapor vivo supere los  $600^{\circ}\text{C}$ , se tomará dicha temperatura como referencia, valor que puede suponerse límite para temperaturas de vapor modernas.

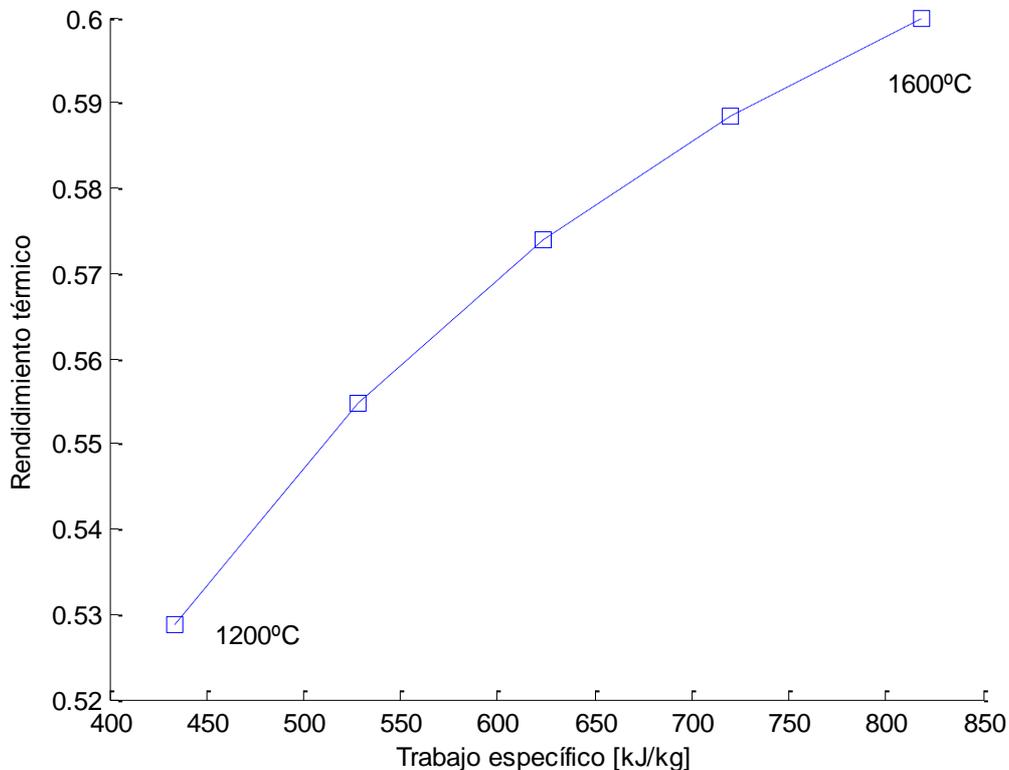


Figura 40. Rendimiento térmico de un ciclo combinado simple vs trabajo específico (casi ideal)

Se puede ver cómo un aumento de la temperatura de entrada a la turbina hace que aumente el rendimiento pues se produce un doble efecto. Por un lado, tal y como se vio en capítulos anteriores, el rendimiento térmico de la turbina de gas aumenta. Por otro, también aumenta la temperatura de escape de la turbina de gas, supuesta una relación de compresión constante como es el caso en este estudio. Esto implica un doble efecto beneficioso ya que permite incrementar la temperatura de vapor vivo y, además, reduce la temperatura de chimenea, incrementando así el rendimiento de la caldera de recuperación. Si lo comparamos con el ciclo de vapor simple, o el ciclo de gas simple, el ciclo combinado consigue un rendimiento térmico mayor y un trabajo específico también notablemente superior. Esto se traduce en que se consigue desarrollar más potencia con la misma energía térmica aportada al ciclo de cabeza (turbina de gas).

Para ver como de eficiente es frente a la disponibilidad de energía de los dos ciclos, evaluamos las irreversibilidades asociadas a cada ciclo. Habrá que evaluar las pérdidas de energía que se producen en el ciclo de gas, las pérdidas que se producen en el intercambio de calor entre los gases, y las pérdidas que se producen en el ciclo de vapor.

