



Reducción de emisiones de dióxido de carbono en centrales térmicas de carbón pulverizado.
Repotenciación y ciclo de captura óxido de calcio-carbonato cálcico

Jesús María Escosa González



Reducción de emisiones de dióxido de carbono en centrales térmicas de carbón pulverizado. Repotenciación y ciclo de captura óxido de calcio-carbonato cálcico

Jesús María Escosa González

Escosa González, Jesús María

Reducción de emisiones de dióxido de carbono en centrales térmicas de carbón pulverizado. Repotenciación y ciclo de captura óxido de calcio-carbonato cálcico / Jesús María Escosa González. — 1.ª ed. — Zaragoza: Consejo Económico y Social de Aragón, 2009. — 256 p.: il; 24 cm.

ISBN 978-84-692-1629-3

Centrales térmicas

Carbón

621.311

CONSEJO ECONÓMICO Y SOCIAL DE ARAGÓN
COLECCIÓN TESIS DOCTORALES

Premio Tesis Doctoral del
Consejo Económico y Social de Aragón 2008

Autor de la Tesis Doctoral:

Jesús María Escosa González

Directores de la Tesis:

Dr. D. Antonio Valero Capilla

Dr. D. Luis Miguel Romeo Giménez

Calificación obtenida

Sobresaliente cum laude

La responsabilidad de las opiniones expresadas en las publicaciones editadas por el CES de Aragón incumbe exclusivamente a sus autores y su publicación no significa que el Consejo se identifique con las mismas.

La reproducción de esta publicación está permitida citando su procedencia.

© Primera edición CONSEJO ECONÓMICO Y SOCIAL DE ARAGÓN

© Para el resto de ediciones el autor

Portada:

Foto: Mario Ayguavives

Composición: AD-HOC Gestión Cultural

Edita:

CONSEJO ECONÓMICO Y SOCIAL DE ARAGÓN

C/ Joaquín Costa, 18, 1ª planta. 50071 Zaragoza. España

Teléfono: 976 71 38 38 - Fax: 976 71 38 41

E-mail: cesa@aragon.es

Información internet: <http://www.aragon.es/>

ISBN: 978-84-692-1629-3

D.L.: Z-107-2010

Impresión:

INO Reproducciones, S.A.

Premios a tesis doctorales CESA 2008

El CES de Aragón con el fin de promover y divulgar la investigación en las materias relacionadas con sus funciones convoca anualmente los Premios a Tesis Doctorales, en cuya convocatoria del año 2008, efectuada por Resolución de 8 de septiembre de 2008, de la Presidencia del Consejo Económico y Social de Aragón (BOA nº 149, de 18 de septiembre de 2008), pudieron participar las tesis doctorales presentadas para la colación del grado de doctor, leídas y calificadas de sobresaliente “cum laude”, por unanimidad, entre el 1 de octubre de 2007 y el 30 de septiembre de 2008.

Por Resolución de 11 de diciembre de 2008, de la Presidencia del Consejo Económico y Social de Aragón (BOA nº 221, de 30 de diciembre de 2008), se otorgaron los premios a tesis doctorales correspondientes al 2008.

El premio, dotado con 4.000 euros, se otorgó a la tesis doctoral “Reducción de emisiones de CO₂ en centrales térmicas de carbón pulverizado. Análisis de la integración de turbina de gas para repotenciación y ciclo de captura de CaO-CaCO₃”, realizada por D. Jesús María Escosa González.

El accésit, con una dotación de 3.000 euros, se otorgó a la tesis doctoral “Estado ecológico, comunidades de macroinvertebrados y de odonatos de la red fluvial de Aragón”, realizada por D. Antonio Torralba Burrial.

