

Trabajo Fin de Grado
Grado Ingeniería de la Energía

Análisis de ciclos de turbina de gas con compresión
interrefrigerada. Potencialidad en Ciclos
Combinados

Autor: Miguel Ramos Aibar

Tutor: Prof. Dr. D. Tomás Sánchez Lencero

Departamento de Ingeniería Energética
Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



GMTS | GRUPO DE MÁQUINAS Y MOTORES
TÉRMICOS DE SEVILLA

Trabajo Fin de Grado
Grado Ingeniería de la Energía

Análisis de ciclos de turbina de gas con compresión interrefrigerada. Potencialidad en Ciclos Combinados

Autor:

Miguel Ramos Aibar

Tutor:

Prof. Dr. D. Tomás Sánchez Lencero

Departamento de Ingeniería Energética
Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017

Proyecto Fin de Carrera: Análisis de ciclos de turbina de gas con compresión interrefrigerada.Potencialidad
en Ciclos Combinados

Autor: Miguel Ramos Aibar

Tutor: Prof. Dr. D. Tomás Sánchez Lencero

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

En primer lugar, quería agradecer a mi familia todo el apoyo y la ayuda recibida durante estos años, pues ha sido gracias a ellos que haya tenido la fuerza y el ánimo suficiente para superar esta etapa de mi vida y este proyecto.

A mi tutor Tomás, por la continua ayuda y atención que me ha aportado durante la duración del proyecto, agradecerle también la cantidad de medios y ayudas que me ha proporcionado para poder llevar a cabo este proyecto.

A Francesco Crespi, por el tiempo y ayuda que me ha proporcionado a la hora de simulación del objeto de este proyecto, pues sin su ayuda no hubiese sido posible la finalización de este proyecto.

A mis amigos, compañeros de clase, y a todos los profesores que me han instruido, todos han sido de ayuda y apoyo durante esta etapa de mi vida.

Resumen

El objeto de este proyecto es el análisis de las turbinas de gas inter-refrigeradas basándose en la turbina LMS100 de General Electric, para ello se hará un análisis de las prestaciones de la turbina modificando las relaciones de compresión, tanto la total como la intermedia, para obtener así las mejores prestaciones posibles dependiendo de la utilización de dicha turbina.

Se analizarán los casos tanto ideales como reales del funcionamiento de la turbina para poder ver la diferencia que existe entre ambos, y se hará un análisis de la turbina incluyendo la refrigeración de los álabes de turbina para tener una aproximación mayor a la realidad.

Por último se tendrá en cuenta la posible incorporación de un ciclo de cola de vapor para analizar la potencialidad de este tipo de turbinas en ciclos combinados.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Índice	xii
Índice de Tablas	xiv
Índice de Figuras	xvi
Notación	xviii
1 Introducción	1
2 Ciclo compuesto de turbina de gas	3
2.1 <i>Relación de compresión intermedia (RCB)</i>	5
3 Análisis del ciclo ideal	7
3.1 <i>Análisis con la relación de compresión intermedia</i>	9
3.1.1 Trabajo específico del ciclo	9
3.1.2 Rendimiento del ciclo	10
3.2 <i>Análisis con la relación de compresión total</i>	10
3.2.1 Trabajo específico del ciclo	11
3.2.2 Rendimiento del ciclo	11
3.2.3 Temperatura de escape de la turbina	12
3.3 <i>Análisis con la temperatura de entrada a la turbina</i>	13
3.3.1 Trabajo específico del ciclo	13
3.3.2 Rendimiento del ciclo	13
4 Análisis del ciclo de gas real	15
4.1 <i>Datos para el análisis del ciclo</i>	15
4.2 <i>Análisis con la relación de compresión intermedia</i>	17
4.2.1 Trabajo específico del ciclo	17
4.2.2 Rendimiento del ciclo	18
4.2.3 Temperatura de escape de la turbina	18
4.3 <i>Análisis con la relación de compresión total</i>	19
4.3.1 Trabajo específico del ciclo	19
4.3.2 Rendimiento del ciclo	20
4.3.3 Temperatura de escape de la turbina	21
4.4 <i>Análisis con la temperatura de entrada a la turbina</i>	21
4.4.1 Trabajo específico del ciclo	22
4.4.2 Rendimiento del ciclo	22
5 Refrigeración de la turbina	25
5.1 <i>Modelo de refrigeración de álabes</i>	25
6 Ciclo de turbina de gas con álabes refrigerados	27
6.1 <i>Cálculo de los gastos de refrigeración</i>	27

7	Análisis del ciclo de gas ideal con refrigeración	29
7.1	<i>Análisis con la variación de la relación de compresión intermedia</i>	29
7.1.1	Trabajo específico del ciclo	29
7.1.2	Rendimiento del ciclo	30
7.1.3	Temperatura de escape de la turbina	31
7.2	<i>Análisis con la relación de compresión total</i>	32
7.2.1	Trabajo específico del ciclo	32
7.2.2	Rendimiento del ciclo	33
7.2.3	Temperatura de escape de la turbina	33
8	Análisis del ciclo de gas real con refrigeración	35
8.1	<i>Análisis con la relación de compresión intermedia</i>	35
8.1.1	Trabajo específico del ciclo	35
8.1.2	Rendimiento del ciclo	36
8.1.3	Temperatura de escape de la turbina	37
8.2	<i>Análisis con la relación de compresión total</i>	38
8.2.1	Trabajo específico del ciclo	38
8.2.2	Rendimiento del ciclo	40
8.2.3	Temperatura de escape de la turbina	41
9	Ciclo de vapor de cola	43
9.1	<i>Configuración del ciclo de vapor</i>	43
9.2	<i>Datos para el análisis del ciclo de vapor</i>	44
9.3	<i>Análisis de los parámetros del ciclo de vapor</i>	45
9.3.1	Trabajo específico del ciclo de vapor	45
9.3.2	Rendimiento del ciclo combinado	46
10	Conclusiones	49
	Referencias	i

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Datos para el análisis de turbina de gas	16
Tabla 2 Datos del ciclo a analizar	16
Tabla 3 Datos del ciclo de vapor	44

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Diagrama h-s de compresión isoterma	3
Fig. 2 Diagrama p-v de la diferencia del trabajo de compresión	4
Fig. 3 Diagrama h-s del ciclo con compresión escalonada y refrigeración intermedia	4
Fig. 4 Esquema de un ciclo con compresión escalonada	5
Fig. 5 Turbina aeroderivada LMS100	7
Fig. 6 Esquema del ciclo de gas a analizar (basado en la GE LMS100)	8
Fig. 7 Diagrama h-s del ciclo ideal	8
Fig. 8 Trabajo específico frente a relación de compresión de baja	9
Fig. 9 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión de baja	10
Fig. 10 Trabajo específico del ciclo en función de la relación de compresión intermedia par cada relación de compresión total	11
Fig. 11 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para cada RCT	11
Fig. 12 Calor aportado en función de la RCB para cada RCT	12
Fig. 13 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión total	13
Fig. 14 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión distintas	14
Fig. 15 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión distintas	14
Fig. 16 Diagrama h-s del ciclo real	15
Fig. 17 Representación del trabajo específico frente a la relación de compresión intermedia	17
Fig. 18 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia	18
Fig. 19 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia	19
Fig. 20 Trabajo específico del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para cada RCT	20
Fig. 21 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia	20
Fig. 22 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión total	21
Fig. 23 Trabajo específico del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión	22
Fig. 24 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión	23
Fig. 25 Álabe refrigerado por película	25
Fig. 26 Esquema del ciclo de turbina de gas con álabes refrigerados	27
Fig. 27 Trabajo específico frente a la relación de compresión intermedia	29
Fig. 28 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para el ciclo refrigerado y sin refrigeración	30
Fig. 29 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia	32
Fig. 30 Trabajo específico frente a RCB para cada RCT	32
Fig. 31 Rendimiento del ciclo frente a RCB para cada RCT	33

Fig. 32	Temperatura de escape de la turbina frente a RCB para cada RCT	34
Fig. 33	Temperatura de escape de la turbina para el caso sin ref y para varias RCB con ref	34
Fig. 34	Trabajo específico del ciclo con y sin refrigeración frente a la relación de compresión intermedia	35
Fig. 35	Trabajos de expansión y compresión del ciclo con y sin refrigeración frente a la RCB	36
Fig. 36	Rendimiento del ciclo con y sin refrigeración frente a la RCB	37
Fig. 37	Calor aportado y trabajo específico del ciclo en función de la RCB	37
Fig. 38	Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia	38
Fig. 39	Trabajo específico frente a RCB para cada RCT	39
Fig. 40	Trabajos de compresión y expansión en función de la RCB para varias RCT	39
Fig. 41	Fracción másica de refrigeración frente a la RCB para varias RCT	39
Fig. 42	Calor aportado al ciclo frente a RCB para cada RCT	40
Fig. 43	Rendimiento del ciclo frente a RCB para cada RCT	40
Fig. 44	Temperatura de escape de la turbina frente a RCB para cada RCT	41
Fig. 45	Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del primer escalonamiento	42
Fig. 46	Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del segundo escalonamiento	42
Fig. 47	Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del tercer escalonamiento	42
Fig. 48	Esquema del ciclo de vapor a una presión	43
Fig. 49	Diagrama T-S del ciclo de Rankine	44
Fig. 50	Trabajo específico de la TV frente a RCB para cada RCT	45
Fig. 51	Trabajo producido por ciclo combinado frente a RCB para cada RCT	46
Fig. 52	Rendimiento del ciclo combinado en función de RCB para cada RCT	47
Fig. 53	Rendimiento de la HRSG en función de RCB para cada RCT	47
Fig. 54	Rendimiento del ciclo de vapor en función de RCB para cada RCT	48

Notación

T	Temperatura
v	Volumen específico
p	Presión
h	Entalpía
S	Entropía
C_{p_a}	Calor específico del aire
C_{p_g}	Calor específico de los gases de combustión
RCB	Relación de compresión intermedia
RCT	Relación de compresión total
γ_g	Coefficiente de dilatación adiabática de los gases de combustión
γ_a	Coefficiente de dilatación adiabática del aire
H_p	Poder calorífico del combustible
π	Pérdida de carga
η_p	Rendimiento politrópico
η_m	Rendimiento mecánico de los ejes
ϵ_{REF}	Efectividad del inter-refrigerador
W_e	Trabajo específico del ciclo de gas
W_{Comp}	Trabajo consumido por los compresores
W_{Exp}	Trabajo proporcionado por las turbinas
W_{TV}	Trabajo proporcionado por la turbina de vapor
η_{ciclo}	Rendimiento del ciclo de gas
$\eta_{cicloComb}$	Rendimiento del ciclo combinado
RCB_{max, W_e}	Relación de compresión intermedia de máximo trabajo específico
RE	Relación de expansión
RE_{esc}	Relación de expansión del escalonamiento
ψ	Coefficiente de gasto de refrigerante
TIR	Temperatura de entrada al rotor
β	Coefficiente de gasto de vapor
α	Coefficiente de gasto de sangrado de vapor

1 INTRODUCCIÓN

La producción de energía mediante el uso de turbinas de gas y ciclos combinados, es una forma que, actualmente, está cayendo en desuso en España, esto se debe principalmente a dos razones:

- En primer lugar, al exceso de potencia eléctrica instalada que actualmente existe en España, debido a una predicción del crecimiento económico que se vio afectada por la crisis económica. Se esperaba un enorme aumento del consumo energético, sin embargo el escenario fue el contrario.
- En segundo lugar, al rápido incremento de potencia instalada de origen renovable. Las reglas del mercado eléctrico español dan preferencia en el mix eléctrico a la producción de energía mediante fuentes renovables lo que conlleva una drástica disminución de las horas de funcionamiento anuales de los ciclos combinados, pasando estos de ser “centrales de base” a “centrales de punta o de media” que actúan sólo para adaptar los requerimientos de la demanda.

Es por estas dos razones por las que principalmente los ciclos combinados están casi todos parados o actuando como centrales de reserva, cuando en el momento de su instalación se implantaron con para ser centrales de base, lo que por consiguiente lleva a un funcionamiento cíclico de las mismas que ocasiona un deterioro más rápido de los equipos, lo que hace que disminuya su vida útil además de poner en entredicho su rentabilidad.

El análisis de turbinas de gas inter-refrigeradas es algo que ya se ha realizado anteriormente (Razak, A.M.Y [1]), y a la hora de evaluar los resultados de los ciclos ideal y real, estos son predecibles en función de los parámetros fundamentales del ciclo como son: la relación de compresión total, la relación de compresor del compresor de baja (intermedia) o la temperatura de entrada a la turbina. La dificultad de este análisis viene cuando se introduce el efecto de la refrigeración de los álabes de la turbina, pues al tener en cuenta esto, los parámetros más significativos del ciclo (trabajo específico y rendimiento) ya dejan de ser fácilmente predecibles e incluso llegando a cambiar su tendencia con las variables fundamentales antes citadas respecto de los ciclos sin refrigeración.

También cabe destacar que, en los ciclos de gas simples el efecto de la refrigeración de los álabes de la turbina penaliza el trabajo específico proporcionado por el ciclo pues cuanto mayor es la relación de compresión del ciclo, mayor es el gasto de aire necesario para la refrigeración pudiendo penalizar significativamente el trabajo específico. En el caso de las turbinas de gas inter-refrigeradas (ciclo compuesto) el efecto de la refrigeración, como se demostrará en este trabajo, no será tan perjudicial como lo es para el ciclo simple por el hecho de que al refrigerar el aire disminuye su temperatura y por tanto el gasto de aire de refrigeración.

2 CICLO COMPUESTO DE TURBINA DE GAS

El objetivo del ciclo compuesto con compresión escalonada es reducir el trabajo de compresión para incrementar el trabajo específico del ciclo, esto ocurre debido a que el trabajo de compresión disminuye. Lo ideal sería que se produjese una compresión isoterma (Fig.1) y así disminuir al máximo el trabajo de compresión.

El trabajo específico de un ciclo ideal, en el que todos los procesos son reversibles, está representada en el diagrama h-s por el área encerrada por dicho ciclo. En la Fig. 1 se puede observar que dicha área es mayor en el ciclo con compresión isoterma (01-02-03-04-01) que en el ciclo con compresión isentrópica (01-02s-03-04-01).

La diferencia entre el trabajo específico del ciclo con compresión isotérmica y el del ciclo con compresión isentrópica es el área sombreada de la Fig. 1.

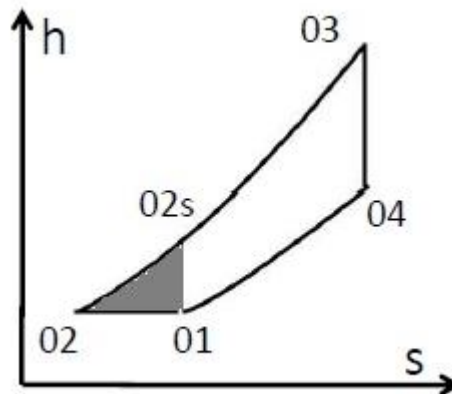


Fig. 1 Diagrama h-s de compresión isoterma

El trabajo específico del ciclo aumenta debido a que el trabajo del compresor disminuye como se puede observar en la Fig. 2. El área sombreada es la diferencia de trabajo entre la compresión isentrópica (01-02s) y la isoterma (01-02). Esta disminución del trabajo de compresión se debe a que el volumen en la compresión isoterma disminuye por el incremento de presión sin aumentar la temperatura, al contrario que sucede en la compresión isentrópica en la cual este aumento de temperatura conlleva consigo un aumento extra del volumen específico del gas.

$$W_C = \int_A^B v dp$$

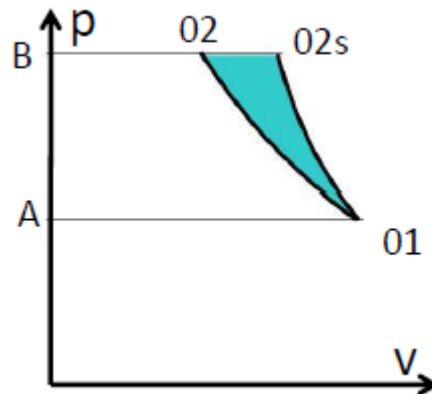


Fig. 2 Diagrama p-v de la diferencia del trabajo de compresión

Aunque el trabajo específico del ciclo aumente con la compresión isoterma, el rendimiento disminuye debido a que la temperatura de aportación de calor al ciclo es menor ($T_{02} < T_{02s}$).

La compresión isoterma mencionada anteriormente, en el caso práctico, es imposible de realizar puesto que los turbocompresores son prácticamente adiabáticos, es por ello por lo que en su lugar se utiliza un proceso de compresión escalonada con refrigeración intermedia, asemejándose lo máximo posible a esa compresión isoterma que haría máximo el trabajo específico del ciclo.

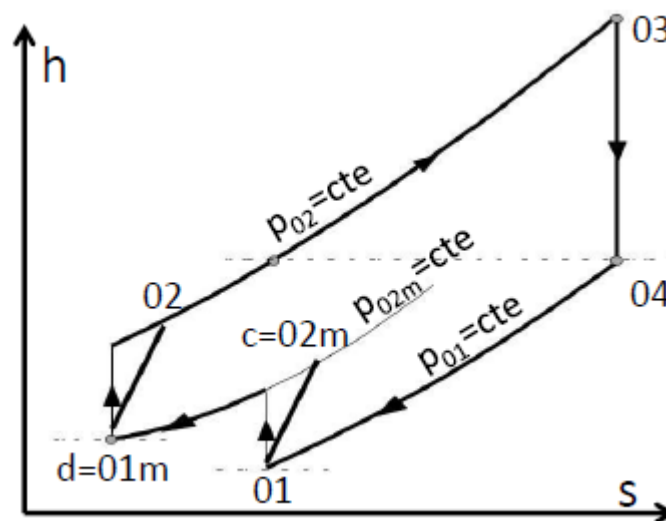


Fig. 3 Diagrama h-s del ciclo con compresión escalonada y refrigeración intermedia

Como hemos mencionado el rendimiento del ciclo compuesto será menor que el del ciclo simple no sólo por la disminución de la temperatura de aportación de calor sino porque al introducir varias máquinas con peores rendimientos inevitablemente el rendimiento total se verá disminuido.

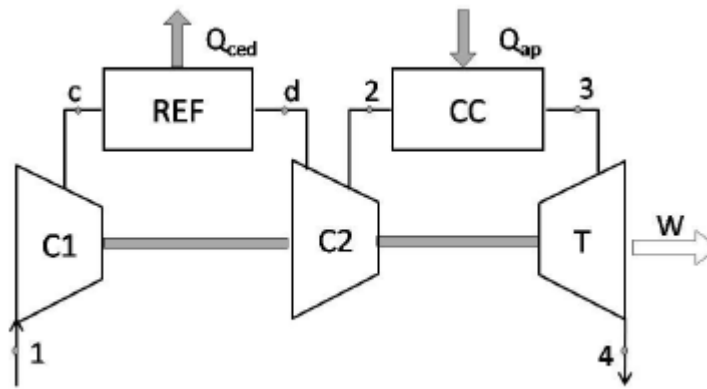


Fig. 4 Esquema de un ciclo con compresión escalonada

2.1 Relación de compresión intermedia (RCB)

Para obtener la presión intermedia que hace máximo el trabajo específico del ciclo de una manera sencilla, se han de establecer ciertas hipótesis:

1. Pérdida de carga nula en el refrigerador.
2. Igual rendimiento para los compresores de alta y de baja.
3. Gas perfecto con C_p constante.
4. Igual temperatura de entrada a los compresores de alta y de baja ($\epsilon_{ref}=1$, $T_{01}=T_{01m}$)

Con estas hipótesis se llega a que la relación de compresión intermedia que hace máximo el trabajo específico del ciclo (trabajo del compresor mínimo), se obtiene mediante la siguiente expresión.

$$p_{02m} = \sqrt{p_{01} * p_{02}}$$

Esto no se dará en el caso a analizar debido a que de las cuatro hipótesis sólo se ha utilizado la de gas perfecto manteniendo el C_p constante con la temperatura. Esta relación de compresión intermedia será de especial importancia en el análisis del ciclo, pues habrá una que proporcione el mayor trabajo específico, que por supuesto no coincidirá con el valor esperado de p_{02m} ya que, como se ha mencionado, no se hacen las hipótesis enumeradas anteriormente.

3 ANÁLISIS DEL CICLO IDEAL

El modelo de turbina de gas que se analizará es un modelo basado en la LMS100 de General Electric. La LMS100 es una turbina de gas interrefrigerada aeroderivada desarrollada por GE mediante la integración de diferentes elementos de otras turbinas de gas aeroderivadas lo cual le confiere una gran fiabilidad a la hora de la producción de energía y funcionamiento de los equipos. La Fig. 5 muestra la LMS100 con cada uno de sus elementos.