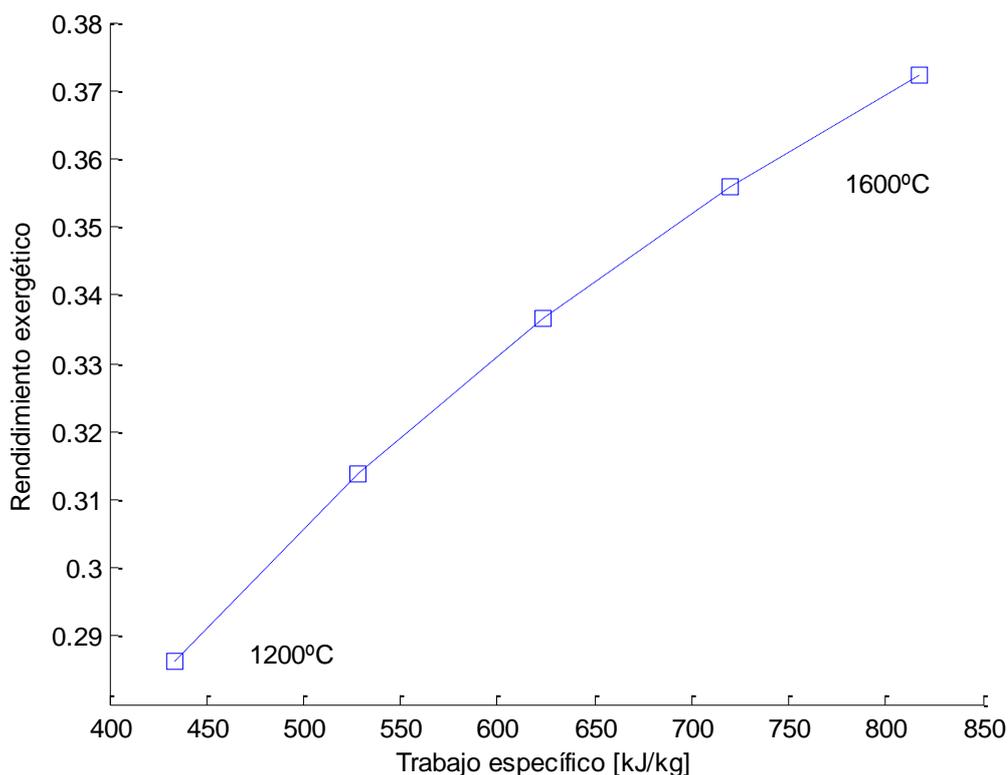


Figura 41. Rendimiento exergético de un ciclo combinado simple vs trabajo específico (casi ideal)

El rendimiento exergético también ha aumentado respecto de los ciclos por separado. Esto deja claro que a pesar de la introducción de nuevas irreversibilidades como la de transferencia de calor en la caldera de recuperación, se está aprovechando mejor la energía aportada al ciclo. El ciclo de cola, o ciclo de vapor, aprovecha la energía contenida en los gases de salida, y eleva el rendimiento exergético para un calor aportado determinado.

## 6.2 El ciclo combinado con recalentamiento

### 6.2.1 Descripción del proceso

Realizar un recalentamiento en el ciclo combinado se traduce dividir el proceso de expansión en dos tramos (dos turbinas diferentes) y colocar en medio una cámara de combustión adicional para volver a elevar la temperatura del fluido. Con ello se persigue el objetivo de incrementar la temperatura de escape de la turbina de gas y mejorar las prestaciones del ciclo de vapor en cola. Aunque no haya un beneficio en términos de rendimiento del ciclo de cabeza, sí es esperable que el rendimiento combinado de la planta completa aumente. Por supuesto, también aumentar el trabajo específico de la turbina.

Un ejemplo de este tipo de disposición se puede ver en el modelo de turbina ALSTOM GT26. Dicho modelo de turbina se puede ver en la figura 41. La modificación que se hace frente al ciclo de una sola etapa es la adición de cámara de combustión secundaria en mitad del proceso de expansión en la turbina. Las cámaras de combustión se componen de 24 quemadores cada una.

