

Proyecto Fin de Carrera

Modelado y estudio de una central térmica
de ciclo combinado a carga parcial

Autor

Jaime Nieto Usón

Director

Javier Ballester Castañer

Codirector

Ángel Soria Lozano

Ingeniería Industrial

Escuela de Ingeniería y Arquitectura

Universidad de Zaragoza

Septiembre de 2015

RESUMEN

Modelado y estudio de una central térmica de ciclo combinado a carga parcial

Las centrales de ciclo combinado son una de las tecnologías de generación eléctrica que mayor desarrollo han tenido en España durante los primeros años del siglo XXI. En los últimos años su importancia en la producción eléctrica española ha ido disminuyendo, convirtiéndose en centrales de regulación. Las razones principales son el incremento en la producción de energía eléctrica renovable, el descenso de la demanda de electricidad debido a la crisis económica y, en general, la evolución de la estructura del sector eléctrico español.

Esta situación abre diversas vías de estudio en cuanto al análisis y mejora de la operación de los ciclos combinados a cargas parciales y un gran interés de aumentar el rango de operación del modo de combustión en premezcla pobre, para poder operar a cargas más bajas con baja emisión. Además, el funcionamiento bajo perfiles de carga parcial variable acentúa la problemática de aparición de inestabilidades en la combustión (conocidas como dinámicas), actualmente considerado uno de los mayores retos tecnológicos en la industria de las turbinas de gas. En este contexto, en este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico de una planta de ciclo combinado a carga parcial, que permite evaluar el impacto de la termodinámica en la combustión (caracterizando las emisiones de CO y NOx o la estabilidad de la llama).

En primer lugar, se presenta una introducción a la situación actual de los ciclos combinados en España, poniendo de manifiesto el interés que suscita la creación de un modelo a carga parcial y su posterior análisis. A continuación, se detalla el esquema general de la planta objeto de estudio, caracterizando tanto los valores de diseño de sus componentes individuales como las hipótesis para su modelado a carga parcial. Posteriormente, se explican las características del software desarrollado en Matlab y se analizan los principales aspectos matemáticos relacionados con la creación del modelo y su resolución.

Se incluye un resumen de los principales resultados obtenidos para diferentes grados de carga y condiciones ambientales. Por una parte se analiza la lógica de control de potencia y el estado termodinámico de la planta y, por otra, el comportamiento de la combustión. Por último, se plantea y resuelve el problema de optimización de la válvula de control de la combustión para diversos casos, mediante el uso del método de los Algoritmos Genéticos.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría agradecer a Javier Ballester la gran oportunidad que me ofreció al brindarme la posibilidad de formar parte del 'equipo Iberdrola', el apoyo y confianza depositados en mí y agradecer también su guía y dirección durante la realización del proyecto fin de carrera.

También, como no podía ser de otra manera, me gustaría agradecer de forma especial a Ángel Soria todos estos meses de dedicación, apoyo, seguimiento y buenos consejos. Por alguna que otra tarde que llegamos a cerrar el LIFTEC para avanzar el proyecto y por cada una de las dudas que me has resuelto (que no han sido pocas).

A todos mis compañeros del LIFTEC, que crean un ambiente de trabajo perfecto, tanto en lo profesional como en lo personal (esas cenas, quinielas...). En especial, me gustaría mencionar al 'equipo Iberdrola', con los que he aprendido infinidad de cosas y al mismo tiempo he pasado muy buenos momentos.

En general, a toda mi familia que siempre muestra gran interés por mí y sobre todo a mis abuelos (Pepe y Antonio) y abuelas (Tere y Pilar), a los que les va a hacer especial ilusión verme acabar la carrera y que celebraré con la abuela Pilar, en representación de los cuatro.

Mención aparte merecen mis padres y hermanos por el apoyo recibido en estos años de carrera y más aún en el primero de ellos, cuando decidí cambiarme en mitad del primer cuatrimestre de Veterinaria a Ingeniería Industrial, sin su apoyo y paciencia no habría conseguido acabarla. Por supuesto y de manera muy especial, le agradezco a Claudia el cariño, apoyo y confianza que me aporta cada día y que hace que muchos de los malos momentos se conviertan en buenos, haciéndome ver las cosas siempre de la manera más alegre y positiva posible.

Como no, a mi tío Antonio Usón, que sin su ayuda, sus magníficas explicaciones y su bendita paciencia (tardes enteras) me hacía ver la luz en algunas de las asignaturas más relacionadas con la electricidad y el electromagnetismo.

Por último, a todos mis amigos con los que he pasado grandes momentos estos años y con los que los seguiré pasando y que además son un gran apoyo cuando las cosas no sales como esperas.

¡Gracias a todos!

Jaime Nieto Usón. Zaragoza, Septiembre 2015

Tabla de contenido

1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 CONTEXTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO	1
1.2 CONTENIDO DE LA MEMORIA	4
2. CICLO COMBINADO.....	6
2.1 INTRODUCCIÓN	6
2.2 ESQUEMA GENERAL DE LA PLANTA	6
2.3 EQUIPOS DEL CICLO DE GAS. DATOS DE DISEÑO	8
2.3.1 <i>Compresor</i>	8
2.3.2 <i>Turbina de gas</i>	9
2.3.3 <i>Cámara de combustión</i>	10
2.3.4 <i>Datos de diseño del ciclo de gas</i>	11
2.4 EQUIPOS DEL CICLO DE VAPOR. DATOS DE DISEÑO	13
2.5 RESTRICCIONES DE OPERACIÓN	15
3. SOFTWARE DESARROLLADO.....	17
3.1 CONCEPTO GENERAL	17
3.2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO	18
3.2.1 <i>Subsistema 1: Ciclo de Gas</i>	19
3.2.1.1 Lógica de control de la turbina de gas	19
3.2.1.2 Resolución del ciclo de gas	21
3.2.2 <i>Subsistema 2: Ciclo de Vapor</i>	22
3.2.3 <i>Subsistema 3: Cámara de Combustión</i>	22
3.3 APLICACIÓN DEL MODELO.....	23
4. COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DE LA PLANTA OFF-DESIGN	24
4.1 INTRODUCCIÓN	24
4.2 CURVAS DE CONTROL DE POTENCIA	24
4.3 VARIACIÓN DEL GRADO DE CARGA EN CONDICIONES ISO	26
4.4 PRESTACIONES DEL CICLO CON LA TEMPERATURA AMBIENTE	29
5. ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN EN PREMIX	31
5.1 INTRODUCCIÓN	31
5.2 MODELO DE EMISIONES Y DINÁMICOS.....	31
5.3 RESULTADOS SIN AJUSTES DE COMBUSTIÓN.....	34
5.3.1 <i>Variación del grado de carga en condiciones ISO</i>	34
5.3.2 <i>Influencia de la temperatura ambiente en la operación</i>	35
5.4 RESULTADOS CON AJUSTE DE LA COMBUSTIÓN.....	37
5.4.1 <i>Influencia de la válvula VA-2 en la combustión</i>	37
5.4.2 <i>Optimización de VA-2 en condiciones ISO</i>	38
5.4.3 <i>Análisis del mínimo técnico medioambiental</i>	39
6. OPTIMIZACIÓN DE LA COMBUSTIÓN.....	42
6.1 INTRODUCCIÓN.....	42

6.1.1	<i>Algoritmos genéticos</i>	42
6.2	DEFINICIÓN BÁSICA DEL PROBLEMA	43
6.3	CASOS DE ESTUDIO	45
6.4	RESULTADOS	46
6.4.1	<i>Diferencias producidas por la temperatura ambiente</i>	48
6.4.2	<i>Diferencias producidas por la variación de los pesos asignados</i>	49
7.	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	51
ANEXO A.	MODELO TERMODINÁMICO	53
A.1	INTRODUCCIÓN	53
A.2	SUBSISTEMA 1: CICLO DE GAS	54
A.3	SUBSISTEMA 2: CICLO DE VAPOR	61
A.4	SUBSISTEMA 3: CÁMARA DE COMBUSTIÓN	65
A.5	CICLO COMBINADO.....	69
BIBLIOGRAFÍA		70

Lista de figuras

Figura 1.1. Comparación de la estructura de la potencia instalada en los años 2003 y 2014 excluyendo la contribución de la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.	2
Figura 1.2. Comparación de la estructura de generación de energía eléctrica en los años 2003 y 2014 excluyendo la contribución de la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.....	2
Figura 1.3. Evolución histórica de la potencia instalada en ciclos combinados, energía eólica y el conjunto del sistema eléctrico español, y su contribución a la generación eléctrica anual. Los valores totales incluyen la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.....	3
Figura 2.1. Esquema general de la planta de ciclo combinado modelada.	7
Figura 2.2. Vista general de una turbina de gas. Fuente: www.technologyreview.es	8
Figura 2.3. Variación de las curvas del compresor al cerrar el IGV, a velocidad de giro nominal y temperatura ambiente de 15°C.	9
Figura 2.4. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor. Los puntos negros son los diferentes puntos de operación para distintas T_{g14}	10
Figura 2.5. Cámaras de combustión DLN. Fuente: Referencia bibliográfica [14].....	10
Figura 2.6. Comparación de cámara de combustión tradicional y DLN. Fuente: Referencia bibliográfica [23]	13
Figura 3.1. Planteamiento general del modelo.....	17
Figura 3.2. Esquema gráfico del modelado de la planta.....	18
Figura 3.3. Esquema de control del ciclo de gas. Los puntos rojos indican límites de operación y delimitan las diferentes zonas de control.	20
Figura 4.1. Esquema de control para una temperatura ambiente de 15°C.....	24
Figura 4.2. Esquema de control a temperaturas ambiente de 0°C y 40°C.	25
Figura 4.3. Rangos de potencia de las zonas de control en función de la temperatura ambiente.....	26
Figura 4.4. Línea de operación del compresor a una temperatura ambiente de 15°C (la línea roja contiene 100 puntos de operación).	26

Figura 4.5. Diferentes variables frente al porcentaje de carga del ciclo combinado en condiciones ISO (cada una de las variables representadas contienen 100 puntos de operación y que forman las diferentes líneas).	27
Figura 4.6. Rendimientos del ciclo de gas del ciclo de vapor y del ciclo combinado frente al porcentaje de carga en condiciones ISO.	29
Figura 4.7. Variación de la potencia y del rendimiento frente a la temperatura ambiente.....	29
Figura 5.1. Evolución típica de CO, NOx y dinámicos con la relación de equivalencia. Dinámicos expresados como el valor normalizado de su amplitud respecto a la presión de la cámara de combustión. Fuente: [21].....	32
Figura 5.2. Evolución de la relación de equivalencia local, el límite de LBO y el margen de estabilidad con la potencia del ciclo, en ambiente ISO.	34
Figura 5.3. Curvas de CO, NOx y dinámicos en todo el rango de carga en condiciones ISO.....	35
Figura 5.4. Valores de emisiones y dinámicos en todo el rango de carga a temperaturas ambiente de 40°C y 0°C.	36
Figura 5.5. Variables de estado de la cámara de combustión para unas temperaturas ambiente de 0°C y 40°C.	36
Figura 5.6. Evolución de p' y Φ_{LBO} para una potencia de ciclo combinado de 300 MW a diferentes temperaturas ambiente.	37
Figura 5.7. Efecto de la posición de la válvula VA-2 (bypass de la combustión) en el punto P4 a una temperatura ambiente de 15°C.	38
Figura 5.8. Representación del NOx frente al CO para todo el rango de apertura de VA-2 con unas condiciones ambientales ISO.....	38
Figura 5.9. Optimización de VA-2 en todo el rango de operación para una temperatura ambiente de 15°C.	39
Figura 5.10. Análisis del mínimo técnico según la temperatura ambiente.....	40
Figura 5.11. Análisis al variar el IBH en el punto P4. Condiciones ISO.	41
Figura 6.1. Perfil del índice de carga operativo: 0 corresponde al mínimo técnico medioambiental y 100 a la potencia máxima.	44
Figura 6.2. Definición de la función de coste.	45
Figura 6.3. Perfiles de temperaturas ambiente en Junio y Noviembre. Fuente: [28]	45
Figura 6.4. Perfil de potencia para los meses de Junio y de Noviembre.	46

Figura 6.5. Perfiles de emisiones y dinámicos para el caso 1.....	47
Figura 6.6. Posición óptima del bypass de combustión para los casos 1 y 2. Expresadas respecto a la posición de máxima apertura de VA-2.....	48
Figura 6.7. Perfil de emisiones (izquierda) y de porcentaje de apertura de la válvula VA-2 (derecha) para la segunda semana del mes. Comparación de los casos 1 y 2.....	49
Figura 6.8. Perfil de emisiones entre los días 9 y 11 del mes. Comparación de los casos 1 y 3.	49
Figura A-1. Esquema de la planta.	53
Figura A-2. Curva proporcionada por el software 'GasTurb12' para IGV=90°.....	55
Figura A-3. Curvas del compresor ante diferentes números de vueltas relativo y corregido.	56
Figura A-4. Curvas del compresor ante diferentes aperturas del IGV en condiciones ambientales ISO.	57
Figura A-5. Rectas de operación de la turbina a diferentes TIT.	59
Figura A-6. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor, en el caso de que no exista caída de presión en la cámara de combustión para un IGV=90° y diferentes temperaturas de TIT.	59
Figura A-7. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor, en el caso de que no exista caída de presión en la cámara de combustión para diferentes IGV y TIT=1350°C.	60
Figura A-8. Evolución típica de CO, NOx y dinámicos con la relación de equivalencia. Dinámicos expresados como el valor normalizado de su amplitud respecto a la presión de la cámara de combustión. Fuente: [26].....	68

Lista de tablas

Tabla 2.1. Valores de diseño del ciclo de gas. Condiciones ISO de presión (1 bar) y temperatura ambiente (15°C).	12
Tabla 2.2. Valores de diseño del ciclo de vapor.	14
Tabla 2.3. Restricciones de las variables físicas del proceso.....	16
Tabla 2.4. Límites de los actuadores.	16
Tabla 3.1. Variables conocidas gracias a la lógica de control de la TG.	21
Tabla 6.1. Definición de los casos de optimización de la combustión.	46
Tabla 6.2. Resumen de los resultados para los 4 casos de estudio.....	47

Nomenclatura

Mientras no se diga lo contrario, las unidades de las diferentes variables serán las que se detallan a continuación. Cabe destacar que para las ecuaciones presentadas en el Anexo A, T_i viene expresada en K.

FA	Relación combustible-aire (-).
h_i	Entalpía específica del punto i (MJ/kg)
IGV	<i>Inlet guide vanes</i> (deg,°).
K_{VA-i}	Porcentaje de apertura de la válvula i . (%)
$K_{bloqueo}$	Constante de bloqueo $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{\text{K}^{1/2}}{\text{bar}}\right)$
m_i	Caudal másico del punto i (kg/s).
N	Número de revoluciones (rpm).
P_i	Presión absoluta del punto i (bar).
p'	Dinámicos de la combustión (%).
PCI	Poder calorífico inferior (MJ/kg).
Q	Calor (MW).
$rend_{cv}$	Rendimiento del ciclo de vapor (-).
$rend_{cg}$	Rendimiento del ciclo de gas (-).
$rend_{cc}$	Rendimiento del ciclo combinado (-).
RP	Ratio de presiones (-).
T_i	Temperatura del punto i (°C).
\bar{t}_i	Temperatura media de los gases entre la de entrada y salida de cada componente de la caldera de recuperación (K).
UA	Coeficiente de transferencia de calor (MW/K).
v	Volumen específico (m^3/kg).

W	Potencia (MW).
γ	Ratio de calores específicos (c_p/c_v) (-).
η_{poli}	Rendimiento politrópico (-).
η_{caco}	Rendimiento de la cámara de combustión (-).
η_{iso}	Rendimiento isoentrópico (-).
Φ	Relación de equivalencia (-).

Subíndices

amb	Ambiente.
caco	Cámara de combustión
c	Compresor.
cg	Ciclo de gas.
cc	Ciclo combinado.
corr	Corregido.
cv	Ciclo de vapor.
eco	Economizador.
esteq	Estequiométrico.
eva	Evaporador.
g	Hace referencia a los puntos del esquema del ciclo de gas.
LBO	<i>Lean blowout limit</i> (Límite de pérdida de llama por mezcla pobre).
max	Máximo
min	Mínimo
o	Diseño.
rel	Relativo.
sc	Sobrecalentador.

std	standard day.
TG	Turbina de gas.
TV	Turbina de vapor.

Abreviaturas

AG	Algoritmos genéticos.
DLN	<i>Dry Low NOx.</i>
EGT	Temperatura de salida de la turbina de gas, T_{g15} (<i>Exhaust gas temperature</i>).
GN	Gas natural.
IBH	<i>Inlet bleed heat</i> (hace referencia a la válvula VA-1).
LBO	<i>Lean blowout limit</i> (Límite de pérdida de llama por mezcla pobre).
L.S	Líquido saturado.
ppmv	Partes por millón, en volumen
TIT	Temperatura de entrada a la turbina de gas, T_{g14} (<i>Turbine Inlet Temperature</i>).
VA-i	Válvula i.
V.S	Vapor saturado.
Z_i	Zona de control i de la turbina de gas.

1. Introducción

1.1 Contexto y objetivos del proyecto

Las centrales de ciclo combinado son una de las tecnologías de generación eléctrica que mayor desarrollo han tenido en España durante los primeros años del siglo XXI, junto a la energía eólica. Principalmente se ha debido a las ventajas que aporta el uso del gas natural como combustible (más limpio que otros combustibles fósiles), a su elevada eficiencia energética y a unos costes de inversión moderados. Son también eficaces como respuesta a las previsiones (erráticas) de una demanda eléctrica en continuo crecimiento.

Debido a la creciente concienciación con el medio ambiente y al aumento de las restricciones legales en cuanto a las emisiones generadas en las grandes instalaciones de combustión, las cámaras de combustión empleadas en estas centrales se diseñan para trabajar en modo de premezcla pobre, lo que permite alcanzar valores de emisiones del orden de la decena de partes por millón (ppmv). No obstante, este modo de combustión no es aplicable en todo el rango de funcionamiento, sino que tiene un límite de carga, por debajo del cual se debe cambiar a llama de difusión, lo que tiende a disparar las emisiones de NOx y CO. Por ello, este límite se denomina *mínimo técnico medioambiental*.

En los últimos años, el papel de los ciclos combinados en el mix eléctrico español se ha modificado drásticamente, y su rol como centrales de carga base ha derivado hacia la cobertura de los picos de demanda eléctrica, es decir, a centrales de regulación. Este hecho se debe fundamentalmente al gran auge que ha experimentado la producción de energía eléctrica mediante fuentes renovables en la última década, a la fuerte disminución de la demanda de electricidad debido a la crisis económica actual y, en general, a la evolución de la estructura del sector eléctrico español.

En la **Figura 1.1** se compara la estructura de la potencia instalada en el sistema eléctrico español para los años 2003 (primer año de funcionamiento de un ciclo combinado en España) y 2014. Se ha descontado la contribución de la energía hidráulica, ya que dependiendo de la pluviometría se pueden modificar notablemente las cuotas de cobertura de la demanda anual. Se comprueba el aumento de las centrales de ciclo combinado, pasando de suponer el 9% de la potencia instalada en el año 2003 hasta el 31% en el año 2014, con un incremento absoluto de unos 20 GW. Los números son distintos en términos de producción: la **Figura 1.2** indica que en el año 2003 la energía generada por los ciclos combinados representaba el 7% del total mientras que en el año 2014 solo aumenta hasta el 11%, con una cuota de potencia

unas 3,5 veces superior. Esto significa que una gran parte de las centrales térmicas de ciclo combinado se encuentran paradas o funcionando a baja carga, tal y como se recoge en el informe anual de 2014 sobre el sistema eléctrico español publicado por REE. Por citar dos datos concretos, el número medio de horas de funcionamiento al año de un ciclo combinado se sitúa en 1.698, durante las cuales la producción eléctrica media se sitúa en torno al 51,2% de la potencia nominal.

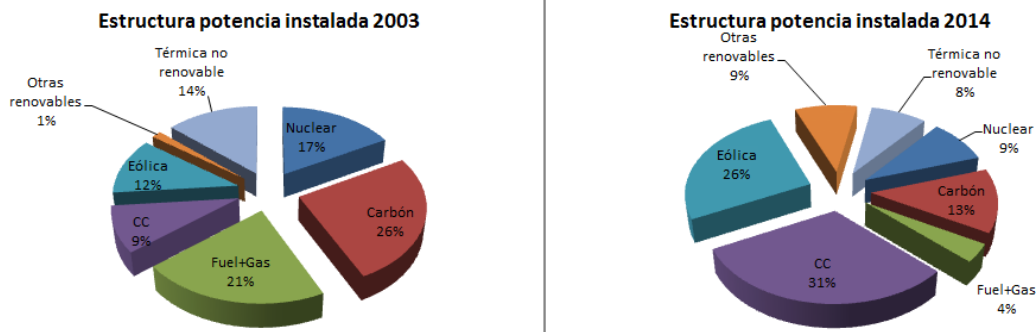


Figura 1.1. Comparación de la estructura de la potencia instalada en los años 2003 y 2014 excluyendo la contribución de la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.

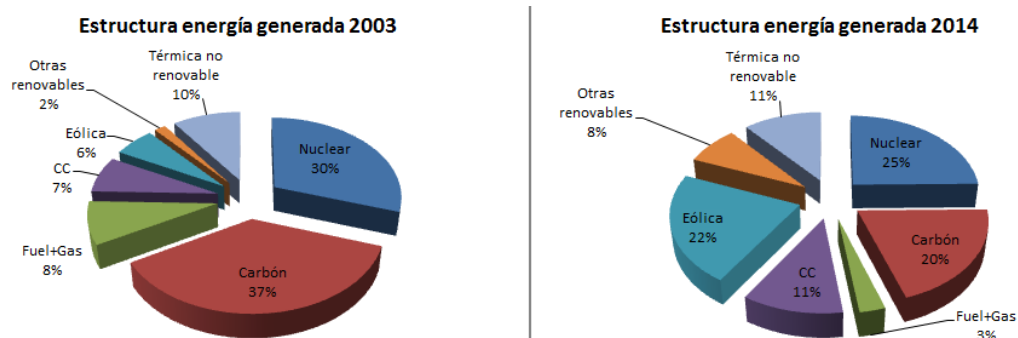


Figura 1.2. Comparación de la estructura de generación de energía eléctrica en los años 2003 y 2014 excluyendo la contribución de la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.

En la **Figura 1.3** se muestra la evolución de los ciclos combinados en España, comparándola con la de la energía eólica. La potencia instalada de ciclo combinado experimenta un gran aumento hasta el año 2010, a partir del cual se dejan de construir centrales, mientras que los parques eólicos tienen una tendencia positiva incluso hasta el año 2014. En general, las tendencias son muy similares. Sin embargo, si se examina el gráfico correspondiente a la energía generada se ve como la producción de energía a través de las instalaciones de ciclo combinado llega a su máximo en el año 2008, experimentando una drástica caída a partir de ese momento, mientras que la energía eólica sigue generando cada año más energía. La situación actual de las centrales de ciclo combinado se encuentra estrechamente ligada a la disminución de la demanda eléctrica a partir del año 2008, debido a la crisis económica.

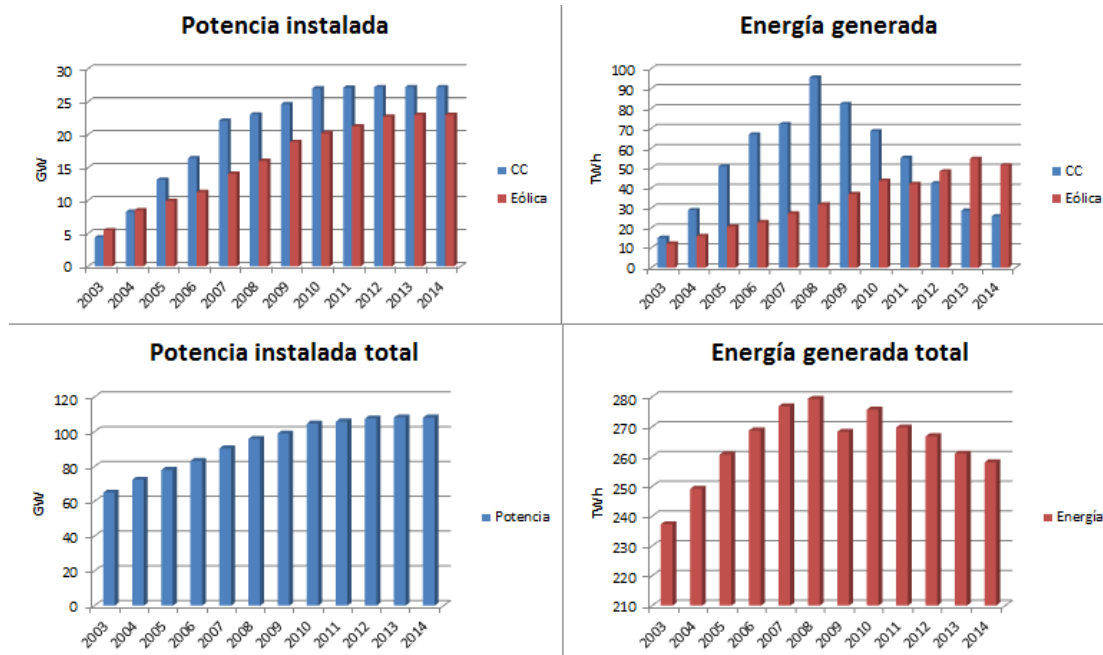


Figura 1.3. Evolución histórica de la potencia instalada en ciclos combinados, energía eólica y el conjunto del sistema eléctrico español, y su contribución a la generación eléctrica anual. Los valores totales incluyen la energía hidráulica. Fuente: Red Eléctrica de España.