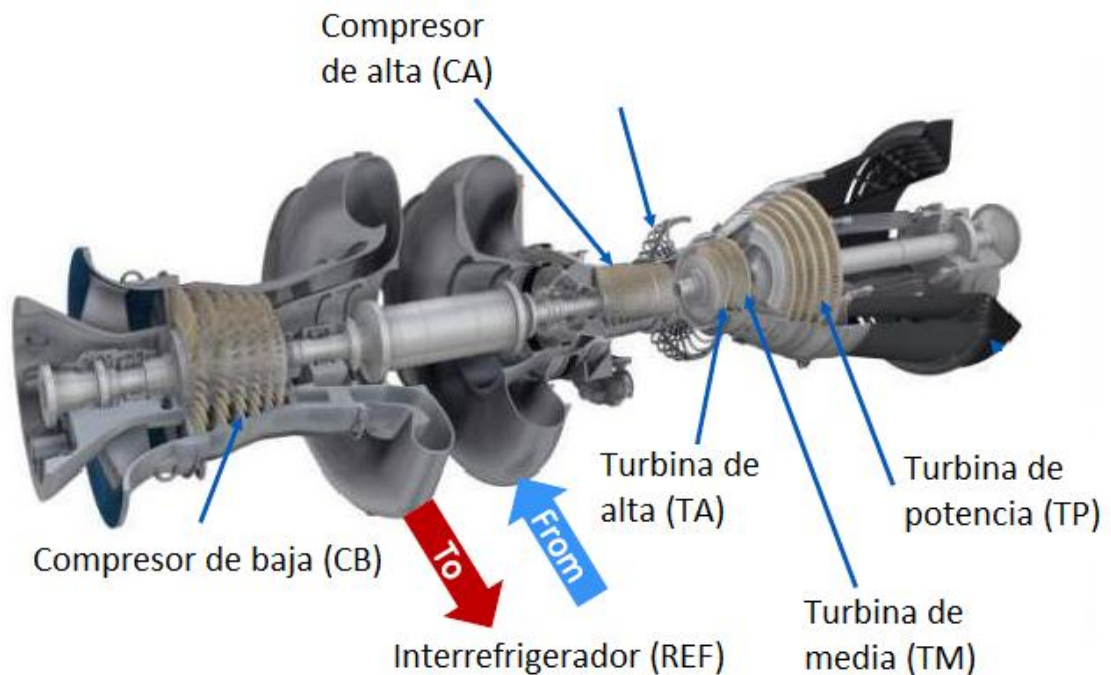


Fig. 5 Turbina aeroderivada LMS100

En la Fig. 6 se muestra el esquema simplificado del ciclo usado para el análisis. Como se puede observar se trata de un ciclo con montaje en triple eje: eje de alta, eje de media y eje de potencia. El ciclo consta de compresor de baja (CB), interrefrigerador (REF), compresor de alta (CA), cámara de combustión (C.C), turbina de alta (TA)(2 escalonamientos axiales), turbina de media (TM)(2 escalonamientos axiales), turbina de potencia (TP)(5 escalonamientos axiales), y generador (GEN).

El montaje en triple eje presenta una serie de ventajas, los ejes de alta y media tienen cada uno su conjunto de compresor/turbina, es decir, las turbinas de alta y media proporcionan la potencia necesaria para mover los compresores de alta y baja respectivamente, dejando a la turbina de potencia en un montaje en eje libre lo cual hace que sea esta la única que produzca potencia sin estar ligadas mecánicamente a las restricciones de los compresores. El montaje en eje libre también presenta la ventaja de que, al no depender directamente de los compresores, responde muy bien ante las variaciones de carga de la turbina, manteniendo un rendimiento térmico más estable.

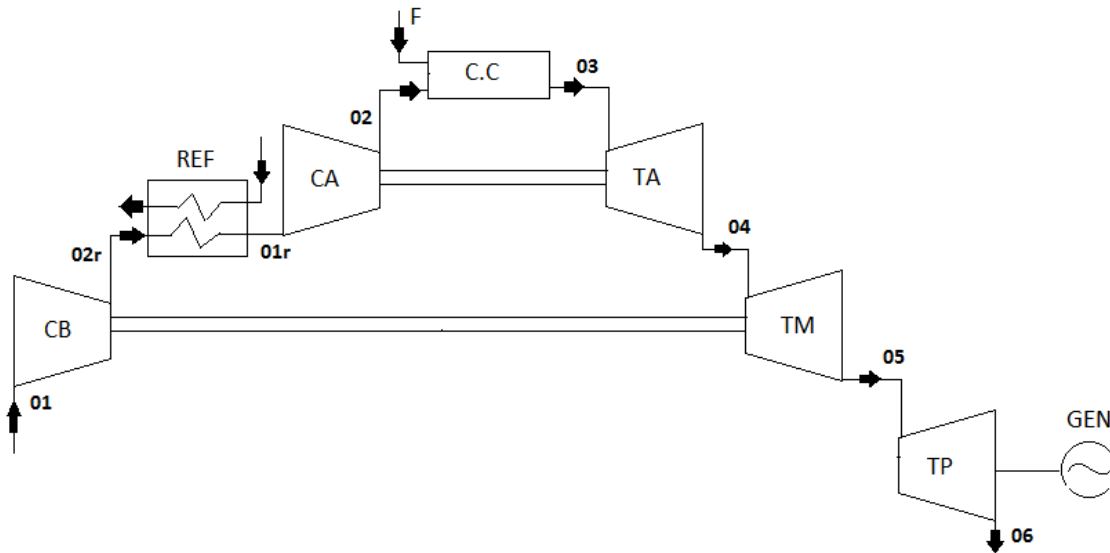


Fig. 6 Esquema del ciclo de gas a analizar (basado en la GE LMS100)

En primer lugar se hará un análisis del ciclo de gas ideal con compresión escalonada, introduciendo el refrigerador entre los compresores de baja y de alta, para, como se ha mencionado anteriormente, intentar aproximar la compresión a una isoterma y así extraer un mayor trabajo específico del ciclo.

En la Fig. 7 se muestra el diagrama h-s del ciclo ideal del esquema mecánico representado en la Fig. 6. El ciclo se toma como un ciclo cerrado (01-02r-01r-02-03-04-05-06-01). El aire entra a condiciones ambiente en el compresor de baja y se comprime hasta la presión intermedia, entra en el interrefrigerador y se enfría hasta una temperatura próxima a la de entrada, entonces entra en el compresor de alta y se comprime hasta la presión de descarga, luego pasa a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible y se quema hasta la temperatura de salida de la C.C., por último los gases de combustión se expansionan desde la presión de descarga hasta la presión ambiental pasando por las tres turbinas accionando los compresores en las turbinas de alta y de media y produciendo la potencia en la turbina de potencia.

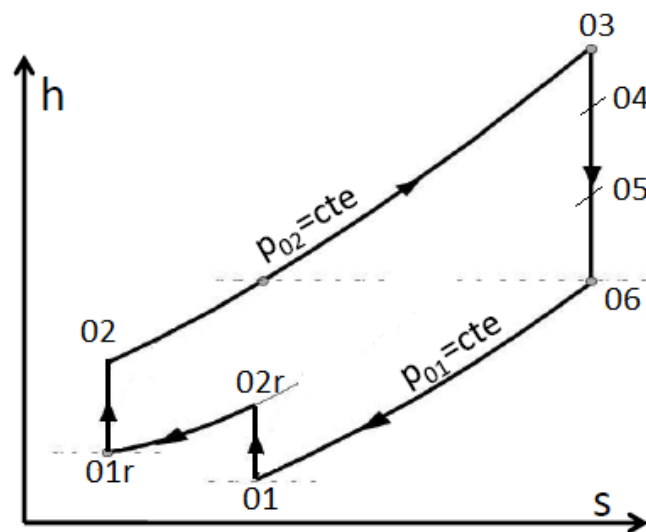


Fig. 7 Diagrama h-s del ciclo ideal

3.1 Análisis con la relación de compresión intermedia

En primer lugar se realizará un análisis del ciclo variando la relación de compresión intermedia y manteniendo la relación de compresión total constante en un valor de 42 (valor de la relación de compresión total de la turbina LMS100) para observar los efectos que tiene esta sobre el ciclo y sus características, y obtener la relación de compresión intermedia óptima para máximo trabajo específico producido y para máximo rendimiento del ciclo.

Para este análisis se variará la relación de compresión intermedia desde 2 hasta 10, obteniendo así una serie de curvas que representarán el comportamiento para cada relación de compresión.

3.1.1 Trabajo específico del ciclo

A partir del ciclo de la Fig. 7 se obtiene la expresión necesaria para el cálculo del trabajo:

$$W_e = W_T - W_C = (h_{03} - h_{06}) - [(h_{02r} - h_{01}) + (h_{02} - h_{01r})]$$

$$W_e = C p_g * (T_{03} - T_{06}) - C p_a * [(T_{02r} - T_{01}) + (T_{02} - T_{01r})]$$

En este caso como se trata de un montaje en triple eje con turbina de potencia en eje libre, el trabajo necesario para mover los compresores de baja y de alta lo proporcionan las turbinas de media y alta respectivamente por lo que el trabajo específico del ciclo es el trabajo proporcionado por la turbina de potencia:

$$W_e = h_{05} - h_{06} = C p_g * (T_{05} - T_{06})$$

En la Fig. 8 se muestran los resultados obtenidos para el trabajo específico cuando varía la relación de compresión intermedia. Como se puede observar el máximo trabajo específico se obtiene para un valor de RCB de $\approx 6,5$, con lo que se comprueba lo dicho en el apartado 2.1 ya que al ser la relación de compresión total 42 según lo dicho la intermedia óptima para máximo trabajo específico debería ser $\sqrt{RCT} \approx 6,5$, puesto que el ciclo es ideal.

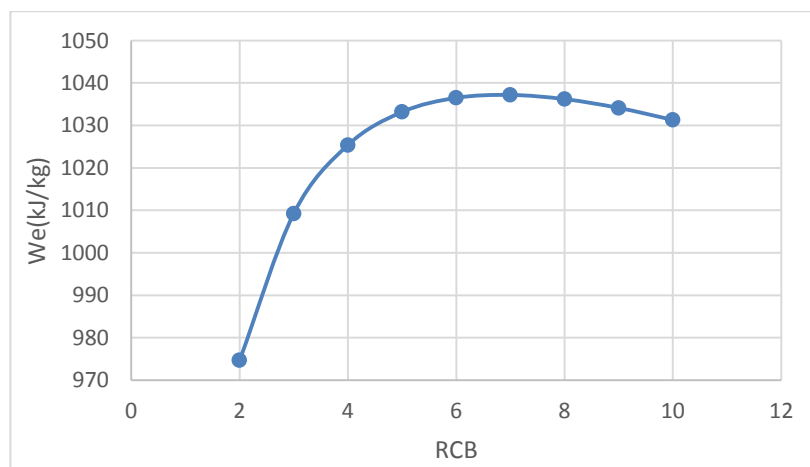


Fig. 8 Trabajo específico frente a relación de compresión de baja

3.1.2 Rendimiento del ciclo

Para el análisis del rendimiento del ciclo usaremos la siguiente expresión,

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_e}{F * Hp}$$

Necesitamos la expresión del trabajo producido por la turbina de potencia que es la siguiente,

$$W_e = h_{05} - h_{06} = Cp_g * (T_{05} - T_{06})$$

Y el dosado (F) lo obtenemos de la expresión del rendimiento de la cámara de combustión,

$$\eta_{c.c} = \frac{(1 + F) * h_{03} - h_{02}}{F * Hp}$$

La Fig. 9 muestra los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo. Como se puede observar el mayor rendimiento del ciclo se da para la menor relación de compresión intermedia, esto es debido a que cuanto menor sea la RCB mayor será la relación de compresión de alta y por tanto mayor será la temperatura de entrada a la cámara de combustión T_{02} , por lo que menor será la cantidad de combustible necesaria para calentar el gas lo que deriva en un mayor rendimiento del ciclo.

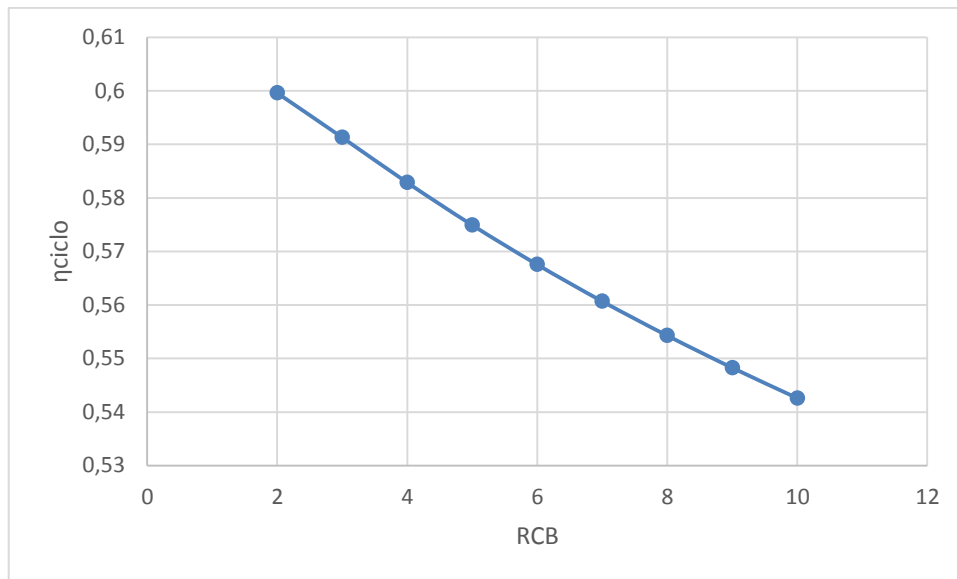


Fig. 9 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión de baja

3.2 Análisis con la relación de compresión total

A continuación se hará un análisis en función de la relación de compresión total del ciclo desde 35 hasta 50, variando a su vez la relación de compresión intermedia para cada una de las relaciones de compresión totales.

Con este análisis se pretende tener información sobre los efectos que tiene la relación de compresión total sobre los parámetros más significativos del ciclo.

3.2.1 Trabajo específico del ciclo

En la Fig. 10 se muestran los resultados obtenidos del trabajo específico para cada relación de compresión total en función de la relación de compresión intermedia, como se puede observar, a medida que aumenta la RCT también lo hace la RCB para máximo trabajo específico. También se observa cómo a medida que aumenta la RCT también aumenta el trabajo específico del ciclo, para casi todas las RCB, excepto para RCB=2, en la cual los valores no dependen tanto de RCT, esto es debido a que al ser la RCB tan pequeña el efecto de esta sobre el trabajo específico del ciclo es mucho menos significativo que para RCB más altas.

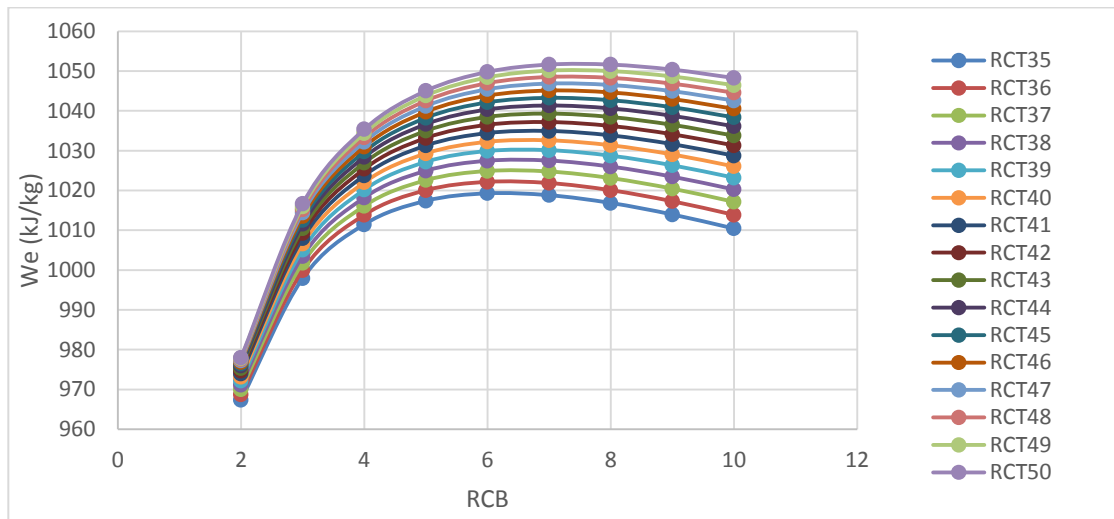


Fig. 10 Trabajo específico del ciclo en función de la relación de compresión intermedia par cada relación de compresión total

3.2.2 Rendimiento del ciclo

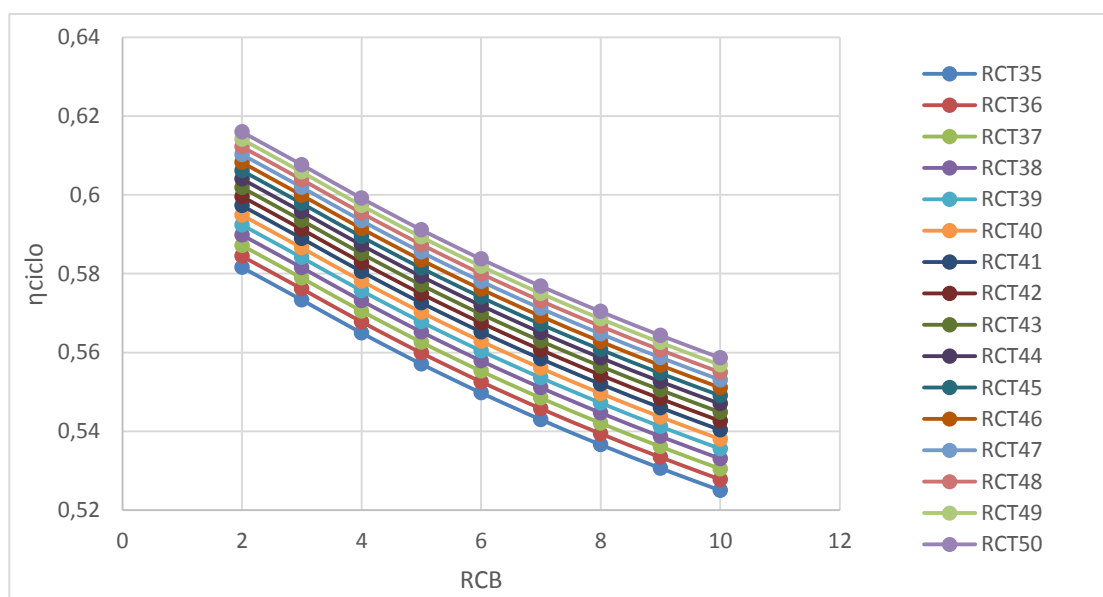


Fig. 11 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para cada RCT

En la Fig. 11 están representados los resultados para el rendimiento del ciclo en función de la RCB para cada RCT, en este análisis se observa como a medida que aumenta la RCT también lo hace el rendimiento del ciclo, esto se debe a que a medida que aumenta la RCT también lo hace la temperatura de salida del compresor de alta, haciendo así que sea menor la cantidad de combustible para alcanzar la temperatura de salida de la cámara de combustión, disminuyendo por tanto el calor aportado al ciclo como se puede ver en la Fig. 12. Con esta y observando la tendencia del trabajo específico del ciclo en la Fig. 10, se justifica la forma de la curva del rendimiento del ciclo.

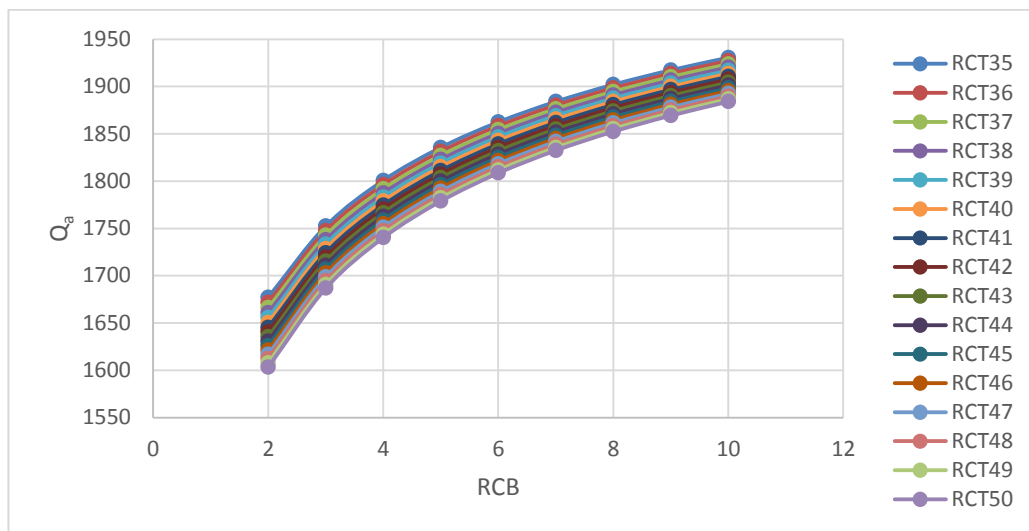


Fig. 12 Calor aportado en función de la RCB para cada RCT

3.2.3 Temperatura de escape de la turbina

A continuación se realiza un análisis de la temperatura de escape de la turbina, T_{06} , en función de la RCT, esta será de especial importancia para la posible implementación de un ciclo de cola de vapor tras el ciclo de turbina de gas o una instalación de cogeneración, pues cuanto mayor sea esta temperatura, mejor será calidad del vapor generado y por lo tanto mayor será el trabajo específico obtenido del ciclo combinado. Algo que cabe señalar es que debido a que estamos analizando el ciclo ideal, la temperatura de escape de la turbina no depende de la RCB, es por eso por lo que este análisis no se hace en función de la RCB como el resto de parámetros sino que se hace directamente en función de RCT.

La obtención de esta temperatura se hace mediante las correspondientes relaciones isentrópicas, en este caso,

$$\frac{T_{06}}{T_{05}} = \left(\frac{p_{06}}{p_{05}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}$$

En la Fig. 13 se ven los resultados obtenidos del análisis de la temperatura de escape de la turbina, se observa que, a medida que aumenta la RCT disminuye la T_{06} como era esperable. Esto se debe a que cuanto mayor es la RCT mayor será la relación de expansión en las turbinas y por tanto menor será la temperatura de escape para una temperatura de entrada a la turbina constante. Al no existir refrigeración en los álabes de la turbina la temperatura de escape sólo depende de la RCT pero no de la RCB.