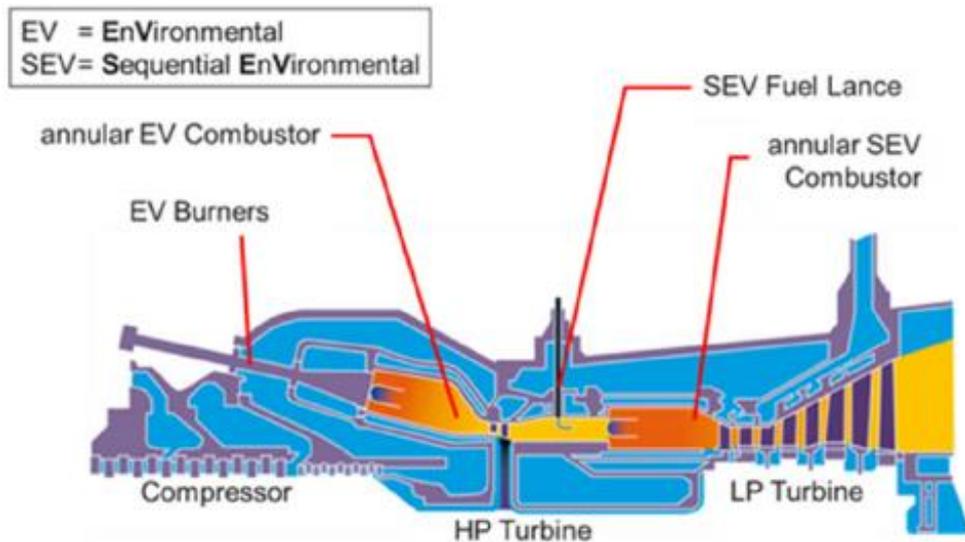


Figura 42. Modelo simplificado de una turbina de gas con recalentamiento

### 6.2.2 Análisis del ciclo combinado con recalentamiento

Vamos a evaluar qué ventajas e inconvenientes presenta el ciclo combinado con recalentamiento frente al ciclo combinado simple. Para hacer el análisis, emplearemos las mismas condiciones de entrada que para el ciclo simple, de tal manera que la comparación sea más visual. La temperatura a la que se recalentarán los gases será la misma que la temperatura de la primera cámara de combustión. La pérdida de carga en la segunda cámara de combustión será del 5%. Al igual que para el ciclo simple, la temperatura máxima que puede alcanzar el vapor vivo es de  $600^{\circ}\text{C}$ . Para la presión de recalentamiento tomaremos la media geométrica entre la entrada a la turbina y la salida en el escape.