El Jurado ha estado compuesto por los siguientes miembros:

Presidente: D. Marcos Sanso Frago

Secretaria: D.^a Belén López Aldea

Vocales: D. José Luis Briz Velasco (en representación del Gobierno de Aragón)

D.^a Marga Lasmarías Bustín (en representación de las organizaciones sindicales)

D.^a Pilar Elícegui Motis (en representación de las organizaciones empresariales)

A mis padres

Agradecimientos

Quisiera dar las gracias a D. Luis Miguel Romeo por confiar en mí y por ofrecerme la oportunidad de aprender de su gran calidad humana y científica. Agradecer a D. Antonio Valero el haberme dado la oportunidad de entrar a formar parte de esa gran familia que es CIRCE y por transmitirme extraordinarios valores científicos.

Dar las gracias a D. François Marèchal y D. Daniel Favrat por abrirme las puertas de LENI cuando llamé, en especial a François por dedicarme su tiempo y orientarme con su experiencia en el mundo de la integración de sistemas energéticos. Quiero extender el agradecimiento a todo el personal de LENI por hacerme sentir como en casa durante todo el tiempo que estuve.

Gracias a mis compañeros de CIRCE. Agradecer en especial a Sergio y Amaya por todo lo que hemos compartido en innumerables tertulias científicas y no tan científicas que tanto me han reportado. Gracias a Lorena y a Cristina por estar siempre tan dispuestas a prestar su ayuda.

Agradecer al curso de operario de la Central Térmica Teruel por todo lo que me ha dado y lo que me ha permitido darle.

Agradecer a Ángeles su paciencia, comprensión y amor que ha mostrado durante todo este tiempo, además de por haber sentido un día la necesidad de elegir CIRCE como fuente de aprendizaje.

Por último, agradecer a mi hermano por todo lo que me ha apoyado y enseñado, qué suerte ha tenido Marcos. Muchísimas gracias a mis padres, creo que nunca tendré la oportunidad de devolveros todo lo que habéis hecho por mí, os quiero.

Índice

Nomenclatura y términos abreviados	13
1. Introducción. Justificación, objetivos y contenidos	19
1.1. Introducción.....	21
1.2. Emisiones de CO ₂ derivadas de la producción de energía eléctrica. Centrales termoeléctricas de carbón.....	23
1.3. Reducción de emisiones en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado	27
1.4. Justificación, contenidos y objetivos	29
2. Metodologías de análisis, diseño y síntesis de Sistemas energéticos	33
2.1. Introducción.....	35
2.2. Criterios de selección, modelos y métodos de análisis de sistemas energéticos ...	36
2.3. Metodología de análisis en la integración de procesos y utilities	44
2.3.1. Búsqueda del MER.....	44
2.3.2. Selección de utilities	46
2.4. Conclusiones	57
3. Análisis y metodología de integración de la repotenciación con turbinas de gas en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado	59
3.1. Análisis de la repotenciación con turbina de gas	61
3.2. Metodología de integración de la repotenciación con turbina de gas en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado	85
3.2.1. Introducción. Criterios y análisis.....	85
3.2.2. Metodología de la integración	89
3.2.3. Aplicación: repotenciación agua de alimentación y paralela de un nivel de presión de la CT Teruel	103
3.3. Conclusiones	123
4. Análisis de tecnologías de captura de CO₂ en postcombustión. Metodologías de integración del ciclo de carbonatación/ calcinación con CaO-CaCO₃ en CT de carbón pulverizado	125
4.1 Análisis de tecnologías de captura de CO ₂ por postcombustión. Ciclo CaO-CaCO ₃	127
4.2 Metodología de integración del ciclo de captura CaO-CaCO ₃	143

4.2.1	Introducción	143
4.2.2	Metodología de integración con el ciclo de vapor existente.....	146
4.2.3	Metodología de integración con un nuevo ciclo de vapor.....	156
4.2.4.	Aplicación: captura en la CT Teruel.....	159
4.3.	Conclusiones	180
5.	Síntesis, aportaciones y perspectivas	185
Anexos	197
A.I.	Caso ejemplo. Modelo termodinámico y ambiental de la CT Teruel	199
A.II.	Formulación del problema de optimización para la integración de ciclos de vapor	216
A.III.	Software utilizado en las simulaciones termodinámicas e integración energética...	223
A.IV.	Resultados de la simulación para diferentes configuraciones del ciclo de captura .	225
A.V.	Resultados de la simulación para diferentes configuraciones del ciclo de captura .	236
Referencias bibliográficas	239