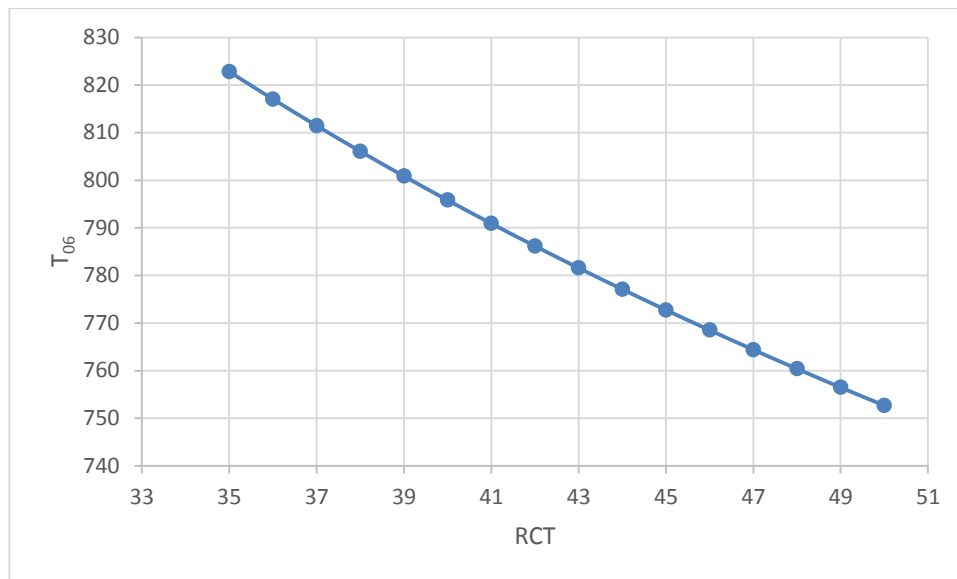


Fig. 13 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión total

3.3 Análisis con la temperatura de entrada a la turbina

En este apartado se considerarán tres temperaturas de entrada a la turbina, 1600K, 1800K y 2000K, y se compararán los resultados obtenidos para cada una de las temperaturas variando las relaciones de compresión total e intermedia (RCB).

3.3.1 Trabajo específico del ciclo

En la Fig. 14 se muestran los resultados obtenidos del trabajo específico del ciclo para cada una de las temperaturas de entrada a la turbina consideradas. Como era de esperar un aumento de T_{03} conlleva un aumento directo del trabajo específico; es por esta razón por la que siempre es de especial interés el aumento de la temperatura de entrada a la turbina, pero conseguir un aumento de esta no es algo sencillo pues entra en juego la refrigeración de álabes y el uso de materiales que aguanten temperaturas cada vez más elevadas. El efecto de la refrigeración de los álabes se tratará más adelante.

Como se puede observar la tendencia de las variaciones del W_e con RCB y RCT son semejantes para cada una de las T_{03} , por lo que llegamos a la conclusión de que, en general, un aumento de la T_{03} conlleva siempre un aumento del trabajo específico.

3.3.2 Rendimiento del ciclo

A continuación, en la Fig. 15 se ven los resultados del rendimiento del ciclo para cada una de las temperaturas de entrada a la turbina. Se puede observar que la diferencia entre los rendimientos para las distintas T_{03} son más acusadas para RCB más altas, y pasa al contrario cuando estas son más bajas, las variaciones del rendimiento, en general son prácticamente iguales para cada temperatura. Pero se puede observar cómo para T_{03} más bajas el rendimiento cae más rápido a medida que aumenta la RCB. Como ocurre con el trabajo

específico a medida que aumenta T_{03} también lo hace el rendimiento para todas las RCT y RCB, por lo que se ha dicho antes siempre será interesante subir lo máximo posible T_{03} .

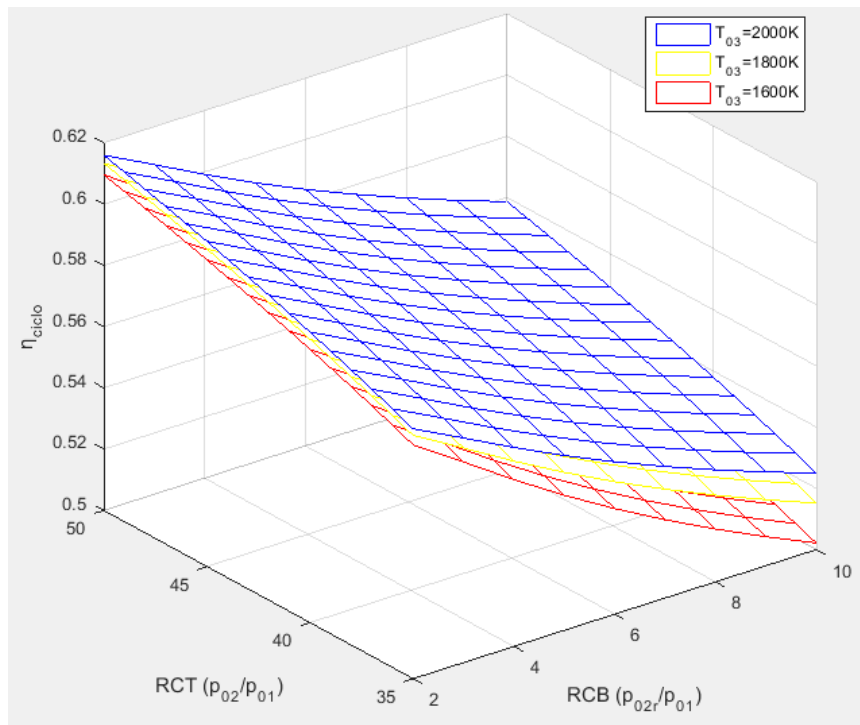


Fig. 14 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión distintas

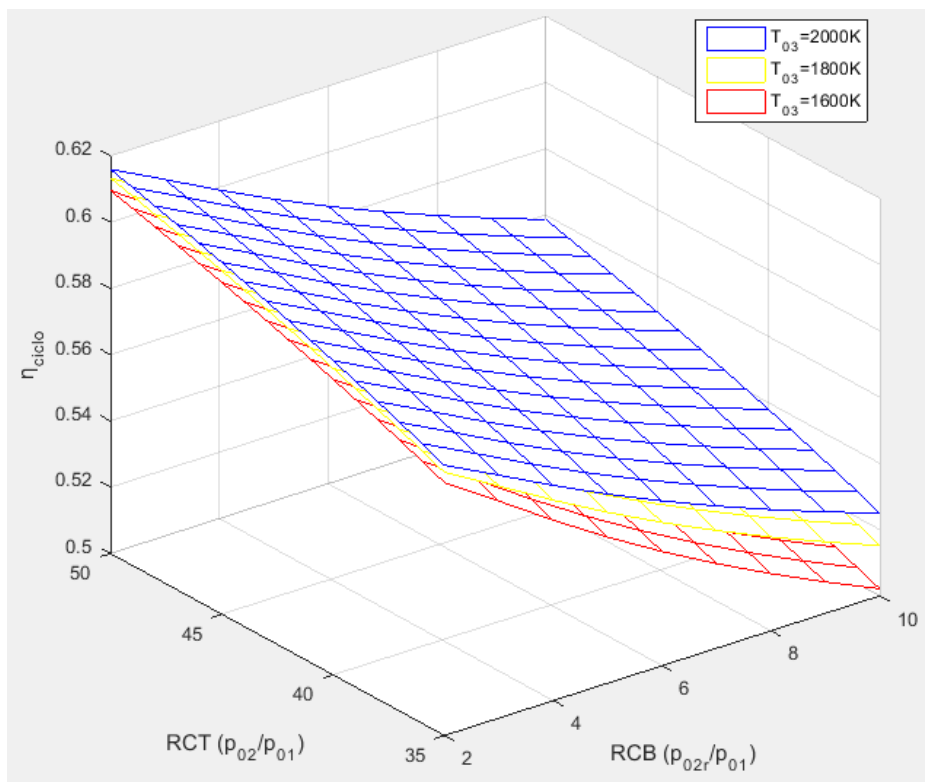


Fig. 15 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión distintas

4 ANÁLISIS DEL CICLO DE GAS REAL

En este capítulo se hará un análisis del ciclo de gas real incluyendo rendimientos politrópicos tanto de los compresores como de las turbinas, así como pérdidas de carga en el refrigerador intermedio y la cámara de combustión.

La Fig. 16 muestra el diagrama h-s del ciclo real correspondiente al esquema mecánico representado en la Fig. 6, en este diagrama se observa cómo las compresiones y expansiones ya no son isentrópicas como en el caso del ciclo ideal sino politrópicas. En este análisis del ciclo real se han introducido pérdidas de carga en el interrefrigerador y en la cámara de combustión.

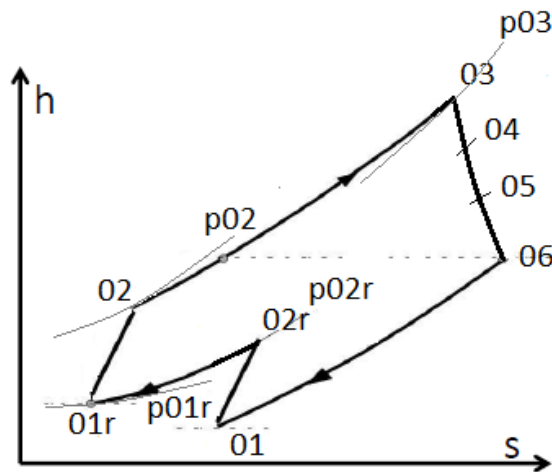


Fig. 16 Diagrama h-s del ciclo real

4.1 Datos para el análisis del ciclo

En la tabla 1 [2] se muestran una serie de datos estimados necesarios para el análisis de distintos ciclos de turbina de gas; en este trabajo se utilizarán los datos subrayados, los cuales pertenecen a la tecnología N4, puesto que la tecnología N3 es la correspondiente al año 2005.

Asimismo en la tabla 2 se muestran todos los datos necesarios para el completo análisis del ciclo.

Componente	Símbolo	Tipo	N1	N2	N3	N4
Compresor Hp	e_{cHp}		0,80	0,84	0,88	0,90
Compresor Lp	e_{cLp}		0,78	0,82	0,84	0,87
Cámara combustión	π_{cc} η_{cc}		0,90 0,88	0,92 0,94	0,94 0,99	0,96 0,995
Turbina alta	e_{tHp}	No-refrigerada Refrigerada	0,80	0,85 0,83	0,89 0,87	0,91 0,89
Turbina baja	e_{tLp}		0,82	0,87	0,91	0,93
T salida cc _{max} [K]			1110	1390	1780	2000
Trans. de potencia (cada eje)	η_{mec}		0,95	0,96	0,97	0,98
Potencia mecánica extraída de TLP	Wparásita	% potencia Turbina Lp	--	2	3	4
% gasto caliente para cooling turbina	ϵ	$1.5 \cdot (T_{max}[^{\circ}C] - 1000) / 8500$	-	2.00	9.00	12.75
Inter-refrigerador (foco frío T ambiente)	ϵ_r π_r		0,65 0,90	0,69 0,92	0,75 0,92	0,80 0,95
Regenerador	ϵ_{rg} π_{rg} (para ambas corrientes)		0,65 0,90	0,69 0,92	0,75 0,92	0,80 0,95

N1: 1945; N3: 2005; N4: valores futuros esperados

e: rendimiento politrópico / ϵ : eficiencia intercambiador definido como $\Delta T / \Delta T$ máximo / π : pérdida de carga como cociente de presiones / η : rendimiento del proceso

Tabla 1 Datos para el análisis de turbina de gas

RCT (p_{02}/p_{01})	42	η_m	0,99
T₀₁ (K)	288	$\eta_{C.C}$	0,995
P₀₁ (bar)	1	η_{pCB}	0,87
T₀₃ (K)	2000	η_{pCA}	0,90
P₀₆ (bar)	1	η_{pTB}	0,91
C_pa (kJ/kg*K)	1,005	η_{pTM}	0,91
γ_a	1,4	η_{pTP}	0,93
C_pg (kJ/kg*K)	1,147	ϵ_{REF}	0,8
γ_g	1,333	π_{REF} (%)	0,95
Hp (kJ/kg)	48000	$\pi_{C.C}$ (%)	0,96

Tabla 2 Datos del ciclo a analizar

4.2 Análisis con la relación de compresión intermedia

En primer lugar se hará un análisis del ciclo variando la relación de compresión intermedia y manteniendo la relación de compresión total constante para observar los efectos que tiene esta sobre el ciclo y sus características, y obtener la relación de compresión intermedia óptima para máximo trabajo específico producido y para máximo rendimiento del ciclo.

Para este análisis se variará la relación de compresión intermedia desde 2 hasta 10, obteniendo así una serie de curvas en las que se podrá observar el comportamiento para cada relación de compresión.

4.2.1 Trabajo específico del ciclo

Las expresiones para el cálculo del trabajo específico del ciclo en este caso son iguales que para el caso del ciclo ideal, por lo que se usarán las expresiones anteriormente descritas.

La Figura 17 muestra los resultados obtenidos del trabajo específico para cada relación de compresión. Se observa que el máximo valor de esta se da para un valor de RCB (relación de compresión de baja) ≈ 6 , que al contrario de lo dicho anteriormente no coincide con la relación de compresión intermedia de máximo trabajo específico la cual sería:

$$RCB_{max,We} = \sqrt{RCT} \approx 6,5$$

Como se ha mencionado antes esto reafirma el razonamiento anterior pues esa sería la $RCB_{max,We}$ si se cumplieren todas las hipótesis, pero al no ser así, se comprueba que el valor óptimo se encuentra un poco por debajo del valor óptimo teórico.

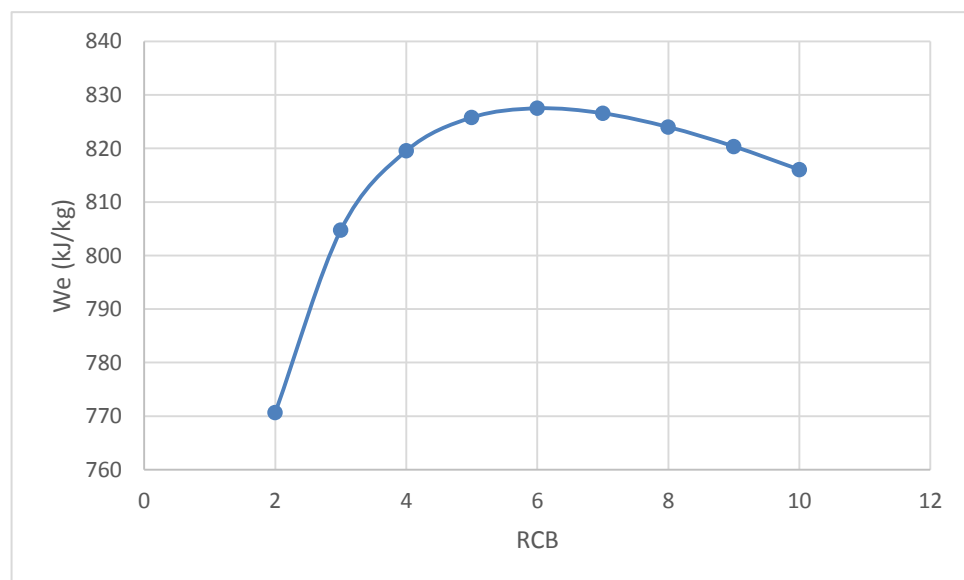


Fig. 17 Representación del trabajo específico frente a la relación de compresión intermedia

4.2.2 Rendimiento del ciclo

Como en el caso del trabajo específico, las expresiones para el cálculo del rendimiento del ciclo son las mismas que para el caso ideal.

En la Fig. 18 se muestran los resultados obtenidos del rendimiento del ciclo para cada relación de compresión intermedia. Como ocurre en el caso del ciclo ideal, el rendimiento máximo se obtiene para la menor RCB. Y este va disminuyendo con el aumento de la RCB, como ocurre en el caso ideal.

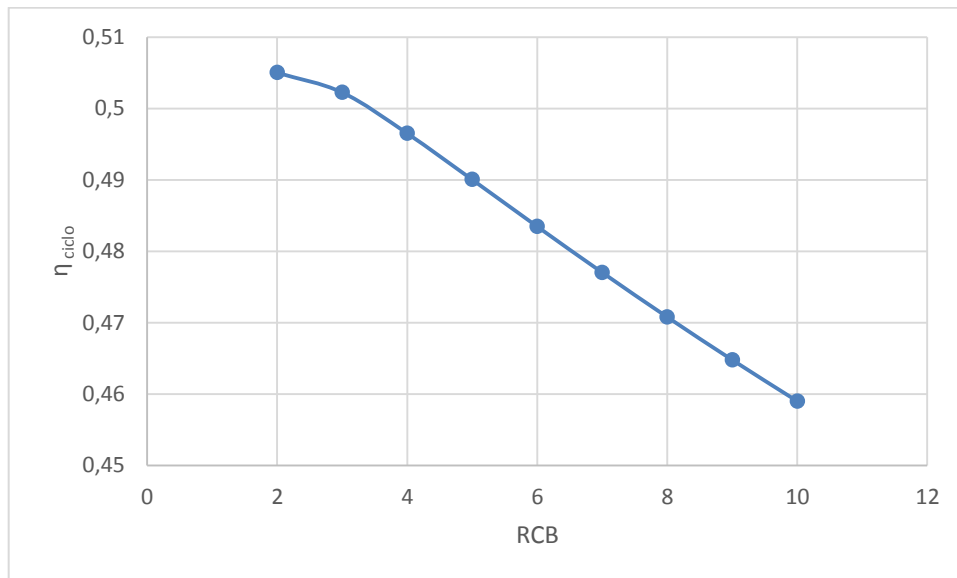


Fig. 18 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia

4.2.3 Temperatura de escape de la turbina

La obtención de la temperatura de escape de la turbina T_{06} se hace mediante las relaciones politrópicas de las turbinas:

$$\frac{T_{06}}{T_{05}} = \left(\frac{p_{06}}{p_{05}} \right)^{\frac{(\gamma_g - 1) \cdot \eta_{pTP}}{\gamma_g}}$$

En la Fig. 19 se muestran los resultados de la temperatura de escape de la turbina en función de RCB. Como se puede observar la variación de esta es de unas décimas, por lo que se llega a la conclusión de que RCB y T_{06} no están muy ligadas entre sí. Estas variaciones tan leves son debidas al efecto que provocan el incluir las expansiones politrópicas. En el siguiente apartado se verá la variación de T_{06} con la relación de compresión total del ciclo, y se observará cómo con esta la dependencia es mucho mayor, un factor que será de mayor importancia para el ciclo de cola.

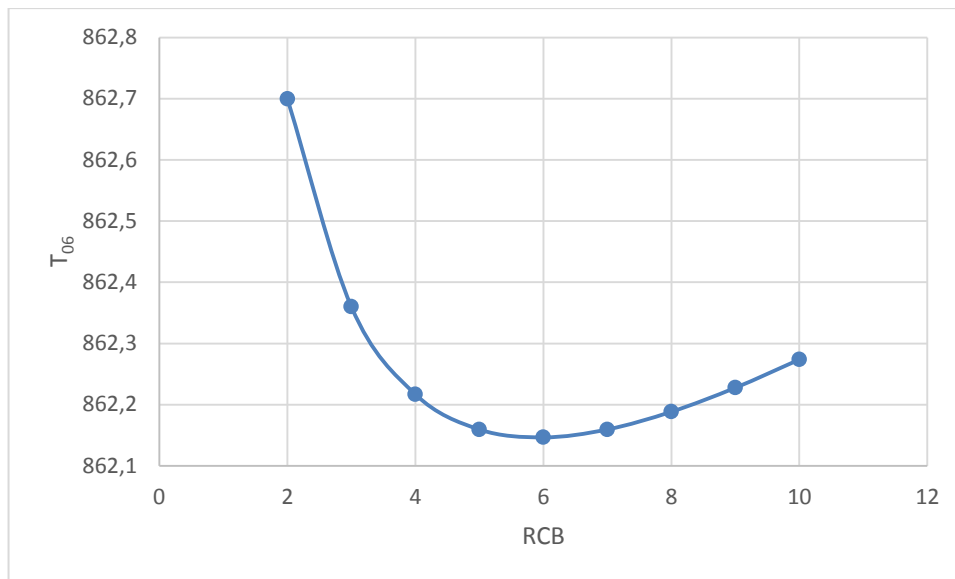


Fig. 19 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia

4.3 Análisis con la relación de compresión total

Como con el caso del análisis del ciclo ideal ahora se hará un análisis de los principales parámetros del ciclo variando la relación de compresión total desde 35 hasta 50 variando a su vez la RCB para cada una de las RCT.

4.3.1 Trabajo específico del ciclo

La Fig. 20 muestra el trabajo específico del ciclo para cada RCT y cada RCB, como se puede observar, a medida que aumenta la RCT también lo hace la $RCB_{max, We}$, como era de esperar, también se observa que, para RCB más altas el trabajo específico aumenta mientras aumenta RCT, para RCB menores el efecto de la refrigeración es mucho menor, como se puede observar, ya que, al aumentar la RCT disminuye el We . Esto es debido a que al ser tan pequeña la RCB, la mayor parte de la compresión se hace en el compresor de alta consumiendo un gran We , por lo que la turbina de alta necesita expandir más el gas para poder mover el compresor dejando así menos energía disponible para la turbina de potencia.

Comparando los valores de la Fig. 10 con los de la Fig. 20 se puede observar como al introducir los rendimientos y las pérdidas de carga en los cálculos el efecto de la refrigeración intermedia se hace más relevante para el trabajo específico, también se llega a la conclusión de que la diferencia entre los We para cada RCT es menor para el caso real, teniendo en cuenta que los valores de los mismos son bastante menores para este caso.