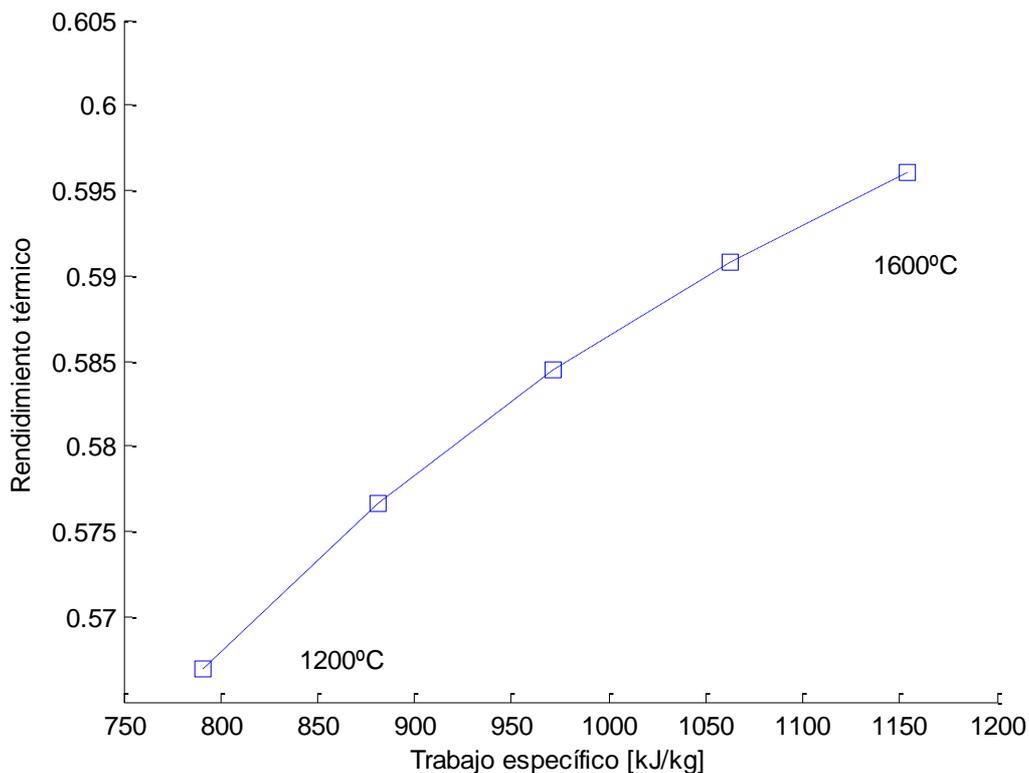


Figura 43. Rendimiento térmico de un ciclo combinado con recalentamiento vs trabajo específico (casi ideal)

El empleo del recalentamiento lleva consigo un aumento de la temperatura media de aportación, lo que conlleva un aumento del rendimiento térmico. A medida que aumenta la temperatura de entrada a la turbina, las irreversibilidades asociadas a la aportación de calor, a la salida de la caldera de recuperación, y las asociadas a la expansión del fluido aumentan, contrarrestando la ganancia de trabajo del ciclo, y llevando a que el rendimiento térmico no mejore de forma notable para temperaturas muy elevadas. Aun así, el principal cometido del recalentamiento el trabajo desarrollado. Si lo comparamos con el ciclo combinado simple, se produce un aumento de trabajo del 45% para unas condiciones dadas.