En el futuro cercano, incluso con tasas de crecimiento del PIB positivas, no se esperan grandes crecimientos de la demanda eléctrica debido a la mejora de la eficiencia energética. El progresivo incremento en la cuota de renovables favorecerá la operación de los ciclos combinados como centrales de respaldo a la fluctuante producción eólica o solar, a menos que se desarrollen cambios importantes en la política energética (p.ej. referentes a la energía nuclear o la aceleración de la descarbonización).

Esta situación abre diversas vías de estudio en cuanto al análisis y mejora de la operación de los ciclos combinados a cargas parciales para intentar dar respuesta al gran interés del sector por aumentar el rango y la flexibilidad de operación del modo de premezcla. En particular, resulta deseable poder operar a menores cargas con bajas emisiones (o, en los términos usuales en la industria, *reducir el mínimo técnico medioambiental*). Además, el funcionamiento bajo perfiles de carga parcial variable tiende a agravar la problemática de aparición de inestabilidades en la combustión, conocidas como dinámicas (término usual para designar la amplitud de las fluctuaciones de presión, del inglés '*dynamic pressure*'), actualmente considerado uno de los mayores retos tecnológicos en la industria de las turbinas de gas.

En este contexto, este trabajo tiene como objetivo crear un modelo termodinámico en estado estacionario de una planta de ciclo combinado a carga parcial. Para ello se emplea como herramienta informática el programa comercial

‘Matlab’ desarrollado por ‘MathWorks, Inc’. Se realiza una revisión del estado del arte de los diferentes componentes que constituyen las centrales térmicas de ciclo combinado como paso previo para definir las características generales de diseño y operación. Se pretende establecer una metodología simplificada que permita evaluar, para el modo de combustión de premezcla pobre, el impacto de la termodinámica del ciclo en el comportamiento de la combustión. Este último aspecto determina los niveles de emisión y dinámicos, los cuales condicionan fuertemente la flexibilidad de la operación. Finalmente, se simulan diferentes casos de estudio analizando la evolución del comportamiento del ciclo para diversas condiciones de operación. Para realizar una búsqueda eficiente de las mejores condiciones de operación en cada situación se aplica el método de los Algoritmos Genéticos para la optimización del funcionamiento de la planta, en particular, del proceso de combustión.

Este proyecto se ha desarrollado en el marco de un proyecto de investigación del grupo LCI (Laboratorio de Combustión Industrial), que desarrolla su actividad en el LIFTEC (Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión).

1.2 Contenido de la memoria

A continuación se resume el contenido de la memoria.

- **Capítulo 1: Introducción**

Descripción de la situación actual de las centrales de ciclo combinado como generación de respaldo a la fluctuante producción renovable. Definición de los objetivos y alcance del proyecto de *modelado y estudio de un ciclo combinado a carga parcial*.

- **Capítulo 2: Ciclo combinado**

Se presenta el esquema general de la planta analizada, explicando brevemente su funcionamiento. Posteriormente se refieren los valores de diseño seleccionados para cada uno de los componentes de los ciclos de gas y vapor, así como las hipótesis para su modelado a carga parcial. También se presentan las diferentes restricciones que se han de cumplir en cualquier punto de operación y pueden condicionar las estrategias de control.

- **Capítulo 3: Software desarrollado**

Se detalla el tipo de software desarrollado, que permite evaluar el estado termodinámico y de la combustión de la planta para cada punto de operación. Este viene definido por la potencia eléctrica generada y las condiciones ambientales.

También se presenta la estructura básica del modelado matemático y se describen las estrategias aplicadas en su resolución. En particular, se hace especial hincapié en la lógica de control adoptada para la turbina de gas, ya que es uno de los principales aspectos que va a condicionar el modelado y los resultados de operación del ciclo combinado.

- **Capítulo 4: Comportamiento termodinámico de la planta off-design**

Aquí se incluye un resumen de los principales resultados termodinámicos de los ciclos de gas y vapor, en la operación fuera de diseño, obtenidos mediante el software desarrollado. Se presentan diferenciando la variación de carga en unas condiciones ambiente fijas y la modificación de las prestaciones del ciclo al variar la temperatura ambiente.

- **Capítulo 5: Análisis de la combustión en *premix***

En primer lugar se presenta el modelo de combustor empleado (correlaciones del CO, NO_x, límite de pérdida de llama y dinámicos). Dado que se cuenta con un parámetro específico para controlar el proceso de combustión, se presentan resultados del comportamiento de la combustión para dos casos: en ausencia de regulación y valorando las posibilidades e impacto de su ajuste, ambos obtenidos a través de las simulaciones.

- **Capítulo 6: Optimización de la combustión**

En general, emisiones y dinámicos pueden presentar tendencias opuestas. En este capítulo se plantea y resuelve un problema de optimización del control de la combustión. Se definen diferentes casos, basados en un perfil del grado de carga fijo, diferenciando la climatología y el peso o importancia que se asigna a cada variable en la función de coste global (objetivo de la optimización). Para ello se emplea el método de los Algoritmos Genéticos.

- **Capítulo 7: Conclusiones y trabajo futuro**

Resumen y valoración del trabajo realizado, considerando diversas posibilidades de mejora, ampliación y vías de trabajo futuro.

- **Anexo A: Modelo termodinámico**

Se describen las ecuaciones que modelan el comportamiento de la planta de ciclo combinado a carga parcial.

2. Ciclo Combinado

2.1 Introducción

Un ciclo combinado resulta de la utilización conjunta de dos ciclos termodinámicos de generación de energía: el ciclo *Brayton* de gas y el ciclo *Rankine* de vapor. El objetivo principal de la combinación de ambos es mejorar el rendimiento global mediante el aprovechamiento del calor residual presente en los gases de escape del ciclo *Brayton*, con el fin de usarlo como fuente de energía del ciclo *Rankine*, a través de la caldera de recuperación. Se puede encontrar una descripción más extensa sobre los ciclos combinados en las referencias bibliográficas [1] y [2].

En este capítulo se presenta el esquema general de la planta analizada y se describen brevemente los diferentes dispositivos que la componen. A partir de la revisión bibliográfica realizada, se definen los valores de diseño característicos que se han adoptado para cada uno de estos componentes. En general, a nivel comercial existen unas pocas soluciones estándar de un número muy limitado de fabricantes. Además de intentar reproducir este diseño típico, el esfuerzo se ha centrado en definir la relación o dependencia existente entre el punto de diseño y la operación fuera de este, mucho menos documentada en la literatura. Para esta tarea se han empleado tanto curvas características empíricas como modelos teóricos habitualmente empleados en el desarrollo de este tipo de modelos, como el presentado en [3].

2.2 Esquema general de la planta

El esquema de la planta que se ha modelado en este trabajo se muestra en la **Figura 2.1**. Cada uno de los dos ciclos se representa en un color diferente: las líneas negras hacen referencia al ciclo *Brayton*, por donde circulará aire o gases de combustión, mientras que las azules corresponden al ciclo *Rankine*, por las que circulará agua en estado líquido o vapor.

Además, para facilitar la identificación, los puntos en los que se produce división o mezcla de flujos han sido nombrados mediante letras mayúsculas y denominados nodos. Los principales puntos de la instalación donde es necesario conocer diferentes propiedades termodinámicas se identifican mediante un número, precedido de la letra *g* en el caso del ciclo de gas.

El aire ambiente se introduce en la instalación por el punto *g1*, para atravesar una primera fila de álabes móviles denominada IGV (*Inlet Guide Vanes*) utilizados para regular el caudal de aire que se introduce en el compresor. Tras atravesar el

compresor, el aire se descarga a mayor presión en el nodo *B*, donde parte del aire puede ser recirculado hasta la admisión. Esta recirculación se denomina IBH (*Inlet Bleed Heat*), cuya principal función es aumentar la temperatura del punto *g2* si existe riesgo de condensaciones o formación de hielo. El IBH está regulado por la válvula VA-1

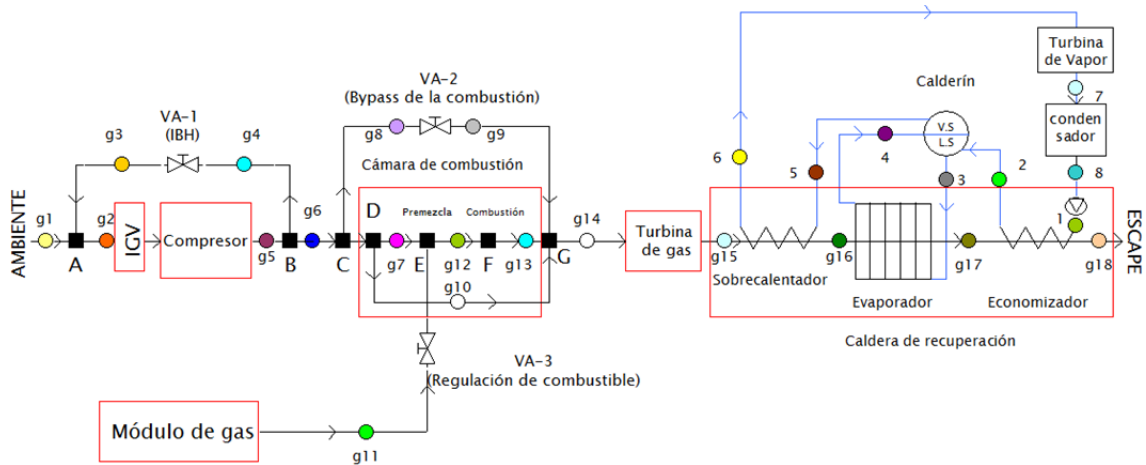


Figura 2.1. Esquema general de la planta de ciclo combinado modelada.

La cámara de combustión es del tipo DLN (*Dry Low NOx*), lo que significa que en funcionamiento normal la combustión se realiza en condiciones de premezcla pobre. En este modo, el aire y el combustible, cuyo caudal se regula por la válvula VA-3, se mezclan en el nodo *E* antes de que se produzca la reacción de combustión, en el nodo *F*.

El caudal de descarga del compresor puede dividirse en tres corrientes diferentes antes de llegar a la cámara de combustión, tal y como posteriormente se detalla en la **Figura 2.5**:

- 1) **Flujo principal:** Es aquel que se mezcla con el combustible en el nodo *E*, formando parte de la reacción de combustión.
- 2) **Flujo secundario:** Está destinado principalmente a la refrigeración de las paredes de la cámara de combustión (punto *g10*). Esta línea no dispone de regulación porque se trata de un circuito pasivo cuya geometría queda fijada en la etapa de diseño de este tipo de cámaras.
- 3) **Flujo de bypass:** Es el caudal que se desvía hacia la línea regulada por la válvula VA-2, llamada línea de *bypass* de la combustión y que descarga en el flujo principal aguas abajo de la llama, a la entrada de la turbina. Esta válvula permitirá regular la cantidad de aire presente en la combustión (la riqueza de

la mezcla) y en consecuencia las emisiones y los niveles de dinámicos que se generan.

Una vez que los gases de combustión abandonan la cámara, se expanden en la turbina de gas y, posteriormente, atraviesan la caldera de recuperación. De esta forma, se transfiere la energía necesaria al ciclo de vapor para elevar la temperatura del fluido de trabajo desde el punto 1 (agua líquida) hasta el punto 6 (vapor sobrecalentado). Este vapor sobrecalentado se expande en la turbina de vapor y posteriormente se condensa y eleva la presión para volver a repetir el ciclo.

2.3 Equipos del ciclo de gas. Datos de diseño

Los equipos principales del ciclo de gas son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina. Tanto el compresor como la turbina de gas son de tipo axial, ya que es la configuración habitual para equipos de generación eléctrica a gran escala, tal y como se explica en [4]. En la **Figura 2.2** se incluye una vista general de un ciclo de gas. En los siguientes apartados se resume el modelo de comportamiento empleado para cada uno de estos equipos, recopilando en un apartado final los datos numéricos de diseño empleados.

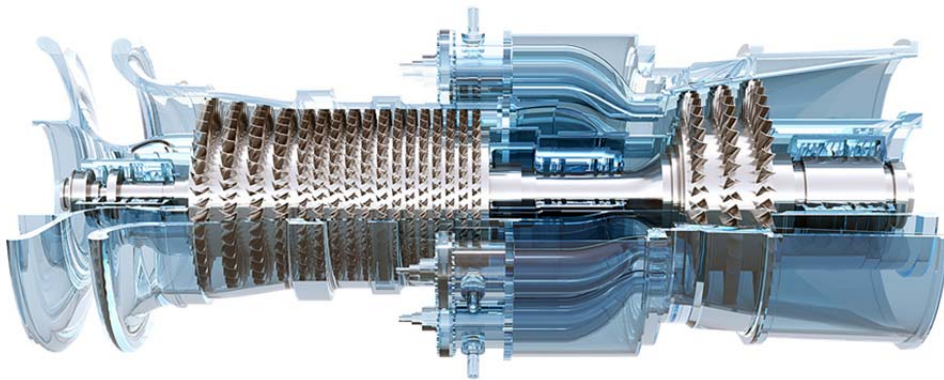


Figura 2.2. Vista general de una turbina de gas.

Fuente: www.technologyreview.es

2.3.1 Compresor

Para el modelado del compresor se ha realizado una amplia búsqueda bibliográfica, destacándose las referencias [5]-[11], con el fin de obtener curvas típicas de compresores axiales que reflejen el comportamiento de la ratio de presión, el caudal de aire y el rendimiento politrópico de este equipo ante variaciones del grado de apertura del *IGV* y de la velocidad de giro del compresor. Finalmente se aplicó la metodología desarrollada en el software 'GasTurb12' [5], la cual incluye el uso del método ASME detallado en las referencias [5] y [12]. Se basa en las curvas

características empíricas obtenidas para un compresor tipo con el *IGV* completamente abierto, que se normalizan de acuerdo a los datos particulares de diseño de un compresor. Para evaluar el efecto de la geometría variable (*IGV*) se definen factores que determinan la modificación de las curvas de presión-caudal y de rendimiento con la posición del *IGV*, obteniéndose curvas del tipo de las que se muestran en la **Figura 2.3** (Ver Anexo A), donde en el eje de ordenadas se representa la ratio de presiones entre salida y entrada al compresor.

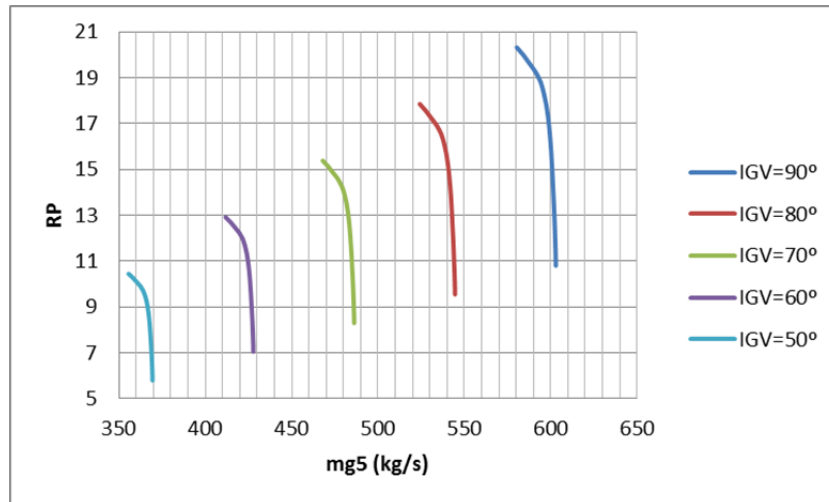


Figura 2.3. Variación de las curvas del compresor al cerrar el *IGV*, a velocidad de giro nominal y temperatura ambiente de 15°C.

2.3.2 Turbina de gas

En general, la presión a la entrada de la turbina es suficientemente alta para que esta trabaje siempre con flujo bloqueado. En este caso, se cumple la expresión [2.1], donde las unidades de las variables se corresponden con las indicadas en la tabla de nomenclatura, excepto T_{g14} , que debe introducirse en K. Esta relación se cumple para casi la totalidad del rango de operación, excepto en el arranque y parada de la planta y es ampliamente utilizada en la bibliografía consultada [13]. En un caso ideal (ausencia de pérdida de carga en el combustor), representa la curva pasiva de la instalación hidráulica del sistema, de forma que el acoplamiento entre compresor y turbina a cargas parciales se obtiene del punto de equilibrio entre la condición de bloqueo y las curvas características del compresor, tal y como se puede observar en la **Figura 2.4**.

$$m_{g14} \cdot \frac{\sqrt{T_{g14}}}{P_{g14}} = K_{bloqueo,TG} \quad [2.1]$$

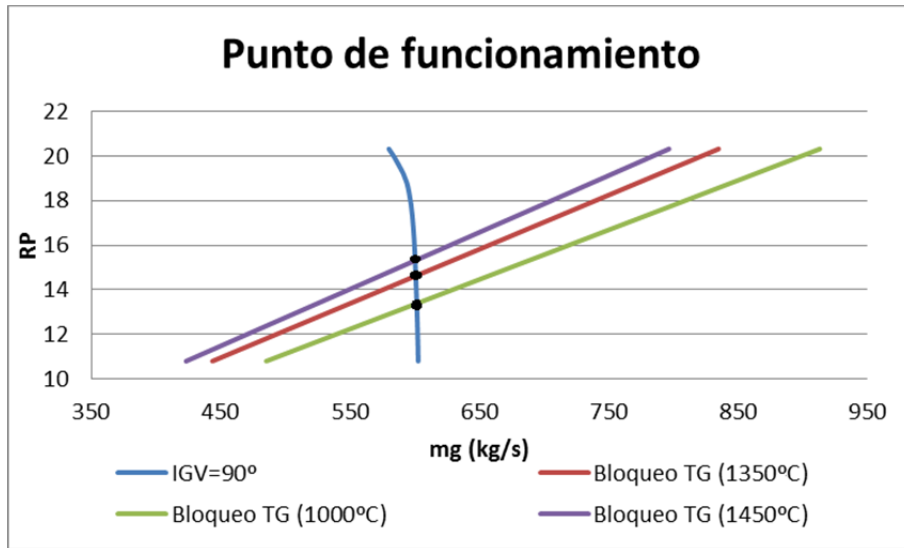


Figura 2.4. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor. Los puntos negros son los diferentes puntos de operación para distintas T_{g14} .

2.3.3 Cámara de combustión

En la cámara de combustión se aporta la energía suficiente para elevar la temperatura de los gases de combustión hasta un valor adecuado mediante la reacción de combustión entre el aire procedente del compresor y el combustible aportado. En la **Figura 2.5** se presenta un esquema general de una cámara de combustión de *Mitsubishi* del tipo DLN [14], en la que se puede observar la válvula de *bypass* de la combustión (*Bypass Valve*) y el reparto del aire de descarga del compresor entre los diferentes flujos (principal, secundario y de *bypass*).

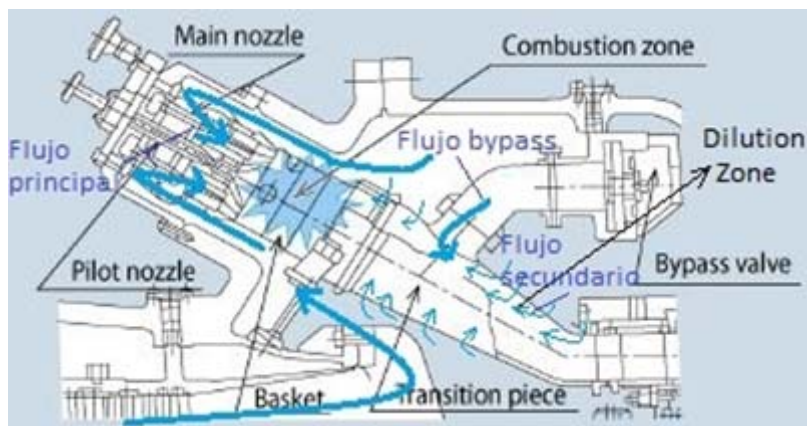


Figura 2.5. Cámaras de combustión DLN.
Fuente: Referencia bibliográfica [14]

Las cámaras de combustión DLN son capaces de trabajar en dos modos: premezcla pobre y difusión. Sin embargo, la elección entre ambas no es arbitraria sino que resulta necesario operar en modo premezcla por sus menores emisiones con el objetivo de cumplir los límites fijados por la legislación española [15]. Una referencia

aproximada sobre el límite inferior de carga en que una turbina puede operar en modo de premezcla se sitúa en torno al 50% de la potencia nominal. Dicho límite existe para evitar que la llama alcance un alto grado de inestabilidad.

El funcionamiento de la cámara de combustión puede describirse de forma cuantitativa mediante los siguientes parámetros:

- Reparto del caudal de descarga del compresor entre el flujo principal (premezcla), el flujo secundario (refrigeración y dilución) y el *bypass* de la combustión.
- Correlaciones empíricas de las emisiones, límite de estabilidad y niveles de dinámicos con las propiedades termodinámicas en la premezcla (punto *g12*) y la temperatura de la llama (punto *g13*), explicadas en el capítulo 5.
- Pérdida de carga en el combustor, ya que es un parámetro relevante de cara a determinar el punto de funcionamiento.
- Rendimiento de la combustión.

Tal y como muestra la **Figura 2.6** (página 13), una cámara de combustión de tipo DLN lleva asociado un diseño y, en particular, un reparto de flujos de aire diferente a las cámaras tradicionales que operan exclusivamente con llamas de difusión. El caudal de premezcla ronda el 60% mientras que los flujos restantes alcanzan el 40%. Mediante el *bypass* de combustión, esta relación puede modificarse dentro de los límites de regulación especificados por el fabricante.

La regulación del *bypass* de combustión afecta a las propiedades de la premezcla (p.ej. ratio combustible/aire) y la temperatura de la llama, pero las condiciones de entrada a la turbina son independientes del reparto de caudales ya que se ha considerado que no afecta a la pérdida de carga en la cámara o el rendimiento de la combustión (esto último refleja muy bien la realidad, dado que la cantidad de inquemados es despreciable a efectos de pérdida de rendimiento). Por tanto, esta válvula permite regular los niveles de emisiones y dinámicos así como la estabilidad de la llama sin modificar el comportamiento termodinámico del ciclo de turbina de gas.

2.3.4 Datos de diseño del ciclo de gas

Para definir el punto de diseño de la planta se revisó la bibliografía disponible, observando que diferentes fabricantes diseñan dispositivos con propiedades muy similares, como la serie de turbinas de gas 9FA de *General Electric* o la M501F de *Mitsubishi*. Además, se consultaron los valores de diseño de los esquemas de plantas de ciclo combinado con un solo nivel de presión y de los equipos que lo componen en las referencias bibliográficas [1], [2] y [16]. El valor del poder calorífico inferior del combustible (gas natural, pero al ser el metano el componente mayoritario de este, se supone que tanto las propiedades del combustible como su fórmula química son las

propias del metano) ha sido obtenido de [17]. En la **Tabla 2.1** se presentan los valores de diseño seleccionados para los dispositivos del ciclo de gas y se resumen los modelos a carga parcial empleados para cada componente. Cabe destacar que, tal y como se anota en la tabla, para definir el comportamiento a carga parcial de la planta se requiere conocer el mapa de control de la turbina que determina la posición de los diferentes controles. Este aspecto se trata en el siguiente capítulo.

Tabla 2.1. Valores de diseño del ciclo de gas. Condiciones ISO de presión (1 bar) y temperatura ambiente (15°C).