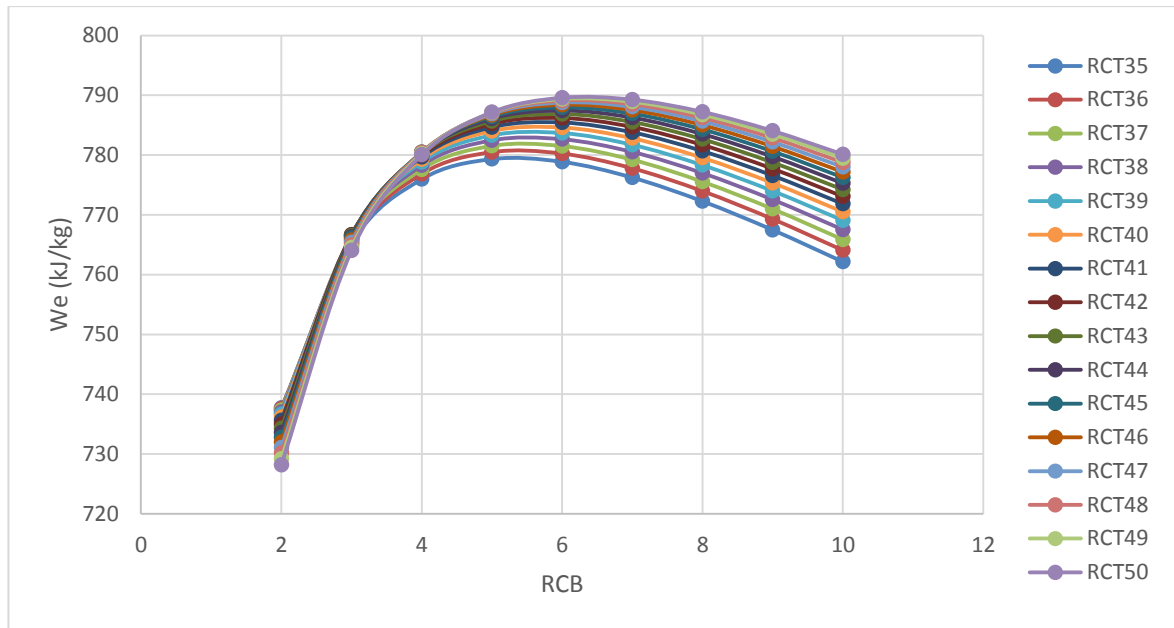


Fig. 20 Trabajo específico del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para cada RCT

4.3.2 Rendimiento del ciclo

Al analizar el ciclo real se introdujeron una serie de pérdidas respecto al ciclo ideal, es por eso por lo que en la Fig. 21 se puede observar una clara disminución del rendimiento frente a los resultados mostrados en la Fig. 11. También observamos como la reducción del rendimiento a medida que aumenta RCB es menos brusca para el caso real que para el ideal, además vemos como a medida que aumenta la RCT también lo hace el rendimiento del ciclo, tal y como ocurre con el ciclo ideal.

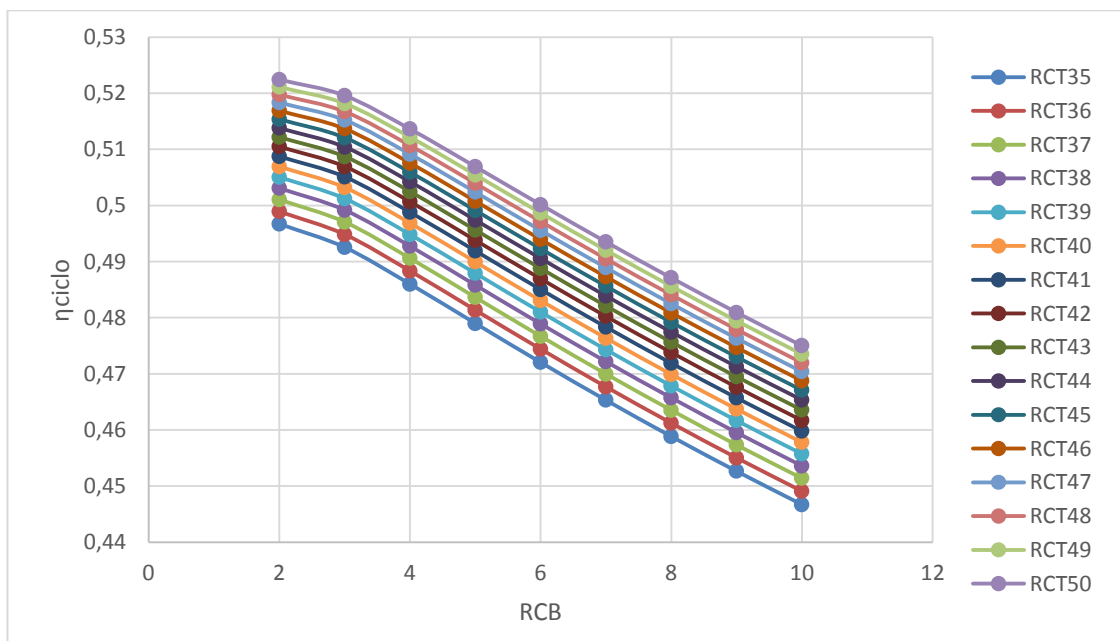


Fig. 21 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia

Esto ocurre por las mismas razones que con el ciclo ideal, pero cabe destacar que para el ciclo real la disminución del rendimiento con el aumento de la RCB para cada RCT se hace más sutil que para el ciclo ideal.

4.3.3 Temperatura de escape de la turbina

Como se ha visto en el apartado 4.2.3, la temperatura de escape de la turbina no tiene mucha dependencia con la relación de compresión intermedia, por lo que para este análisis se ha hecho una media de las temperaturas de escape de la turbina para cada RCT, y se hará una comparación de estas en función de la RCT.

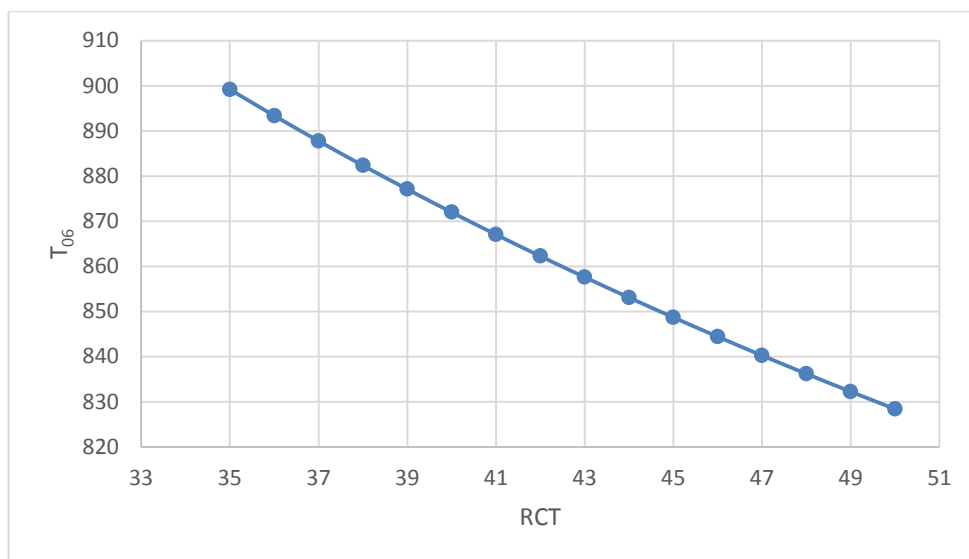


Fig. 22 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión total

En la Fig. 22 se ve cómo va disminuyendo la T_{06} a medida que aumenta la RCT, además las temperaturas de escape para el caso del ciclo ideal son menores que para el ciclo real, como se ve al comparar las figuras 22 y 13, esto es debido a que al ser un proceso de expansión politrópica y no isentrópica como en el caso ideal, para una misma RCT se alcanzará la presión de escape a una temperatura mayor.

4.4 Análisis con la temperatura de entrada a la turbina

Como hemos hecho en el caso ideal ahora se analizarán los parámetros más significativos del ciclo para tres temperaturas de combustión distintas, siguiendo el mismo procedimiento anterior se analizarán estos parámetros con la variación de las RCB y RCT.

4.4.1 Trabajo específico del ciclo

Como ocurría con el caso ideal al aumentar la temperatura de combustión también aumenta considerablemente el trabajo específico del ciclo. Observando la Fig. 23 se ve la diferencia del trabajo específico del ciclo para cada temperatura de combustión. Si se compara con la Fig. 14, se repara en la drástica disminución del We al incluir las pérdidas de carga y utilizar expansiones y compresiones politrópicas en lugar de isentrópicas. Tal y como sucedía en la situación ideal las variaciones del We con RCB y RCT son muy parecidas para cada T_{03} .

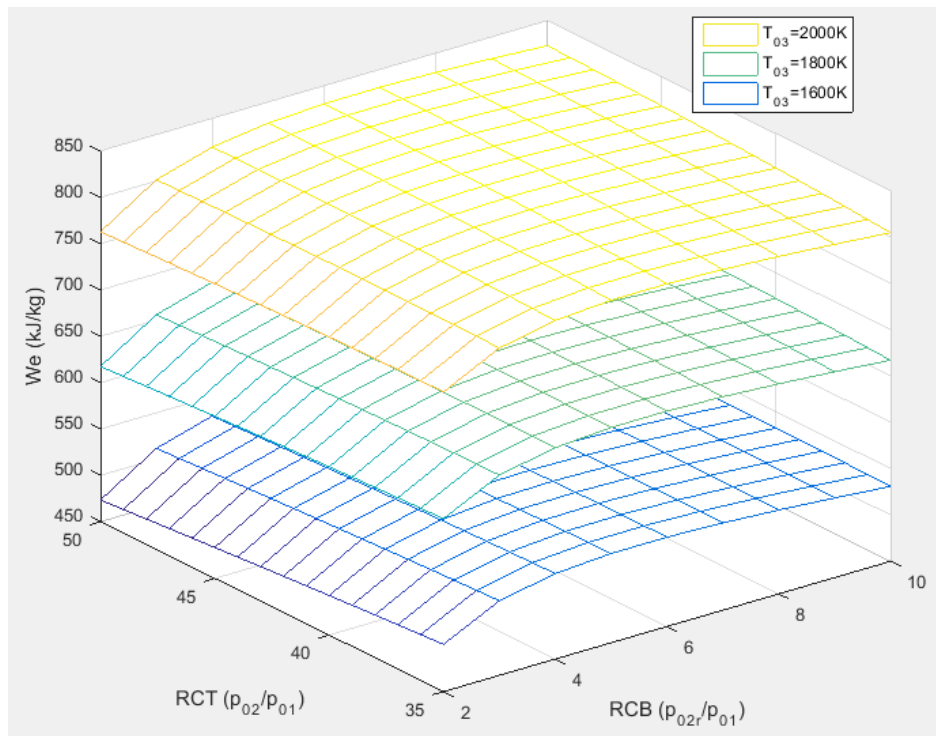


Fig. 23 Trabajo específico del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión

4.4.2 Rendimiento del ciclo

La Fig. 24 muestra los resultados obtenidos para el rendimiento del ciclo para el caso real. Comparando con la Fig. 15 se puede observar cómo, al igual que ocurre con el trabajo específico, al introducir las pérdidas en el ciclo el rendimiento de este disminuye de forma significativa, también se puede observar como en el caso real las diferencias del rendimiento para cada temperatura son bastante más apreciables que en el caso ideal. La tendencia de la variación del rendimiento con RCB y RCT sigue siendo la misma que para el caso ideal sólo que la variación con RCB es menos acusada para el caso real que para el ideal.

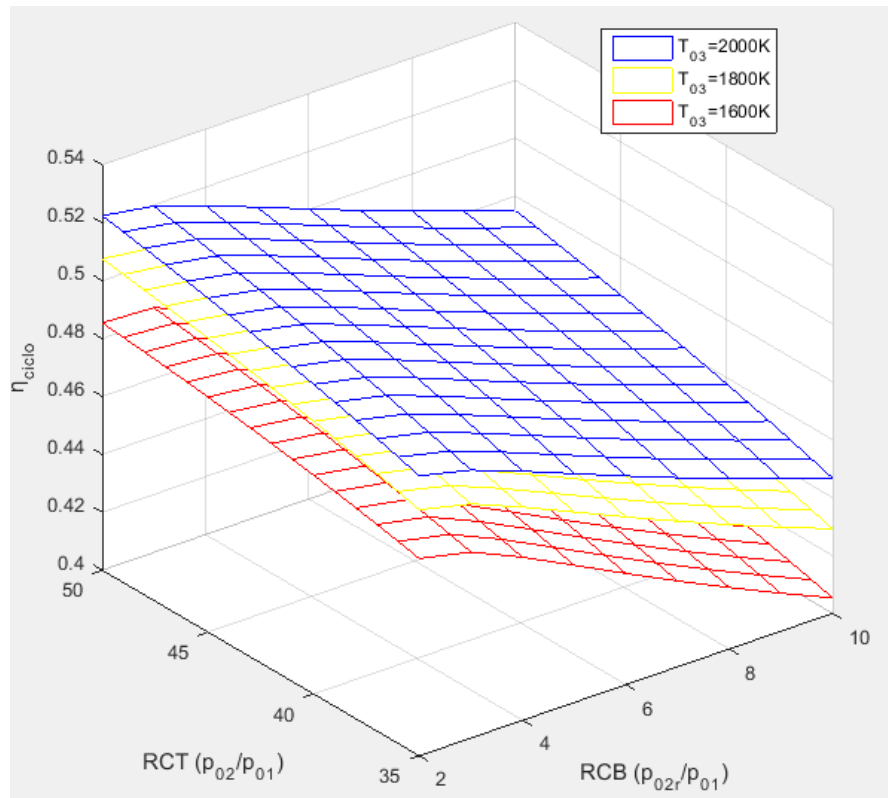


Fig. 24 Rendimiento del ciclo frente a RCB y RCT para tres temperaturas de combustión

5 REFRIGERACIÓN DE LA TURBINA

En este capítulo se dará una explicación sobre qué es la refrigeración de la turbina y una breve definición del modelo que se usará para el análisis de la turbina refrigerada.

La refrigeración de los álabes de la turbina es la que posibilita la utilización de temperaturas de entrada cada vez más elevadas. Ahora se tendrá en cuenta los efectos que dicha refrigeración produce sobre todos los parámetros característicos del ciclo, prestando especial atención al trabajo específico y al rendimiento. Es preciso antes de seguir adelante hacer unas consideraciones sobre qué se entiende por temperatura de entrada a la turbina:

- Temperatura de entrada a la turbina T_{03} , temperatura de salida de la cámara de combustión, esta es la que se ha utilizado para el análisis del ciclo real sin refrigeración.
- Temperatura de entrada al rotor TIR, es la temperatura resultante de la mezcla de los gases de combustión con el aire de refrigeración, es entre 35 y 60°C menor que la T_{03} .

5.1 Modelo de refrigeración de álabes

Para el cálculo de la refrigeración se utiliza el modelo de refrigeración por película presentado por HORLOCK [3].

Para una corona de álabes refrigerada por película, el aire de refrigeración es descargado a la temperatura T_{co} a la corriente principal de gases por unos agujeros en la superficie del álabes formando una película refrigerante.

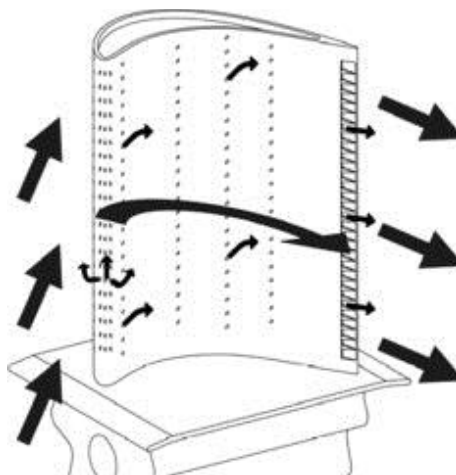


Fig. 25 Álabes refrigerado por película

Para el cálculo de los gastos de aire de refrigeración se define el parámetro

$$\psi = \frac{m_c}{m_g} = C * W^+$$

Donde m_c es el gasto de aire de refrigeración y m_g el gasto de gases de la corriente principal, C es una

constante y W^+ es el ratio de diferencia de temperaturas definido como

$$W^+ = \frac{T_{aw} - T_{bl}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{[\varepsilon_0 - (1 - \eta_{cool}) * \varepsilon_F - \varepsilon_0 * \varepsilon_F * \eta_{cool}]}{\eta_{cool} * (1 - \varepsilon_0)}$$

La variable T_{aw} representa la temperatura adiabática de pared, T_{bl} es la máxima temperatura capaz de soportar el álabe, T_{co} es la temperatura de salida del aire de refrigeración antes de mezclarse y T_{ci} es la temperatura de entrada del aire de refrigeración a la corona.

ε_0 es la efectividad de la refrigeración del álabe y viene definida por la siguiente expresión

$$\varepsilon_0 = \frac{T_{gi} - T_{bl}}{T_{gi} - T_{ci}}$$

T_{gi} representa la temperatura de entrada de la corriente principal de gases.

La variable η_{cool} es la eficiencia de la refrigeración y viene definida como

$$\eta_{cool} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{bl} - T_{ci}}$$

ε_F representa la efectividad de la refrigeración por película y se calcula con la siguiente expresión

$$\varepsilon_F = \frac{T_{gi} - T_{aw}}{T_{gi} - T_{co}}$$

Para poder obtener los gastos de aire de refrigeración hay que hacer una serie de hipótesis sobre las variables más significativas. La constante C se toma como 0,045, y dentro de W^+ , la eficiencia de la refrigeración η_{cool} como 0,7 y la efectividad de la refrigeración por película como 0,4.

Además de estas hipótesis, para el cálculo de W^+ hay que calcular la efectividad de la refrigeración del álabe ε_0 , para lo cual T_{gi} se tomará como la temperatura de entrada a la turbina T_{03} , T_{ci} como la temperatura de descarga del compresor de alta y T_{bl} como 850°C [4].

Con estos parámetros queda totalmente definido el cálculo de los caudales de aire de refrigeración de la turbina.

Ahora bien, la turbina de gas objeto de este análisis consta de 5 coronas de turbina refrigeradas. La turbina de alta presión tiene 2 escalonamientos y ambos refrigerados y también está refrigerada la primera corona de estator de la turbina de media presión. Por ello, es necesario hacer un análisis de refrigeración multi-etapa para poder estimar los caudales de aire de refrigeración.

También cabe destacar el hecho de que al tratarse de una turbina interrefrigerada la temperatura de salida del compresor de alta sea más baja que en el caso de un turbina de ciclo simple, lo que conlleva que los gastos de aire de refrigeración necesarios sean menores, haciendo así que la penalización por refrigeración sea menor que en el caso del ciclo simple.

6 CICLO DE TURBINA DE GAS CON ÁLABES REFRIGERADOS

En este capítulo se presenta el modelo de la turbina que se utilizará para el análisis de la turbina con álabes refrigerados, así como el procedimiento seguido para la obtención de los caudales de refrigeración de las coronas de álabes.

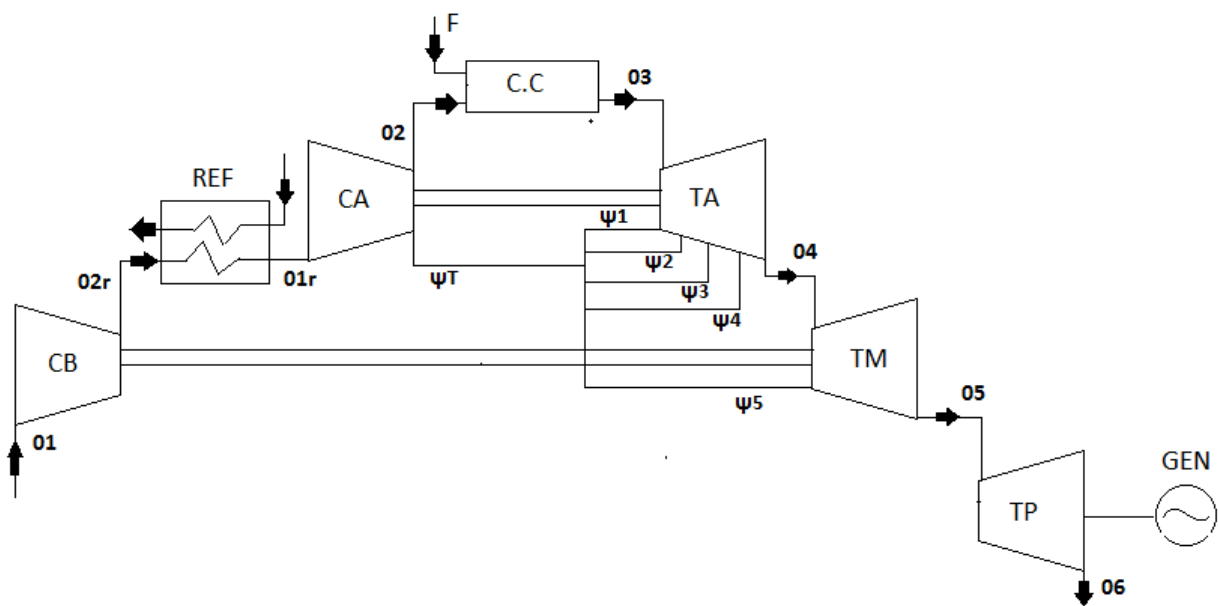


Fig. 26 Esquema del ciclo de turbina de gas con álabes refrigerados

En la Fig. 26 se muestra el esquema del ciclo de la turbina de gas con las extracciones para la refrigeración de la turbina, donde, ψ_1 representa la fracción unitaria de gasto de aire de refrigeración para la primera corona de estator de la turbina de alta presión, ψ_2 para la primera corona de rotor de la turbina de alta presión, ψ_3 para la segunda corona de estator de la turbina de alta, ψ_4 para la segunda corona de rotor de la turbina de alta, ψ_5 para la primera corona de rotor de la turbina de media presión y ψ_T es la fracción unitaria del gasto total extraído del compresor para aire de refrigeración.