Nomenclatura y términos abreviados

Símbolo	Significado
AP	Alta presión
B	Beneficio del sistema
BP	Baja presión
c	Fracción másica del carbono en el combustible
\dot{C}	Coste asociado a inversión y emisiones
C_{ASU}	Coste ASU
C_{bomba}	Coste de la bomba auxiliar en la repotenciación paralela
C_c	Coste específico combustible
C_{CR}	Coste de la caldera de recuperación en el caso de la repotenciación paralela
C_{carbon}	Coste anual de carbón
C_{carbon}	Coste unitario de carbón por unidad de energía
$C_{calciner}$	Coste calcinador
C_{compCO_2}	Coste compresor de CO_2
C_d	Coste asociado a la depreciación
C_{ev}	Coste tonelada de CO_2
C_{eco}	Coste economizador
C_{gn}	Coste anual de gas natural
C_{gn}	Coste unitario de gas natural por unidad de energía
C_{idq}	Coste de inversión de los intercambiadores de calor
C_i	Coste asociado a impuestos
C_{imp}	Coste asociado a impuestos
C_m	Coste asociado a mantenimiento
C_{neto_total}	Coste total neto del sistema energético
C_{pe}	Coste del permiso de emisión en el mercado de permisos
cp_i	Calor específico compuesto i
$C_{prod,k}$	Coste del producto k
\dot{C}'_{poll}	Coste unitario asociado al perjuicio del contaminante i
cr	Caldera de recuperación
C_r	Coste de los recursos consumidos
c_{ri}	Coste del recurso i
C_r	Coste asociado a la variable adicional x_r
C_s	Coste asociado a seguros adquiridos
C_{TG}	coste de inversión de la turbina de gas
C_{tv}	Coste turboalternador
C_t	Coste de capital del sistema energético
C_{1w}	Coste fijo asociado a la operación w
C_{2w}	Coste variable asociado a la operación w
cv	Ciclo de vapor
CaO	Cal viva
$CaCO_3$	Carbonato cálcico. Caliza
$CaSO_4$	Sulfato cálcico
CI	Coste de inversión
CM	Coste de mantenimiento anual
CO	Coste de operación anual

$CO_{2,a}$	Emisiones CO_2 anuales
CO_{2base}	Emisiones específicas de CO_2 de la CT a estudio
$CO_{2ev,rep}$	Emisiones de CO_2 anuales evitadas con repotenciación
$CO_{2_exigido}$	Emisiones totales de CO_2 obligadas a reducir
CO_{2modif}	Emisiones específicas de CO_2 de la CT modificada
COE	Coste de la electricidad
Coste_permisos	Coste de compra de permisos de CO_2
CP	Convención de las Partes
DT	Diferencia de temperatura entre corrientes calientes y frías
E_c	Eficiencia captura de CO_2 en carbonatador
E_{equil}	Eficiencia de carbonatación de equilibrio
$E_{f_{capturaCO_2}}$	Eficiencia de captura de CO_2 en carbonatador
$E_{f_{capturaSO_2}}$	Eficiencia captura SO_2 en carbonatador
$E_{prod,k}$	Exergía del producto k
f_a	Factor de amortización anual
f_{CaCO_3}	Fracción calcinada de $CaCO_3$ en calcinador
F_{CO_2}	Flujo molar de CO_2
F_i	Flujo de gases de combustión
f_M	Factor mantenimiento sobre CI
f_{MS}	Factor actualización costes Marshall&Swift
F_o	Flujo molar de purga
f_{pi}	Factor penalización asociado al perjuicio del contaminante i
F_R	Flujo molar de sorbente
f_u	Factor utilización
f_w	Factor utilización de la operación w
$f_{\$€}$	Factor conversión \$ a €
gn	Gas natural
idq	Intercambiador de calor
K	Costes adiciones (p. ej costes de personal)
m	Flujo másico
$m_{CO_2,cv}$	Flujo másico de CO_2 del ciclo de vapor
MDL	Mecanismo Desarrollo Limpio
M_g	Caudal de gas carbonatado
MINLP	Programación mixta entera no lineal
MP	Media presión
m_{ri}	Flujo másico del recurso i
Mvrc	Caudal másico de vapor formado en la cr
n	Número de corrientes del proceso
n_{exceso_aire}	Exceso de aire en la combustión
n_r	Número de intervalos de temperatura
NLP	Programación no lineal
OCDE	Organización de Cooperación y Desarrollo Económico
P	Purga de sólidos en el ciclo de captura
P_{ad}	Potencia adicional producida
P_{ASU}	Potencia consumida por la ASU