Componente	Valores de diseño	Modelo a carga parcial
Compresor	$m_{g2} = 600 \text{ kg/s}$	Curvas características y parámetros modificadores para simular la geometría variable (IGV), de acuerdo al método del software GasTurb12 [5],[12]. Ver anexo A
	$RP_c = 16$	
	$\eta_{\text{poli,c}} = 0,85$	
	$IGV = 90^\circ$	Posición de los controles fijados por el mapa de control.
	$m_{g3} = m_{g4} = 0 \text{ kg/s}$ (IBH)	
Cámara de Combustión Combustible: Gas Natural (Metano) (PCI=50 MJ/kg)	$\eta_{\text{caco}} = 0,97$	El rendimiento de la cámara de combustión y la caída presión se mantienen constantes en todo el rango de carga.
	Caída de presión $(P_{g6}-P_{g14})/P_{g6}=0,05$	
	$m_{g10}/m_{g7} = 0,36$	Reparto pasivo del caudal de aire entre premezcla y refrigeración.
	$m_{g11}=14,89 \text{ kg/s}$ (GN)	Caudal de gas fijado por el mapa de control.
Turbina de gas	$T_{g14} (TIT)=1350^\circ\text{C}$	Flujo bloqueado, con una constante de bloqueo $K_{\text{bloqueo,TG}} = 1603,2 \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{K}^{1/2}}{\text{s} \cdot \text{bar}} \right)$
	$m_{g14} = 614,89 \text{ kg/s}$	
	$P_{g14} = 15,45 \text{ bar}$	
	$\eta_{\text{poli,TG}} = 0,9$	El rendimiento politrópico se mantiene constante en todo el rango de operación.
Módulo de gas	$T_{g11}=180^\circ\text{C}$	El combustible se almacena en el módulo de gas a esa temperatura y presión.
	$P_{g11}=30 \text{ bar}$	
Ciclo de gas	$W_{cg}=266,39 \text{ MW}$	Resultado de la resolución del punto de diseño.

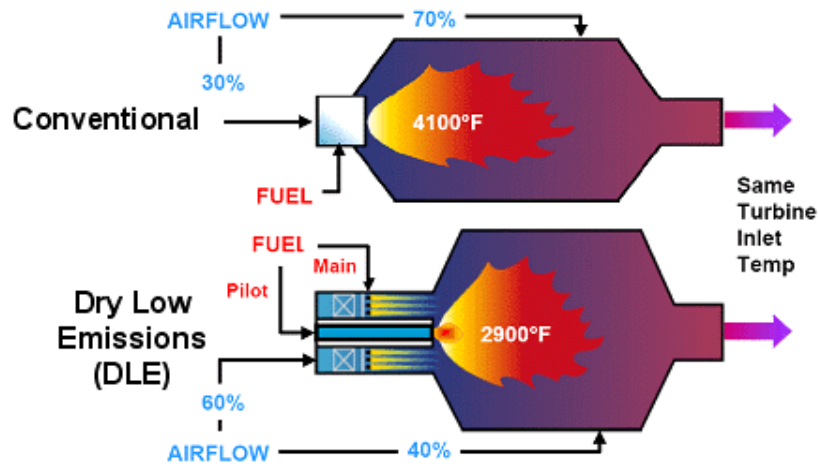


Figura 2.6. Comparación de cámara de combustión tradicional y DLN.
Fuente: Referencia bibliográfica [23]

2.4 Equipos del Ciclo de Vapor. Datos de diseño

Los principales equipos del ciclo de vapor son: la caldera de recuperación, la turbina de vapor, el condensador y la bomba. La caldera de recuperación es el dispositivo donde se transfiere el calor residual del ciclo de gas al de vapor; en la turbina de vapor se produce la expansión del vapor obtenido en la caldera de recuperación, produciendo energía eléctrica; el condensador se emplea para generar agua líquida de modo que la bomba pueda elevar su presión con un bajo consumo energético.

Entre los diversos modos de control existentes para los ciclos de vapor se ha usado el de presión deslizante, basado en la disminución de la presión del ciclo al disminuir la carga. Este modo de control es típicamente usado en plantas de ciclo combinado ya que maximiza la eficiencia de la caldera de recuperación.

En la **Tabla 2.2** se resumen los valores de diseño más significativos del ciclo de vapor.

Tabla 2.2. Valores de diseño del ciclo de vapor.

Componente	Valores de diseño	Carga parcial
Caldera de recuperación	$m_{g15} = 614,89 \text{ kg/s}$	Caudal y temperatura de escape procedentes de la turbina de gas (datos de entrada).
	$T_{g15} = 621,32 \text{ °C}$	
	LADO GAS: Definidos un pinch de 5°C y approach de 8°C, se obtienen los siguientes valores de UA y temperaturas. $UA_{o,eco} = 3,022 \text{ MW/K}$ $UA_{o,eva} = 2,4687 \text{ MW/K}$ $UA_{o,sc} = 0,422 \text{ MW/K}$ $T_{g16} = 523,3 \text{ °C}$ $T_{g17} = 316 \text{ °C}$ $T_{g18} = 122,5 \text{ °C}$	La pérdida de rendimiento al disminuir la carga según el método de la referencia [1]: variable con el caudal másico de acuerdo a una expresión potencial del tipo: $\frac{UA_i}{UA_{o,i}} = \left(\frac{m_{g15}}{m_{g15,o}} \right)^{0,62} - (\bar{t}_{o,i} - \bar{t}_i) 5 \cdot 10^{-4}$
	LADO VAPOR $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = 100 \text{ bar}$ $m_1 = m_2 = m_5 = 100 \text{ kg/s}$ $T_2 = 303 \text{ °C}$ $T_3 = T_4 = T_5 = 311 \text{ °C};$ $T_6 = 507 \text{ °C}$	UA hace referencia a los coeficientes de transferencia de calor de los diferentes componentes de la caldera de recuperación (economizador, evaporador y sobrecalentador). \bar{t}_i hace referencia a la temperatura media de los gases entre la de entrada y salida de cada componente de la caldera de recuperación (Ver Anexo A). El subíndice 'o' se refiere a los valores de diseño, mientras que el 'i' hace referencia a cada uno de los tres componentes de la caldera de recuperación. (Ver Anexo A).
Turbina de Vapor	$P_6 = 100 \text{ bar}$	Se ha modelado mediante una aproximación de la ley de la elipse de acuerdo a [1], que supone que la turbina de vapor trabaja con flujo bloqueado. $K_{TV} = 27,93 \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{K}^{1/2}}{\text{s} \cdot \text{bar}} \right)$
	$m_6 = 100 \text{ kg/s}$	
	$\eta_{iso,TV} = 0,86$	El η_{iso} a carga parcial calculado según método de Spencer, Cotton y Cannon.
	$W_{TV} = 118,42 \text{ MW}$	Sin tener en cuenta la potencia consumida por la bomba.

Condensador	$P_7 = P_8 = 0,042 \text{ bar}$ $m_7 = m_8 = 100 \text{ kg/s}$ $T_8 = 29,85^\circ\text{C}$	Refrigeración mediante agua de río. Presión de condensación constante.
Bomba	$\eta_{\text{mecánico}} = 0,85$	Se considera isoterma y con rendimiento mecánico constante.
Ciclo de Vapor	$W_{\text{CV}} = 117,35 \text{ MW}$	Resultado de la resolución del punto de diseño.

2.5 Restricciones de operación

En un ciclo combinado existen un amplio número de restricciones que se deben cumplir para asegurar un correcto funcionamiento de la planta en cualquier punto de operación. En particular, algunas de estas restricciones adquieren un carácter limitante puesto que alcanzan sus valores límite durante la operación y su consideración resulta fundamental para modelar y entender el comportamiento de la planta a carga parcial.

A continuación se resumen las principales limitaciones que afectan a la operación del ciclo de turbina de gas. Se diferencian dos grupos: el primero se presenta en la **Tabla 2.3** y corresponde a variables físicas del proceso y el segundo se refiere a los límites en los actuadores que se muestran en la **Tabla 2.4**.

Las restricciones 1 y 2 corresponden a las temperaturas límite que pueden soportar los materiales a la entrada y escape de la turbina de gas respectivamente, sin sufrir una rápida degradación. Las restricciones 3 y 4 son los límites máximos de emisiones fijados por la legislación española [15]. La restricción 5 se refiere a que la relación de equivalencia (Φ) en la llama, la cual relaciona la proporción combustible-aire que interviene en la combustión del punto concreto de operación con la proporción obtenida en condiciones estequiométricas, debe ser superior a la mezcla más pobre que puede quemarse (Φ_{LBO}), explicadas ambas (Φ y Φ_{LBO}) más extensamente en el apartado 5.2. También habría que definir un límite respecto a la amplitud que pueden alcanzar los dinámicos; en este trabajo se estimará su valor sin fijar límites concretos para este parámetro.

En cuanto al ciclo de vapor, además del límite de 650°C en el escape de la turbina, las principales restricciones a considerar son las siguientes: alimentar la caldera de recuperación con una cantidad mínima de energía para generar vapor de calidad (lo que limita el grado de carga mínimo de la turbina de gas), que la temperatura de escape sea superior a la de condensación (unos 75°C) y que el contenido de humedad a la salida de la turbina de vapor sea inferior al 15-20% [2].

Respecto a los límites de los actuadores (**Tabla 2.4**), el rango de las posiciones de cada una de las dos válvulas (K_{VA-i}) abarca desde la posición totalmente abierta (100%) hasta la posición totalmente cerrada (0%). En la tabla lo que se indica es el rango del caudal másico que puede atravesar cada una de las válvulas.

Las estrategias de control deben asegurar el cumplimiento de las restricciones definidas, de acuerdo a las posibilidades de regulación.

Tabla 2.3. Restricciones de las variables físicas del proceso.

Variable	Valor máximo	Valor mínimo
1) T_{g14} (TIT)	1350°C	-
2) T_{g15}	650°C	-
3) NOx	25 ppmv al 15% O ₂	-
4) CO	80 ppmv al 15% O ₂	-
5) Relación de equivalencia (ϕ)	-	$\phi_{LBO} = f(T_{g12}, P_{g12})$
6) Dinámicos (p')	No se define	-

Tabla 2.4. Límites de los actuadores.

Variable	Valor máximo	Valor mínimo
7) IGV	90°	45°
8) K_{VA-1} (m_{g3})	0,1· m_{g2} kg/s	0 kg/s
9) K_{VA-2} (m_{g8})	0,15· m_{g6} kg/s	0 kg/s

3. Software desarrollado

3.1 Concepto general

La estructura general del modelo (ver **Figura 3.1**) se ha definido para determinar las variables que definen el comportamiento de la planta (CO, NO_x, dinámicos y las diferentes variables termodinámicas de la operación), en función de la potencia del ciclo combinado (W_{cc}) demandada por la red y de las condiciones ambiente. Puesto que el estudio aborda la operación fuera del punto nominal, el modelo debe describir adecuadamente el efecto de los elementos de regulación: posición de los controles (*IGV*, *IBH*, caudal del combustible y *bypass* de la combustión). Además, para cualquier punto de operación deben cumplirse las restricciones presentadas en el apartado 2.5, que afecten tanto a las salidas (**Tabla 2.3**) como a los actuadores de la planta (**Tabla 2.4**).



Figura 3.1. Planteamiento general del modelo

Este planteamiento viene motivado por el desconocimiento de los mapas de control de la turbina. Estos mapas definen la posición de los actuadores con que se alcanza un cierto grado de carga parcial, entre las diferentes combinaciones posibles. En general, no responden a leyes simples de comportamiento ni son de dominio público. Sin embargo, tal y como se refiere en [18], pueden obtenerse mediante la resolución de modelos físicos de comportamiento, en base a una lógica de control sencilla que se apoya en los límites de operación de la planta.

Respecto al software, el modelo de la planta ha sido desarrollado mediante 'Matlab', aprovechando diferentes funciones propias de su *toolbox* y creando otras nuevas. Se ha utilizado como ayuda complementaria el software 'Cantera', que puede integrarse en el entorno de 'Matlab' y proporciona información detallada sobre las propiedades termodinámicas de diferentes sustancias [19].

3.2 Descripción del modelo

El modelo desarrollado se basa en la definición de un conjunto de ecuaciones algebraicas, a partir de la aplicación de los conceptos ‘físico-teóricos’ que definen el estado termodinámico de una planta de ciclo combinado y el uso de expresiones ‘semi-empíricas’ que describen el comportamiento de algunos componentes (p.ej. el compresor o la cámara de combustión). De la unión de la parte teórica con la empírica surge el conjunto de ecuaciones no lineales que modela la planta.

Este conjunto de ecuaciones se puede dividir en tres sistemas independientes de menor dimensión, correspondientes al ciclo de gas (subsistema 1), al ciclo de vapor (subsistema 2) y a la cámara de combustión (subsistema 3). La resolución del ciclo de gas, en primer lugar, determina las condiciones de contorno (o constantes) para los otros dos subsistemas. En la **Figura 3.2** se presenta un esquema gráfico del modelado de la planta, que se corresponde con el bloque ‘Modelado Ciclo Combinado’ de la **Figura 3.1**.

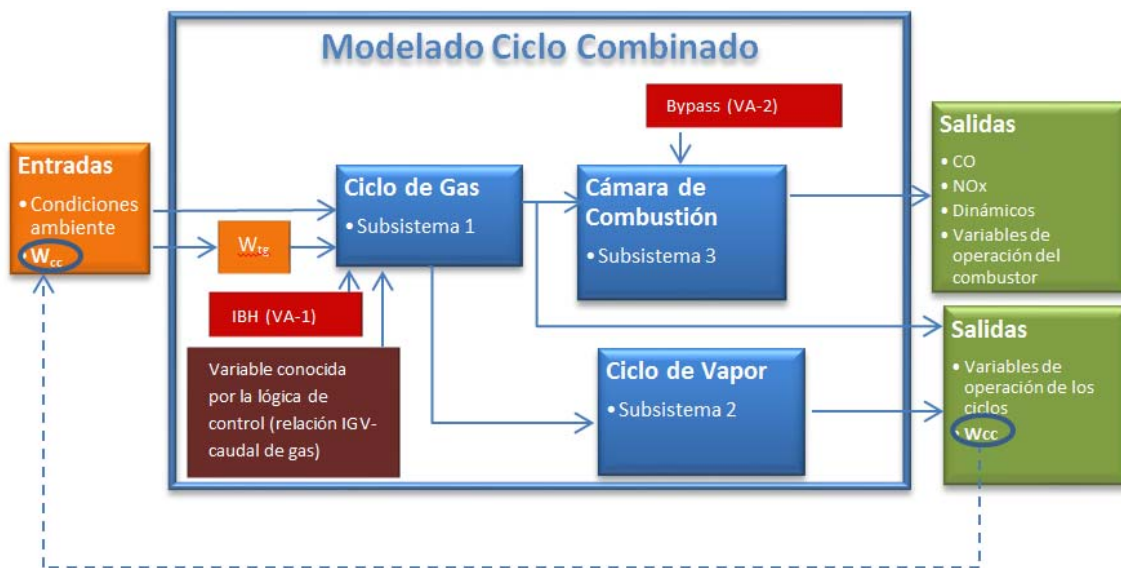


Figura 3.2. Esquema gráfico del modelado de la planta.

En este esquema se observa que la potencia generada por la planta de ciclo combinado (W_{cc}) aparece tanto en las entradas como en las salidas. Esto se debe a que en primer lugar se ha de resolver el subsistema 1 suponiendo como entrada una cierta potencia de la turbina de gas (W_{TG}) y posteriormente se resuelve el 2 con el fin de calcular la potencia total (W_{cc}), a partir de la suma de las potencias de los dos ciclos.

El método de solución se ha diseñado tomando la potencia de ciclo combinado como una de las entradas del modelo, puesto que representa la demanda de la red. De este modo, el modelo gana en utilidad y funcionalidad. Para ello, una vez resueltos los

subsistemas 1 y 2, los resultados obtenidos para una cierta climatología y potencia de la turbina de gas se expresan en términos de la potencia global del ciclo (W_{cc}).

La operación de los ciclos de gas y vapor se resuelve una vez en todo el rango de operación y se almacena en matrices cuyos ejes se refieren a las entradas del modelo (temperatura ambiente y la potencia del ciclo combinado). De esta forma, para conocer el estado termodinámico de la planta únicamente hay que buscar en las matrices de las variables de interés, la posición (fila y columna) correspondiente.

En los siguientes apartados se describen con mayor detalle los tres subsistemas resultantes. El Anexo A recoge las ecuaciones que componen el modelo.

3.2.1 Subsistema 1: Ciclo de Gas

Las principales ecuaciones que rigen el comportamiento de este subsistema son las correspondientes a compresor, turbina de gas y el acoplamiento entre ambos, además de la línea de IBH. No es necesario modelar el reparto de flujos en el interior de la cámara de combustión (dependiente del *bypass* de combustión), ya que resulta suficiente con el balance global de masa y energía entre la descarga del compresor y la entrada de la turbina.

Presenta dos incógnitas más que ecuaciones y por tanto existen dos ‘grados de libertad’ que se han de conocer para poder resolver el sistema. Incluye 3 actuadores como incógnitas (*IGV*, posición de IBH y caudal de gas VA-3), dos de los cuales vienen fijados por la lógica de control de la turbina de gas según se detalla a continuación.

3.2.1.1 Lógica de control de la turbina de gas

El principal objetivo al implementar la lógica de control es establecer el comportamiento que tiene que seguir la turbina de gas (determinado por la posición de los actuadores) en función de la potencia que se demanda con unas ciertas condiciones ambientales. Entre las diferentes posibilidades, resulta preferible aquella que maximiza la eficiencia energética de la planta. Por tanto, para un ciclo combinado se buscará maximizar la temperatura de entrada a la turbina de gas (T_{g14}), siempre que las restricciones lo permitan.

Los límites de operación que afectan a la lógica de control son los correspondientes al *IGV* y las temperaturas de entrada y salida de la turbina (T_{g14} y T_{g15}). Alcanzar estos valores límite, conforme se descende carga, es lo que va a definir las diferentes estrategias o ‘zonas de control’ de la turbina de gas. Esta lógica de control se basa en la descrita en la referencia [18], la cual permite generar mapas de control muy similares a los de las turbinas comerciales.

En la **Figura 3.3** se presenta el esquema que sigue la lógica de control, en la que se observa cómo se divide la región de operación en cuatro ‘zonas de control’. En cada una de ellas se fija un ‘grado de libertad’ diferente. En esta figura se ha representado un esquema general, pero hay que tener presente que tanto los rangos de potencia que abarca cada ‘zona de control’, como los valores de las variables representadas se ven afectados al variar las condiciones ambientales, tal y como se explica en el capítulo 4. En el eje X se representa la ratio entre la potencia generada por el ciclo de gas respecto al punto de diseño ($W_{cg}/W_{cg,o}$) y en el eje Y la ratio de diferentes variables respecto a su valor de diseño (TIT , EGT , IGV y el caudal de aire m_{g14}).

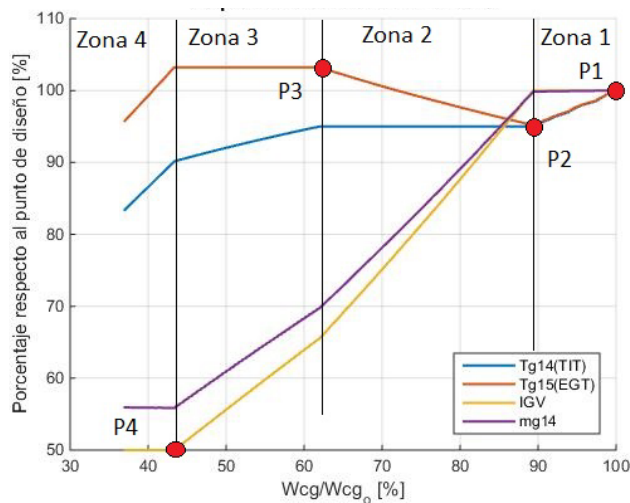


Figura 3.3. Esquema de control del ciclo de gas. Los puntos rojos indican límites de operación y delimitan las diferentes zonas de control. (Cada una de las líneas representadas consta de 100 puntos de operación).

- **Zona 1 (cargas base y punta):** situada entre los puntos P1 y P2. El primero de ellos corresponde al punto de carga punta de la turbina, en el que la TIT se encuentra en su máximo valor admisible (valor de diseño) y en el cual no es recomendable operar durante grandes periodos de tiempo para evitar un deterioro acelerado de los materiales. Debido a este hecho, la potencia máxima en condiciones de operación continua (carga base) es la correspondiente al punto P2, calculada a una TIT del 95% del valor de diseño. En esta zona el ‘grado de libertad’ impuesto por el control es el IGV que mantiene su valor en su límite superior ($IGV=90^\circ$).
- **Zona 2 (TIT constante):** se sitúa entre los puntos P2 y P3. En este caso, el ‘grado de libertad’ es la TIT , que se mantiene en su valor máximo operativo (95% del valor de diseño) para maximizar la eficiencia. La reducción de carga se consigue por reducción del caudal de aire al cerrarse el IGV . Como consecuencia, la temperatura de escape de la turbina(EGT) se incrementa hasta que se alcanza su valor máximo en P3 y por tanto se requiere cambiar la estrategia de control.

- **Zona 3 (EGT constante):** se encuentra entre los puntos P3 y P4. En este caso el ‘grado de libertad’ es *EGT*, que se mantiene constante en su valor máximo admisible. Para reducir carga se disminuye la *TIT* al mismo tiempo que se cierra el *IGV*, con el objetivo de mantener la *TIT* en el valor máximo posible. Esta zona permite reducir la carga hasta que el *IGV* alcanza su punto mínimo de apertura (P4).
- **Zona 4 (reducción de *TIT* con el *IGV* cerrado):** En esta zona el ‘grado de libertad’ es el *IGV*, que se mantiene en su límite inferior. La carga se reduce al disminuir la *TIT*.

En la **Tabla 3.1**, se resumen los valores de los ‘grados de libertad’ fijados por el control en cada zona. Respecto al IBH, va a mantenerse cerrado en todo momento, debido a que recircular aire a la admisión del compresor reduce la eficiencia del ciclo de gas y además no se consideran posibles condensaciones en la admisión del compresor, que es la razón tradicional del uso del IBH. Sin embargo, debido al potencial del IBH para mejorar la estabilidad de la combustión en premezcla pobre, en capítulos posteriores se valorarán estrategias que incluyan su uso.

Tabla 3.1. Variables conocidas gracias a la lógica de control de la TG.

Zona	Grado de libertad común	Grado de libertad propio de la zona
1	IBH (K_{VA-1}) = 100% cerrado $(m_{g3} = m_{g4} = 0 \text{ kg/s})$	$IGV = IGV_{m\acute{a}x}$ (100% abierto)
2		$TIT = 0,95 \cdot TIT_o$
3		$T_{g15} = T_{g15,max}$
4		$IGV = IGV_{min}$ (100% cerrado)

Aunque en las zonas de control 2 y 3 el grado de libertad viene definido por una temperatura de referencia, en la práctica lo que realmente fija el control es la relación entre el *IGV* y la posición de la válvula de gas VA-3 para mantener dicha temperatura de referencia, pero es más ilustrativo hablar en términos de temperaturas.

3.2.1.2 Resolución del ciclo de gas

Para la resolución del sistema de ecuaciones se ha utilizado la función propia de Matlab llamada ‘lsqnonlin’, que proporciona un método iterativo de resolución de sistemas de ecuaciones no lineales basado en el algoritmo de mínimos cuadrados [20]. El éxito de este método iterativo en cuanto a la convergencia y tiempo de resolución viene muy condicionado por el vector de soluciones inicial a partir del cual comienza la búsqueda de la solución.

La estrategia general para obtener resultados a carga parcial es la siguiente. En primer lugar se resuelve el sistema para el punto de diseño (P1 a 15°C, zona 1). Partiendo de esta solución, se calcula otro punto cuya potencia de ciclo de gas es levemente inferior a la anterior pero suficientemente cercana (entre 1 y 5 MW, según la zona, debido a que cada una se divide en un número concreto de puntos, ver apartado 4.2), con el fin de que la solución del punto anterior pueda ser un vector inicial aceptable para el nuevo punto. Este paso se repite sucesivamente, hasta que se alcanza la zona 2. Al cambiar de zona, se modifica el sistema de ecuaciones, ya que el 'grado de libertad' es diferente en cada una de ellas. Este procedimiento se repite sucesivamente a lo largo de las cuatro zonas de control.

La secuencia anterior se resuelve para diferentes valores de temperatura ambiente (cada 2,5°C dentro del rango 0°C-40°C). El punto de partida P1 al variar la temperatura se resuelve tomando como solución inicial su homólogo para la temperatura más cercana resuelta.

3.2.2 Subsistema 2: Ciclo de Vapor

Este subsistema no presenta ningún grado de libertad dado que el control se realiza por presión deslizante, es decir, el caudal de vapor vivo generado (en las condiciones de presión y temperatura a la salida de la caldera de recuperación) se corresponde con aquel que puede circular por la turbina en ausencia de regulación en la admisión. Para su resolución, se parte del rango de condiciones de caudal y temperatura en el escape de la turbina de gas (m_{g15} y T_{g15}) obtenidos como solución del subsistema 1. Se ha empleado de nuevo la función 'lsqnonlin' de Matlab y una estrategia similar al ciclo de gas, realizando un mallado de 10 kg/s y 2,5°C y obteniendo soluciones en estos puntos discretos empleando como solución inicial un punto conocido del entorno cercano para asegurar la convergencia.

Aunque no existen grados de libertad, se ha seguido el planteamiento referido en la **Figura 3.1**, comprobando el cumplimiento de las restricciones relativas a la calidad del vapor (título a la salida de la turbina) o el enfriamiento máximo de los gases de escape. Esto ha permitido validar la idoneidad de la estrategia de regulación citada para las condiciones analizadas.