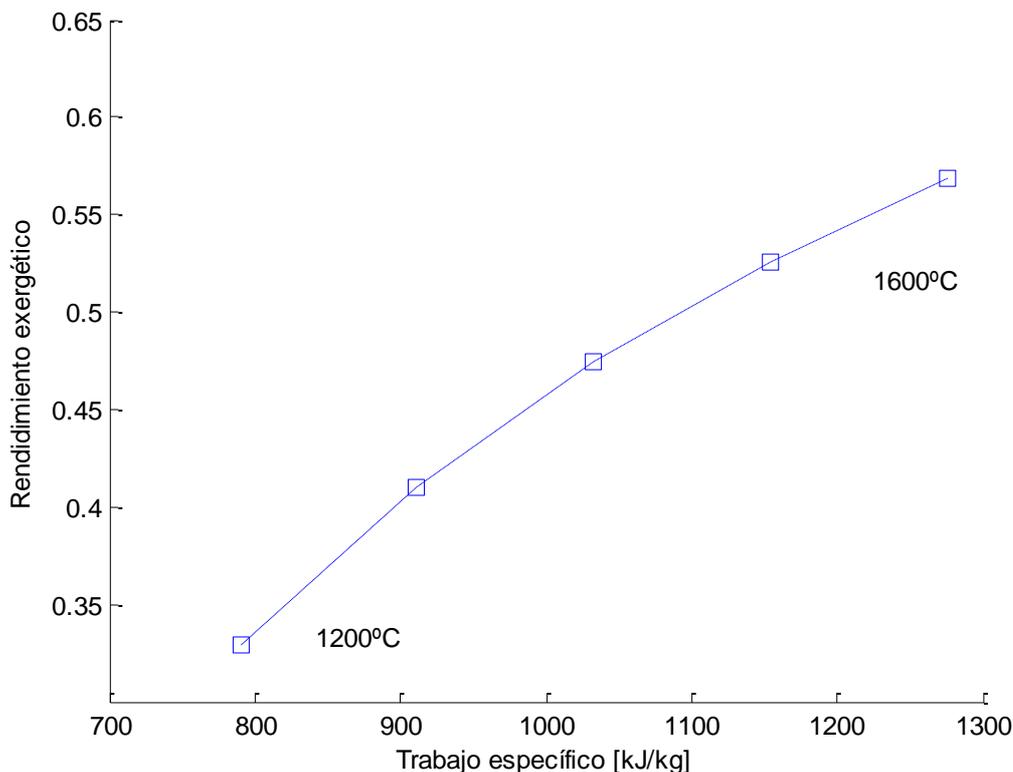


Figura 44. Rendimiento exergético de un ciclo combinado con recalentamiento vs trabajo específico (casi ideal)

Referido a la figura 44, se puede observar un aumento del rendimiento exergético si lo comparamos con el ciclo simple. Esto se debe al aumento trabajo específico y contrarresta las irreversibilidades asociadas a la elevación de la temperatura de aportación de calor. El efecto de aumentar la temperatura de entrada a la turbina es cada vez menor debido a que, un aumento de dicha temperatura se traduce en un aumento de las irreversibilidades asociadas a la aportación de calor, y a las pérdidas en la salida de la caldera de recuperación.

### 6.3 Evaluación del factor de Carnot en los ciclos combinados

El factor de Carnot nos mostraba la relación que tenían los ciclos con el ciclo de Carnot. De esta forma, se podía ver lo aproximado que se encontraba el ciclo del ciclo de rendimiento térmico óptimo. Haciendo un análisis del rendimiento térmico para los ciclos combinados hemos obtenido que el rendimiento ha aumentado de forma considerable respecto a los ciclos por separado. Por ello, es de esperar que el factor de Carnot deberá ser más elevado en este caso que en los casos anteriores, ya que su distancia al ciclo de Carnot es menor.