$P_{aux,capt}$	Potencia consumida por los auxiliares del ciclo de captura de CO_2
$P_{compresion_CO2}$	Potencia consumida por el sistema de compresión de CO_2
P_{desg}	Presión desgasificador
P_{eb}	Potencia eléctrica bruta
P_{en}	Potencia eléctrica neta
$P_{en,rep}$	Potencia eléctrica instalada
P_{equil}	Presión del equilibrio
p'_i	Medida de emisión del contaminante i
pm_i	Peso molecular del compuesto i
P_t	Presión total
P_{tv}	Potencia turbina vapor
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico superior
PORC	Porcentaje gases carbonatados
Q	Potencia térmica
Q_{aprov}	Potencia térmica aprovechable
Q_{calc}	Potencia térmica consumida por calcinador
Q_{aprov}	Potencia térmica consumida de carbón
Q_{CaCO_3}	Entalpía de la reacción de carbonatación de $CaCO_3$
Q_{CaSO_4}	Entalpía de la reacción de carbonatación de $CaSO_4$
Q_{carbon}	Potencia térmica consumida de gas natural
$Q_{i,r}$	Energía de las corrientes del proceso en el intervalo de temperatura r
q_{wk}	Energía cedida o consumida por la operación w en el intervalo de temperatura k
R_{CaO}	Relación molar CaO/CO_2
R_r	Energía sobrante del intervalo de temperatura r al r+1
R_{r+1}	Energía procedente del intervalo de temperatura r+1
RAL	Repotenciación agua de alimentación
RC	Repotenciación completa
RCV	Repotenciación caja de vientos
Rep	Repotenciada
rp	Relación de presiones
RP	Repotenciación paralela
$T_{carbón}$	Temperatura de entrada de carbón en el calcinador
$T_{carbonatador}$	Temperatura del carbonatador
$T_{calcinador}$	Temperatura del calcinador
T_{EXT}	Temperatura extracción turbina vapor
T_{EXT_sat}	Temperatura saturación extracción turbina vapor
tg	Turbina de gas
T_{in}	Temperatura entrada
T_{lm}	Diferencia de temperaturas logarítmica media
T_o	Temperatura ambiente
T_{out}	Temperatura salida
T_{O_2}	Temperatura de entrada de O_2 al calcinador
T_{op}	Temperatura de operación
T_{sat}	Temperatura saturación