3.2.3 Subsistema 3: Cámara de Combustión

El subsistema 3 realmente no constituye un sistema de ecuaciones sino que está compuesto por una serie de ecuaciones que se pueden resolver secuencialmente. Básicamente, representan los balances de energía y de masa en el interior de la cámara. Además, se han usado una serie de correlaciones para determinar los valores de dinámicos y las emisiones de CO y NOx, las cuales se detallan en el capítulo 5.

Existe un ‘grado de libertad’ que corresponde a la posición de la válvula del *bypass* de la combustión (K_{VA-2}) y que puede ser ajustada por el usuario de la planta para modificar la relación aire-combustible local en la llama. Es muy importante recordar que la posición de esta válvula únicamente afecta a las variables internas de la cámara de combustión sin afectar, por ejemplo a variables globales como la potencia generada (dependientes de la relación global aire-combustible a la entrada de la turbina).

3.3 Aplicación del modelo

El modelo desarrollado se puede utilizar, entre otras aplicaciones, para analizar distintos escenarios de funcionamiento que son útiles para comprender el funcionamiento de las plantas de ciclo combinado a carga parcial o para evaluar distintas estrategias de optimización del proceso. En particular, en este trabajo se han llevado a cabo los siguientes análisis:

- Estudios de la termodinámica de la planta a carga parcial, a partir de la resolución de los subsistemas 1 y 2. Este aspecto se analiza en el capítulo 4.
- Análisis del comportamiento de la combustión, a partir de los resultados del subsistema 3. En el capítulo 5 se presentan los valores de emisiones y dinámicos obtenidos bajo diferentes estrategias de control del *bypass* de combustión (VA-2). En el capítulo 6 se optimiza dicho control mediante el uso de algoritmos genéticos, para diferentes perfiles de carga de la central.

4. Comportamiento termodinámico de la planta off-design

4.1 Introducción

En este capítulo se presenta un resumen de los principales resultados obtenidos con el software desarrollado, que caracterizan el comportamiento termodinámico del ciclo combinado en la operación fuera de diseño (*off-design*). Se recogen en tres apartados diferentes.

En el primero de ellos se describen los mapas de control de la turbina de gas a carga parcial, obtenidos para diferentes condiciones ambientales. En concreto, en este trabajo se ha analizado el efecto de cambios en la temperatura ambiente en el rango 0°C - 40°C a presión constante de 1 bar. Posteriormente, en un segundo apartado, se estudia la evolución de las principales variables de la planta al modificar el grado de carga en unas condiciones ambiente de referencia. Por último, el análisis se centra en la evolución de las prestaciones del ciclo combinado con la temperatura ambiente.

4.2 Curvas de control de potencia

En la **Figura 4.1** se muestran las curvas de control de la turbina de gas a carga parcial para las condiciones ambiente de diseño (condiciones ISO de presión y temperatura: 1 bar y 15°C), de acuerdo a la lógica de control referida en el apartado 3.2.1.1. En el eje X se representa la ratio entre la potencia generada por el ciclo de gas respecto al punto de diseño ($W_{cg}/W_{cg,o}$). En el eje Y se representa la ratio de diferentes variables respecto a su valor de diseño (*TIT*, *EGT*, *IGV* y el caudal de aire m_{g14}).

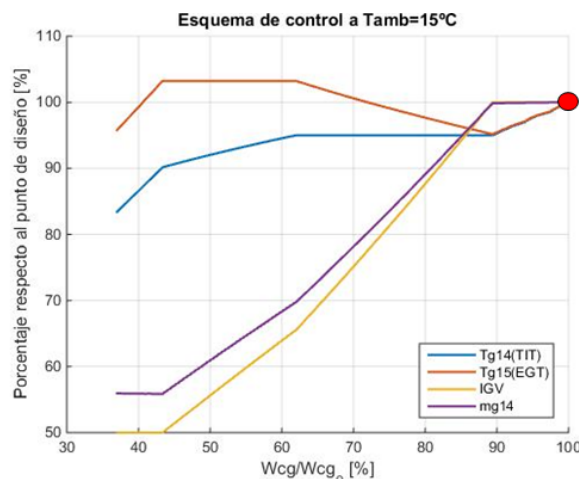


Figura 4.1. Esquema de control para una temperatura ambiente de 15°C

Nótese que el punto coloreado de rojo, en el cual todas las variables toman el valor del 100%, es el punto de diseño y los valores absolutos de cada una de las variables son los indicados en el capítulo 2.

Las curvas representadas se han construido a partir de los resultados del modelo para un total de 100 puntos de operación, distribuidos según la ‘zona de control’ (zona 1: 10 puntos; zona 2: 30 puntos; zona 3: 50 puntos; zona 4: 10 puntos) a intervalos de entre 1 y 5 MW. Destaca la alta linealidad de los intervalos (dentro de cada zona de control) en los mapas de control.

En la **Figura 4.2** se muestran los esquemas de control para una temperatura ambiente fría (0°C) y cálida (40°C) respecto al caso de referencia. Se observa que la temperatura ambiente afecta fundamentalmente a la potencia máxima que el ciclo de gas puede generar. Cuanto menor es la temperatura, mayor es la potencia, debido principalmente a la cantidad de aire que el compresor es capaz de ingerir: un 105% del valor de diseño para 0°C, mientras que para 40°C cae al 90 %.

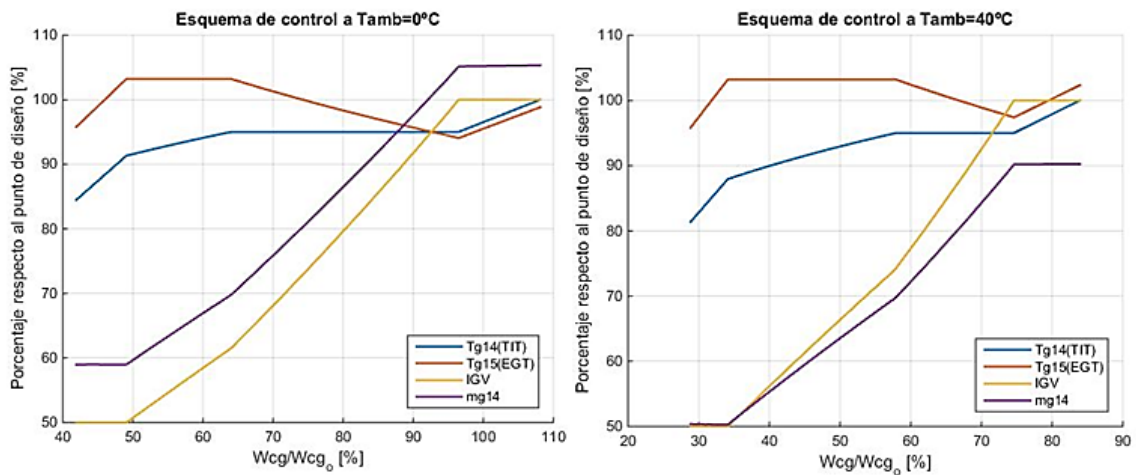


Figura 4.2. Esquema de control a temperaturas ambiente de 0°C y 40°C.

También se observa cómo los rangos de potencia en que se aplica una cierta estrategia de control (zonas de control) varían según la temperatura ambiente. En otras palabras, una misma potencia puede quedar situada en distintas zonas de control según las condiciones ambientales.

En la **Figura 4.3** se representa el rango de potencias que abarca cada una de las zonas de control según la temperatura ambiente: en la figura de la izquierda se refiere a la potencia del ciclo combinado, mientras que en la de la derecha se representa la del ciclo de gas.

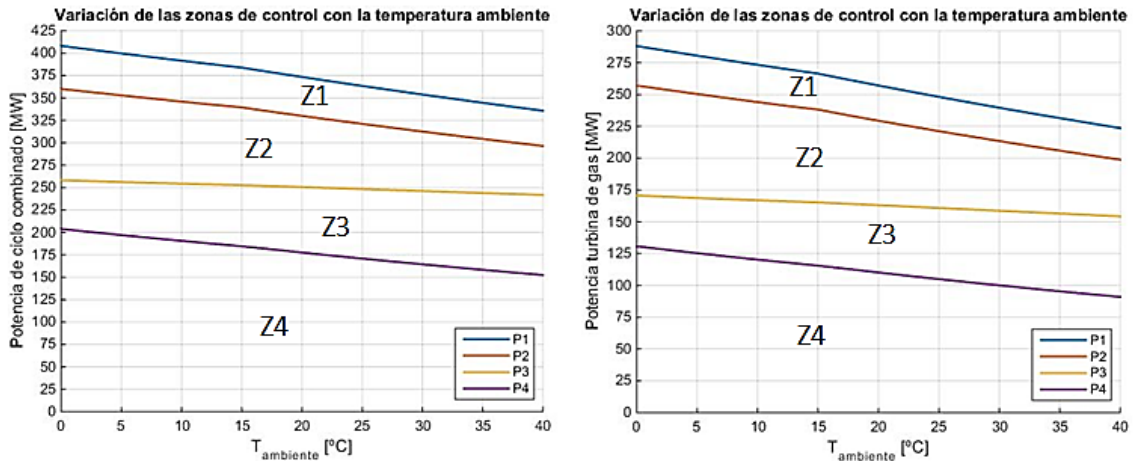


Figura 4.3. Rangos de potencia de las zonas de control en función de la temperatura ambiente.

Por último, en la **Figura 4.4** se representan las curvas del compresor al variar el grado de apertura del *IGV* (líneas azules) y los diferentes puntos de operación del compresor (línea roja) al disminuir la carga a una temperatura ambiente de 15°C. Se han representado con círculos negros los puntos que marcan los cambios de las zonas de control, pudiéndose observar que cuando el *IGV* es constante en un rango de funcionamiento los puntos de operación siguen las curvas del compresor al *IGV* correspondiente, en este caso a 90° y 45° que corresponden a las zonas de control 1 y 4.

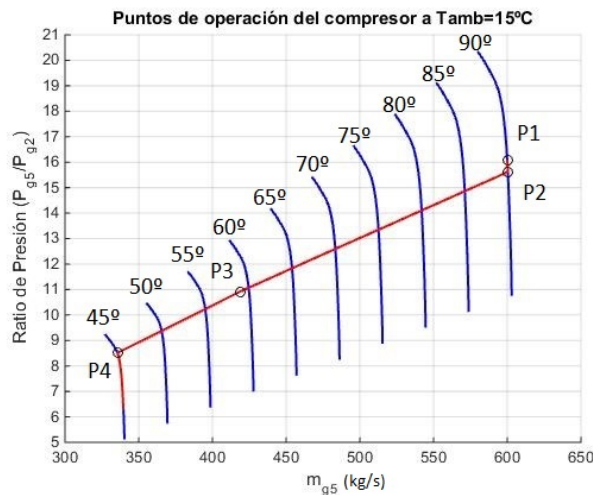


Figura 4.4. Línea de operación del compresor a una temperatura ambiente de 15°C (la línea roja contiene 100 puntos de operación).

4.3 Variación del grado de carga en condiciones ISO

En este apartado se analiza el comportamiento del ciclo combinado a carga parcial, para las condiciones ambiente de referencia. La evolución del ciclo de gas con

la carga se ha presentado en el apartado anterior, luego este se centrará en el ciclo de vapor y los resultados globales de la planta.

En la **Figura 4.5** se muestran las principales variables termodinámicas del ciclo de vapor. En el eje de abscisas se representa el porcentaje de carga del ciclo combinado respecto al punto de diseño. El eje vertical derecho (en rojo) representa la ratio de potencias entre el ciclo de vapor y el ciclo de gas (W_{cv}/W_{cg}) y la presión del vapor vivo generado (P_6). En el eje vertical izquierdo (en azul) se ha representado la temperatura de escape de la turbina de gas (T_{g15}) y la temperatura del vapor vivo (T_6).

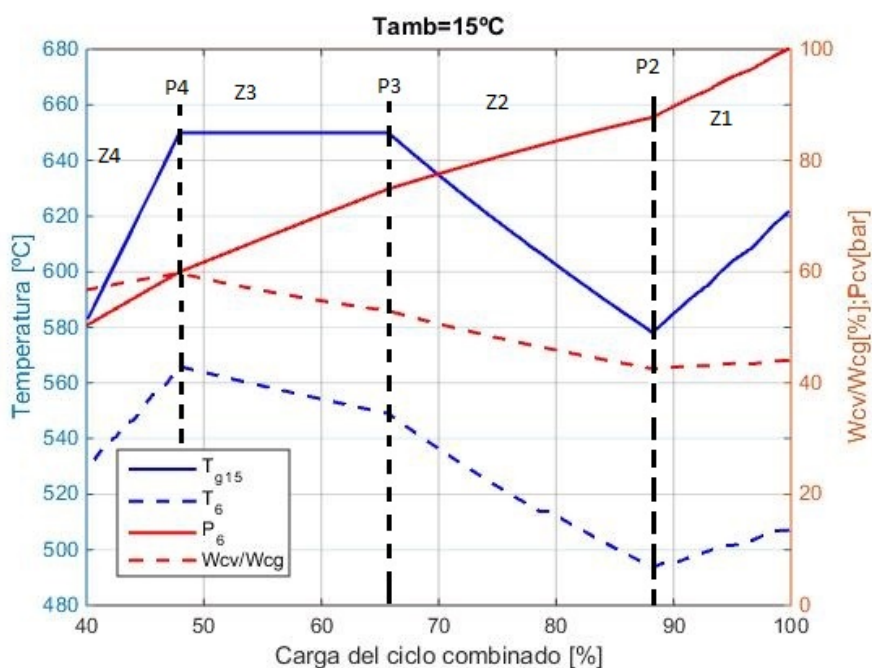


Figura 4.5. Diferentes variables frente al porcentaje de carga del ciclo combinado en condiciones ISO (cada una de las variables representadas contienen 100 puntos de operación y que forman las diferentes tendencias).

En el punto de diseño (100% de carga), la ratio de potencias entre ambos ciclos se sitúa en torno al 50%, es decir, dos tercios de la potencia de la planta se produce en el ciclo de gas y el tercio restante en el ciclo de vapor. Este reparto coincide con el diseño típico de un ciclo combinado [1]. Conforme se disminuye la carga, esta ratio aumenta mientras se opera en las zonas de control 2 y 3 (TIT y EGT constantes respectivamente) hasta situarse en el 60%.

El control de la turbina de vapor se realiza mediante presión deslizante y se observa que para bajar carga, la bomba disminuye la presión del vapor vivo de forma prácticamente lineal al porcentaje de reducción de la carga de ciclo combinado. La temperatura del vapor vivo (T_6) varía con el grado de carga presentando tendencias

muy similares a la temperatura de escape de la turbina de gas (T_{g15}), aunque no idénticas. También destaca que ambas se mueven en un rango relativamente estrecho (unos 70°C sobre valores de 500-600°C). Este resultado puede ser útil para determinar la flexibilidad de respuesta rápida ante cambios de carga, evitando los riesgos por tensiones térmicas excesivas.

Por otra parte, en la **Figura 4.6** se presentan los rendimientos de los dos ciclos por separado ($rend_{cv}$ y $rend_{cg}$) y del combinado ($rend_{cc}$) definidos según las siguientes expresiones. Nótese que el rendimiento de ciclo de vapor incluye el rendimiento de la caldera de recuperación. Son valores de rendimiento bruto de la potencia disponible en el eje, considerando una eficiencia de 0,97 en la cámara de combustión.

$$rend_{cg} = \frac{W_{cg}}{m_{g11} \cdot PCI} \quad [4.1]$$

$$rend_{cv} = \frac{W_{cv}}{m_{g15} \cdot (h_{g15} - h_{g1})} \quad [4.2]$$

$$rend_{cc} = rend_{cg} + rend_{cv} \cdot (1 - rend_{cg}) \quad [4.3]$$

En dicha figura, destaca la gran mejoría de rendimiento del ciclo combinado en comparación con los ciclos individuales por separado. El rendimiento del ciclo de gas disminuye conforme se reduce carga, por la reducción de la temperatura de entrada a la turbina o, de manera más pronunciada, por la reducción del grado de expansión cuando se cierra el *IGV* y disminuye la presión de descarga del compresor (lo que limita el aprovechamiento energético). El rendimiento del ciclo de vapor presenta una tendencia similar a la temperatura de escape de la turbina (véase la evolución de T_{g15} en la **Figura 4.5**). Globalmente, el rendimiento del ciclo combinado sigue las mismas tendencias que la *TIT*. Por esta razón, la lógica de control explicada en el apartado 3.2.1.1, intenta mantener la *TIT* en su valor máximo posible. En general, se observa un gran paralelismo entre la lógica de control y la eficiencia del ciclo.

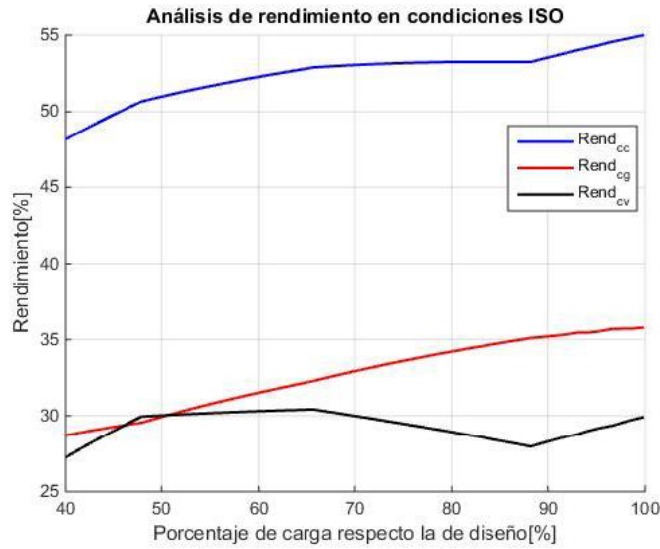


Figura 4.6. Rendimientos del ciclo de gas del ciclo de vapor y del ciclo combinado frente al porcentaje de carga en condiciones ISO.

4.4 Prestaciones del ciclo con la temperatura ambiente

La temperatura ambiente tiene una gran influencia en la operación de la planta, modificando sus prestaciones tanto en términos de potencia como de rendimiento. En la imagen derecha de la **Figura 4.7** se presenta la variación del rendimiento de los tres ciclos (vapor, gas y combinado) en función de la temperatura ambiente para el punto de máxima potencia, mientras que en la parte izquierda se representa la variación de esta última potencia.

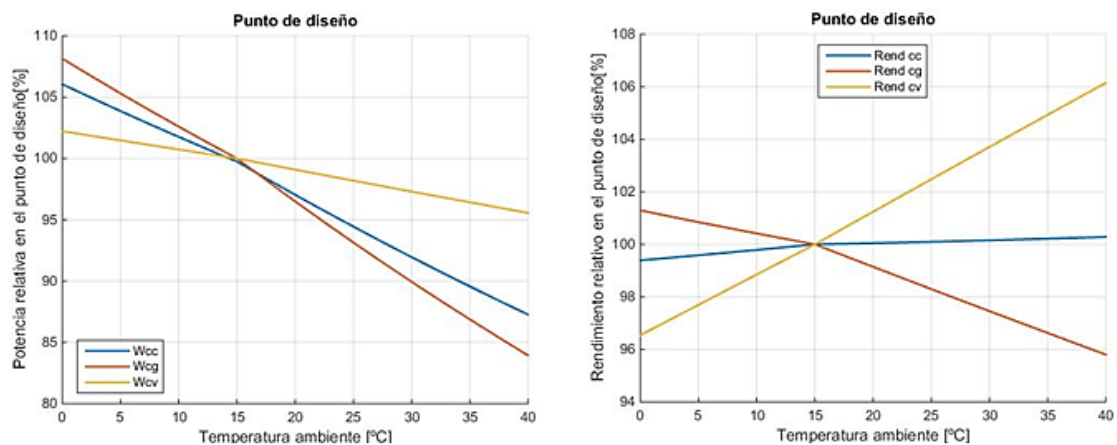


Figura 4.7. Variación de la potencia y del rendimiento frente a la temperatura ambiente.

El rendimiento del ciclo de gas disminuye con la temperatura, debido a que al aumentar la temperatura ambiente la ratio de presiones que puede generar el

compresor disminuye, ya que desciende la densidad del aire y por tanto de la capacidad de ingestión del compresor. Al disminuir el grado de expansión en la turbina, se produce un aumento de T_{g15} , lo que produce un descenso en el rendimiento del ciclo de gas, al disminuir la energía aprovechada. Sin embargo, este aumento de T_{g15} hace que mejore el rendimiento del ciclo de vapor. La mejora del rendimiento del ciclo de vapor compensa la pérdida de rendimiento del de gas, haciendo que el rendimiento del ciclo combinado no sufra grandes variaciones.

Respecto a la potencia, aumenta para los tres ciclos al disminuir la temperatura ambiente. En el caso del ciclo de gas se debe a que la densidad del aire aumenta y por tanto aumenta el flujo másico que puede trasegar el compresor, generando una mayor potencia. La variación de potencia del ciclo de vapor al disminuir la temperatura ambiente es más suave debido a que, conforme aumenta el caudal de gases (y la presión de descarga del compresor, fijada la temperatura de entrada a la turbina), la temperatura de escape T_{g15} se mueve en dirección contraria. Esto tiende a mantener constante la potencia del ciclo de vapor (en realidad varía de forma mucho menos acentuada que el ciclo de gas) y la potencia global varía fundamentalmente conforme a la generada por el ciclo de gas.

5. Análisis de la combustión en premix

5.1 Introducción

El objetivo de este capítulo es presentar el submodelo de emisiones y dinámicos empleado y un resumen de los principales resultados obtenidos, que caracterizan el comportamiento de la cámara de combustión en diversas condiciones de operación.

Los resultados se dividen en dos apartados: el primero se refiere al caso de que no exista un ajuste del *bypass* de combustión (válvula VA-2), que permanece totalmente cerrado; en el segundo se evalúa el impacto de la posición de esta válvula sobre los parámetros de combustión y las emisiones. Cabe destacar que los resultados obtenidos se encuentran estrechamente ligados con el entorno en que se desarrolla la combustión (condiciones de entrada y salida del combustor), el cual viene definido por el estado termodinámico de la planta descrito en el capítulo anterior.

5.2 Modelo de emisiones y dinámicos

En la **Figura 5.1** se muestra la evolución típica de emisiones y dinámicos con la relación de equivalencia en la llama (Φ), definida mediante la expresión [5.1]:

$$\Phi = \frac{m_{g11}/m_{g7}}{\left(m_{g11}/m_{g7}\right)_{esteq}} \quad [5.1]$$

Cuanto menor es Φ , más pobre es la mezcla, debido a que contiene menor proporción combustible-aire.

La franja amarilla de esta figura representa el rango de trabajo típico de los combustores DLN en el modo de premezcla pobre (*premix*). Se sitúa para valores de Φ en torno a 0,5 y varía en un intervalo estrecho para no superar los límites de emisiones, dinámicos y estabilidad de llama. Es una representación válida si las condiciones de entrada al combustor (presión, temperatura...) se mantienen constantes. En general, en la operación *off-design* de una turbina las condiciones de descarga del compresor varían de un punto a otro.

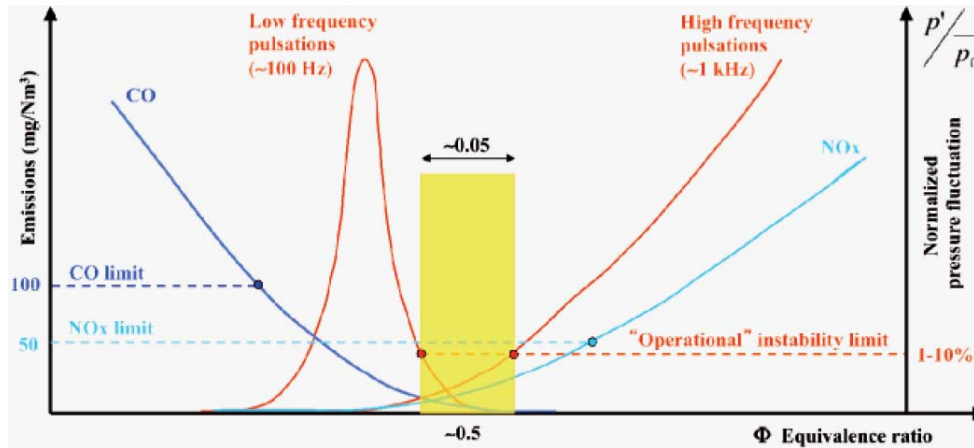


Figura 5.1. Evolución típica de CO, NOx y dinámicos con la relación de equivalencia. Dinámicos expresados como el valor normalizado de su amplitud respecto a la presión de la cámara de combustión. Fuente: [21].