6.1 Cálculo de los gastos de refrigeración

Para el cálculo de cada uno de los gastos de refrigeración se necesitan las temperaturas de entrada a cada corona de álabes de las cinco coronas que están refrigeradas. Para las primeras coronas de estator de cada turbina la obtención de estas temperaturas es relativamente sencilla, pues para la turbina de alta esta temperatura se toma como la temperatura de entrada a la turbina (salida de la cámara de combustión), T_{03} , y para la turbina de media la temperatura de entrada la suponemos igual a la temperatura de salida de la turbina

de alta, T_{04} , la cual obtenemos del balance de potencias en el eje de alta.

Para el cálculo de las temperaturas a la salida de la distintas coronas de la turbina de alta, se obtiene la relación de expansión global de dicha turbina mediante las temperaturas de entrada y salida de la misma y las relaciones politrópicas

$$\frac{T_{03}}{T_{04}} = (RE_{TA})^{\frac{(\gamma_g - 1) * \eta_{pTP}}{\gamma_g}}$$

Se suponen los dos escalonamientos de la TA con la misma relación de expansión, por lo tanto

$$RE_{esc} = \sqrt{RE_{TA}}$$

De esta forma se obtiene la temperatura de salida del primer escalonamiento, es decir, la temperatura de entrada a la segunda corona de estator. Las temperaturas de entrada al primer y segundo rotor se han calculado interpolando entre las temperaturas de entrada y salida de cada escalonamiento, asumiendo un 50% de grado de reacción en ambos escalonamientos. La temperatura de entrada del aire de refrigeración se ha tomado constante para todos los escalonamientos, T_{02} , aunque el aire podría sangrarse del compresor a una presión más baja para cada escalonamiento y por tanto a una menor temperatura pero la pérdida de carga en los conductos del aire de refrigeración puede ser significativa, por lo que se ha optado por sangrar todo el aire de la salida del compresor de alta.

Así se pueden obtener todas las temperaturas necesarias para el cálculo de los gastos de aire de refrigeración. Una vez obtenidos estos gastos se calculan las temperaturas de mezcla para el análisis del ciclo, mediante los balances de masa y energía necesarios a la entrada de cada corona de álabes.

Una vez terminado este paso se realizará un proceso iterativo para recalculer el dosado, las temperaturas de entrada a las coronas, los gastos máxicos de aire de refrigeración, las temperaturas de mezcla, etc. Pues todas estas variables influyen en el balance de potencia en el eje de alta, sobre todo las temperaturas de mezcla y los gastos de aire de refrigeración.

Una vez obtenidas estas temperaturas de mezcla y los gastos de aire de refrigeración se procede al análisis de las características del ciclo real con refrigeración.

7 ANÁLISIS DEL CICLO DE GAS IDEAL CON REFRIGERACIÓN

En este capítulo se hará un análisis del ciclo de gas ideal con refrigeración para ver el efecto que tiene esta sobre los parámetros del ciclo. Los datos necesarios para este apartado serán los mismos que los usados para el apartado 3 y se considera el ciclo con compresiones y expansiones isentrópicas y despreciando las pérdidas de carga en el interrefrigerador y en la cámara de combustión. Se analiza la dependencia de las prestaciones del ciclo en función de las relaciones de compresión intermedia (RCB) y total (RCT).

7.1 Análisis con la variación de la relación de compresión intermedia

Para este caso, como en el del ideal sin refrigeración, se fija la relación de compresión total en 42 y se varía la RCB de 2 a 10. Con este análisis se puede obtener la relación de compresión intermedia de máximo trabajo específico y de máximo rendimiento del ciclo, y se observa el efecto que tiene la refrigeración sobre los diversos parámetros en comparación con el ciclo ideal sin refrigeración.

7.1.1 Trabajo específico del ciclo

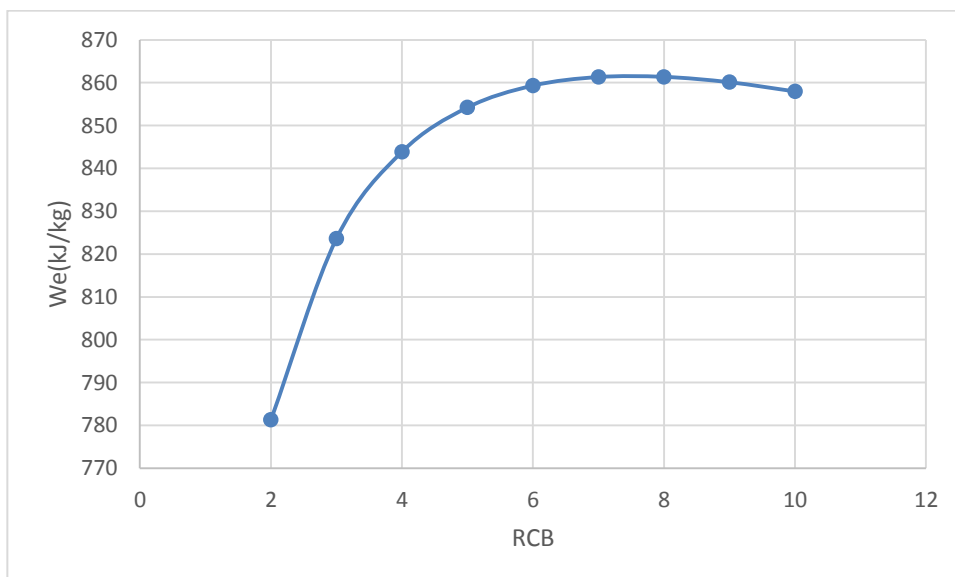


Fig. 27 Trabajo específico frente a la relación de compresión intermedia

En la Fig. 27 se muestran los resultados obtenidos del trabajo específico en función de la relación de compresión intermedia. Se observa que la relación de compresión intermedia para máximo trabajo específico se encuentra en $RCB \approx 7,5$. Recuérdese del apartado 2.1 que para el caso ideal la $RCB_{max,We} = \sqrt{RCT}$, que

suponía un valor de $RCB \approx 6,5$. Este aumento de la $RCB_{max,We}$ es debido al efecto de la refrigeración, ya que al aumentar RCB disminuye la temperatura de salida del compresor, T_{02} , lo que hace que el gasto de aire de refrigeración sangrado del compresor sea menor penalizando menos el trabajo específico del ciclo.

7.1.2 Rendimiento del ciclo

Al introducir la refrigeración de la turbina, el rendimiento no tiene una tendencia tan clara como en el caso ideal sin refrigeración. En la Fig. 28 se han representado los rendimientos para el ciclo refrigerado y sin refrigeración. Comparando ambas curvas se puede observar cómo para RCB bajas el aumento del rendimiento para el ciclo refrigerado es menos significativo que para el ciclo sin refrigeración. Como se ha mencionado anteriormente, cuanto más baja es la RCB más alta es la temperatura de salida del compresor de alta. Esto es interesante ya que al aumentar esta temperatura menor será la cantidad de combustible necesaria para alcanzar la temperatura de combustión y por tanto mayor será el rendimiento, pero ahora que entra en juego la refrigeración nos interesa que la temperatura de salida de esta sea menor ya que cuanto menor sea esta menor será el gasto de aire que hay que sangrar para la refrigeración de la turbina, es por esto por lo que la pendiente del rendimiento para RCB bajas en el caso con refrigeración es menor que para el caso sin refrigeración.

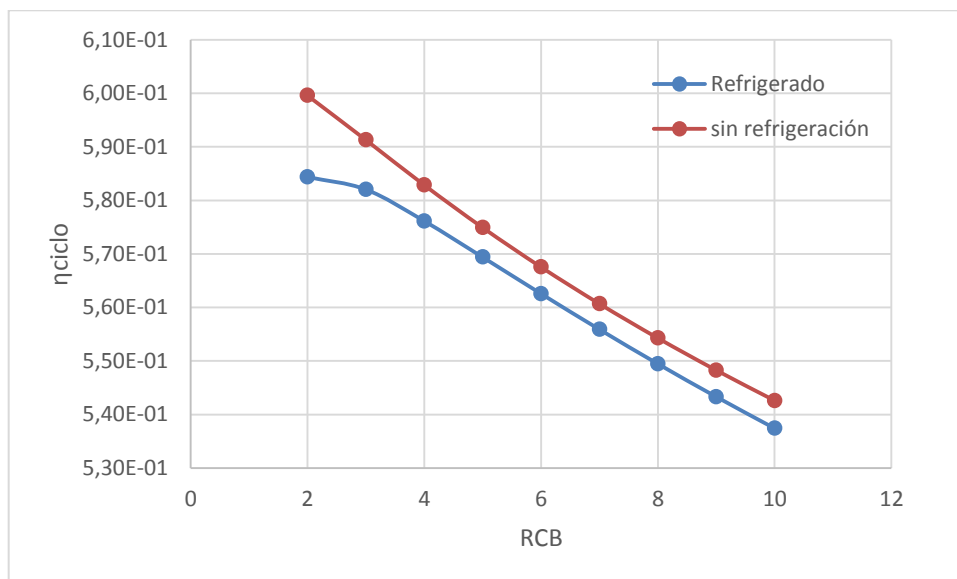


Fig. 28 Rendimiento del ciclo frente a la relación de compresión intermedia para el ciclo refrigerado y sin refrigeración

Las figuras 29 y 30 son las representaciones del calor aportado y el trabajo específico frente a la temperatura de escape del compresor de alta y del gasto de refrigeración. En la figura 29 se puede observar como a medida que aumentan la temperatura de escape del compresor de alta y el gasto de refrigeración disminuye el calor aportado, en el caso de la T_{02} es sencillo llegar a esta conclusión pues al aumentar esta es necesaria una menor cantidad de combustible y por tanto existirá un menor calor aportado al ciclo, para el caso del gasto de refrigeración este efecto se debe a que el aumento del gasto viene dado por el aumento de T_{02} , y por lo tanto, menor calor aportado. En la figura 30 se puede observar como el trabajo específico tiene un máximo como ya se ha discutido con anterioridad. Pero se observa como la disminución del calor aportado es menor que la del trabajo específico para ambas, la T_{02} y el gasto de refrigeración, lo que justifica la forma de la curva de rendimiento de la Fig. 28.

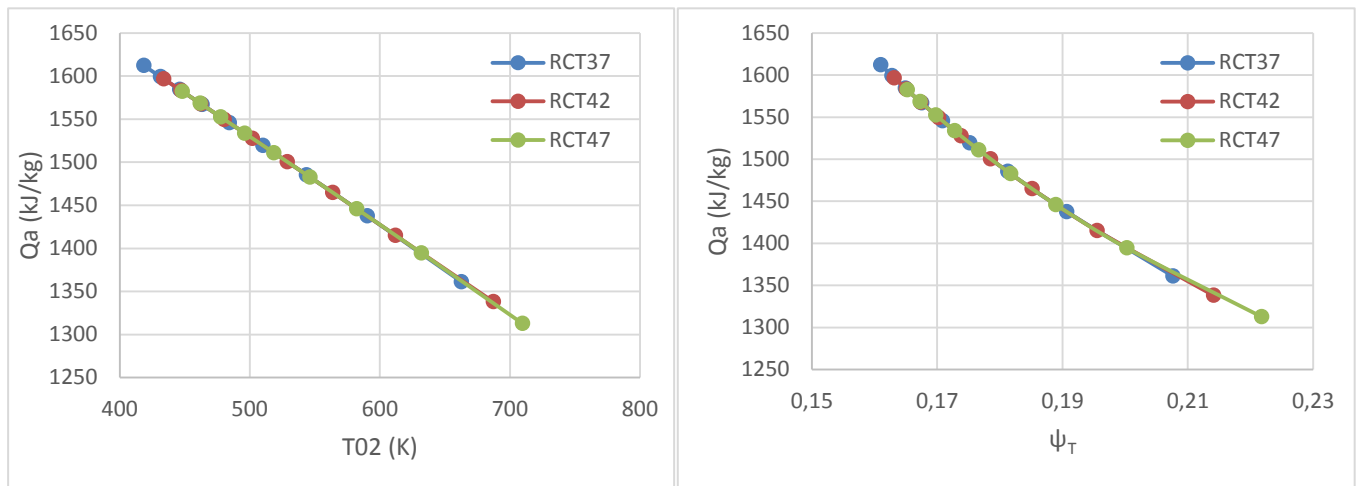


Fig. 29 Calor aportado al ciclo frente a la temperatura de escape del compresor de alta y frente a la fracción másica refrigeración

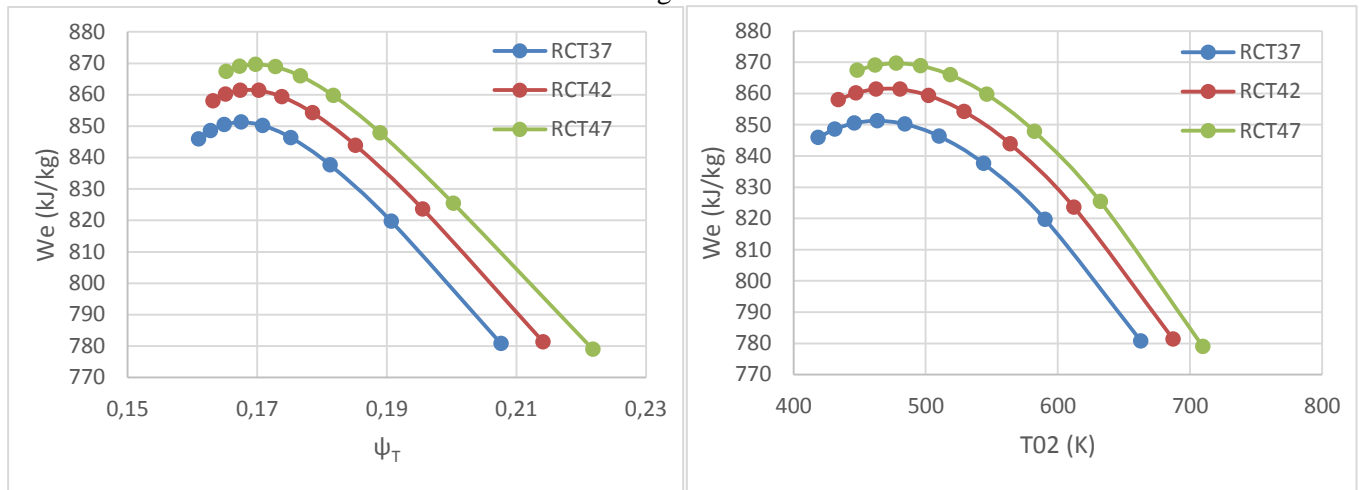


Fig. 30 Trabajo específico del ciclo frente a la temperatura de escape del compresor de alta y frente a la fracción másica de refrigeración.

7.1.3 Temperatura de escape de la turbina

En el caso del ciclo ideal sin refrigeración no tenía interés el estudio de la temperatura de escape pues era constante para todas las relaciones de compresión intermedia, en el caso con refrigeración esto ya no es así pues el hecho de tener la refrigeración implica que la temperatura de entrada al rotor, TIR, cambie en función de la temperatura de salida del compresor de alta y de los gastos de aire de refrigeración. En la Fig. 28 se puede observar cómo a medida que aumenta la RCB también aumenta la T_{06} , esto ocurre debido a que al aumentar la RCB, menor es la temperatura de salida del compresor y, por tanto, menor será el gasto de aire de refrigeración necesario para la turbina.

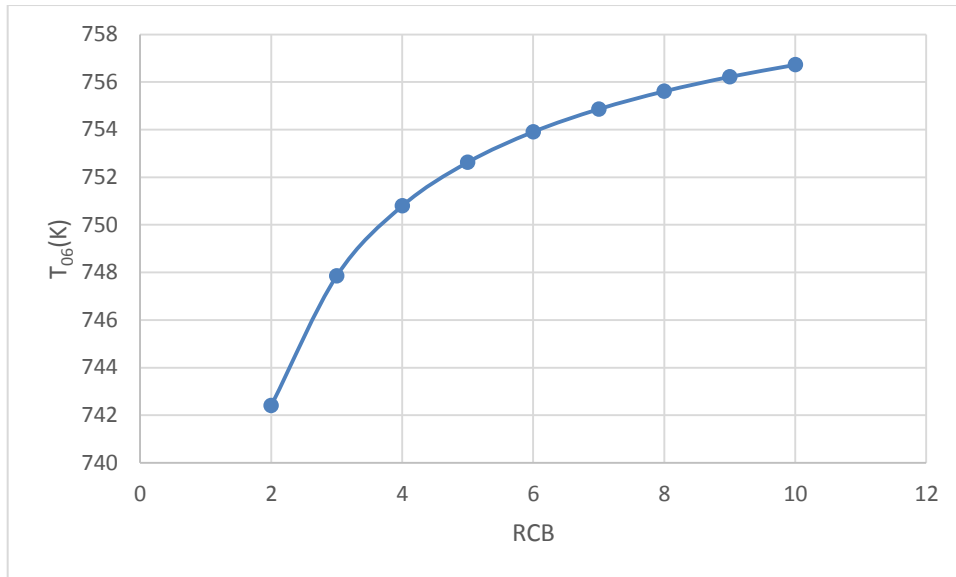


Fig. 29 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia

7.2 Análisis con la relación de compresión total

Como en el caso sin refrigeración ahora se hará un análisis con la variación de la relación de compresión total, desde 35 hasta 50, a la vez que se varía la relación de compresión intermedia. Mediante este estudio se podrá observar los efectos que tiene la refrigeración de la turbina sobre los parámetros característicos del ciclo.

7.2.1 Trabajo específico del ciclo

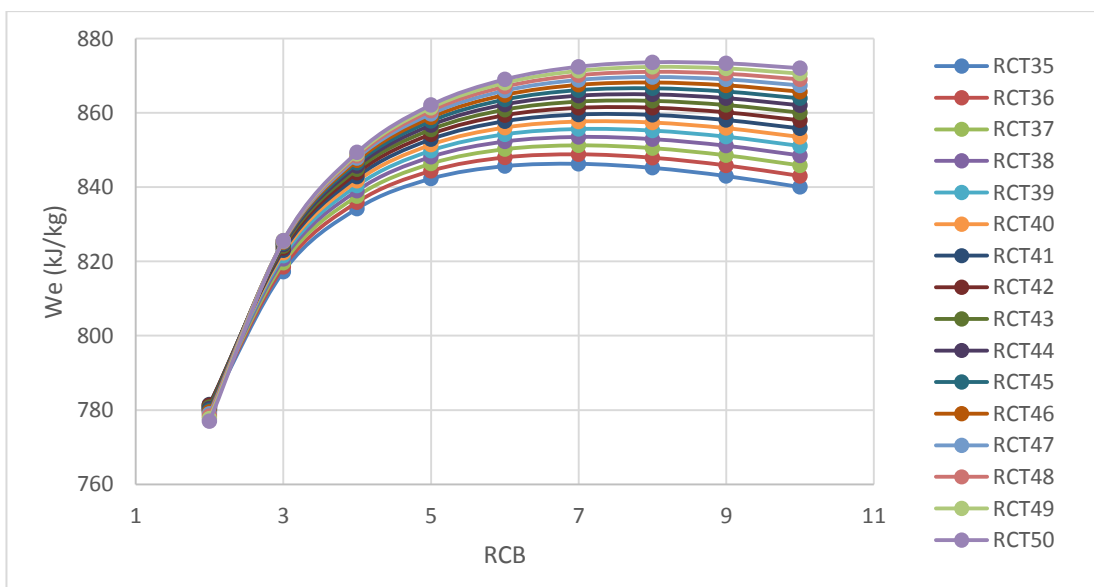


Fig. 30 Trabajo específico frente a RCB para cada RCT

Los resultados obtenidos del trabajo específico para cada relación de compresión total se muestran en la Fig. 30. En ella se puede observar cómo el aumento del We es tanto mayor cuanto mayor es la RCB, esto ocurre, como se mencionó en el apartado 3.2.1, debido a que cuanto menor sea la RCB menor será el efecto que tiene esta sobre el We , ya que es el compresor de alta el que consume la mayor parte del trabajo de compresión.

Comparando las gráficas representadas en las figuras 30 y 10 se puede ver el efecto negativo que tiene la refrigeración de los álabes de la turbina sobre el trabajo específico. También se puede observar cómo el efecto descrito para el caso de $RCT=42$ se repite para cada valor de RCT, es decir, la $RCB_{máx,We}$ está por encima de la que correspondería al ciclo ideal debido al efecto de la refrigeración. Como era de esperar a medida que aumenta la RCT también aumenta la $RCB_{máx,We}$.

7.2.2 Rendimiento del ciclo

En la gráfica de la Fig. 31 se observa cómo el efecto de disminución de la pendiente del rendimiento para las RCB más bajas, descrito en el apartado 7.1.2, se repite de forma similar para todas las RCT, y también cómo el rendimiento crece a medida que lo hace la RCT para cada RCB.

Al comparar las gráficas de las figuras 31 y 11 se puede ver cómo el rendimiento es menor para el caso del ciclo ideal con refrigeración por lo que se concluye que la refrigeración también penaliza el rendimiento, pero no tanto como el trabajo específico. Pues la refrigeración hace que el trabajo específico del ciclo que disminuya de forma directa al disminuir la TIR, mientras que el calor aportado al ciclo varía de forma menos significativa por el hecho de que entra menos gasto de aire a la cámara de combustión.