tv	Turbina de vapor
T_{VRC}	Temperatura vapor recalentado caliente
URE	Unidad Reducción Emisiones
V_{CO_2}	Fracción volumétrica CO_2
w	Operación definida por una utility
W_c	Potencia eléctrica necesaria por el proceso
W_{eli}	Potencia eléctrica importada diferente a la producida por las utilities
W_{elv}	Potencia eléctrica vendida
w_w	Potencia eléctrica por unidad de utilización de la utility w
x_c	Fracción de conversión media de CaO a $CaCO_3$
x_r	Variable adicional para representar nuevos efectos
y_w	Variable entera asociada a la operación w
Z	Coste de inversión anual
ZEFFPP	Zero Emisión Fossil Fuel Power Plant
fH_{carb}	Entalpía reacción carbonatación
fH_{calc}	Entalpía reacción calcinación
ΔH	Variación entalpía
ΔS	Variación entropía
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas logarítmica media
η_{en}	Eficiencia eléctrica neta
η_{eb}	Eficiencia eléctrica bruta
η_s	Eficiencia isoentrópica

1. Introducción. Justificación, objetivos y contenidos

La tesis que se presenta se enmarca en el contexto de la necesidad de reducir las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) de las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado que se encuentran operativas permitiendo mantener a dicho combustible como fuente principal de energía. De las dos opciones que existen para conseguir reducir las emisiones manteniendo el uso del carbón como combustible principal, incremento de eficiencia y captura de CO_2 , se analizan los conceptos de repotenciación con turbina de gas y captura mediante la carbonatación de CO_2 con cal viva (CaO) a partir de la calcinación de caliza (CaCO_3) operando según un ciclo regenerativo. Parte importante de esta tesis, es el análisis y desarrollo de una metodología de integración de todos los subsistemas energéticos que conforman la repotenciación y el ciclo de captura atendiendo al objetivo de reducir las emisiones de CO_2 al mínimo coste. Se plantea por ello un análisis de metodologías ya desarrolladas y se deriva una metodología propia que requiere de la ayuda de la simulación computacional a partir de la definición de los diferentes modelos termodinámicos, económicos y medioambientales que caractericen los diferentes subsistemas energéticos.

Entendido el escenario de la reducción de emisiones de CO_2 y dentro de éste el papel de la generación de energía eléctrica se señala que el objetivo no debe ser reducir completamente las emisiones de CO_2 de este tipo de sistemas energéticos. El objetivo principal debe ser el reducir dichas emisiones hasta los niveles que sean requeridos, motivados por factores de índole principalmente ambiental, pero siempre atendiendo a otros factores como puedan ser económicos, sociales, tecnológicos, etc. Dentro del mix de generación, en el que deben caber todas las tecnologías existentes, se debe encontrar el mejor compromiso entre todas ellas sin aislar actuaciones, permitiendo una flexibilidad de acción frente al comportamiento de la demanda.

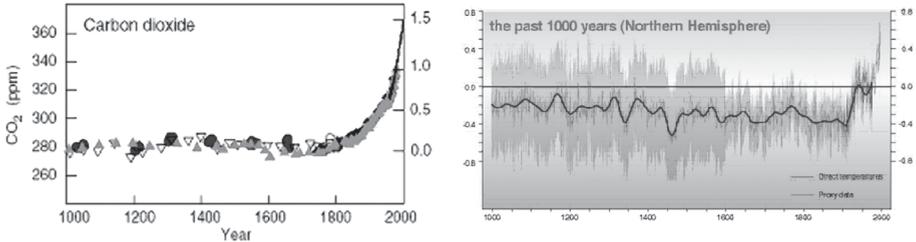
1.1. Introducción

Los informes elaborados por el reconocido Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC), el cual se encuentra constituido desde el año 1988 por la Organización Meteorológica Mundial (WMO) y el Programa Medioambiental de las Naciones Unidas (UNEP), revelan la necesidad de plantear acciones urgentes frente al denominado Cambio Climático derivado de las emisiones de gases de efecto invernadero. Según el tercer informe del IPCC (IPCC, 2001a) y citado en el cuarto informe (Metz et al., 2005), existe una nueva e importante evidencia de que la mayor parte del calentamiento global observado durante los últimos 50 años es atribuible a la actividad humana y principalmente a la emisión de dióxido de carbono (CO_2), además de que se espera que siga siendo influyente durante todo el siglo XXI. Se estima que con la tendencia de las emisiones actuales en este siglo XXI se alcanzarán incrementos de 3°C de temperatura (Metz et al., 2005). La evidencia parece clara entre la relación de las emisiones de CO_2 e incremento de la temperatura media global y, en especial, su incremento en la era industrial (ver figura 1.1).