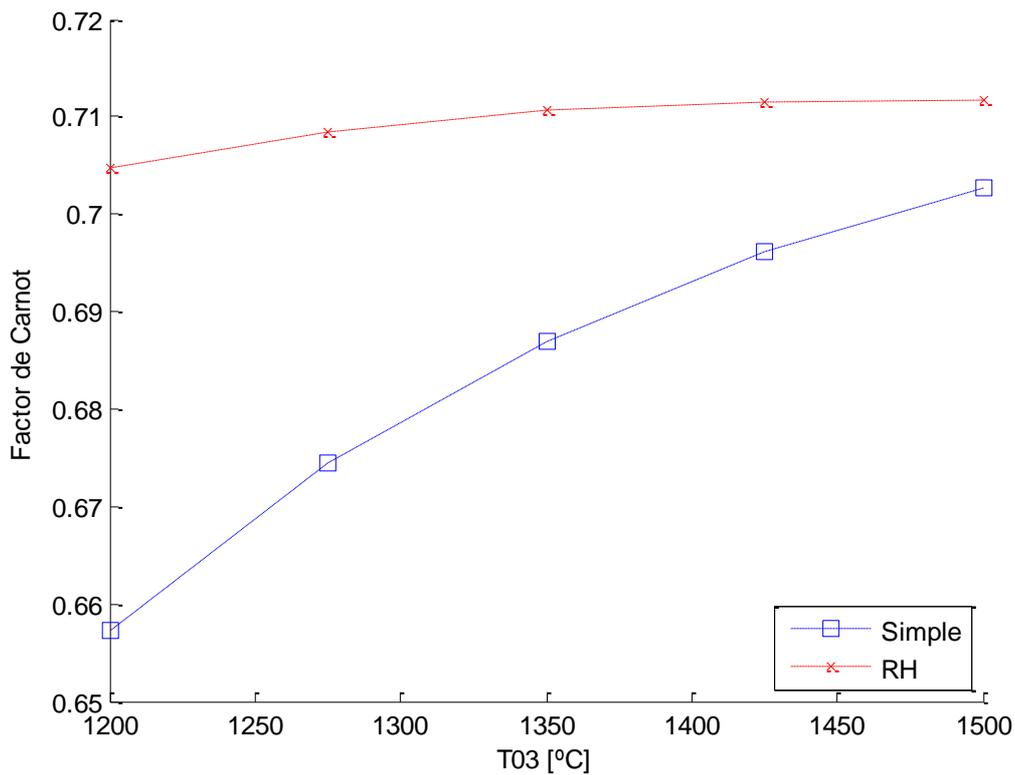


Figura 45. Factor de Carnot de los ciclos combinados vs  $T_{03}$

Como es normal, al ser el rendimiento del ciclo con recalentamiento mayor que el rendimiento térmico del ciclo simple el factor de Carnot será mayor para el ciclo con recalentamiento. Los valores que dan son muy elevados, llegando casi al 71%.

Las limitaciones que tienen estos ciclos son puramente tecnológicas, por ello el empeño de la comunidad científica de seguir aumentando la presión y temperatura de entrada a la turbina de las turbinas de gas en grandes ciclos combinados. Pero también hay que darse cuenta de que el efecto de este incremento de temperatura es cada vez menor, como planteo John Güllen [2], si lo comparamos con los esfuerzos que hay que hacer para descubrir nuevos materiales que soporten estas altas temperaturas, haciendo que aumente el rendimiento del ciclo, pero que este sea cada vez menos reversible.



# 7 CONCLUSIONES

---

De este documento se pueden sacar varias conclusiones. En primer lugar, la cantidad de uso que tienen los ciclos de vapor y de gas, así como los ciclos combinados, a nivel mundial, usándose en su mayoría para la producción de potencia. De esta manera se puede afirmar que son ciclos de gran importancia, y que el énfasis puesto en su mejora no es un tema caprichoso, sino un trabajo de años con tal de sacar la mayor eficiencia de los ciclos. Aun así, se puede decir que, a pesar de su gran uso, existe una preocupación por la contaminación que producen, lo que los hace controvertidos en ese sentido, y que se estén buscando sustitutos a estos, aunque de momento no se puedan sustituir de manera permanente.

Se puede añadir también la posibilidad de usar herramientas informáticas, en este caso *MATLAB*, para la simulación de estos ciclos, con la ayuda de librerías dentro del programa que ayuden a los cálculos de las propiedades termodinámicas. Aunque la propia simulación no se asemeje de manera total a la realidad, será capaz de darnos valores válidos para el análisis que queremos realizar. Esto, nos hace tener una idea de su comportamiento, y nos ayuda a comprender mejor cómo funcionan, y cuáles son los parámetros que mejorar.

En segundo lugar, tenemos el progreso que ha tenido la ya comentada mejora de los ciclos. En este análisis se intenta dar al lector una visión general de lo que son los ciclos de vapor y de gas y su trayectoria a lo largo de los años. Desde un ciclo simple, con un rendimiento pobre y un trabajo escaso, hasta ciclos donde se ha conseguido un aumento importante de la producción de trabajo y aumento del rendimiento térmico. Por otro lado, este aumento del rendimiento no ha conseguido que el aprovechamiento energético del ciclo fuera del todo satisfactorio, llevándonos a la necesidad de aumentar de manera considerable las presiones y temperaturas de operación, y con ellos las irreversibilidades del ciclo, con tal de aumentar el trabajo útil o el rendimiento térmico. Al mismo tiempo, este aumento del trabajo desarrollado y el rendimiento ha sido cada vez más costoso y reducido.