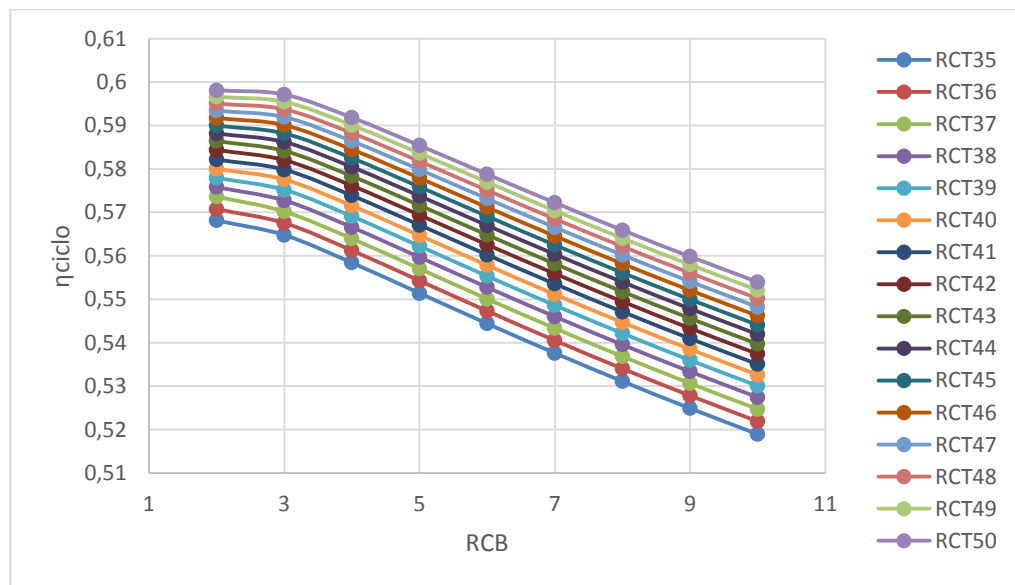


Fig. 31 Rendimiento del ciclo frente a RCB para cada RCT

7.2.3 Temperatura de escape de la turbina

En la Fig. 32 se muestran los resultados de la temperatura de escape de la turbina para cada RCB y RCT, se puede observar cómo la tendencia de la curva de T_{06} es similar para todas las RCT, también se observa, como

era de esperar, que al aumentar la RCT disminuye la T_{06} , esto sucede porque cuanto mayor es la RCT mayor será el trabajo necesario para mover los compresores y por tanto mayor el proporcionado por las turbinas, teniendo así un mayor salto entálpico y menor temperatura de escape de la turbina.

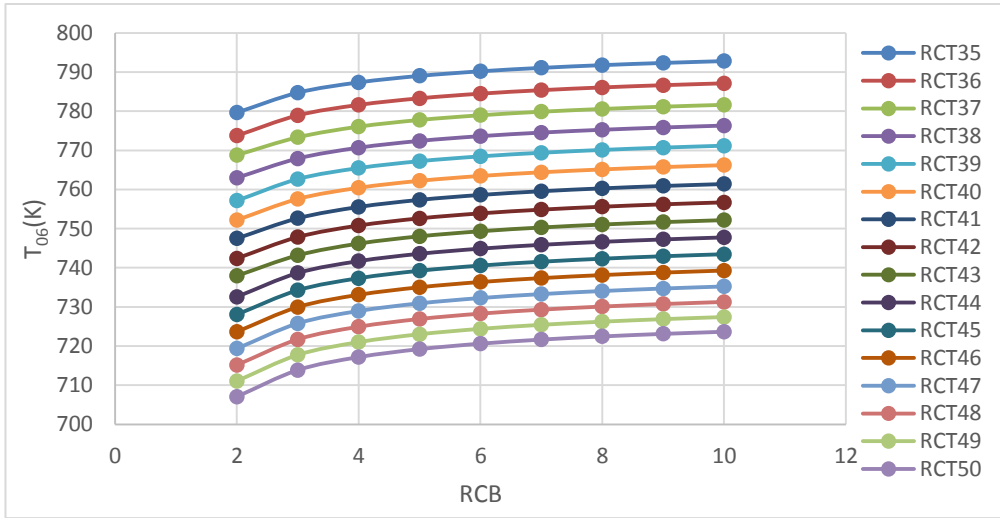


Fig. 32 Temperatura de escape de la turbina frente a RCB para cada RCT

En la Fig. 33 se comprueba que las temperaturas de escape, T_{06} , para el caso con refrigeración son menores que para el caso sin refrigeración, esto es consecuencia del aire de refrigeración, más frío, que se mezcla a la salida de las coronas de álabes con la corriente principal de gases enfriándola.

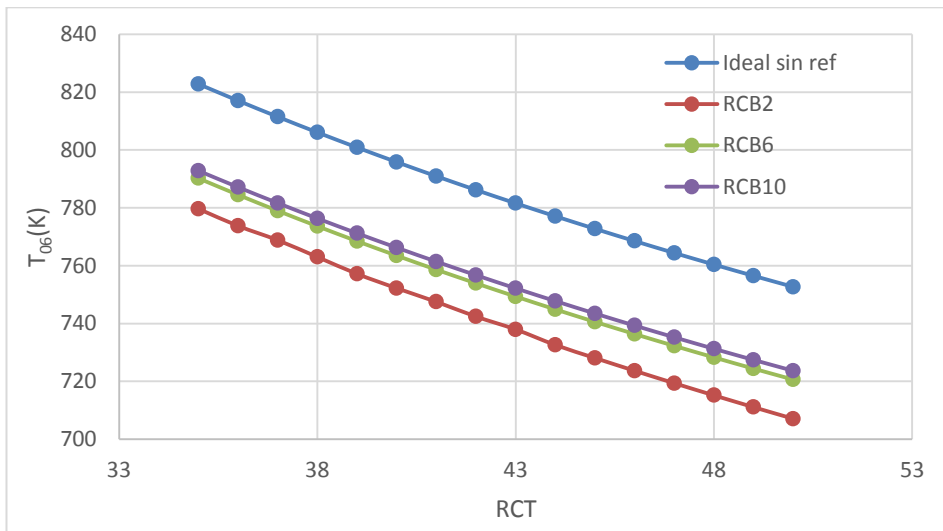


Fig. 33 Temperatura de escape de la turbina para el caso sin ref y para varias RCB con ref

8 ANÁLISIS DEL CICLO DE GAS REAL CON REFRIGERACIÓN

En este capítulo se hará un análisis del ciclo real con refrigeración, donde se introducen las pérdidas de carga en el interrefrigerador y en la cámara de combustión, y las compresiones y expansiones se supondrán politrópicas. Este es el análisis del ciclo que más se aproxima a la realidad por lo que será el análisis con más importancia y el que más se tendrá en cuenta a la hora de evaluar los resultados obtenidos.

Los datos necesarios para este análisis se toman de la tabla 2, los mismos que se han tomado para el caso del ciclo real sin refrigeración, y comparando los resultados se podrá valorar el efecto que tiene la refrigeración sobre el ciclo real.

8.1 Análisis con la relación de compresión intermedia

Como en el caso ideal se hace un análisis para la relación de compresión total constante e igual a 42, y variando la relación de compresión intermedia de 2 a 10. El objetivo de este análisis es obtener las relaciones de compresión de máximo trabajo específico y máximo rendimiento y compararlas con las obtenidas para el caso real sin refrigeración.

8.1.1 Trabajo específico del ciclo

En la Fig. 34 están representados el trabajo específico para el ciclo con y sin refrigeración, en ella se observa cómo el efecto de la refrigeración de la turbina hace que disminuya el trabajo específico del ciclo resultando este menor del esperado en los cálculos sin refrigeración.

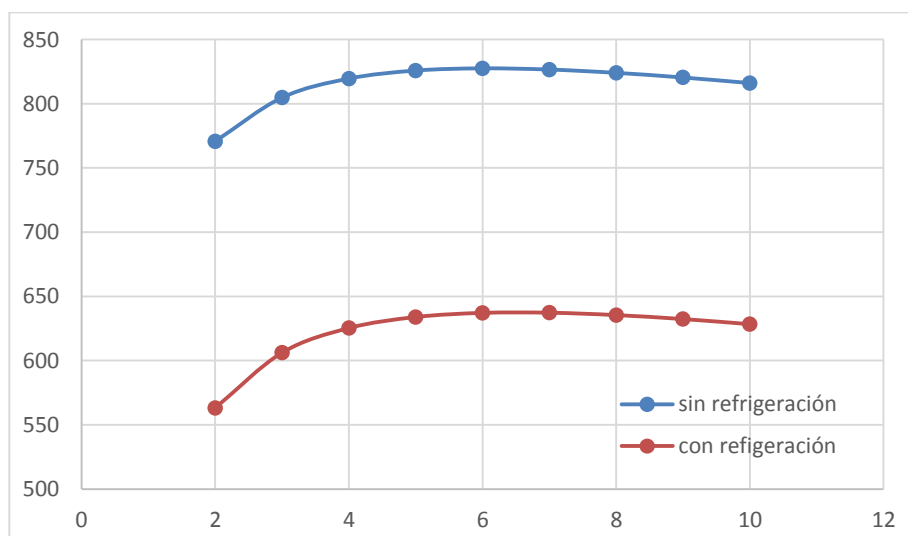


Fig. 34 Trabajo específico del ciclo con y sin refrigeración frente a la relación de compresión intermedia

En la curva del trabajo específico con refrigeración el máximo se da para una $RCB \approx 6,5$, que aproximadamente coincide con la $RCB_{máx,We}$ para el ciclo ideal sin refrigeración. En realidad esto tiene sentido, pues como se comentó en el apartado 4.2.1, el hecho de incluir las pérdidas y los procesos politrópicos hacen que la $RCB_{máx,We}$ disminuya respecto del caso de ciclo ideal, y en el apartado 7.1.1 se puso de manifiesto que al incluir la refrigeración la $RCB_{máx,We}$ aumenta respecto del caso del ciclo la ideal. Es por estas razones por las que al incluir ambos efectos la $RCB_{máx,We}$ para el ciclo real con refrigeración coincide, en cierta medida, con la $RCB_{máx,We}$ del ciclo ideal sin refrigeración, pudiendo hablar de un cierto “efecto compensatorio”.

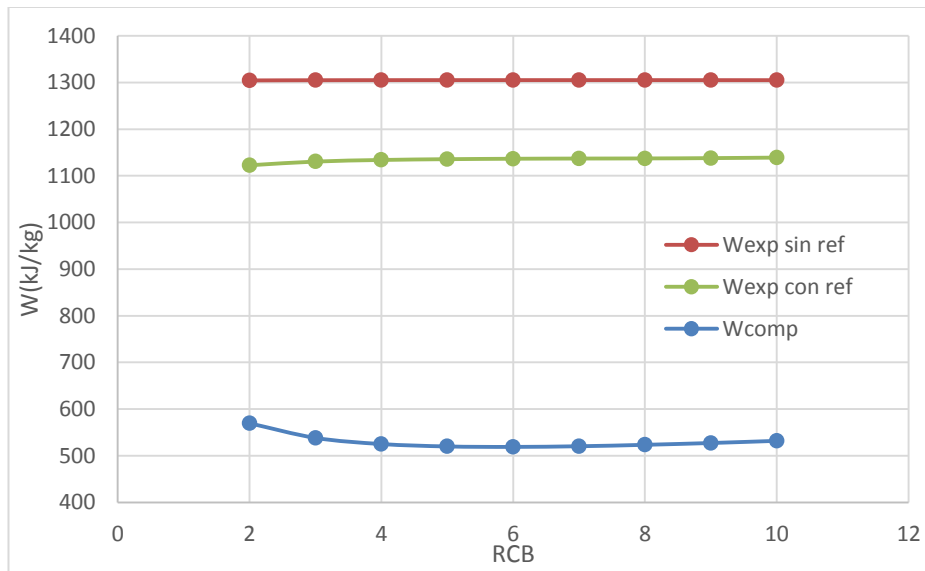


Fig. 35 Trabajos de expansión y compresión del ciclo con y sin refrigeración frente a la RCB

En la Fig. 35 están representados los trabajos de expansión y compresión para el ciclo con y sin refrigeración, en esta se aprecia como los trabajos de expansión son prácticamente constantes para todas las RCB mientras que el de compresión es el que varía, también decir que el trabajo de compresión es el mismo para ciclo con y sin refrigeración.

8.1.2 Rendimiento del ciclo

En la Fig. 36 están representados los rendimientos para el ciclo real con y sin refrigeración. Se puede apreciar la fuerte disminución del rendimiento debido a la refrigeración. Esta disminución en el rendimiento más brusca que para los casos ideales con y sin refrigeración se debe a que al no ser el ciclo ideal, el peor rendimiento de los distintos equipos que forman el ciclo hace que disminuya en mayor medida el rendimiento.

Para el ciclo real con refrigeración se observa que el rendimiento máximo no se alcanza ya con la RCB más baja sino con $RCB \approx 3$, este efecto se comenzó a ver en el apartado 7.1.2 en el cual se observaba cómo la pendiente de la curva del rendimiento disminuía para RCB bajas, ahora que es el ciclo real el que se está analizando, este efecto de la refrigeración se ve más acentuado llegando a cambiar la tendencia del rendimiento y obteniéndose el máximo valor de este para una RCB mayor.

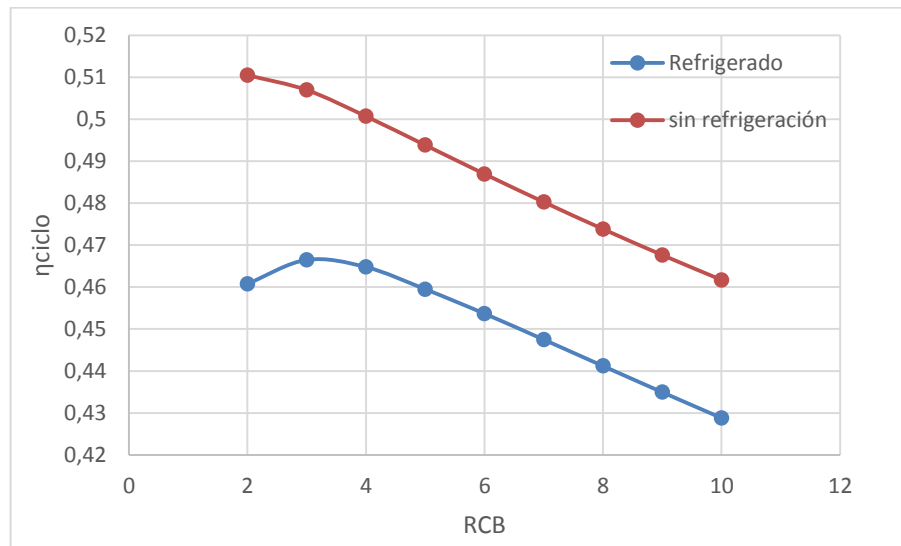


Fig. 36 Rendimiento del ciclo con y sin refrigeración frente a la RCB

En la Fig. 37 se han representado el calor aportado y el trabajo específico del ciclo en función de la RCB, esta figura ayuda a justificar el hecho de que el máximo rendimiento no resulte para la RCB más baja, pues como se puede ver en la Fig. 35 ambos el calor aportado y el W_e sufren una disminución para la RCB más baja, es por este hecho que surge un máximo en el rendimiento. El calor aportado tiene pendiente positiva desde la primera RCB, mientras que, como ya se ha comentado anteriormente, el trabajo específico consta de un máximo.

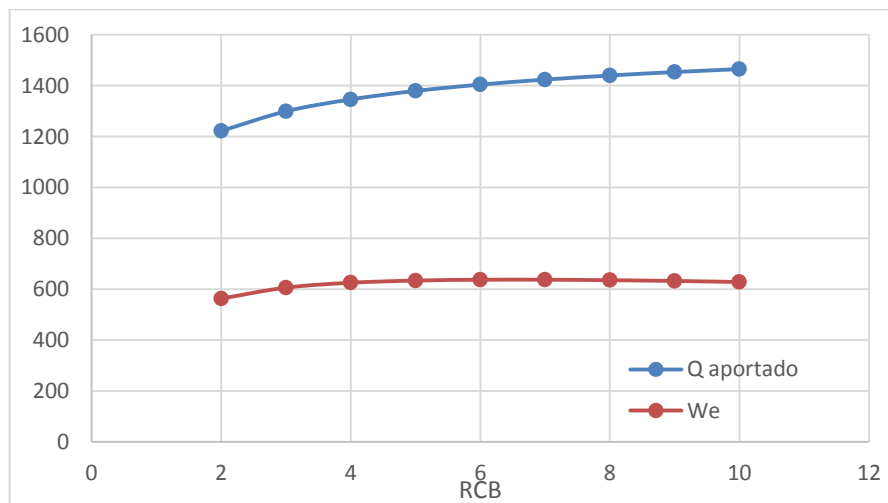


Fig. 37 Calor aportado y trabajo específico del ciclo en función de la RCB

8.1.3 Temperatura de escape de la turbina

Las temperaturas de escape de la turbina para el ciclo refrigerado y sin refrigeración están representadas frente a la relación de compresión intermedia en la gráfica de la figura 38. En primer lugar se observa cómo la temperatura de escape para el ciclo sin refrigeración apenas varía con la RCB, mientras que, para el ciclo refrigerado, esta aumenta con la RCB, este efecto ya se describió en el apartado 7.1.3.

En la Fig. 38 se puede ver que para el caso ideal la temperatura de escape de la turbina es menor para todas las RCB, esto es debido a que, en el caso real, al no ser una expansión isentrópica la presión de escape se alcanzará para una mayor temperatura, proporcionando a su vez un menor salto entálpico y por tanto menor trabajo específico.

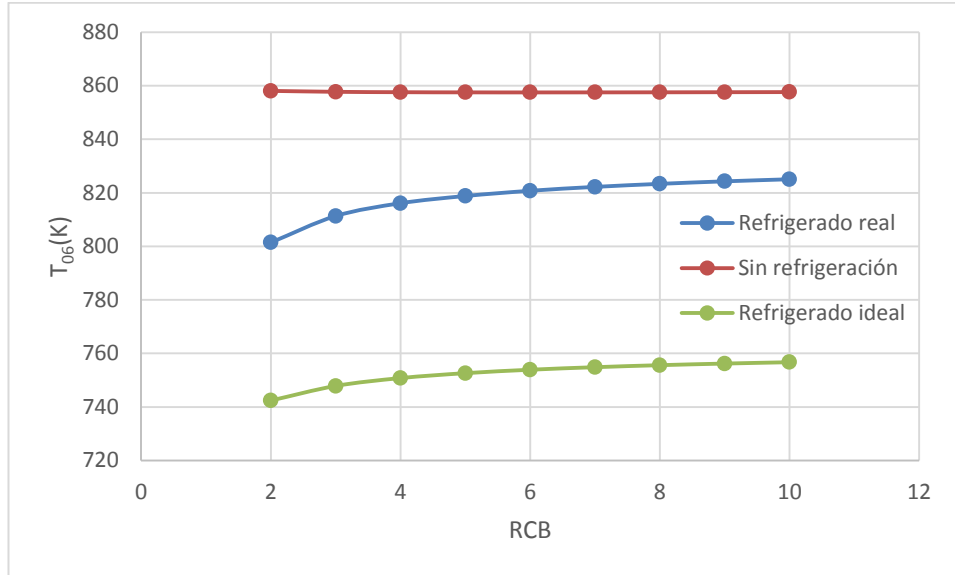


Fig. 38 Temperatura de escape de la turbina frente a la relación de compresión intermedia

8.2 Análisis con la relación de compresión total

En este apartado se analizan los principales parámetros del ciclo variando ambas relaciones de compresión, la relación de compresión total y la intermedia, para poder obtener así los máximos valores del rendimiento y del trabajo específico del ciclo.

8.2.1 Trabajo específico del ciclo

Para el caso del ciclo real con refrigeración resulta que el trabajo específico no aumenta siempre con la RCT sino que llega un momento en el que este llega a un máximo y aunque se sigan aumentando las RCT y RCB no se superará ese We , se puede ver en la Fig. 39. El máximo trabajo específico se alcanza para una $RCT=44$ y una $RCB \approx 7$, esto coincide con lo discutido en el apartado 8.1.1 que la $RCB_{máx, We} \approx \sqrt{RCT}$.

En la Fig. 39 también se observa como el efecto de la refrigeración para RCT altas y RCB bajas ya no sólo disminuye el We , sino que puede resultar en menores We para RCT altas que RCT bajas con la misma RCB, esto es debido a que al ser tan altas las RCT manteniendo RCB bajas, la temperatura de salida del compresor de alta será muy elevada y hará falta una gran cantidad de aire de refrigeración para la turbina, como se ve en la Fig. 40, en la cual están representados los trabajos de compresión y expansión, y si este gasto de aire es muy grande, toda esa cantidad no pasa por la cámara de combustión lo que conlleva a que no proporcione tanto We al ser introducido de nuevo en la turbina para la refrigeración.