Las primeras evidencias de la participación humana en el clima aparecieron en la primera Conferencia Mundial sobre el Clima en el año 1979. Durante la década de los 80 hubo un incremento de la preocupación pública por las cuestiones ambientales y por ende los gobiernos tomaron cada vez más conciencia sobre cuestiones medioambientales. El IPCC publicó su primer informe en el año 1990, donde recogía la realidad de la amenaza del cambio climático. La segunda Cumbre sobre el Clima, celebrada en Ginebra en el año 1990, incide en la creación de un tratado mundial, la cual derivó en la creación del Comité Intergubernamental de Negociación (CIN) para resolver los problemas relacionados con las negociaciones a fin de realizar una con-

■ FIGURA 1.1

Variación de la concentración de CO₂ en la atmósfera y su influencia en la temperatura (IPCC, 2001a)



vección sobre el cambio climático. La primera reunión del CIN tuvo lugar en el año 1991, adoptándose la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático el 9 de Mayo de 1992. En la Cumbre de la Tierra (o Conferencia de las Naciones Unidas sobre Medio Ambiente y Desarrollo) celebrada en Río de Janeiro en junio de 1992 se abrió a la firma, entrando en vigor en 1994. En 2004, 188 Estados y la Comunidad Europea se habían adherido a esta convención. Una lista completa de los países adheridos se recoge en la guía de la Convención sobre el Cambio Climático y el Protocolo de Kyoto (UNFCCC, 2007). Desde que entró en vigor, los países participantes se han reunido anualmente en la Conferencia de las Partes (CP) siendo la primera de ellas celebrada en el año 1995 en Berlín. No fue hasta diciembre de 1997, en la tercera CP, celebrada en Kyoto (Japón) donde se aprobaron una serie de compromisos jurídicamente vinculantes de recorte de las emisiones. Se elaboró el conocido Protocolo de Kyoto en el que se recogían las normas básicas pero no se especificaba con detalle cómo debían aplicarse. Concluía con el compromiso por parte de 39 países industrializados de reducir la emisión de gases de efecto invernadero (dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido de nitrógeno (NO₂), compuestos perfluorocarbonados (PFC), compuestos hidrocarbonados (HFC) y hexafluoruro de azufre (SF₆)). El objetivo de dicho Protocolo es el reducir en un 5.2% las emisiones de gases de efecto invernadero a fecha del año 2012 en relación a las emisiones habidas en el año 1990. En las sucesivas CP se fueron negociando las diferentes acciones específicas para el cumplimiento del Protocolo de Kyoto que debía ser ratificado por al menos 55 Partes en la Convención, entre ellas un número de países industrializados incluidos en el anexo I del Protocolo (países miembros de la Organización de Cooperación y Desarrollo Económicos (OCDE) en 1992 más los países con economías en transición (Federación de Rusia, los Estados Bálticos y varios Estados de Europa central y oriental) que representaran al menos el 55 por ciento de las emisiones de dióxido de carbono de dicho grupo. Las primeras partes comenzaron su ratificación en 1998 (España lo ratificó el 29 de Abril de 1998) y la ratificación de la Federación de Rusia el 18 de Noviembre de 2004 supuso la ratificación definitiva del Protocolo de Kyoto el 16 de Febrero de 2005. La última CP se ha celebrado en Bali (Indonesia) en Diciembre de 2007.