Por lo tanto, a la pregunta que nos hacíamos al comenzar el proyecto de si se ha llegado a un límite en las técnicas de optimización la respuesta es que siempre se podrán seguir mejorando las condiciones de trabajo de las máquinas, con máquinas más eficientes, pero si se sigue el camino actual, la mejora correspondiente es cada vez menor tendiendo de manera asintótica a un límite termodinámico próximo pero todavía diferente del ciclo de rendimiento óptimo, esto es, el ciclo de Carnot. De forma particular, para el ciclo de Rankine hemos visto cómo se ha conseguido un aumento del rendimiento térmico, pero en ningún momento el mismo resultado en el rendimiento exergético, habiendo un aumento leve, lo que nos lleva a pensar que el camino tomado no se ha centrado en el aprovechamiento de la energía disponible en el ciclo. Lo mismo pasa, pero en menor medida, con el ciclo de Brayton, donde el aumento del rendimiento térmico no ha llevado a un aumento progresivo de la eficiencia exergética, consiguiendo que aumente, pero con una tendencia negativa con el aumento incesante de las temperaturas de entrada a la turbina. Para el ciclo combinado se combinan todas las prestaciones de ambos ciclos, aumentando el rendimiento tanto térmico como exergético, pero llegamos a un punto donde el aumento de dichas prestaciones no es posible debido a la falta de medios para llegar a presiones o temperaturas excesivamente altas, y sin conseguir que el ciclo sea mucho más reversible. Se dejará para un estudio posterior las tendencias que siguen los ciclos combinados a dos y a tres presiones.



## 8 REFERENCIAS

- [1] Amann, C., 2005, “*Applying Thermodynamics in Search of Superior Engine Efficiency*”, ASME, Vol. 127, Julio.
- [2] Can Güllen, S., 2016, “*Beyond Brayton cycle: it is time to change the paradigm*”. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. June 13 – 17, Seoul, South Korea.
- [3] Crespi, F., Gavagnin, G., Sánchez, D., Sánchez, G., 2018, “*Analysis of Thermodynamic Potential of Supercritical Carbon Dioxide Cycles: A Systematic Approach*”, ASME, Vol 140, mayo.
- [4] Grupo de motores y máquinas térmicas de Sevilla (GMTS), “*Apuntes E.T.S de Ingeniería de Sevilla*”.
- [5] Saad, Michel A., 1971, “*Termodinámica*”, Ediciones Urmo.
- [6] Sánchez Lencero, T., Muñoz Blanco, A., 1987, “*Ciclos de las plantas de potencia y de los motores de reacción*”. Sevilla: Universidad de Sevilla, Cátedra de Motores Térmicos.
- [7] Wilson, D., Korakianitis, T., 1998, “*The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*”. Cambridge, Mass. [etc.]: MIT Press. 2ª ed.
- [8] Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 1996, “*Termodinámica*”. Vol. 1 Traducción: Nagore, G. México [etc.]: McGraw-Hill. 2ª ed.
- [9] Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., 1996, “*Termodinámica*”. Vol. 2. Traducción: Nagore, G México [etc.]: McGraw-Hill. 2ª ed.
- Enlaces web:
- [10] Blog de termodinámica, (última vez consultado (21/06/2018): <https://termodinamica-esimeazc.blogspot.com.es/2015/01/ciclo-de-carnot.html>
- [11] BP Energy Outlook (última vez consultado (03/07/2018): <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/energy-outlook.html>
- [12] Calderón, J., Castro, J., Celis, L., De la Ossa, D., 2018, “*El ciclo de Rankine*”, (última vez revisado 21/06/2017): <https://www.emaze.com/@AQZITORF/Ciclo%C2%A0Rankine>
- [13] International Energy Agency, 2016, “*Energy Atlas – Total Electricity Generation*” (última vez consultado 21/06/2018): <http://energyatlas.iea.org/#!/tellmap/-1118783123>
- [14] International Energy Agency, 2016, “*Energy Atlas – Fossil Fuel in electricity*” (última vez consultado 21/06/2018): <http://energyatlas.iea.org/#!/tellmap/-1118783123/2>
- [15] Flores, G., Kenneth, R., 2015, “*Ciclos de Potencia mediante Gas*”, Panamá: Universidad Tecnológica de Panamá, (última vez consultado 21/06/2018): <http://ciclosdepotenciamediantegas.blogspot.com.es/>
- [16] Red Eléctrica Española, 2017, “*Estadísticas Año 2017*”, (última vez consultado 16/08/2018): <http://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico-espanol/informe-anual/informe-del-sistema-electrico-espanol-2017>