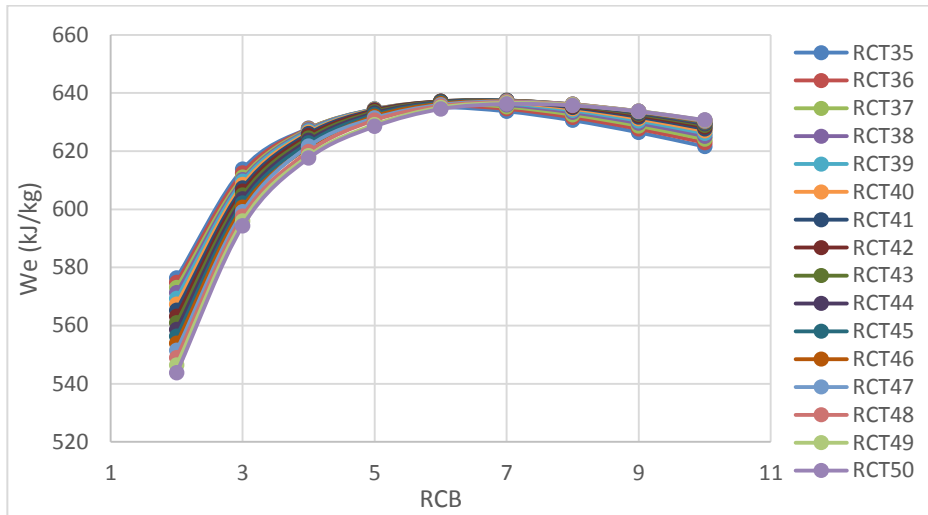


Fig. 39 Trabajo específico frente a RCB para cada RCT

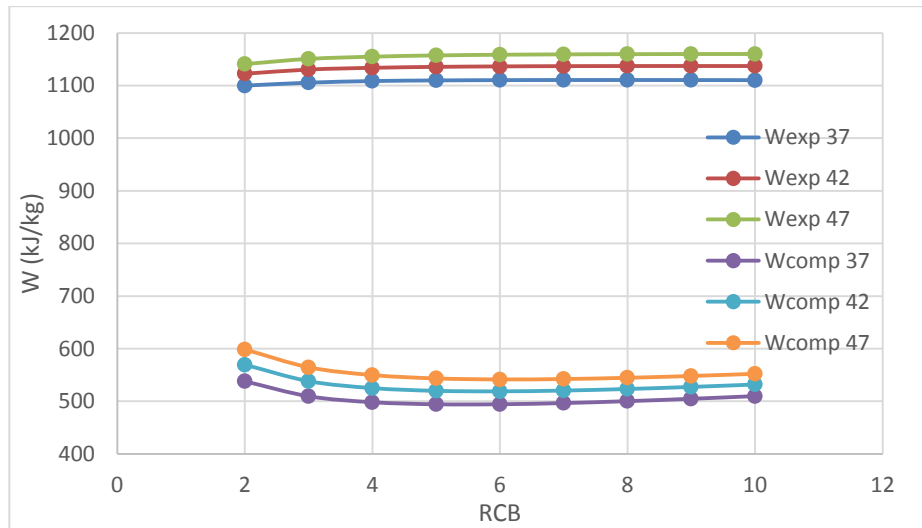


Fig. 40 Trabajos de compresión y expansión en función de la RCB para varias RCT

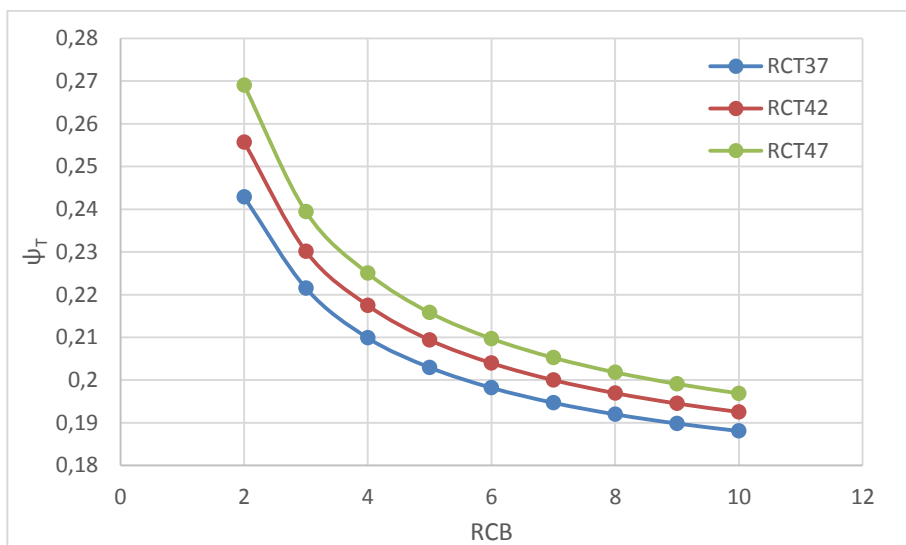


Fig. 41 Fracción másica de refrigeración frente a la RCB para varias RCT

8.2.2 Rendimiento del ciclo

En la Fig. 42 está representado el calor aportado al ciclo, se puede observar como el calor aportado es menor cuanto menor sea la RCB, esto es debido a la refrigeración puesto que al ser menor la RCB mayor será la temperatura de escape del compresor y por tanto menor será la cantidad de combustible necesaria. Comparando esta con la Fig. 39 se ve que el calor aportado sigue una trayectoria de crecimiento para toda RCB pero el trabajo específico tiene un máximo, es por esta razón por la que la curva del rendimiento tiene esa forma.

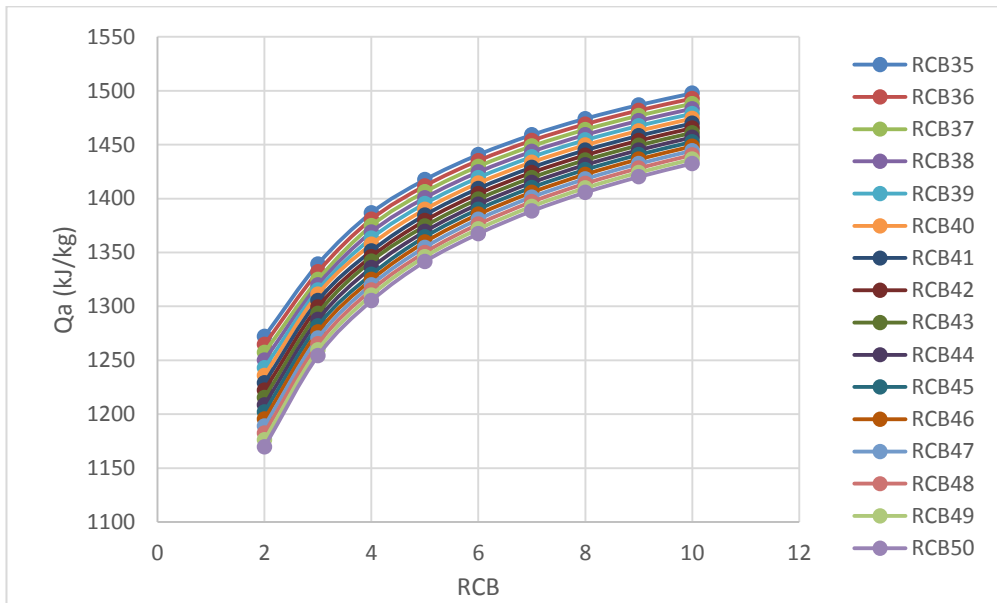


Fig. 42 Calor aportado al ciclo frente a RCB para cada RCT

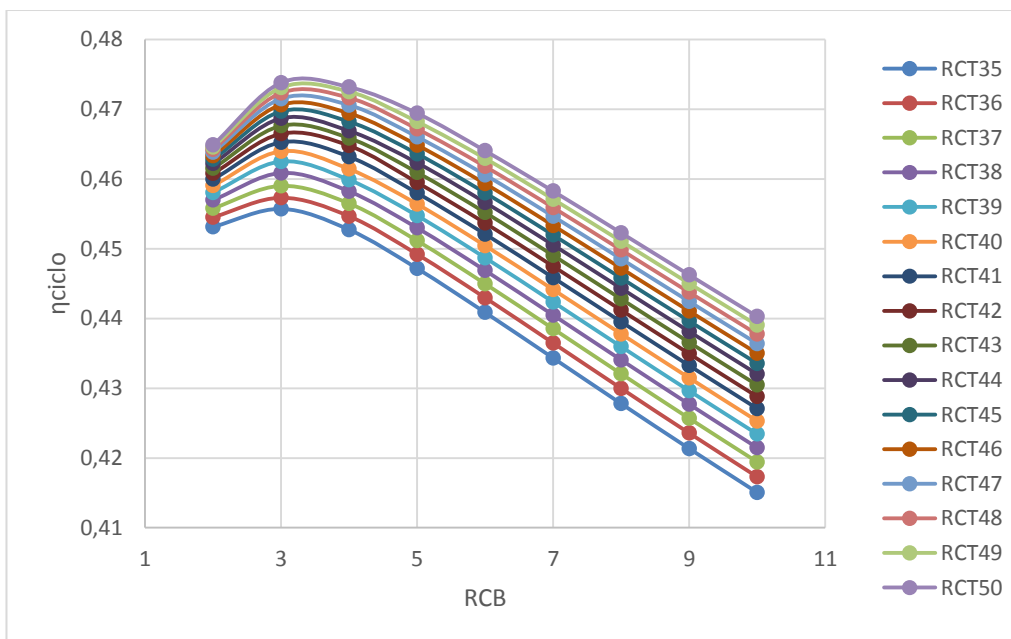


Fig. 43 Rendimiento del ciclo frente a RCB para cada RCT

La tendencia de producirse un máximo para una RCB que no es la más baja se repite para todas las RCT como puede observarse en la Fig. 43. También se observa cómo el rendimiento crece a medida que lo hace la RCT, pero este crecimiento no es igual para cualquier RCB, se observa que para RCB más bajas el rendimiento crece de forma más lenta que para RCB medias y altas. Para RCT muy altas y RCB bajas el rendimiento apenas varía con la RCT, esto es debido al efecto de la refrigeración que, como ya se ha mencionado anteriormente, el hecho de tener RCB baja y RCT muy alta hace que aumente la temperatura de salida del compresor y esto hace que aumente el gasto de aire necesario para la refrigeración, lo que hace que disminuya el rendimiento del ciclo.

8.2.3 Temperatura de escape de la turbina

Como puede verse en la gráfica de la Fig. 44, la temperatura de escape disminuye con el aumento de la RCT. Para RCT más altas la disminución de la temperatura de escape es más acusada con RCB debido a que al ser RCT más alta, la temperatura de salida del compresor es más alta y mayor el gasto de aire necesario para la refrigeración por lo que menor será la TIR y menor la T_{06} .

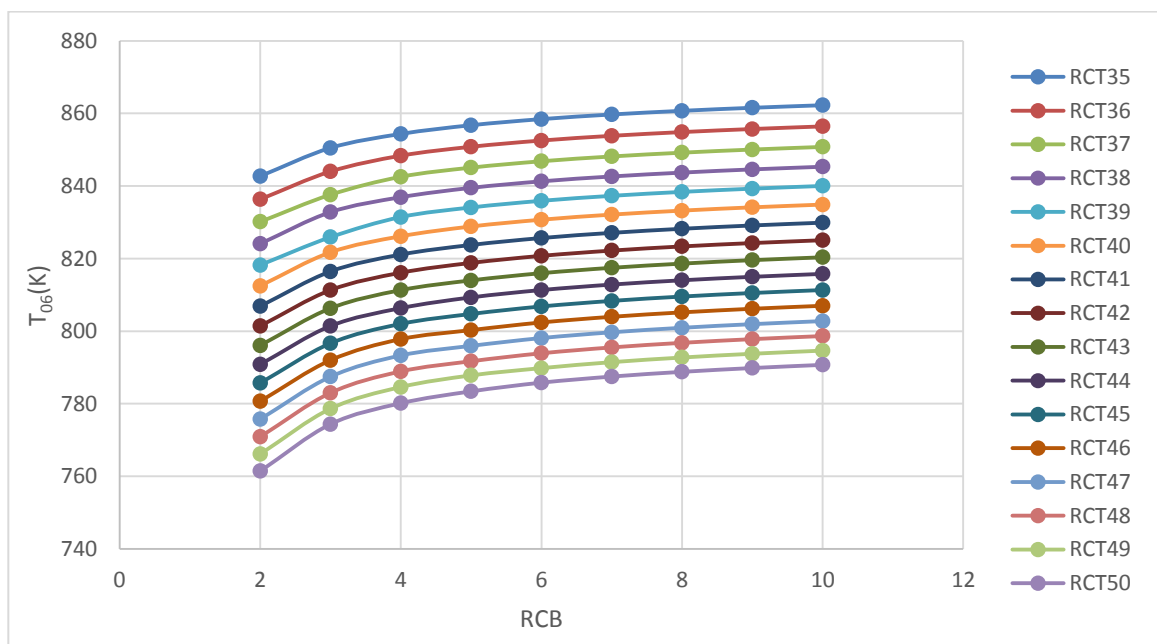


Fig. 44 Temperatura de escape de la turbina frente a RCB para cada RCT

En las figuras 45, 46 y 47 están representadas la temperatura de escape de la turbina en función de las TIR de cada escalonamiento. En ellas se ve como al aumentar la RCT disminuyen tanto la T_{06} como las TIR de cada escalonamiento. Esto se debe a que al aumentar la RCT aumenta la T_{02} aumenta el gasto de refrigeración y en consecuencia habrá una disminución de la TIR de cada escalonamiento.

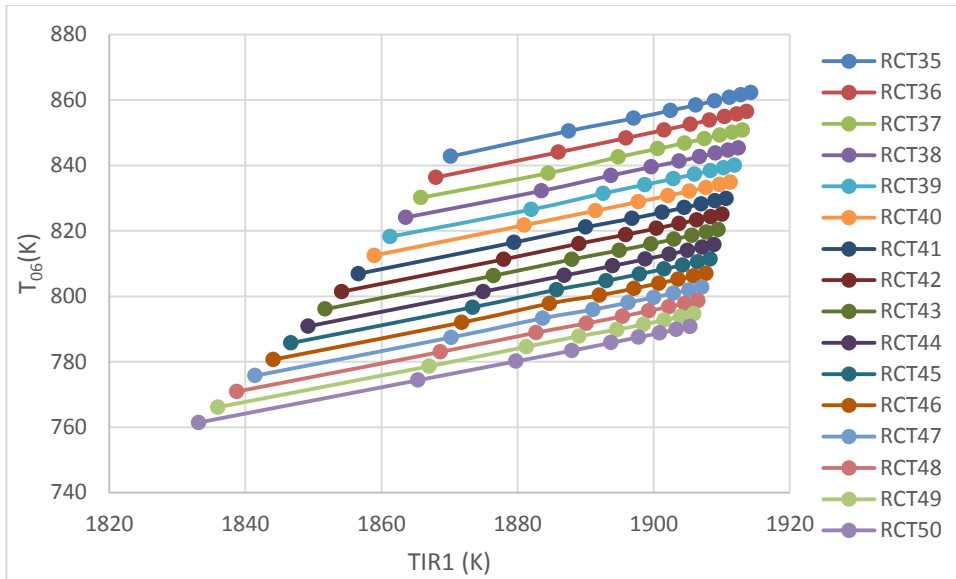


Fig. 45 Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del primer escalonamiento

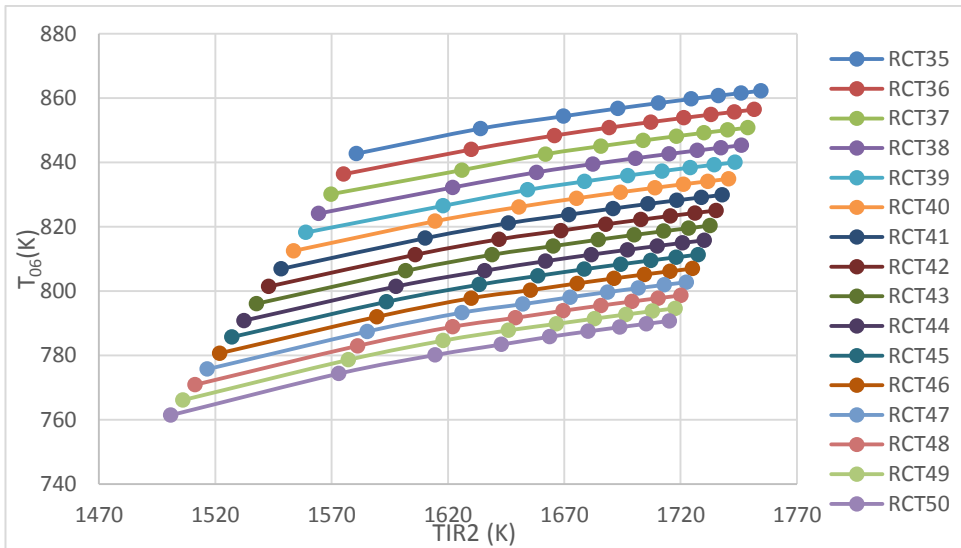


Fig. 46 Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del segundo escalonamiento

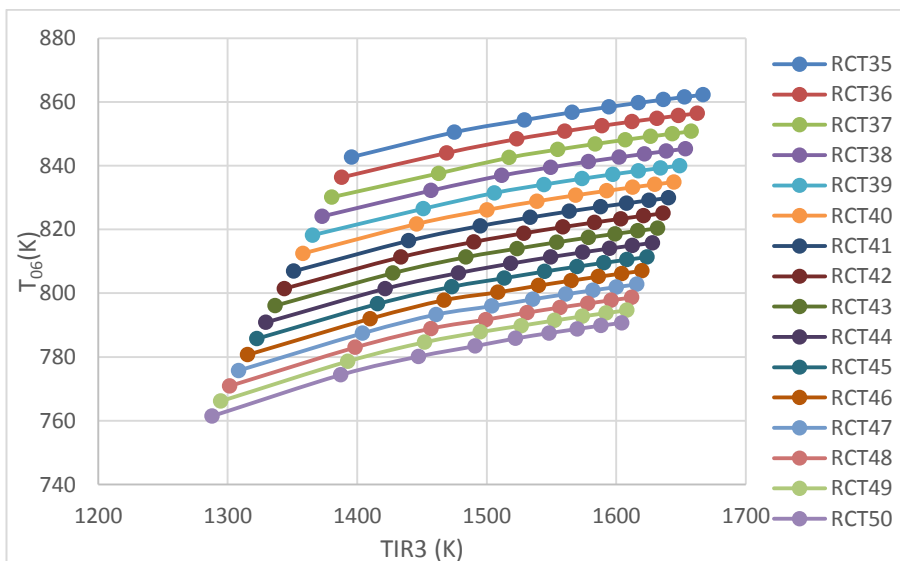


Fig. 47 Temperatura de escape de la turbina frente a la TIR del tercer escalonamiento

9 CICLO DE VAPOR DE COLA

En este capítulo se considerará un ciclo de vapor de cola a una sola presión para poder hacer un análisis sobre la potencialidad de los ciclos combinados con turbinas de gas inter-refrigeradas, haciendo un estudio de los resultados obtenidos del trabajo que produciría la turbina de vapor y el rendimiento del ciclo combinado. Un análisis más exhaustivo se presenta en el artículo de Sanjay Kumar and Onkar Singh [5].

El objetivo del ciclo de vapor de cola es el aprovechamiento de la energía remanente en los gases de escape de la turbina de gas, puesto que estos salen de la turbina a temperaturas de entre 700-900K, dependiendo de la RCT que se escoja para la configuración de la turbina de gas

9.1 Configuración del ciclo de vapor

En la Fig. 48 se muestra el esquema del ciclo de vapor a analizar, este consta de una caldera de recuperación (HRSG), en la cual se encuentran el sobrecalentador (1), el evaporador (2) y el economizador (3), un calderín (4) a la presión del vapor vivo, la turbina de vapor (5), el condensador (6), el desgasificador (7) y las bombas de alimentación (8) y condensado (9).

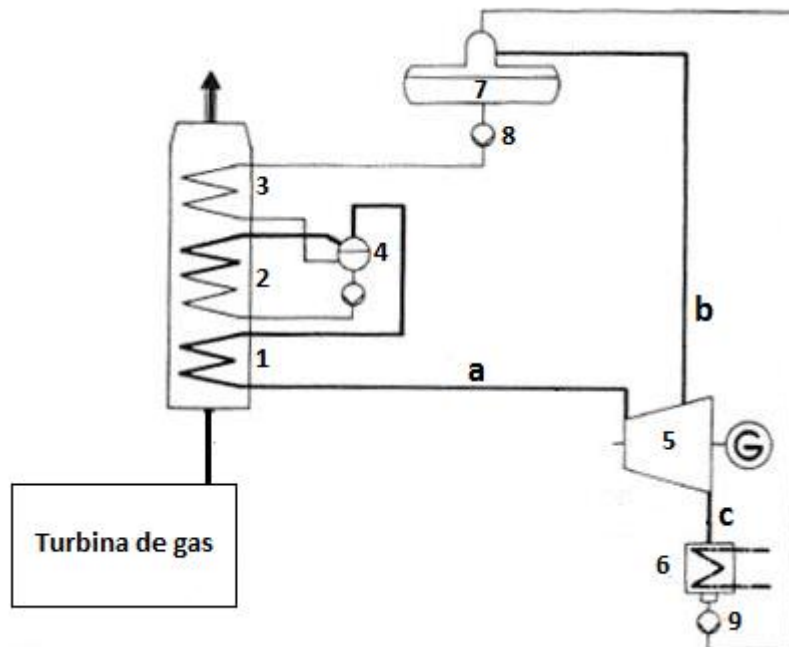


Fig. 48 Esquema del ciclo de vapor a una presión

A continuación, en la Fig. 49 está representado el diagrama T-S del ciclo de Rankine que se muestra en la Fig. 48. El agua entra a la caldera de recuperación después del desgasificador mediante la bomba de alimentación que eleva la presión del agua en estado líquido hasta la presión del vapor vivo, luego esta entra al economizador donde se eleva hasta una temperatura algo menor que la temperatura de saturación del agua para

la presión del vapor vivo (P_a), a continuación el agua pasa al calderín, en el cual se encuentra el agua en ambos estados, líquido y vapor, luego el agua en estado líquido del calderín pasa al evaporador donde se produce el cambio de fase a temperatura constante y esta vuelve al calderín en forma de vapor, y este pasa al sobrecalentador donde se eleva su temperatura hasta la del vapor vivo (T_a). Después del sobrecalentador el vapor pasa a la turbina donde es expandido hasta la presión de condensación, extrayendo el trabajo del fluido, posteriormente el vapor a la salida de la turbina pasa al condensador, y por último el condensado es transportado al desgasificador mediante la bomba de condensado que eleva la presión del agua líquida hasta la presión del desgasificador. Existe una extracción en la turbina para el desgasificador a su presión.