Los modelos de emisiones para turbinas de gas disponibles en la bibliografía se basan en correlaciones con las variables de proceso, bien procedentes de un análisis puramente estadístico o mediante el ajuste de expresiones semi-analíticas basadas en leyes fundamentales de la ingeniería. Se han consultado diferentes fuentes, destacando [22]-[24]. En este trabajo se ha preferido el uso de correlaciones semi-analíticas por su mayor generalidad. Las expresiones seleccionadas se refieren a continuación.

Emisión de CO

Para el CO se parte de la correlación desarrollada por Rizk y Mogia [22], adaptada de manera similar que en [23]: el tiempo de residencia del combustible se supone constante y la expresión se modula por una constante característica del diseño del combustor (K), resultando la expresión [5.2]. Tanto P_{g6} como P_{g14} se expresan en kPa y T_{g13} en Kelvin.

$$CO_{Rizk} \left(\frac{g_{CO}}{kg_{fuel}} ; \text{ppmv al } 15\% O_2 \right) = K \frac{0,18 \cdot 10^9 \cdot e^{\left(\frac{7800}{T_{g13}}\right)}}{P_{g6}^2 \cdot \left(\frac{P_{g6} - P_{g14}}{P_{g6}}\right)^{0,5}} \quad [5.2]$$

La relación se ha ajustado para obtener una emisión de 7 ppmv al 15% O_2 en el punto de diseño. Nótese que la emisión original por unidad de gas consumido puede expresarse como emisión normalizada (para un contenido fijo de oxígeno) mediante un factor de cambio de unidades constante que puede englobarse en la constante K .

Emisión de NOx

Para el NOx se usa la correlación de Bakken and Skogly [22].

$$\text{NO}_x(\text{ppmv}, 15\% \text{ O}_2) = 62 \cdot P_{g14}^{0,5} \cdot \Phi^{1,4} e^{-\frac{635}{T_{g13}}} \quad [5.3]$$

Donde P_{g14} se introduce en MPa, T_{g13} en °C y Φ es la relación de equivalencia en la llama, definida en la ecuación [5.1].

Mediante esta expresión se obtiene una emisión de 24,5 ppmv al 15%O₂ en el punto de diseño, que es un valor muy próximo al límite de emisión (referencia típica de diseño).

Margen de pérdida de llama ($\Phi - \Phi_{\text{LBO}}$) y dinámicos de la combustión (p')

Los dinámicos hacen referencia a la amplitud de las fluctuaciones de presión que se producen en la cámara de combustión siendo utilizados para cuantificar la magnitud de las inestabilidades producidas en torno a este dispositivo. Únicamente se modelan los dominantes en la zona próxima a la mezcla más pobre que puede quemarse (Φ_{LBO} , *lean blowout limit* o límite de pérdida de llama por mezcla pobre), puesto que son los que mayor interés presentan a bajas cargas. Se corresponden con los dinámicos de baja frecuencia de la **Figura 5.1**.

Se han modelado de forma simplificada, según una expresión de tipo exponencial dependiente del margen de pérdida de llama ($\Phi - \Phi_{\text{LBO}}$). Conforme se empobrece la mezcla, la fluctuación de presión aumenta rápidamente al acercarse al LBO. El nivel de p' se expresa como un porcentaje relativo respecto a la amplitud que se obtiene en el punto de pérdida de llama; para ello, se ha ajustado la constante de la expresión.

$$p' [\%] = 4 \cdot e^{-23,75 \cdot (\Phi - \Phi_{\text{LBO}})^3} \cdot 100; \text{ donde } \Delta\Phi_{\text{LBO}} = \Phi_{\text{LBO},o} - \Phi_{\text{LBO}} \quad [5.4]$$

El límite de estabilidad en el punto de diseño, $\Phi_{\text{LBO},o}$, se fija en un valor de 0,38 que se sitúa en el rango característico de las cámaras de combustión DLN [25].

Para la operación *off-design*, la curva de p' se traslada horizontalmente con la relación de equivalencia en la misma magnitud que se modifica el límite de LBO ($\Delta\Phi_{\text{LBO}}$) al variar las condiciones de descarga del compresor, tal y como se observa en la **Figura 5.6**. La variación del límite de LBO con la presión y temperatura se calcula de acuerdo a Lefebvre et al. [26] y se presenta a continuación.

$$\frac{\Phi_{\text{LBO}}(T_{g12}, P_{g12})}{\Phi_{\text{LBO},o}(T_{g12,o}, P_{g12,o})} = \left(\frac{P_{g12,o}^{0,25} \cdot T_{g12,o} \cdot e^{T_{g12,o}/150}}{P_{g12}^{0,25} \cdot T_{g12} \cdot e^{T_{g12}/150}} \right)^{0,16} \quad [5.5]$$

5.3 Resultados sin ajustes de combustión

5.3.1 Variación del grado de carga en condiciones ISO

En la **Figura 5.2** se observa la evolución de Φ , Φ_{LBO} y el margen de estabilidad ($\Phi - \Phi_{LBO}$) frente a la potencia de ciclo combinado. Al disminuir la carga, Φ_{LBO} aumenta debido a la reducción de la presión y temperatura de descarga del compresor. En otras palabras, la mezcla más pobre que puede quemarse debe hacerse cada vez más rica. En ausencia de regulación del bypass de combustión, la relación de equivalencia en la llama viene impuesta por el control de potencia, resultando que el margen de estabilidad se reduce progresivamente al disminuir la carga.

Un resultado interesante es que el margen se mantiene constante en la zona de control 2 (TIT constante), que es la zona preferente para la operación de la turbina de gas. Al reducir carga, el incremento de la riqueza de la mezcla para alcanzar la temperatura de entrada a la turbina partiendo de aire más frío, compensa el desplazamiento del LBO hacia mezclas más ricas.

En resumen, dado que la amplitud de los dinámicos se incrementa conforme se reduce el margen, su problemática se acentúa a bajas cargas y, en particular, a partir de la zona de control 3.

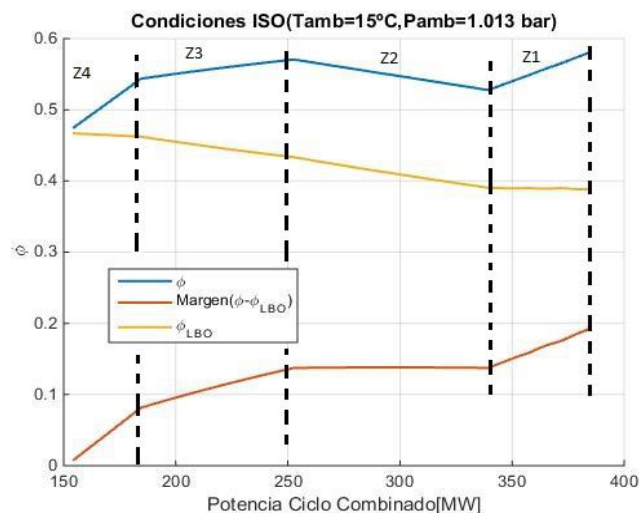


Figura 5.2. Evolución de la relación de equivalencia local, el límite de LBO y el margen de estabilidad con la potencia del ciclo, en ambiente ISO.

En la **Figura 5.3** se observa la evolución de CO, NOx y dinámicos (p') en todo el rango de carga para unas condiciones ambiente ISO. La tendencia de los NOx recuerda a la variación de la TIT (ver **Figura 4.1**) dado que con el *bypass* de combustión fijo, la temperatura de llama evoluciona de forma similar. Es bien conocida, y así lo refleja el modelo propuesto, la alta dependencia del NOx térmico con la temperatura de llama.

El CO muestra una tendencia inversa al NO_x, de modo que conforme el entorno se vuelve menos reactivo al bajar carga (menor presión y temperatura de llama), se ralentiza su conversión a CO₂ y se incrementa la emisión.

También destaca que en la zona de control 4 (reducción de *TIT* con *IGV* cerrado), los gradientes de reducción del margen de pérdida de llama e incremento de la emisión de CO se disparan conforme se reduce la potencia. Ello es debido a que la potencia se regula exclusivamente por control de la temperatura de entrada a la turbina y, en consecuencia, por reducción de la temperatura (o relación de equivalencia) en la llama. Estas variables tienen un alto impacto en las emisiones y comportamiento de la combustión. En la práctica, la combustión en premezcla pobre requiere cierta estacionalidad (sin grandes variaciones del estado, p.ej. de la relación de equivalencia). Por ello, el modo *premix* únicamente se extiende por las zonas de control 1 a 3 (hasta el punto P4) siempre que se cumplan las restricciones fijadas para emisiones y dinámicos.

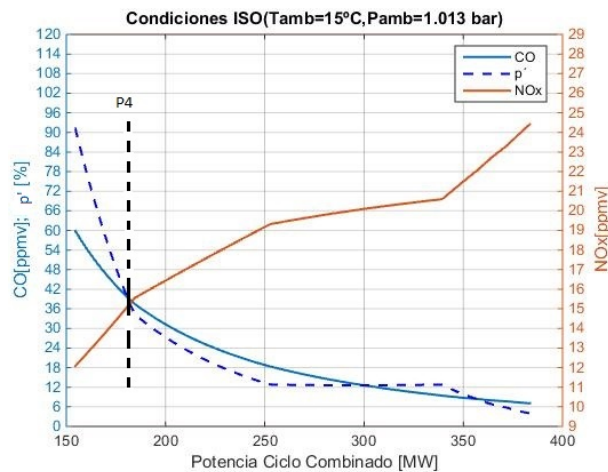


Figura 5.3. Curvas de CO, NO_x y dinámicos en todo el rango de carga en condiciones ISO.

5.3.2 Influencia de la temperatura ambiente en la operación

Fijada la potencia del ciclo, la temperatura ambiente tiene una gran influencia en el estado termodinámico de la planta y, en consecuencia, en el comportamiento de la combustión. En la **Figura 5.4** se muestra la evolución de los dinámicos (derecha) y de las emisiones (izquierda) para las temperaturas ambiente de 0 °C y 40 °C. En general, la variación de emisiones para una misma potencia (cuando existen valores por encima de P4 para las dos temperaturas) es muy estrecha, del orden de 2 ppm. Las curvas de emisión para 0 °C, casi en la totalidad del rango de potencia representado, se encuentran por encima de las de 40 °C, tanto para CO como NO_x.

En la **Figura 5.5** se representan las principales variables de las que depende la emisión de CO y NOx (presión del combustor, P_{g14} y temperatura de llama, T_{g13}) para ambas temperaturas ambiente. La comparación del comportamiento a diferente temperatura ambiente no es sencilla, principalmente debido a la variación del rango de potencia que abarca cada zona de control en función de las condiciones ambiente y la complejidad de la dependencia de las variables de estado con la emisión. No obstante, puede decirse que a 0°C la mayor emisión de NOx estaría dominada por el aumento de la temperatura de llama (ya que la presión es inferior) mientras que el incremento de CO se asocia al descenso de la presión (aunque la temperatura de llama aumenta).

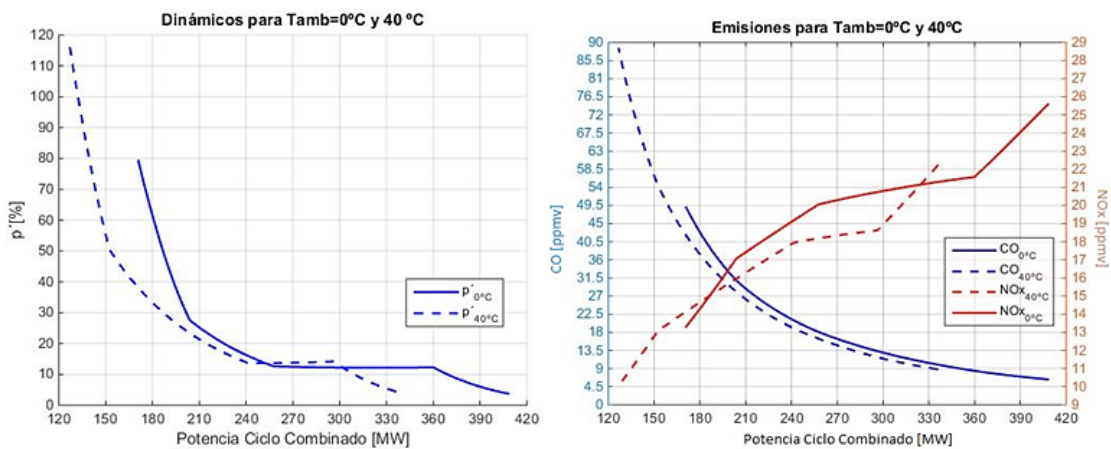


Figura 5.4. Valores de emisiones y dinámicos en todo el rango de carga a temperaturas ambiente de 40°C y 0°C .

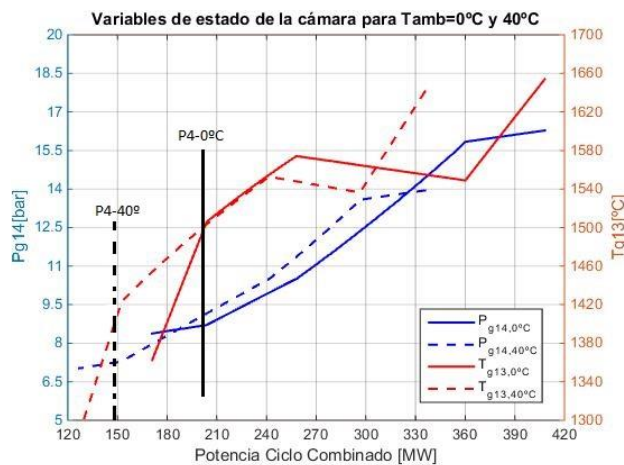


Figura 5.5. Variables de estado de la cámara de combustión para unas temperaturas ambiente de 0°C y 40°C .

Para entender el origen de los niveles de dinámicos obtenidos, se representa en la **Figura 5.6**, para una potencia de 300 MW, la variación del límite de LBO (líneas continuas verticales) y la curva que siguen los dinámicos con Φ (línea discontinua) para tres temperaturas ambiente diferentes, señalando el punto de operación de cada caso.

El límite de LBO se reduce al aumentar la temperatura ambiente, pero al mismo tiempo se opera con Φ menores. En este caso, el margen ($\Phi - \Phi_{LBO}$) se mantiene prácticamente constante con la temperatura ambiente y se obtiene un nivel de dinámicos similar para las tres situaciones.

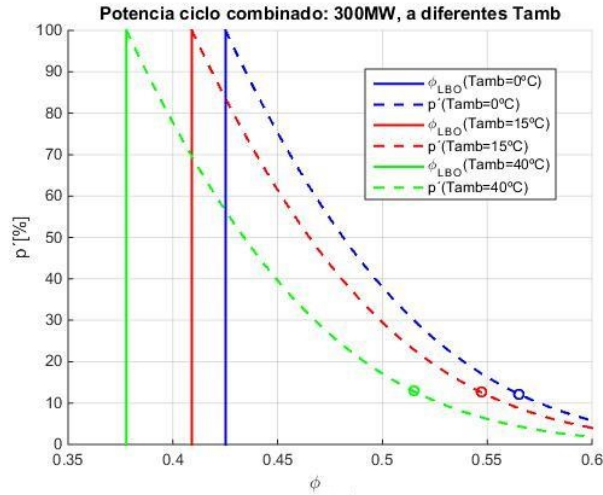


Figura 5.6. Evolución de p' y Φ_{LBO} para una potencia de ciclo combinado de 300 MW a diferentes temperaturas ambiente.

5.4 Resultados con ajuste de la combustión

5.4.1 Influencia de la válvula VA-2 en la combustión

La apertura de la válvula VA-2 únicamente afecta a las variables locales de la cámara de combustión. Su principal objetivo es permitir un cierto control sobre las emisiones y dinámicos generados en la combustión. Este control se deriva del hecho de que cuanto mayor es el grado de apertura de la válvula, menor es la cantidad de aire que atraviesa la cámara de combustión y por tanto más rica es la mezcla combustible-aire, desplazando Φ hacia valores más altos. El principal efecto se puede observar en la **Figura 5.1**: el CO y los dinámicos tenderán a disminuir, mientras que el NOx aumentará.

En la **Figura 5.7** se muestran los valores de emisiones y dinámicos para el punto P4 de la lógica de control con una temperatura ambiente de 15°C, ante diferentes posiciones de la válvula VA-2.

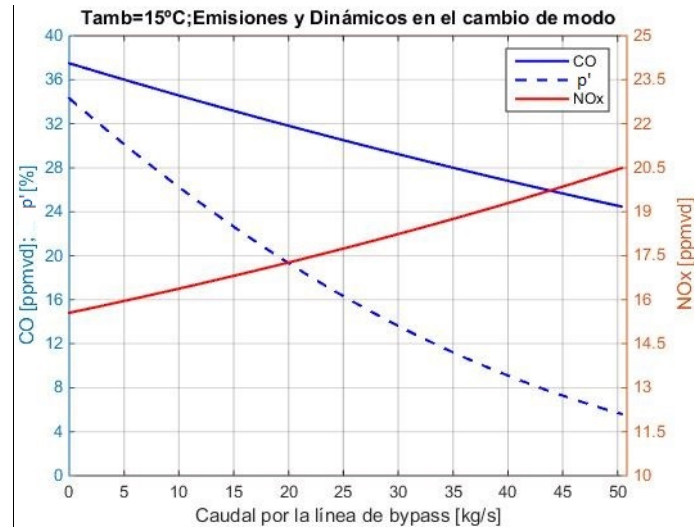


Figura 5.7. Efecto de la posición de la válvula VA-2 (*bypass* de la combustión) en el punto P4 a una temperatura ambiente de 15°C.

Una gráfica muy frecuente en la industria, que se muestra en la **Figura 5.8**, es la que representa el CO frente al NOx en un cierto punto de operación para el rango de control de VA-2. De este modo, se puede conocer rápidamente en qué pares NOx - CO puede operar la planta. Se observa que el CO disminuye al aumentar carga o al abrir la válvula, mientras que el NOx muestra tendencias opuestas.

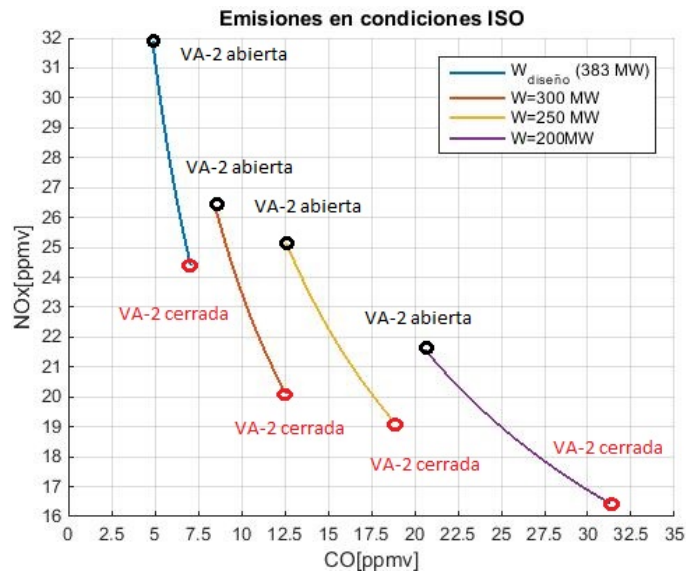


Figura 5.8. Representación del NOx frente al CO para todo el rango de apertura de VA-2 con unas condiciones ambientales ISO.

5.4.2 Optimización de VA-2 en condiciones ISO

El comportamiento opuesto de CO y NOx da lugar al problema de optimización de la posición de VA-2 en condiciones *off-design*. Este tema se trata en detalle en el capítulo 6. Aquí solamente se muestran los resultados (ver **Figura 5.9**) si se minimiza el

CO en todo el rango de carga a temperatura ambiente de 15°C, considerando como meta la emisión de diseño (7 ppm) y cumpliendo la restricción de no superar la referencia de 25 ppm de NOx en ningún momento.

Mediante esta optimización de la válvula se observa que en la zona potencial de combustión en *premix* (hasta el punto P4), los niveles de CO y dinámicos se mantienen por debajo de 25 ppm y 6% respectivamente frente a valores de 38 ppm y 35% que se obtienen en ausencia del ajuste del *bypass* de combustión (Figura 5.7).

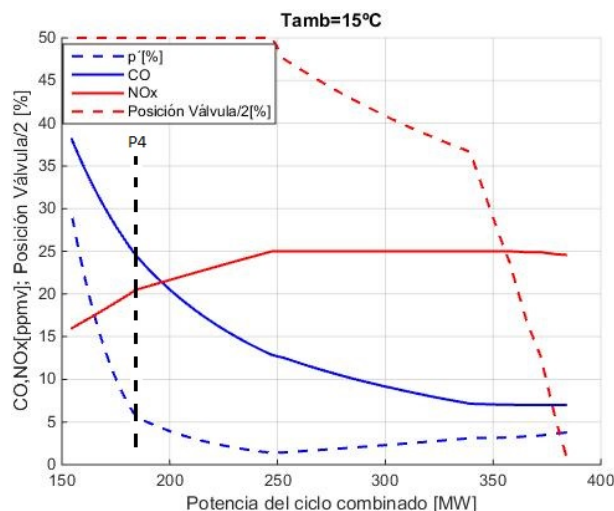


Figura 5.9. Optimización de VA-2 en todo el rango de operación para una temperatura ambiente de 15°C.

5.4.3 Análisis del mínimo técnico medioambiental

En el nuevo rol de los ciclos combinados como centrales de respaldo a la generación renovable, presenta gran interés caracterizar la mínima potencia que pueden generar con bajas emisiones (mínimo técnico medioambiental). Este punto representa la potencia en *stand-by* que genera la planta, de modo que una reducción en dicho mínimo aporta una ventaja competitiva frente a otras centrales que venden regulación. En la práctica, ello supone operar en modo *premix* y no superar el límite de CO definido, así como cualquier otra restricción operativa adicional (p.ej. un cierto margen de pérdida de llama o límites en los niveles de dinámicos de combustión).

En la Figura 5.10 se muestran una serie de curvas que permiten definir el mínimo técnico en función de la temperatura ambiente, para distintas restricciones de CO. La línea roja representa la potencia de cambio a la zona de control 4, que por razones operativas representa el límite inferior de operación en *premix*. Las líneas a trazos representan los puntos en que se alcanza una cierta emisión de CO (con un paso fijo de 10 ppm), con la válvula VA-2 totalmente abierta, ya que es la situación en la que

se generan menores emisiones de CO y dinámicos. La línea negra delimita la zona en que se han realizado simulaciones.

Se observa que para una restricción de 35 ppm o superior en la emisión de CO (p.ej las 80 ppm referidas en la normativa), el mínimo técnico se sitúa sobre la línea de cambio de zona de control. Si se impone un valor muy restrictivo de CO se reduce la posibilidad de disminuir carga. Un caso interesante es fijar un límite de 25 ppm: hasta una temperatura ambiente de unos 17°C el mínimo técnico se sitúa en la línea roja de cambio de modo (y la emisión será inferior), mientras que superada esta temperatura viene definido por la línea verde correspondiente al límite de emisión.

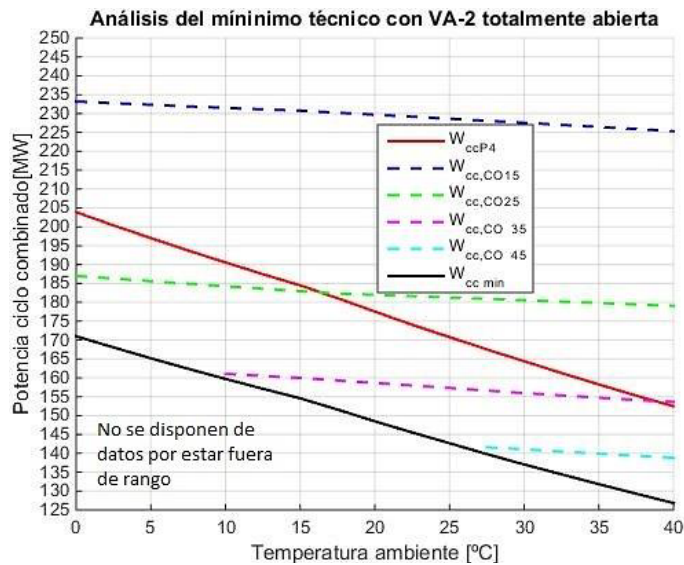


Figura 5.10. Análisis del mínimo técnico según la temperatura ambiente.

En determinados casos, el mínimo técnico viene definido por el cambio de zona de control (al cerrarse completamente el IGV y no existir margen para reducir el caudal de aire). Una posible línea de acción para reducir el mínimo técnico empleada en la industria es utilizar el IBH para recircular parte del caudal de aire de descarga del compresor a la admisión (al mismo tiempo que se precalienta el aire de entrada). Esto permite ampliar inferiormente el rango de potencias de la zona 3 de control, en la que se puede operar en *premix*.

En la imagen izquierda de la **Figura 5.11** se muestra la evolución de la potencia generada en el punto P4 y el rendimiento del ciclo combinado en función del caudal que se recircula a través del IBH, para unas condiciones ambiente ISO (15°C). Los niveles de emisiones y dinámicos correspondientes se refieren en la imagen derecha.