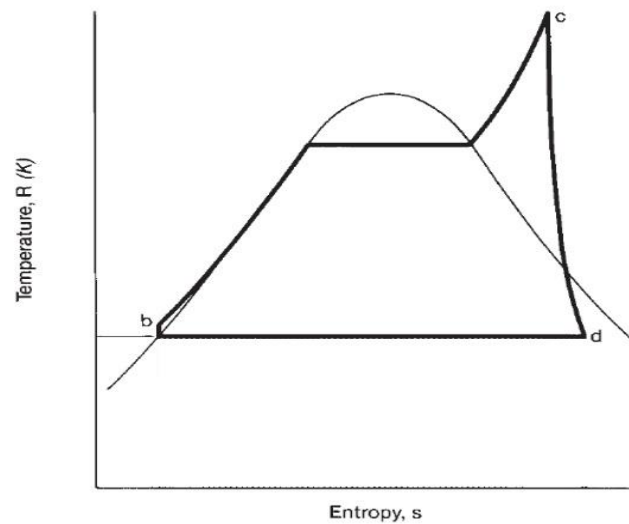


Fig. 49 Diagrama T-S del ciclo de Rankine

9.2 Datos para el análisis del ciclo de vapor

En la tabla 3 se muestran los datos necesarios para el análisis del trabajo específico proporcionado por la turbina de vapor y el rendimiento del ciclo combinado.

P_a (bar)	70
T_a (K)	700
P_{cond} (bar)	0,05
P_{desg} (bar)	0,2
Pinch point (K)	13
Approach (K)	0
π_{HRSG} (%)	3

Tabla 3 Datos del ciclo de vapor

La presión y temperatura del vapor vivo debería ser variable en función de la temperatura de escape de la turbina para optimizar de mejor manera la energía remanente a la salida del ciclo de gas, pero para simplificar el análisis se mantendrán constantes para todas las RCT y RCB analizadas.

9.3 Análisis de los parámetros del ciclo de vapor

El análisis del ciclo de vapor se ha realizado en función de los resultados obtenidos del análisis de la turbina de gas real con refrigeración (Capítulo 8).

9.3.1 Trabajo específico del ciclo de vapor

La obtención del trabajo específico de la turbina de vapor se hace mediante el correspondiente balance de energía en dicha turbina, a decir,

$$W_{TV} = \beta * (h_a - h_c) + (\beta - \alpha) * (h_c - h_b)$$

β es un factor que representa el gasto de vapor producido en la HRSG partido del gasto de aire que entra en el compresor de la turbina de gas.

$$\beta = \frac{m_v}{m_a}$$

α representa el gasto de vapor que se sangra de la turbina de vapor para el desgasificador.

Y las distintas entalpías que aparecen en el balance de la turbina de vapor son las entalpías correspondientes a los puntos representados en la Fig. 48.

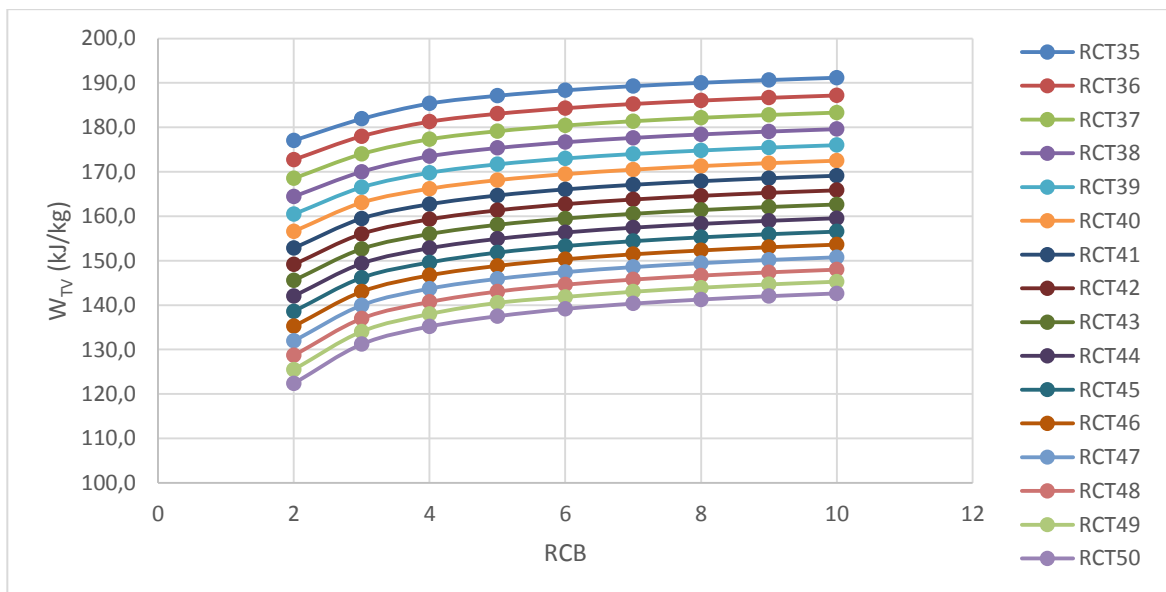


Fig. 50 Trabajo específico de la TV frente a RCB para cada RCT

En la Fig. 50 está representado el trabajo específico que produce la turbina de vapor en función de las RCB y

las RCT. Si se compara esta figura con la Fig. 44 se observa como el W_{TV} sigue la misma tendencia que la temperatura de escape de la turbina de gas, esto es debido a que el trabajo de la turbina de vapor depende principalmente de la temperatura de escape de los gases de la turbina y del gasto de vapor producido en la HRSG, por lo tanto el W_{TV} variará de la misma forma en que lo hagan estas dos variables. También influye que para este análisis se ha mantenido constantes la temperatura y la presión del vapor vivo para facilitar los cálculos, mientras que las RCB y RCT se han variado de la misma forma que en los capítulos anteriores.

9.3.2 Rendimiento del ciclo combinado

El rendimiento del ciclo combinado se obtiene mediante la siguiente expresión,

$$\eta_{CicloComb} = \frac{We + W_{TV}}{F * Hp}$$

La Fig. 51 muestra el trabajo total producido por el ciclo combinado, $We + W_{TV}$. En ella se puede observar cómo para el caso del ciclo combinado el trabajo disminuye a medida de aumenta la RCT, esto es debido al efecto del ciclo de vapor ya que para este, el trabajo disminuye con la T_{06} y esta disminuye con el aumento de la RCT como ya se ha descrito anteriormente. Si se presta atención a la Fig. 39 se ve que el We varía muy poco con la RCT en comparación con el W_{TV} , es por esto por lo que al evaluar ambos trabajos a la vez la tendencia de trabajo total cambia con la RCT.

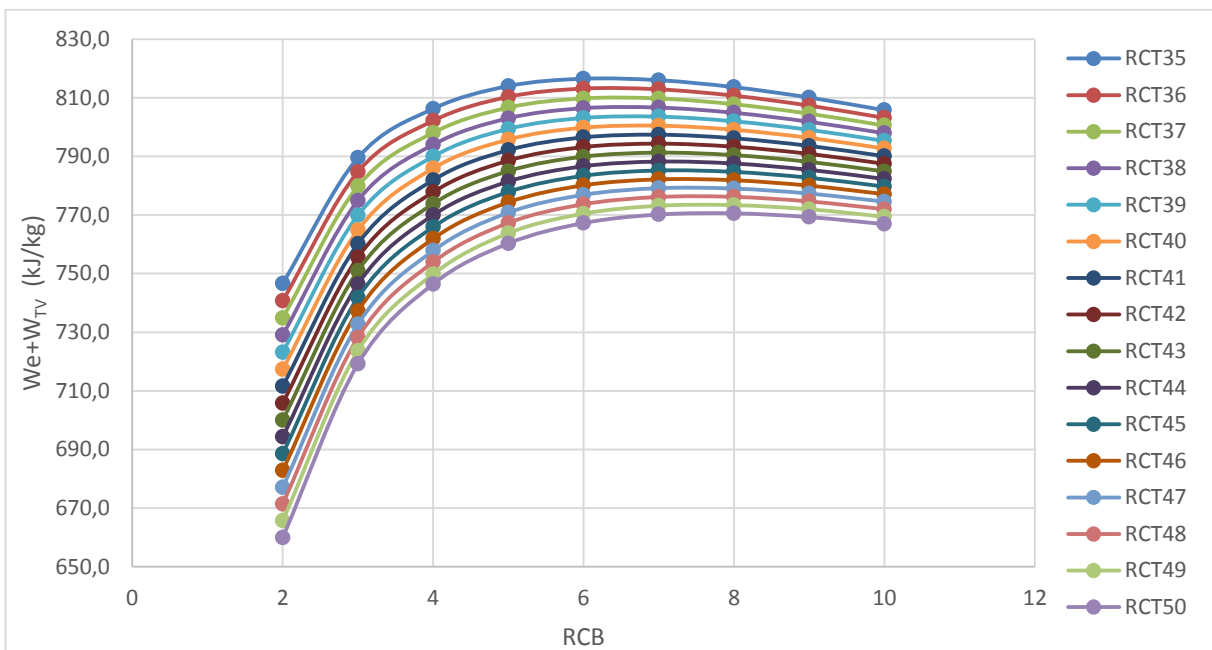


Fig. 51 Trabajo producido por ciclo combinado frente a RCB para cada RCT

En la Fig. 52 está representado el rendimiento del ciclo combinado en función de RCB para todas las RCT. La forma de esta gráfica se justifica analizando las figuras 51 y 42, de la Fig. 42 se dedujo que el calor aportado disminuye a medida que aumenta la RCT, y de la Fig. 51 se ha justificado la tendencia de la disminución del trabajo producido por el ciclo con el aumento de la RCT. Es por esto por lo que se justifica que con el rendimiento del ciclo combinado ocurra lo mismo, es decir, el rendimiento del ciclo combinado aumenta a medida que disminuye la RCT.

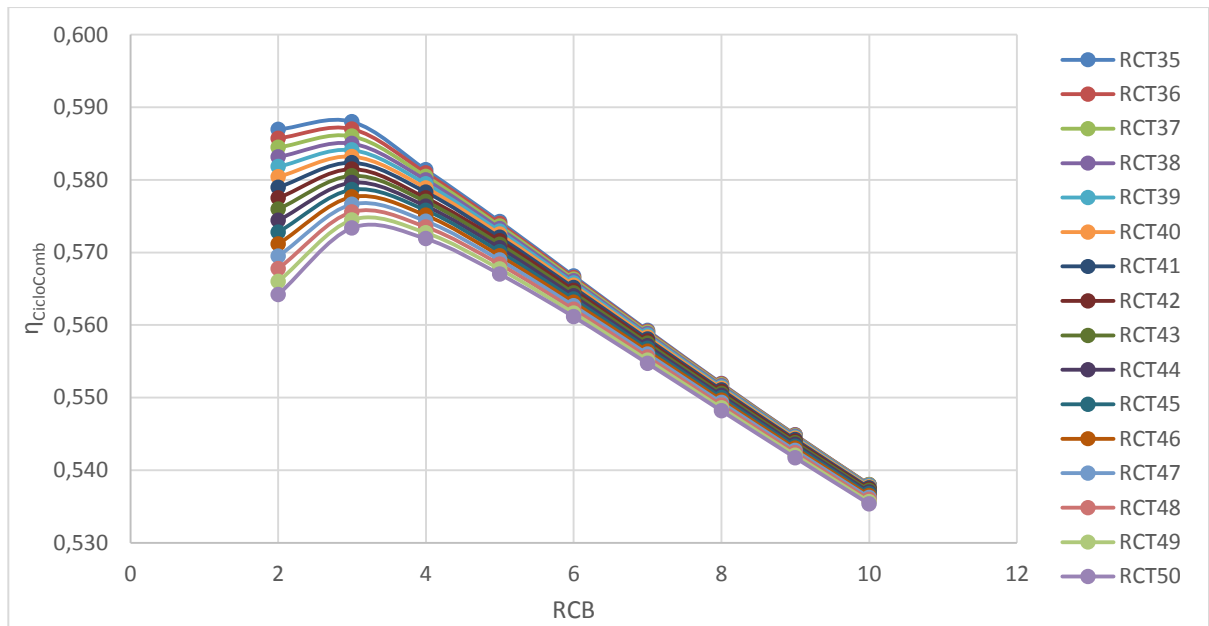


Fig. 52 Rendimiento del ciclo combinado en función de RCB para cada RCT

Las figuras 53 y 54 representan el rendimiento de la HRSG y el del ciclo de vapor respectivamente. En ellas se puede observar cómo el rendimiento disminuye con el aumento de la RCT, al contrario que ocurriría con el rendimiento del ciclo de gas (Fig. 43), es por esto y por el trabajo total producido por lo que aparece este cambio en la tendencia de crecimiento del rendimiento con la RCT. Como se puede observar en la Fig. 53 los rendimientos de la HRSG son muy bajos, esto se debe a que las temperaturas de chimenea resultan muy altas en los análisis llevados a cabo, y esto es debido a, como se ha mencionado antes que la presión y temperatura del vapor vivo no está optimizada respecto a la temperatura de escape de la turbina de gas.

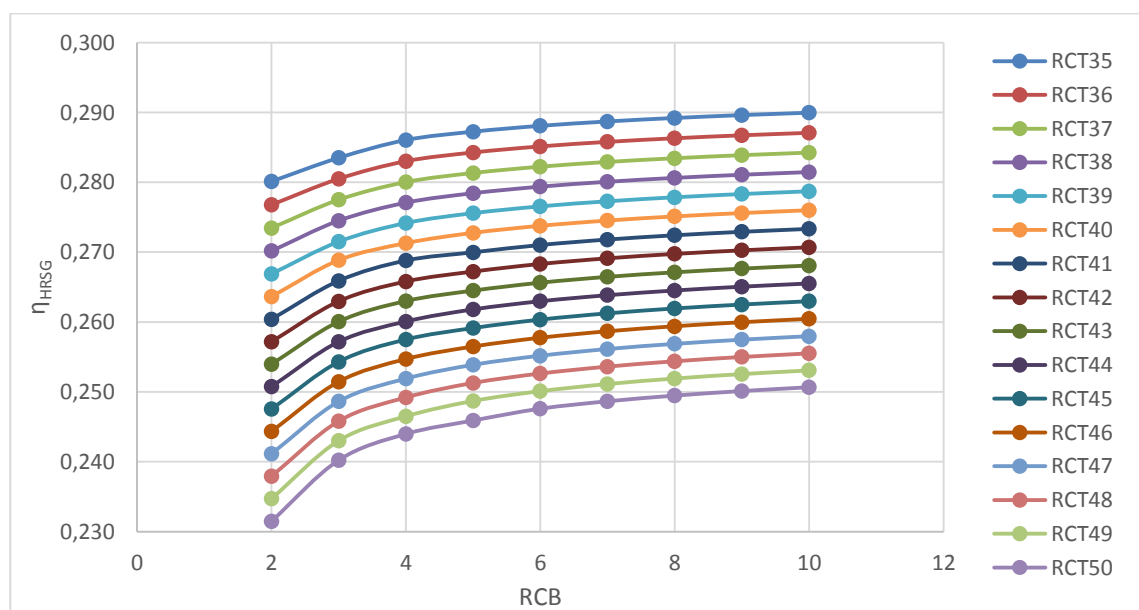


Fig. 53 Rendimiento de la HRSG en función de RCB para cada RCT

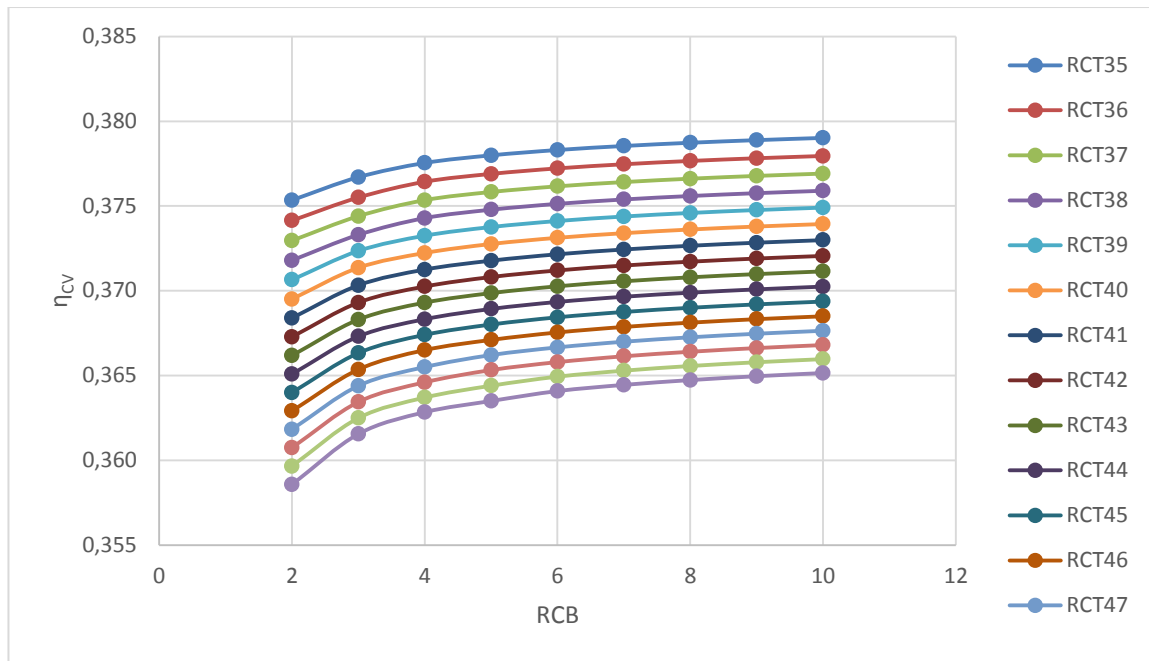


Fig. 54 Rendimiento del ciclo de vapor en función de RCB para cada RCT

10 CONCLUSIONES

Los ciclos de turbina de gas inter-refrigeradas muestran un mayor potencial para la producción energética que los de ciclo simple, puesto que proporcionan un mayor trabajo específico, y por tanto una mayor potencia, para una misma relación de compresión y temperatura de combustión.

En el documento se han analizado los casos de turbinas de gas inter-refrigeradas, con y sin álabes de turbina refrigerados. En el caso sin refrigeración, el análisis de las características de la turbina muestra que el trabajo específico máximo es aproximadamente 831 kJ/kg y se da para la RCT más alta analizada, en este caso 50, y para una RCB \approx 6, resultando en un rendimiento del 50%, que no es el más alto de los casos analizados pero es un rendimiento aceptable en comparación a los rendimientos de las turbinas de gas de ciclo simple. Por otro lado si buscamos obtener el máximo rendimiento este es del 51,6% también para la máxima RCT analizada, pero en este caso se da para RCB=2, lo que resulta en un trabajo específico de 763 kJ/kg. La elección de las relaciones de compresión dependerá entonces del papel para el que esté pensada dicha turbina.

Añadir también que uno de los inconvenientes de este tipo de ciclo de turbina de gas es el gran volumen que ocupa en comparación con las turbinas de ciclo simple, debido a la presencia del intercambiador por lo que estas turbinas están pensadas para ser estacionarias antes que para otros usos.

Respecto al caso con álabes refrigerados, como se ha visto a lo largo de los capítulos 7 y 8, la inclusión de la refrigeración de los álabes influye de forma significativa en las prestaciones de la turbina reduciendo de forma significativa tanto el trabajo específico proporcionado por esta como el rendimiento. Para el caso con álabes refrigerados el trabajo específico máximo es aproximadamente 637,3 kJ/kg para una RCT de 43 y una RCB \approx 7 (la relación de compresión de la LMS100 es de 43:1), resultando el rendimiento para estas relaciones de compresión en 44,9%. Mientras que el rendimiento máximo del ciclo resulta en 47,4% para una RCT de 50 y una RCB de 3, para las cuales el We del ciclo es 594 kJ/kg.

Al analizar estos resultados y compararlos se observa cómo el efecto de la refrigeración de los álabes no sólo disminuye las prestaciones de la turbina sino que también cambia la tendencia del We con la RCT como ya se ha descrito en sus respectivos apartados.

Los ciclos combinados con ciclos de gas inter-refrigerado presentan un buen comportamiento aumentando el trabajo específico proporcionado total y por tanto el rendimiento del ciclo combinado, pero como inconveniente tienen que al utilizar un ciclo de cola de vapor los tiempos de respuesta del ciclo disminuyen, impidiendo así una de las grandes ventajas de las turbinas de gas. El máximo trabajo específico total proporcionado por el ciclo combinado resulta en 816,5 kJ/kg para una RCT de 35 y una RCB de 6, con las cuales el ciclo tiene un 56,7% de rendimiento, los cuales son claras mejoras de las características de la turbina de gas por sí solo, pero a su vez cambia la tendencia del We con la RCT obteniéndose el máximo para la mínima RCT analizada.

La inclusión de un ciclo de vapor de cola amentará las prestaciones de la planta siempre y cuando esta esté pensada para producción de energía estacionaria o de base.

REFERENCIAS

- [1] Razak, a M. Y. (2007). Industrial gas turbines: Performance and Operability, 607, 60–72.
- [2] Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar. Apuntes de la asignatura Diagnosis, Ensayos y Certificación de Sistemas de Producción de Potencia. Escuela Técnica Superior de Ingenieros. Universidad de Sevilla
- [3] Torbidoni, L., & Horlock, J. H. (2005). A New Method to Calculate the Coolant Requirements of a High-Temperature Gas Turbine Blade. *Journal of Turbomachinery*, 127(1), 47–83.
- [4] Canière, H., Willockx, A., Dick, E., & De Paepe, M. (2007). Efficiency calculations of air-cooled gas turbines with intercooling. International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics.
- [5] Kumar, S., & Singh, O. (2013). Performance Evaluation of Gas-Steam Combined Cycle Having Transpiration Cooled Gas Turbine. *Distributed Generation & Alternative Energy Journal*, 28(2), 43–60.