Se observa cómo el mínimo técnico (en base a una restricción de 80 ppm de CO) disminuye de 185 MW, con el IBH cerrado, hasta 150 MW cuando por la línea de

IBH recirculan 15 kg/s. Sin embargo, esta recirculación representa un gasto energético, que supone una pérdida de rendimiento del ciclo.

Respecto a la combustión, puede comprobarse como la evolución de las emisiones con la potencia conforme se abre el IBH se realiza de acuerdo a la pendiente característica de la zona 3 con el IBH cerrado (ver **Figura 5.9**). Por ejemplo, para 15 kg/s y unos 150 MW los dinámicos se sitúan cercanos al 11% frente a los niveles del 30% que se obtendrían operando bajo el modo de control 4 (por variación de *TIT* con IBH cerrado).

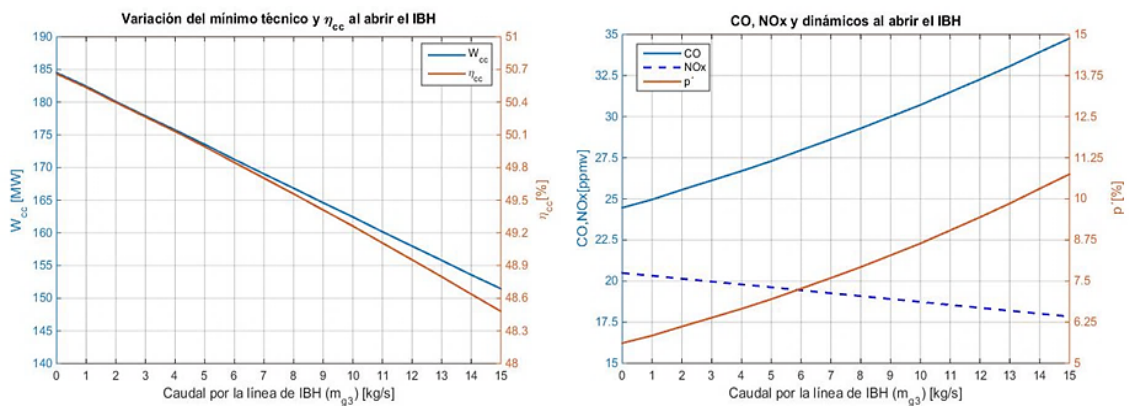


Figura 5.11. Análisis al variar el caudal que circula por la línea de IBH en el punto P4. Condiciones ISO.

En cualquier caso, el estudio del comportamiento de la planta en función del control del IBH excede el alcance de este trabajo. Únicamente se presenta el ejemplo descrito como muestra de la capacidad de cálculo del software desarrollado y su aplicación a un caso de interés práctico.

6. Optimización de la combustión

6.1 Introducción

La regulación tradicional del *bypass* de la combustión (VA-2) efectuada en la industria se realiza en lazo abierto mediante la técnica *gain scheduling*, introducida en el contexto de los sistemas de control no lineales de aviación en los años 50. Consiste en definir una correlación entre la posición del control y una variable de proceso adecuada. En nuestro caso, suele realizarse en función de la temperatura de entrada a la turbina (*TIT*). Este ajuste busca alcanzar un equilibrio adecuado entre emisiones de CO, NO_x y niveles de dinámicos en las condiciones de operación previstas.

Sin embargo, dado que las condiciones ambientales tienen una gran influencia en la combustión, suele realizarse una actualización del ajuste (p.ej. trimestral). Además de por causas ambientales, es necesario hacerlo debido al desgaste que sufren los equipos y las derivas de comportamiento. Igualmente, pueden existir cambios en los límites de emisión o una variación del objetivo del ajuste (p.ej. minimizar NO_x frente al ajuste actual que minimiza CO).

El proceso de actualización se denomina '*tunning* de combustión' y suele realizarse de forma manual e iterativa: se varía la posición de la válvula y, en comparación con la respuesta de los equipos de medida de emisiones y dinámicos, se ajusta progresivamente la posición del control. Este proceso se repite para varios valores de *TIT*.

En este capítulo se plantea y resuelve el problema de optimización de la combustión considerando un perfil de carga complejo, bajo diferentes condiciones climatológicas y funciones objetivo, Este tipo de cálculos pueden representar una referencia para agilizar el proceso de *tunning* manual. Para ello se ha usado el método de los Algoritmos Genéticos, disponible entre las herramientas de 'Matlab'.

6.1.1 Algoritmos genéticos

El método de optimización por Algoritmos Genéticos (AG) se basa en la evolución biológica y en la teoría de la selección natural de Darwin. Este método consta de una serie de procedimientos que emulan a ciertos procesos de la evolución natural: reproducción, cruzamiento genético y mutación.

De una forma simplificada se puede considerar que los AG siguen un proceso iterativo, en el que en cada iteración se produce una 'nueva generación' de soluciones

entre las que se van seleccionando las mejores. Se pueden distinguir los siguientes pasos:

- 1) Se establece la función objetivo (conocida como función *fitness*) que se quiere optimizar.
- 2) Se genera la población inicial (conjunto de posibles soluciones) al azar.
- 3) Selección de los individuos (soluciones) que van a ser ‘padres’ de la siguiente generación de soluciones, en base al valor que toman estas soluciones en la función objetivo. Se cruzan entre sí para generar los ‘hijos’.
- 4) Mutación de alguno de los individuos (soluciones) de la nueva generación, produciendo cierto grado de aleatoriedad entre los individuos de la generación.
- 5) Sobre la nueva generación de soluciones se elige aquellas que mejor se ajusten a la función objetivo, repitiéndose el procedimiento de nuevo desde el tercer paso.

En el presente proyecto, se ha utilizado este método de optimización a través de la función ‘ga’ implementada en la *toolbox* de ‘Matlab’. Para ampliar información sobre los AG consultar [27].

6.2 Definición básica del problema

El problema consiste en optimizar la posición del *bypass* de la combustión para un perfil de carga horario, que abarca un mes de duración. Este perfil se define en términos del *índice de carga operativo*, que asigna un valor nulo a la potencia del mínimo técnico medioambiental y 100 a la máxima potencia que se puede generar. De esta forma, para un mismo índice de carga operativo, la potencia generada varía con la temperatura ambiente. El perfil seleccionado se representa en la **Figura 6.1**. Para definir el punto de operación de la planta según el clima, se emplean ficheros horarios de temperatura ambiente del software ‘Meteonorm’ [28], correspondientes al aeropuerto de Zaragoza.

La correlación entre la válvula de control y la *TIT* se define de forma discreta: se divide el rango de *TIT* (1175°C-1350°C) en 7 intervalos regulares y se asocia una posición para cada uno de estos rangos. Estas 7 posiciones de válvula pueden optimizarse de forma independiente, una vez se agrupan las horas de operación (definidas por la temperatura ambiente y la potencia demandada), según el rango de *TIT* al que pertenecen.

La función objetivo depende de los valores promedio de CO, NOx y dinámicos, calculados según [6.1]-[6.3], donde h se refiere al total de horas de operación. De este modo, no se minimizan las emisiones y dinámicos instantáneos (los producidos en cada hora de operación), sino el promedio.

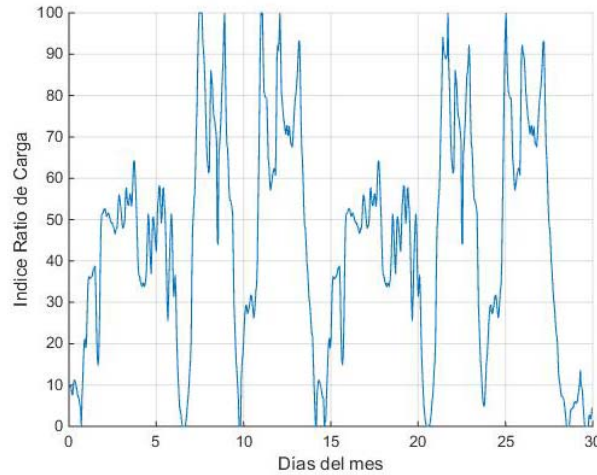


Figura 6.1. Perfil del índice de carga operativo: 0 corresponde al mínimo técnico medioambiental y 100 a la potencia máxima.

$$CO_{promedio} = \frac{\sum_i^h CO_i}{h} \quad [6.1]$$

$$NO_{x,promedio} = \frac{\sum_i^h NOx_i}{h} \quad [6.2]$$

$$p'_{promedio} = \frac{\sum_i^h p'_i}{h} \quad [6.3]$$

A nivel instantáneo deben cumplirse las restricciones impuestas por la legislación para la emisión de CO y NOx (definidos en la **Tabla 2.3**), mientras que la combustión debe realizarse por encima del punto de pérdida de llama (lo que equivale a $p' < 100\%$).

La función objetivo a minimizar se define de la siguiente manera:

$$y_{objetivo} = a \cdot y_{coste,NOx} + b \cdot y_{coste,p'} + c \cdot y_{coste,CO} \quad [6.4]$$

Donde a , b y c son los pesos (o importancia) que se asigna a cada variable. La función de coste se emplea para normalizar el rango de cada variable respecto a su valor máximo y penalizar la operación cerca de los valores límite. Es una función común para las tres variables definida de acuerdo a la **Figura 6.2**.

Función de coste

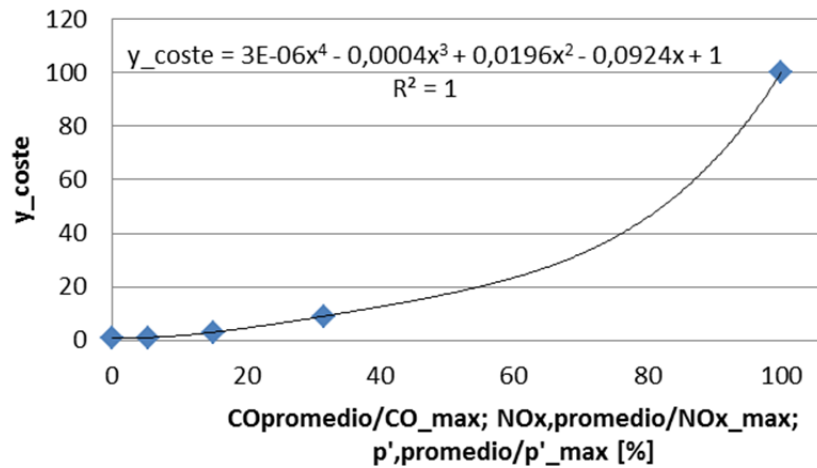


Figura 6.2. Definición de la función de coste.

6.3 Casos de estudio

Se plantean 4 casos de estudio, manteniendo el perfil del índice de carga operativo, resultantes de la combinación de dos vectores de pesos para la expresión [6.4] y dos climatologías (meses de Junio y Noviembre). El perfil de temperaturas ambiente para ambos meses se muestra en la **Figura 6.3**, con temperaturas medias de 22,5°C y 9,5°C respectivamente. La definición de los casos se recoge en la **Tabla 6.1**.

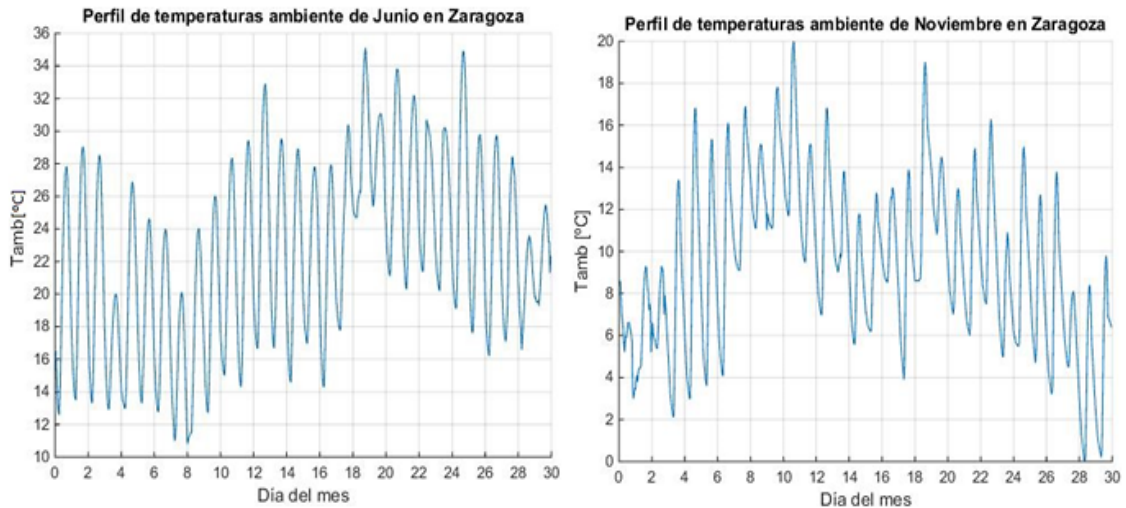


Figura 6.3. Perfiles de temperaturas ambiente en Junio y Noviembre.

Fuente: [28]

Tabla 6.1. Definición de los casos de optimización de la combustión.

	Junio	Noviembre
$\alpha = 0,15; b = 0,05; c = 0,8$	Caso 1	Caso 2
$\alpha = 0,8; b = 0,05; c = 0,15$	Caso 3	Caso 4

Las diferencias en el perfil de temperatura ambiente en función del clima hacen que el perfil de potencia demandada (MW) varíe. Esto se debe a que se ha fijado una misma curva de potencia, en términos del índice de carga operativo (p.ej. si la planta opera a la mínima o máxima potencia posible). En la **Figura 6.4** se han representado los dos perfiles de potencia demandada (en MW) según el mes del año.

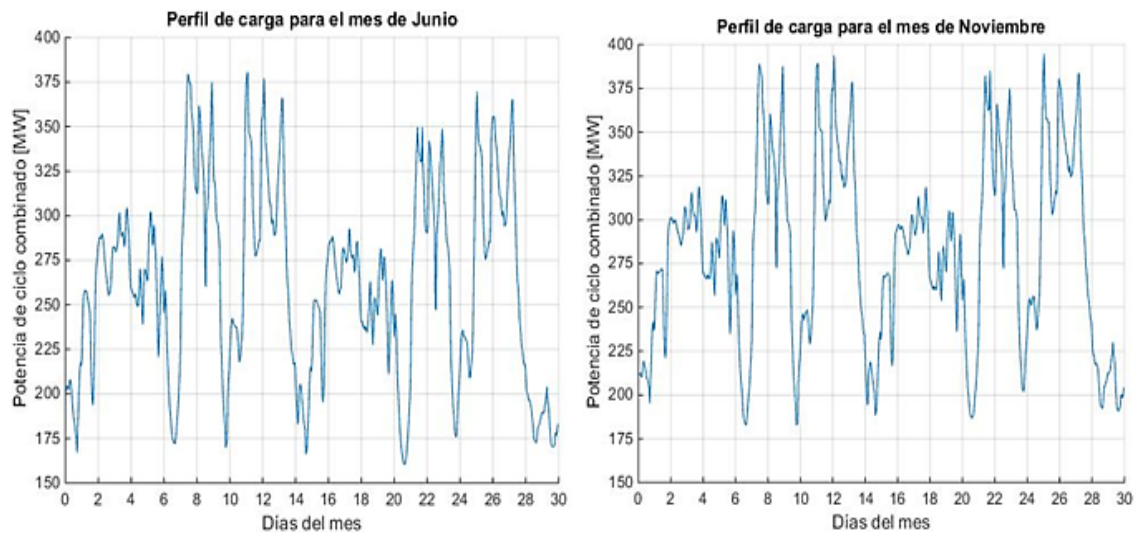


Figura 6.4. Perfil de potencia para los meses de Junio y de Noviembre.

6.4 Resultados

Los resultados para los 4 casos de estudio se presentan en la **Tabla 6.2**, donde se recogen los valores promedio de CO, NOx y p' así como el valor máximo y mínimo que toma la función objetivo para cada uno de los casos. Se observa cómo al incrementar la importancia del NOx (casos 3 y 4) en los pesos de esta función objetivo, aumentan tanto su valor máximo como el mínimo, debido a que para las zonas de control 1 y 2 el NOx se encuentra próximo al máximo admisible, lo que hace que se dispare la función objetivo.

Tabla 6.2. Resumen de los resultados para los 4 casos de estudio.

	CO_{Promedio} (ppmv al 15% O ₂)	NOx_{Promedio} (ppmv al 15% O ₂)	p'_{Promedio} (%)	Y_{objetivo} (max-min)
Caso 1	16,77	19,1	11,62	12,87-7,21
Caso 2	15,77	20,17	12,29	14,24-7,85
Caso 3	18,76	18,35	16,41	62,29-16,61
Caso 4	16,78	19,76	14,98	70-18,04

En la **Figura 6.5** se muestran los perfiles temporales de emisiones y dinámicos para el caso 1. Puede verse la tendencia general de comportamiento opuesto de CO y el NOx (los mínimos del primero corresponden con los máximos del segundo).

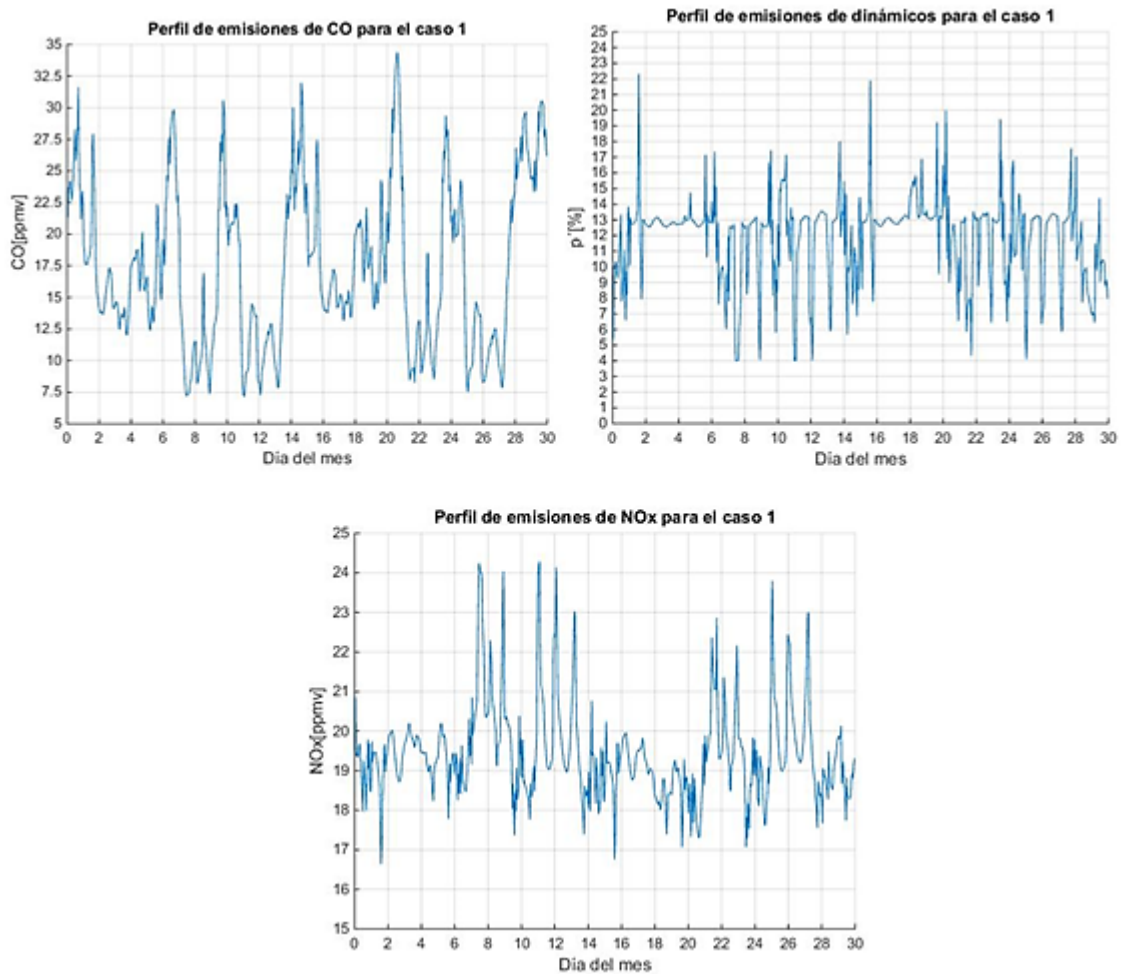


Figura 6.5. Perfiles de emisiones y dinámicos para el caso 1.

Para los casos 1 y 2, la distribución de pesos se ha fijado para que el CO tenga un 80% de importancia, el NOx 15% y la restante los dinámicos. Las posiciones óptimas de la válvula para cada intervalo se muestran en **Figura 6.6**.

Para los casos 3 y 4 las emisiones adoptan la distribución de pesos inversa, es decir, el NOx tiene el 80% de importancia y el CO el 15%. Los resultados muestran que la posición óptima de la válvula es completamente cerrada para todo el rango de *TIT*, debido a que principalmente se minimiza el NOx y en ningún momento se alcanzan los valores límite de CO o dinámicos.

El análisis de los resultados puede dividirse según las diferencias obtenidas por cambios en la temperatura ambiente (comparación entre casos 1-2 y 3-4) o por variación de los pesos asignados a cada variable (comparación entre casos 1-3 y 2-4).

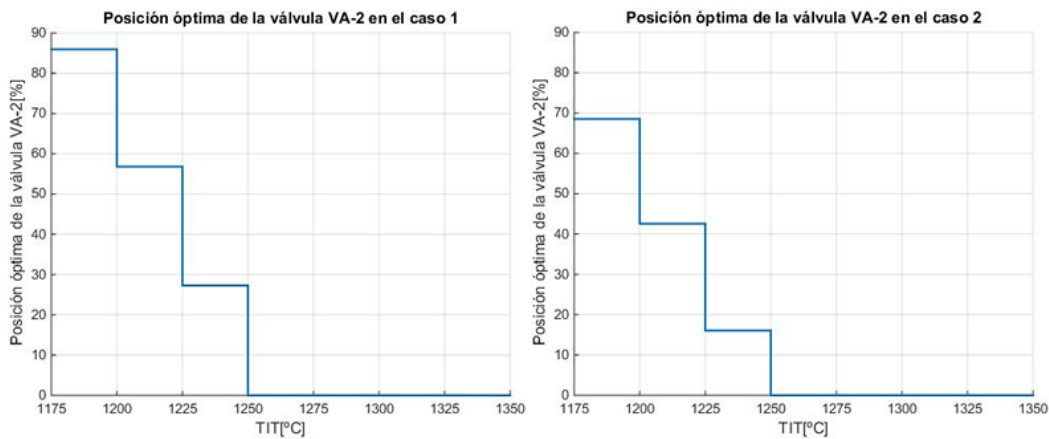


Figura 6.6. Posición óptima del *bypass* de combustión para los casos 1 y 2 (expresadas respecto a la posición de máxima apertura de VA-2).

6.4.1 Diferencias producidas por la temperatura ambiente

En general, fijados los pesos de la función objetivo, la evolución temporal de emisiones y dinámicos es muy similar para los meses de Junio y Noviembre. Este hecho se puede comprobar en la **Figura 6.7**, donde se han representado los perfiles de emisión para los casos 1 y 2 correspondientes a la segunda semana del mes (imagen izquierda, en color rojo el NOx y en azul el CO para el caso 1, mientras que para el caso 2 se han representado ambas con una línea negra discontinua). Se observan pequeñas desviaciones del orden de 2 ppm. Nótese que estos resultados se obtienen para la posición óptima del *bypass* de combustión, que varía en función del caso (ver imagen derecha de la **Figura 6.7**). En consecuencia, los resultados promedio de emisión y dinámicos son muy similares (ver **Tabla 6.2**), si bien el ajuste óptimo de la válvula es ligeramente diferente.

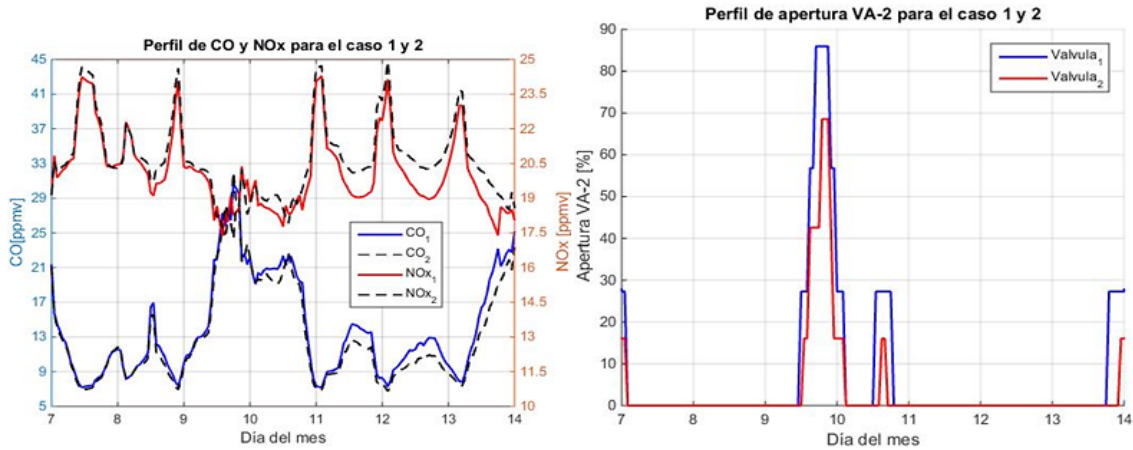


Figura 6.7. Perfil de emisiones (izquierda) y de porcentaje de apertura de la válvula VA-2 (derecha) para la segunda semana del mes. Comparación de los casos 1 y 2.

6.4.2 Diferencias producidas por la variación de los pesos asignados

Al cambiar la prioridad de las emisiones a optimizar, lo primero que destaca es el gran cambio en el posicionamiento óptimo de la válvula: se cierra progresivamente para disminuir CO o abierta en todo el rango para minimizar NOx. Para valores de TIT superiores a 1250°C (incluye zonas de control 1 y 2) el control de la válvula es similar y, en consecuencia, los perfiles de operación se solapan para un mismo perfil de temperatura ambiente. A bajas cargas, las diferencias en el posicionamiento óptimo derivan en grandes diferencias en el perfil de emisión de CO y en los niveles de dinámicos.

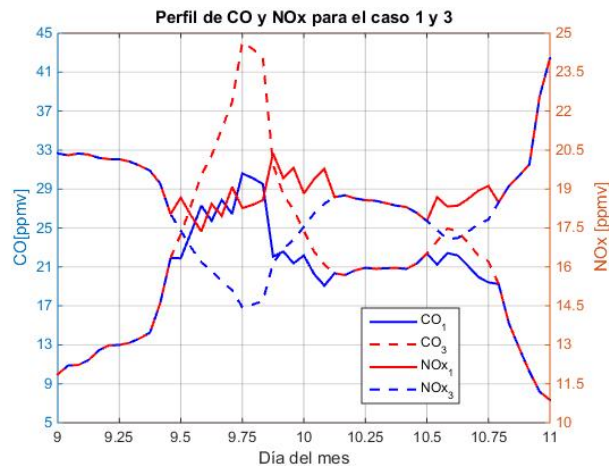


Figura 6.8. Perfil de emisiones entre los días 9 y 11 del mes. Comparación de los casos 1 y 3.

En la **Figura 6.8** se muestra la evolución temporal de las emisiones entre los días 9 y 11 del mes para los casos 1 y 3. Se observa como en determinados momentos

(asociados a bajas cargas) las emisiones divergen pudiendo alcanzar desviaciones notables y vuelven a solaparse cuando aumenta la carga. Este comportamiento es consecuencia de las diferencias obtenidas al modificar los pesos.

7. Conclusiones y trabajo futuro

Considero que las principales aportaciones de mi trabajo son las siguientes:

- Creación de un modelo termodinámico a carga parcial de una central térmica de ciclo combinado, a partir de datos generales obtenidos de la bibliografía, mediante el software Matlab.
- El modelo ha permitido analizar el comportamiento de este tipo de centrales y en especial estudiar el impacto que tiene la lógica de control de potencia sobre el estado termodinámico de la planta y, a su vez, sobre el comportamiento de la combustión de premezcla pobre. En particular se ha caracterizado la emisión de CO y NOx, el margen de pérdida de llama y niveles de dinámicos.
- Realización de estudios para diferentes grados de carga y temperatura ambiente.
- Desarrollo de una metodología para la optimización de la combustión, y su aplicación a un perfil de carga bajo climatologías y funciones objetivo diferentes (asignando mayor o menor importancia a emisiones y dinámicos).

En definitiva, se consideran cumplidos los objetivos iniciales de este proyecto. El valor añadido del modelo realizado es que considera la interrelación de los conceptos asociados con la termodinámica, el control y la combustión; disciplinas muy diferentes habitualmente tratadas por separado lo que hace muy difícil disponer de una visión y estrategias globales de análisis. Además, el modelo tiene una estructura modular, basada en la relación de diversos componentes definidos por separado, lo que facilita la mejora o modificación de componentes individuales (p.ej. el comportamiento de un equipo).

En este sentido, como posibles trabajos futuros se diferencia entre mejoras estructurales del modelo (nuevas capacidades de cálculo que suponen cambios en el núcleo del modelo), modificación de componentes individuales y realización de estudios adicionales.

Mejoras estructurales del modelo

- Considerar la humedad del aire como parámetro de entrada.
- Modificación del esquema de la planta, p.ej. incorporación de extracciones del compresor y refrigeración de la turbina de gas.
- Cálculo de propiedades termodinámicas según composición gaseosa y modelo de gas real.

Modificación de componentes individuales

- Incorporación de modelos de comportamiento más avanzados (p.ej. mapas de la turbina de gas o relativos a la combustión).

Estudios adicionales

- Análisis de diferentes estrategias de control.
- Efecto del IBH en el comportamiento de la planta.
- Variación de la presión ambiente.

Finalmente, anotar que la realización de este trabajo en el marco de un proyecto de investigación desarrollado en el LIFTEC, ha sido muy provechosa tanto a nivel personal, como profesional, constituyendo una atractiva posibilidad de conocer metodologías y herramientas típicas utilizadas en la investigación.

Anexo A. Modelo termodinámico

A.1 Introducción

En la **Figura A-1** se muestra el esquema general del ciclo combinado modelado, y se incluye la nomenclatura empleada para definir cada punto de la planta. Las líneas de color negro se refieren al ciclo de gas y las azules al de vapor.

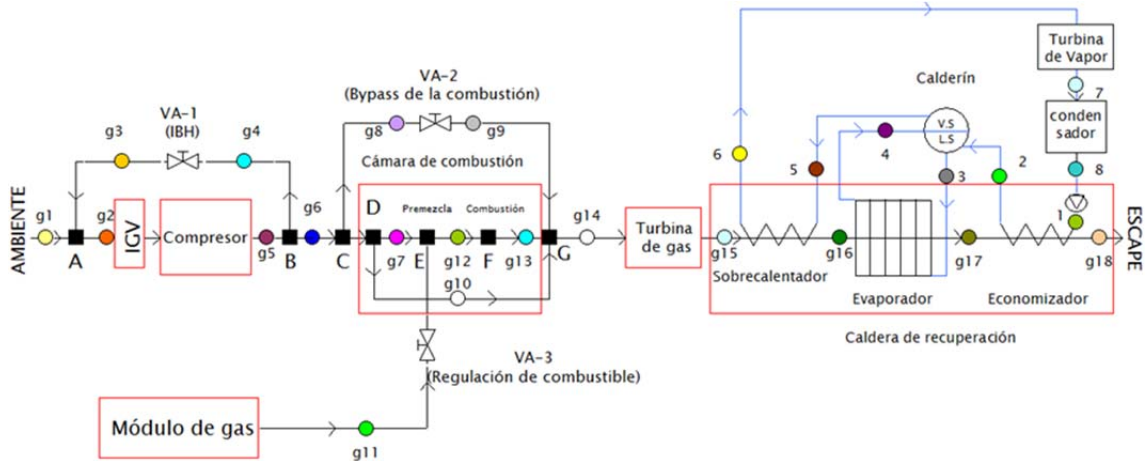


Figura A-1. Esquema de la planta.

Tal y como se explica en el capítulo 3, el conjunto de ecuaciones que modelan el comportamiento de la planta a carga parcial se divide en tres subsistemas independientes de menor tamaño correspondientes al ciclo de gas (subsistema 1), al ciclo de vapor (subsistema 2) y a la cámara de combustión (subsistema 3). El modelo matemático empleado para cada uno de ellos se detalla en los siguientes apartados.

Previamente, se enumeran las principales simplificaciones e hipótesis generales empleadas en el modelado de la planta.

- 1) Para el cálculo de las propiedades termodinámicas se emplea la herramienta 'Cantera', que dispone de librerías con las propiedades de diferentes sustancias suponiendo el modelo de gas ideal.
- 2) No se considera la humedad del aire ambiente. Las propiedades de los gases de combustión se calculan en base a las propiedades del aire a la temperatura y presión correspondiente (en lugar de en base a su composición real) y las propiedades del gas natural se suponen las del metano (elemento mayoritario en la composición del gas natural).

- 3) Se desprecian las caídas de presión en los diferentes elementos que constituyen la planta, excepto en la cámara de combustión que se ha fijado una caída de presión del 5%.
- 4) Se supone que la variación de entalpía en las válvulas o en los nodos donde se produce la mezcla o división de corrientes es nula, despreciando las pérdidas de calor al entorno.
- 5) La refrigeración del ciclo de vapor se realiza mediante agua de río a temperatura constante.

A.2 Subsistema 1: Ciclo de gas

Consiste en un sistema de 20 ecuaciones no lineales, cuya resolución requiere el empleo de métodos iterativos. Queda definido al especificar la potencia a generar por el ciclo de gas en unas ciertas condiciones ambiente de presión y temperatura. Para su resolución se ha empleado la función implementada en Matlab llamada 'lsqnonlin'. Adicionalmente a este sistema de ecuaciones, se definen otras ecuaciones que no necesitan resolverse de manera conjunta al sistema (p.ej. para el cálculo del rendimiento del ciclo).

En este apartado se incluyen las ecuaciones que modelan el comportamiento de los componentes del ciclo de gas, sin escribir las correspondientes a los balances de masa y energía de los nodos y válvulas de control. Cabe destacar que las unidades de las variables que aparecen en los siguientes apartados corresponden a las definidas en la sección de nomenclatura, excepto T_i que en las sucesivas ecuaciones se encuentra en K.

A.2.1 Compresor

A.2.1.1 Obtención del mapa del compresor para $IGV=90^\circ$

Las ecuaciones [A.1] y [A.2] permiten calcular el caudal del compresor y el número de revoluciones relativas a las que trabaja, ambas corregidas con la presión y la temperatura en la admisión (punto g_2). Estas expresiones han sido obtenidas de [5].

Al tratarse de un modelo en estado estacionario de un compresor con el eje acoplado a la red eléctrica, el número de vueltas relativas va a ser el mismo que en el punto de diseño en cualquier punto de operación ($N_{rel}=1$). La temperatura y presión del día estándar ($P_{g2, std}, T_{g2, std}$) se fijan en 1 bar y 288 K respectivamente. La constante universal de los gases ideales (R) se considera invariable respecto a su valor en condiciones estándar (R_{std}).

$$m_{g2,corr} = m_{g2} \cdot \frac{\sqrt{\frac{R \cdot T_{g2}}{R_{std} \cdot T_{g2,std}}}}{\frac{P_{g2}}{P_{g2,std}}} = m_{g2} \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_{g2}}{T_{g2,std}}}}{\frac{P_{g2}}{P_{g2,std}}} \quad [A.1]$$

$$N_{corr,rel} = \frac{N_{rel} / \sqrt{R \cdot T_{g2} / R_{std} \cdot T_{g2,std}}}{\left(N_{rel} / \sqrt{R \cdot T_{g2} / R_{std} \cdot T_{g2,std}} \right)_{\text{punto diseño}}} = \frac{\sqrt{T_{g2,punto\ diseño}}}{\sqrt{T_{g2}}} \quad [A.2]$$

Las ecuaciones [A.3] y [A.4] hacen referencia a funciones desarrolladas en 'Matlab' para el cálculo del mapa de comportamiento del compresor (correspondiente a un $IGV=90^\circ$) obtenido del software 'GasTurb12' (ver Figura A-2). [A.3] se refiere a la obtención del ratio de presiones (eje Y de la figura) y [A.4] se refiere al rendimiento politrópico del compresor (líneas discontinuas negras), en función del caudal corregido (eje X) y revoluciones relativas corregidas (líneas continuas negras).

$$RP_{c,IGV=90^\circ} = f(m_{g2,corr}; N_{corr,rel}) \quad [A.3]$$

$$\eta_{poli,c,IGV=90^\circ} = f(m_{g2,corr}; N_{corr,rel}) \quad [A.4]$$

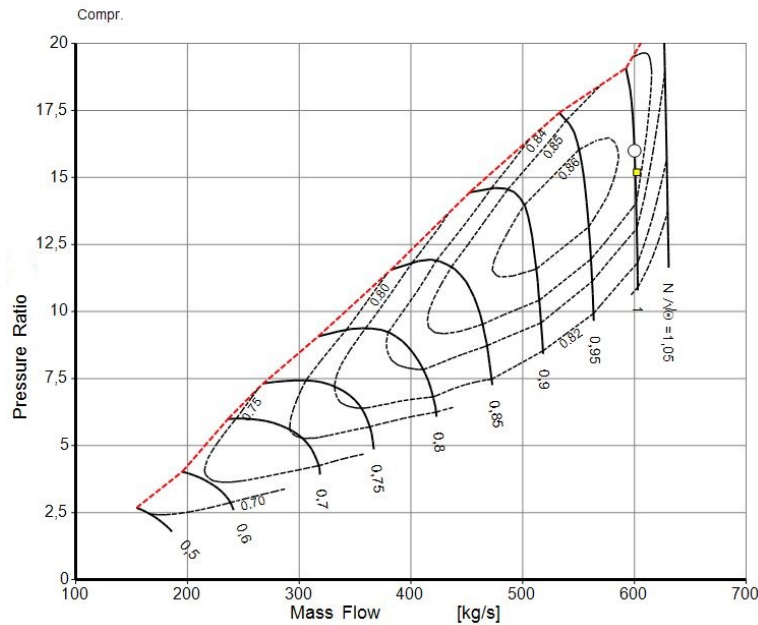


Figura A-2. Curva proporcionada por el software 'GasTurb12' para $IGV=90^\circ$.

Uno de los factores que influyen en las curvas del compresor es el número relativo de vueltas corregido (ecuación [A.2]). Esta dependencia se puede observar en las siguientes figuras, donde se ha representado el caudal corregido en el eje de abscisas (ecuación [A.1]) y el ratio de presiones en el eje de ordenadas.

En la **Figura A-3** se representan las curvas del compresor a diferentes $N_{corr,rel}$, que como se ha visto en la ecuación [A.2], únicamente dependen de la temperatura a la entrada del compresor (T_{g2}). A menor temperatura en la entrada del compresor, más hacia la derecha se desplazan las curvas, pudiendo operar a mayor ratio de presiones y caudal.

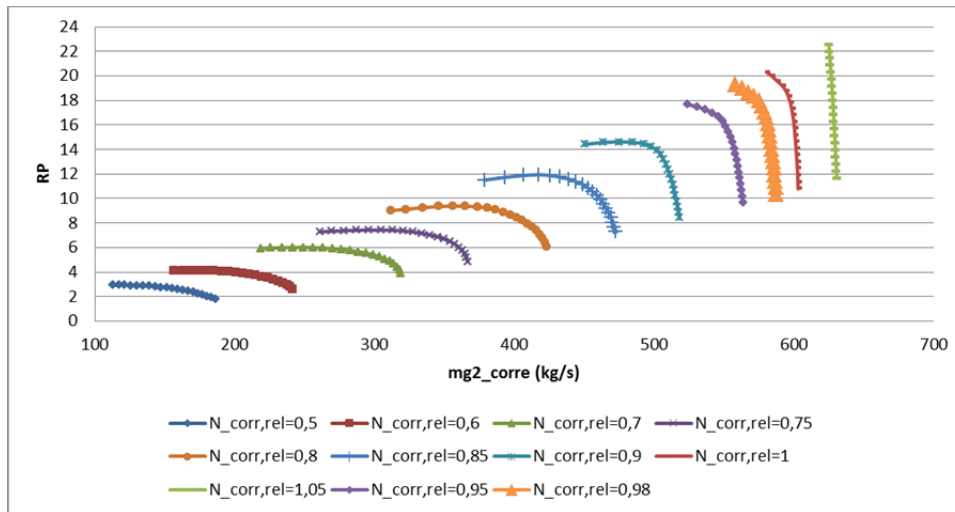


Figura A-3. Curvas del compresor ante diferentes números de vueltas relativo y corregido.

A.2.1.2 Obtención del mapa del compresor para diferentes IGV

Para la creación de las curvas a diferentes IGV , a partir de las de $IGV=90^\circ$, se hace uso de las siguientes expresiones.

$$m_{g2,corr} = m_{g2,corrIGV=90^\circ} \cdot \left(1 - \Delta IGV \times \frac{a_{vg}}{100}\right); a_{vg} = \frac{\Delta m[\%]}{\Delta IGV} = 0,96 \quad [A.5]$$

$$\frac{RP}{RP - 1} = \frac{RP}{RP - 1}_{IGV=90^\circ} \cdot \left(1 - \Delta IGV \times \frac{b_{vg}}{100}\right); b_{vg} = \frac{\Delta \frac{P}{P-1}[\%]}{\Delta IGV} = 1,2785 \quad [A.6]$$

$$\eta_{poli,c} = \eta_{poli,cIGV=90^\circ} \cdot \left(1 - \Delta IGV^2 \times \frac{c_{vg}}{100}\right); c_{vg} = \frac{\Delta \eta[\%]}{\Delta IGV^2} = 0,0001 \quad [A.7]$$

Donde las expresiones que definen a los diferentes coeficientes (a_{vg} , b_{vg} , c_{vg}) han sido consultadas del método ASME [5] y cuyo valor se ha obtenido a partir de datos reales de una planta de ciclo combinado.

En la siguiente figura se muestran las curvas correspondientes a diferentes aperturas de *IGV* en condiciones ambientales de diseño (condiciones ISO: 1 bar y 15°C). Se observa la gran influencia del *IGV* en las curvas del compresor. Al cerrarse el *IGV* las curvas se desplazan a la izquierda, con menores caudales y ratios de presión.

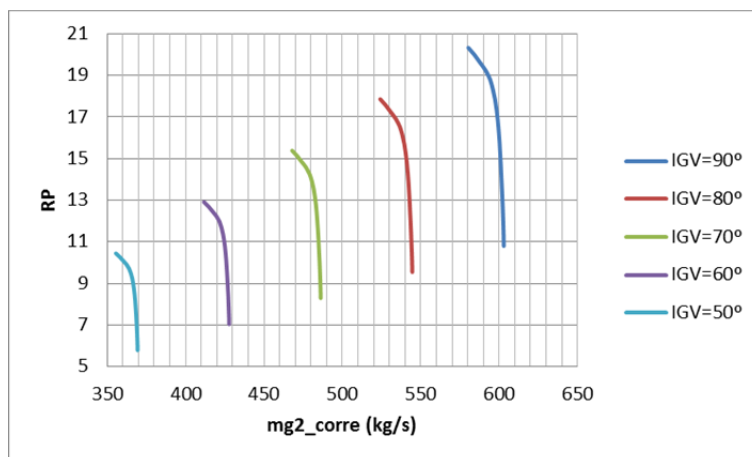


Figura A-4. Curvas del compresor ante diferentes aperturas del *IGV* en condiciones ambientales ISO.

A.2.1.3 Obtención de las propiedades en la descarga del compresor

Definido el punto de operación del compresor, las siguientes expresiones se emplean para calcular las propiedades a su salida y el consumo de energía mecánica en el eje del compresor.

$$RP_c = \frac{P_{g5}}{P_{g2}} \tag{A.8}$$

$$\frac{T_{g5}}{T_{g2}} = RP_c^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} \frac{1}{\eta_{poli,c}}} \tag{A.9}$$

$$W_c = m_{g2} \cdot (h_{g5} - h_{g2}) \tag{A.10}$$

A.2.2 Cámara de combustión

En el subsistema 1, la cámara de combustión se ha modelado como una ‘caja negra’, en la que solo es necesario aplicar el balance de energía y de masa entre las entradas y salidas de la cámara. El modelado detallado del interior de este dispositivo se realiza en el subsistema 2.

$$m_{g6} + m_{g11} = m_{g14} \quad [A.11]$$

$$h_{g6} \cdot m_{g6} + PCI \cdot m_{g11} \cdot \eta_{cc} = h_{g14} \cdot m_{g14} \quad [A.12]$$

$$\frac{P_{g6} - P_{g14}}{P_{g6}} = 0,05 \quad [A.13]$$

A.2.3 Turbina de gas

La ecuación [A.14] relaciona el cociente entre las temperaturas de admisión y escape en la turbina, con la ratio de presiones a partir del rendimiento politrópico, donde P_{g15} se supone igual a la presión ambiente (al no considerar las pérdidas de carga). Mientras que la ecuación [A.15] permite calcular la potencia de la turbina de gas a través de la diferencia de entalpías y el caudal de gas que la atraviesa.

$$\frac{T_{g15}}{T_{g14}} = \frac{P_{g15}}{P_{g14}}^{\frac{\gamma_{TG}-1}{\gamma_{TG}} \eta_{poli,TG}} \quad [A.14]$$

$$W_{TG} = m_{g14} \cdot (h_{g14} - h_{g15}) \quad [A.15]$$

La ecuación [A.16] es la correspondiente a la ecuación de bloqueo de la turbina de gas, que caracteriza la capacidad de ingestión de la turbina en función de las condiciones termodinámicas en la admisión. La constante KTG se calcula en el punto de diseño y se mantiene constante para todo el rango de carga, ya que se considera que la turbina está bloqueada para todo el rango de estudio.

$$K_{bloqueo,TG} = m_{g14} \cdot \frac{\sqrt{T_{g14}}}{P_{g14}} \quad [A.16]$$

A.2.4 Punto de operación

Si se representa en una gráfica el caudal corregido en la admisión del compresor en el eje X y la ratio de presiones en el eje Y, se puede determinar que la curva de operación de la turbina de gas consiste en una recta en la que la pendiente es proporcional a la raíz de la temperatura de entrada de la turbina de gas, tal y como se observa en la Figura A-5.

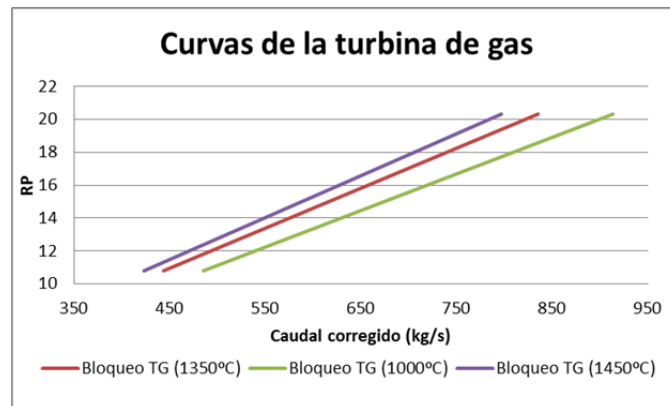


Figura A-5. Rectas de operación de la turbina a diferentes TIT.

En una situación ideal sin caída de presión en la cámara de combustión el punto de funcionamiento de la instalación va a estar determinado por el cruce de la curva del compresor y de la turbina de gas: las ecuaciones [A.3], [A.6] y [A.16] determinarían el punto de operación del circuito hidráulico.

En la **Figura A-6**, se observa como varía el punto de operación en el caso en el que se mantiene el *IGV* abierto (90°) y se varía la temperatura de entrada a la turbina (*TIT*). El punto de operación se sitúa en mayores caudales y menores presiones conforme se disminuye la temperatura de entrada a la turbina.

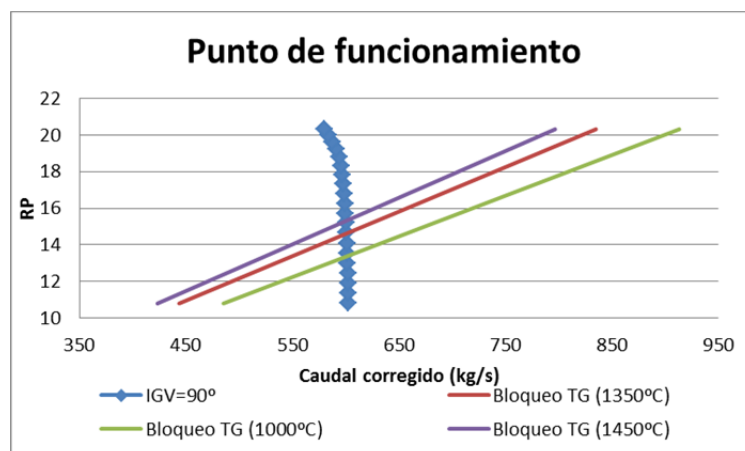


Figura A-6. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor, en el caso de que no exista caída de presión en la cámara de combustión para un *IGV*= 90° y diferentes temperaturas de *TIT*.

En la **Figura A-7** se tiene el caso contrario al presentado en la anterior figura. Ahora se mantiene la *TIT* constante y se varía el grado de apertura del *IGV*.

El punto de funcionamiento se sitúa en la intersección de ambas curvas: cuanto más abierto está el *IGV* mayor presión y caudal corregido se obtiene.

En nuestro modelo de comportamiento, al considerar las pérdidas de carga en la cámara de combustión, la curva pasiva del sistema resulta de sumar a la curva de bloqueo de la turbina las pérdidas de carga en el combustor.

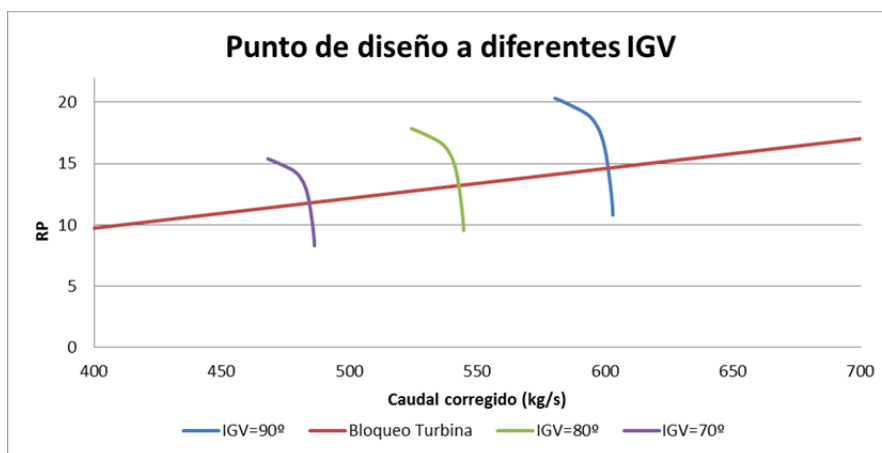


Figura A-7. Acoplamiento de la turbina de gas y el compresor, en el caso de que no exista caída de presión en la cámara de combustión para diferentes *IGV* y *TIT*=1350°C.

A.2.5 Potencia y rendimiento del ciclo de gas

La siguiente ecuación hace referencia a la potencia del ciclo de gas, expresada como la diferencia entre la potencia generada por la turbina de gas y la consumida por el compresor.

$$W_{cg} = W_{TG} - W_c \tag{A.17}$$

Por último, la expresión [A.18], corresponde al rendimiento del ciclo de gas, expresado como la potencia útil del ciclo respecto a la consumida.

$$rend_{cg} = \frac{W_{cg}}{m_{g11} \cdot PCI} \tag{A.18}$$

A.2.6 Lógica de control

Según se ha visto en el capítulo 3, definidas las ecuaciones que modelan el comportamiento físico de la instalación, existen dos grados de libertad que pueden fijarse para obtener una potencia a carga parcial en unas ciertas condiciones ambiente.

Estos grados de libertad se fijan por el sistema de control de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$m_{g3} = 0 \quad [A.19]$$

$$f(IGV, T_{g14}, T_{g15}) = 0 \quad [A.20]$$

Donde m_{g3} es el caudal que circula por la línea del IBH y la expresión [A.20] hace referencia a una función a intervalos que representa la lógica de control, según se define en el capítulo 3.

A.3 Subsistema 2: Ciclo de vapor

Consiste en un sistema de 21 ecuaciones no lineales, que al igual que para el ciclo de gas, requiere el uso de un método iterativo para su resolución. Queda definido al establecer los parámetros de entrada, que son el caudal y la temperatura de escape en la turbina de gas: m_{g15} y T_{g15} . Adicionalmente a este sistema de ecuaciones, se definen otras ecuaciones que no necesitan resolverse de manera conjunta al sistema (p.ej. para el cálculo del rendimiento del ciclo).

Las ecuaciones que modelan el ciclo de vapor se presentan a continuación, agrupadas según el dispositivo al que corresponden.

A.3.1 Caldera de recuperación

Economizador

Es el intercambiador encargado de precalentar el agua de alimentación con el calor residual de los gases de escape.

De la expresión [A.21] hasta la [A.25] tienen como objetivo calcular el coeficiente de transferencia de calor en condiciones fuera de diseño [2]. Se deben emplear las unidades propias del SI. La expresión [A.26] define el balance de energía entre el lado gas y el lado vapor del economizador.

$$\frac{UA_{eco}}{UA_{o,eco}} = \left(\frac{\dot{m}_{g15}}{\dot{m}_{g15,o}} \right)^{0,62} - (\bar{t}_{o,eco} - \bar{t}_{eco}) \cdot 5 \cdot 10^{-4} \quad [A.21]$$

$$\bar{t}_{eco} = \frac{T_{g17} - T_{g18}}{2} \quad [A.22]$$

$$\Delta t_{m,eco} = \frac{(T_{g18} - T_1) - (T_{g17} - T_2)}{\ln\left(\frac{T_{g18} - T_1}{T_{g17} - T_2}\right)} \quad [\text{A.23}]$$

$$Q_{eco} = UA_{eco} \cdot \Delta t_{m,eco} \quad [\text{A.24}]$$

$$Q_{eco} = m_{g15} \cdot (h_{g17} - h_{g18}) \quad [\text{A.25}]$$

$$m_g \cdot (h_{g17} - h_{g18}) = m_2 \cdot (h_2 - h_1) \quad [\text{A.26}]$$

Evaporador

Es un intercambiador que aprovecha el calor de los gases de escape para generar vapor de agua.

$$\frac{UA_{eva}}{UA_{o,eva}} = \left(\frac{\dot{m}_{g15}}{\dot{m}_{g15,o}}\right)^{0,62} - (\overline{t_{o,eva}} - \bar{t}_{eva}) \cdot 5 \cdot 10^{-4} \quad [\text{A.27}]$$

$$\bar{t}_{eva} = \frac{T_{g16} - T_{g17}}{2} \quad [\text{A.28}]$$

$$\Delta t_{m,eva} = \frac{(T_{g17} - T_3) - (T_{g16} - T_5)}{\ln\left(\frac{T_{g17} - T_3}{T_{g16} - T_5}\right)} \quad [\text{A.29}]$$

$$Q_{eva} = UA_{eva} \cdot \Delta t_{m,eva} \quad [\text{A.30}]$$

$$Q_{eva} = m_{g15} \cdot (h_{g16} - h_{g17}) \quad [\text{A.31}]$$

$$m_{g15} \cdot (h_{g16} - h_{g17}) = m_5 \cdot (h_5 - h_2) \quad [\text{A.32}]$$

Se sabe que los puntos g3 y g5 son líquido y vapor saturado respectivamente.

Sobrecalentador

Es el intercambiador que se encuentra en la parte más cercana a la entrada de gases procedentes de la turbina de gas. El vapor obtenido se envía a la turbina de vapor.

$$\frac{UA_{sc}}{UA_{o,sc}} = \left(\frac{\dot{m}_{g15}}{\dot{m}_{g15,o}} \right)^{0,62} - (\bar{t}_{o,sc} - \bar{t}_{sc}) \cdot 5 \cdot 10^{-4} \quad [\text{A.33}]$$

$$\bar{t}_{sc} = \frac{T_{g15} - T_{g16}}{2} \quad [\text{A.34}]$$

$$\Delta t_{m,sc} = \frac{(T_{g16} - T_5) - (T_{g15} - T_6)}{\ln \left(\frac{T_{g16} - T_5}{T_{g15} - T_6} \right)} \quad [\text{A.35}]$$

$$Q_{sc} = UA_{sc} \cdot \Delta t_{m,sc} \quad [\text{A.36}]$$

$$Q_{sc} = m_{g15} \cdot (h_{g15} - h_{g16}) \quad [\text{A.37}]$$

$$m_{g15} \cdot (h_{g15} - h_{g16}) = m_6 \cdot (h_6 - h_5) \quad [\text{A.38}]$$

A.3.2 Turbina de vapor

La siguiente expresión modela la capacidad de ingestión de la turbina de vapor y es una expresión de la ley de Conos (ley de la elipse), simplificada para las condiciones particulares de muy baja presión de condensación y en suposición de gas ideal [1].

$$K_{bloqueo,TV} = m_6 \cdot \frac{\sqrt{T_6}}{P_6} \quad [\text{A.39}]$$

La variación del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor a carga parcial se cuantifica según el método de Spencer, Cannon y Cotton.

$$\eta_{iso,tv} = \eta_{o,iso,tv} * (1 + \eta_m) * (1 + \eta_{carga}) * (1 + \eta_{arco}) \quad [\text{A.40}]$$

$$\eta_m = \frac{\left(\frac{-3.38}{m_6 v_6}\right)}{100} \quad [\text{A.41}]$$

$$TFR = \frac{m_v}{m_{v0}} \quad [\text{A.42}]$$

$$\eta_{\text{carga}} = \frac{(-18.76 + 58.63 \cdot TFR - 65.15 \cdot TFR^2 + 25.34 \cdot TFR^3)}{100} \quad [\text{A.43}]$$

$$\eta_{\text{arco}} = \frac{(-1.77 + 3.475 \cdot TFR - 3.39 \cdot TFR^2 + 1.445 \cdot TFR^3)}{100} \quad [\text{A.44}]$$

Las variables η_m , η_{carga} , η_{arco} corresponden a las correcciones que se deben efectuar según las condiciones iniciales, el caudal volumétrico, la carga y la corrección de arco respectivamente. A partir de ellas, se puede calcular la variación del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor a cargas parciales. Además m_v , hace referencia al caudal másico de vapor que circula por el ciclo de vapor en cualquiera de sus puntos (ya que es el mismo para todos).

La entalpía a la salida de la turbina se calcula mediante la siguiente expresión.

$$\eta_{\text{iso,TV}} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad [\text{A.45}]$$

$$\text{donde } h_{7s} = f(s_6, P_7) \quad [\text{A.46}]$$

La potencia de la turbina de vapor se calcula a partir de la diferencia de entalpías, entre la entrada y la salida de la turbina, y el caudal de vapor que la atraviesa.

$$W_{TV} = m_6 \cdot (h_6 - h_7) \quad [\text{A.47}]$$

A.3.3 Condensador y bomba

En el condensador se introduce una mezcla líquido y vapor proveniente de la turbina de vapor, que ha expandido el vapor de agua hasta una presión de 0,042 bar. Una vez que se ha producido el intercambio de calor en el condensador, se obtiene líquido saturado.

La bomba empleada en esta instalación se ha supuesto isoterma y con un rendimiento constante de 0,85 en todo el rango de operación.

$$W_{bomba} = \frac{m_1 \cdot (h_1 - h_8)}{\eta_{mecanico}} \quad [A.48]$$

A.3.4 Potencia y rendimiento del ciclo de vapor

La potencia del ciclo de vapor viene determinada por la diferencia entre la generada por la turbina de vapor [A.47] y la consumida por la bomba [A.48].

$$W_{cv} = W_{TV} - W_{bomba} \quad [A.49]$$

En el rendimiento del ciclo de vapor [A.50], se cuantifica también el rendimiento de la caldera de recuperación.

$$rend_{cv} = \frac{W_{cv}}{m_{g15} \cdot (h_{g15} - h_{g1})} \quad [A.50]$$

A.4 Subsistema 3: Cámara de combustión

Consiste en el conjunto de ecuaciones que modelan los balances de masa y energía en el interior de la cámara de combustión así como las correlaciones relativas a las emisiones y estabilidad del proceso de combustión. Pueden ser resueltas una a una sucesivamente, sin usar ningún método de resolución de sistemas de ecuaciones.

A.4.1 Balances de masa y energía

Se ha impuesto que el máximo caudal de aire que puede circular por la línea del bypass de la combustión cuando la válvula VA-2 está completamente abierta sea un 15% del caudal del aire que se introduce a la cámara de combustión. KVA-2 hace referencia al porcentaje de apertura de la válvula VA-2.

$$m_{g8,max} = m_{g6} \cdot 0,15 \quad [A.51]$$

$$m_{g8} = m_{g8,max} \cdot \frac{K_{VA-2}}{100} \quad [A.52]$$

El circuito pasivo de aire de las líneas correspondientes a los puntos $g7$ y $g10$ queda definido por el reparto de caudales fijado en el punto de diseño [A.53].

$$\frac{m_{g10}}{m_{g7}} = 0,36 \quad [A.53]$$

Las ecuaciones desde [A.54] hasta [A.59] corresponden a los diferentes balances de energía y masa de los nodos del interior de la cámara de combustión.

Nodo C-D

$$m_{g6} = m_{g8} + m_{g7} + m_{g10} \quad [A.54]$$

Nodo E (Premezcla)

$$m_{g12} = m_{g11} + m_{g7} \quad [A.55]$$

$$m_{g12} \cdot h_{g12} = m_{g11} \cdot h_{g11} + m_{g7} \cdot h_{g7} \quad [A.56]$$

Nodo F (Combustión)

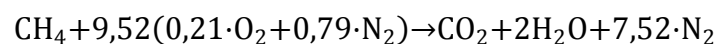
$$m_{g13} \cdot h_{g13} = m_{g12} \cdot h_{g12} + PCI \cdot m_{g11} \cdot \eta_{caco} \quad [A.57]$$

Nodo G

$$m_{g14} = m_{g9} + m_{g10} + m_{g13} \quad [A.58]$$

$$m_{g14} \cdot h_{g14} = m_{g9} \cdot h_{g9} + m_{g10} \cdot h_{g10} + m_{g13} \cdot h_{g13} \quad [A.59]$$

Una vez que se han calculado todas las propiedades termodinámicas de la cámara de combustión se calculan las variables necesarias para el cálculo de las emisiones de NOx, CO y dinámicos. Para ello hay que resolver la estequiometría de la reacción de combustión (como se dijo en capítulos anteriores, la fórmula química del gas natural se aproxima a la del metano, por ser el elemento constituyente mayoritario). En la expresión [A.60] se introduce la fórmula para calcular la relación combustible-aire en condiciones estequiométricas, cuyo valor será usado más adelante.



$$FA_{esteq} = \frac{1 \text{ kmol CH}_4 \cdot 16 \frac{\text{kg CH}_4}{\text{kmol CH}_4}}{9,52 \text{ kmol aire} \cdot (28,84 \frac{\text{kg aire}}{\text{kmol aire}})} = \frac{16}{274,55} \frac{\text{kg CH}_4}{\text{kg aire}} = \frac{1}{17,16} \frac{\text{kg CH}_4}{\text{kg aire}} \quad [\text{A.60}]$$

La ecuación [A.61] es la correspondiente al cálculo de la relación de equivalencia (Φ) al que opera la cámara de combustión. Cuanto menor es este valor más pobre es la mezcla. Por eso la combustión explicada en el capítulo 5 hace referencia a premezcla pobre, porque en su funcionamiento normal opera a bajas relaciones de equivalencia.

$$\Phi = \frac{m_{g11}/m_{g7}}{FA_{esteq}} \quad [\text{A.61}]$$

A.4.2 Correlaciones de emisiones y estabilidad de la combustión

A continuación se presentan las correlaciones para el cálculo de NOx y CO.

Para el CO se parte de la correlación desarrollada por Rizk y Mogia [14], adaptada de manera similar que en [15]: el tiempo de residencia del combustible se supone constante y la expresión se modula por una constante característica del diseño del combustor (K), resultando la expresión [A.62]. Tanto P_{g6} como P_{g14} se expresan en kPa y T_{g13} en K.

$$CO_{Rizk} \left(\frac{\text{g}_{\text{CO}}}{\text{kg}_{\text{fuel}}} ; \text{ppmv al } 15\% \text{ O}_2 \right) = K \frac{0,18 \cdot 10^9 \cdot e^{\left(\frac{7800}{T_{g13}}\right)}}{P_{g6}^2 \cdot \left(\frac{P_{g6} - P_{g14}}{P_{g6}}\right)^{0,5}} \quad [\text{A.62}]$$

La relación se ha ajustado para obtener una emisión de 7 ppmv al 15% de O₂ en el punto de diseño. Nótese que la emisión original por unidad de gas consumido, puede expresarse como emisión normalizada (para un contenido fijo de oxígeno) mediante un factor de cambio de unidades constante que puede englobarse en la constante K .

Para el NOx se usa la correlación de Bakken and Skogly [14].

$$NO_x(\text{ppmv}, 15\% \text{ O}_2) = 62 \cdot P_{g14}^{0,5} \cdot \Phi^{1,4} e^{-\frac{635}{T_{g13}}} \quad [\text{A.63}]$$

Donde P_{g14} se introduce en MPa, T_{g13} en °C y Φ es la relación de equivalencia en la llama, definido en la ecuación [A.61].

Mediante esta expresión se obtiene una emisión de 24,5 ppmv al 15% de O₂ en el punto de diseño, que es un valor muy próximo al límite de emisión (referencia típica de diseño).

Por último, únicamente se modelan los dinámicos dominantes en la zona próxima a la mezcla más pobre que puede quemarse (Φ_{LBO} , *lean blowout limit*), puesto que son los que mayor interés presentan a bajas cargas y que se conocen como dinámicos de baja frecuencia, **Figura A-8**.

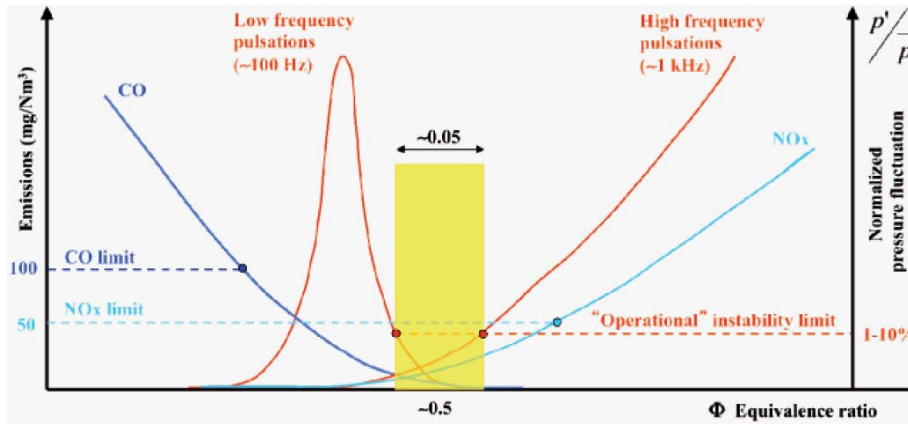


Figura A-8. Evolución típica de CO, NOx y dinámicos con la relación de equivalencia. Dinámicos expresados como el valor normalizado de su amplitud respecto a la presión de la cámara de combustión. Fuente: [26].

Los dinámicos hacen referencia a la amplitud de las fluctuaciones de presión que se producen en la cámara de combustión siendo utilizados para cuantificar la magnitud de las inestabilidades producidas en torno a este dispositivo. Únicamente se modelan los dominantes en la zona próxima a la mezcla más pobre que puede quemarse (Φ_{LBO} , *lean blowout limit* o límite de pérdida de llama por mezcla pobre), puesto que son los que mayor interés presentan a bajas cargas. Se corresponden con los dinámicos de baja frecuencia de la **Figura A-8**.

Se han modelado de forma simplificada, según una expresión de tipo exponencial dependiente del margen de pérdida de llama ($\Phi - \Phi_{LBO}$). Conforme se empobrece la mezcla, la fluctuación de presión aumenta rápidamente al acercarse al LBO. El nivel de p' se expresa como un porcentaje relativo respecto a la amplitud que se obtiene en el punto de pérdida de llama; para ello, se ha ajustado la constante de la expresión.

$$p' [\%] = 4 \cdot e^{-23,75 \cdot (\Phi - \Phi_{LBO})^3} \cdot 100; \text{ donde } \Delta\Phi_{LBO} = \Phi_{LBO,o} - \Phi_{LBO} \quad [A.64]$$

Para la operación off-design, la curva de p' se traslada horizontalmente con la relación de equivalencia en la misma magnitud que se modifica el límite de LBO ($\Delta\Phi_{LBO}$) al variar las condiciones de descarga del compresor. La variación del límite de

LBO con la presión y temperatura se calcula de acuerdo a Lefebre et al. [26] y se presenta a continuación.

$$\frac{\Phi_{\text{LBO}}(T_{g12}, P_{g12})}{\Phi_{\text{LBO},0}(T_{g12,0}, P_{g12,0})} = \left(\frac{P_{g12,0}^{0,25} \cdot T_{g12,0} \cdot e^{T_{g12,0}/150}}{P_{g12}^{0,25} \cdot T_{g12} \cdot e^{T_{g12}/150}} \right)^{0,16} \quad [\text{A.65}]$$

Se observa como los dinámicos no solo dependen de Φ , sino que realmente varían en función del margen de pérdida de llama, es decir de la separación entre Φ y Φ_{LBO} , sabiendo que este último varía según la expresión [A.65], dependiendo del valor que toman ciertas variables.

A.5 Ciclo combinado

Una vez que se resuelven los tres subsistemas es posible calcular magnitudes del ciclo combinado, como la potencia generada [A.66] o el rendimiento [A.67].

La potencia generada por la planta de ciclo combinado viene dada por la suma de las potencias obtenidas en el ciclo de gas y en el de vapor.

$$W_{cc} = W_{cg} + W_{cv} \quad [\text{A.66}]$$

El rendimiento de la planta de ciclo combinado viene expresado por la siguiente ecuación [1].

$$rend_{cc} = rend_{cg} + rend_{cv} \cdot (1 - rend_{cg}) \quad [\text{A.67}]$$

Bibliografía

- [1] Kehlhofer, R., Rukes, B., Hannemann, F., & Stirnimann, F. (2009). Combined-cycle gas & steam turbine power plants. Pennwell Books.
- [2] Sabugal García, S., & Gómez Moñux, F. (2006). Centrales térmicas de ciclo combinado: teoría y proyecto. Ediciones Díaz de Santos.
- [3] Jiménez, J. L. R. (1999). Modelo matemático del comportamiento de ciclos combinados de turbinas de gas y vapor (Doctoral dissertation, Universidad Politécnica de Madrid).
- [4] Boyce, M. P. (2011). Gas turbine engineering handbook. Elsevier.
- [5] GasTurb12 Manual.
- [6] Mohseni, A., Goldhahn, E., Van den Braembussche, R. A., & Seume, J. R. (2012). Novel IGV designs for centrifugal compressors and their interaction with the impeller. *Journal of Turbomachinery*, 134(2), 021006.
- [7] Tomita, J. T., & Barbosa, J. R. (2003). A model for numerical simulation of variable stator axial flow compressors. In *Proceedings of 17th International Congress of Mechanical Engineering—COBEM*.
- [8] Brasz, J., & Tetu, L. (2008). Variable-Speed Centrifugal Chiller Control for Variable Primary Flow (VPF) Applications.
- [9] Hu, Y., & Nie, C. (2010). Exploration of combined adjustment laws about IGV, stator and rotational speed in off-design conditions in an axial compressor. *Science China Technological Sciences*, 53(4), 969-975.
- [10] Bringhenti, C., Tomita, J. T., & Barbosa, J. R. (2005). Study Of The Air Bleed Influence In The Industrial Gas Turbine Performance. In *Proceedings of COBEM*.
- [11] Matteo, P. (2012). Structural and fluid-dynamic analysis of an axial compressor with adjustable inlet guide vanes (Doctoral dissertation, Universität Duisburg–Essen).
- [12] ASME Paper GT2005-68315 2. Savic, S., Kruisdijk, M., Bauer, A., Zingg, M.
- [13] Ganesan, V. (2010). Gas Turbines 3E. Tata McGraw-Hill Education.
- [14] Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. Vol 46 No. 2. (June 2009).
- [15] Boletín Oficial del Estado. Número 251, página 85256.

- [16] Walsh, P. P., & Fletcher, P. (2004). Gas turbine performance. John Wiley & Sons.
- [17] Lluch, J. (2008). Tecnología y margen del refino del petróleo.
- [18] Weber, P. T. (2011). Modeling Gas Turbine Engine Performance at Part-Load (Doctoral dissertation, University of Wyoming).
- [19] Cantera. <http://cantera.org/docs/sphinx/html/index.html>.
- [20] Dennis, J.E., Jr., "Nonlinear Least-Squares," *State of the Art in Numerical Analysis*, ed. D. Jacobs, Academic Press, pp. 269–312, 1977.
- [21] Giacomazzi, E. (2013). The importance of operational flexibility in gas turbine power plants. ENEA, Technical Units for Advance Technologies for Energy and Industry, 58-63.
- [22] Razak, A. M. Y. (2007). Industrial gas turbines: performance and operability. Elsevier.
- [23] Honegger, U. (2007). Gas turbine combustion modeling for a Parametric Emissions Monitoring System (Doctoral dissertation, Kansas State University).
- [24] Malte, P. C., Steele, D. G., Nicol, J. H., & Jarret, A. C. (1994). NO_x emissions for lean premixed-combustion. Pacific Rim international conference on environmental control of combustion processes.
- [25] Griebel, P., Boschek, E., & Jansohn, P. (2007). Lean blowout limits and NO_x emissions of turbulent, lean premixed, hydrogen-enriched methane/air flames at high pressure. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 129(2), 404-410.
- [26] Dunn-Rankin, D. (Ed.). (2011). Lean combustion: technology and control. Academic Press.
- [27] Rao, S. S., & Rao, S. S. (2009). Engineering optimization: theory and practice. John Wiley & Sons.
- [28] Software 'meteornorm'. <http://meteornorm.com>