El Protocolo de Kyoto introdujo tres mecanismos innovadores: de aplicación conjunta, para un desarrollo limpio y de comercio de emisión, a fin de conseguir unas medidas de mitigación del cambio climático efectivas para las Partes en relación a los costes. El mecanismo para un

desarrollo limpio (MDL) permite a cada una de las Partes incluidas en el anexo I invertir en proyectos de reducción de emisiones o de forestación o reforestación en países de desarrollo y recibir así créditos (reducciones certificadas de las emisiones RCE) por la reducción de las emisiones alcanzada. La aplicación conjunta es un mecanismo que permite a las Partes incluidas en el anexo I ejecutar proyectos que reduzcan las emisiones o aumenten las absorciones en sumideros en otros países incluidos en el anexo I. Por ello reciben las denominadas unidades de reducción de emisiones (URE). El comercio de los derechos de emisión permite a las Partes del anexo I adquirir unidades de la cantidad atribuida (UCA) de otras partes del anexo I que pueden reducir de forma más sencilla sus emisiones.

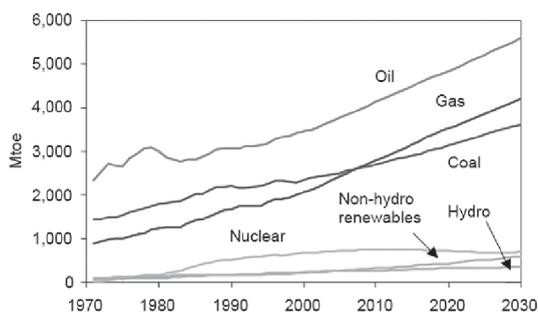
La aplicación del Protocolo de Kyoto ha estimulado la creación de sistemas nacionales y regionales de comercios de emisión de gases de efecto invernadero así como la aparición de numerosas organizaciones e instrumentos para promover el comercio de derechos y créditos de emisión. Incluso los países no incluidos en el Protocolo, están registrando la creación de servicios de créditos de emisión y sistemas voluntarios de intercambio. Éstos sistemas de comercio así como la organización e instrumentos que lo acompañan se conocen con el nombre de *mercados del carbono*, y la unidad de medida estándar para todos ellos es la tonelada equivalente de CO₂. Definida con dicha unidad, los RCE expedidos al inicio del MDL a 9 de noviembre de 2007 ha sido de 91.997.346 toneladas de CO₂ equivalente y los derechos de emisión vendidos en el European Climate Change durante el periodo 2005-2006 de la Unión Europea ascendieron a 547.122 millones de toneladas equivalentes de CO₂ (UNFCCC, 2007).

1.2. Emisiones de CO₂ derivadas de la producción de energía eléctrica. Centrales termoeléctricas de carbón

Los combustibles fósiles (petróleo, gas natural y carbón) suponen la materia prima por excelencia en la producción de energía a nivel mundial (86%) (ver figura 1.2). La previsión hasta 2030 sigue indicando una fuerte dependencia de este tipo de recursos naturales finitos, siendo el petróleo todavía el más utilizado. El gas natural, que actualmente es consumido en menor cantidad que el carbón, se prevé que a finales de esta década invierta tal situación.

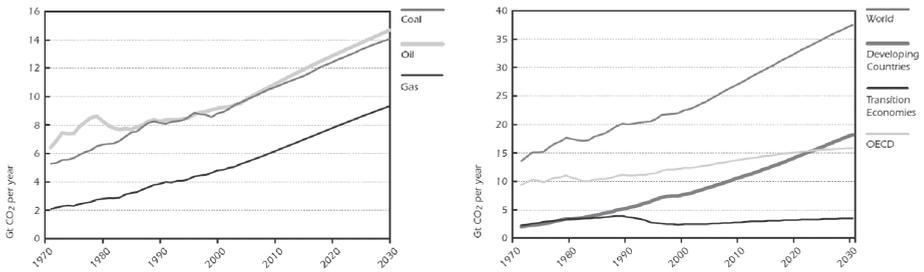
■ FIGURA 1.2

Previsión mundial hasta 2030 del uso de combustibles (IEA WEO, 2002)



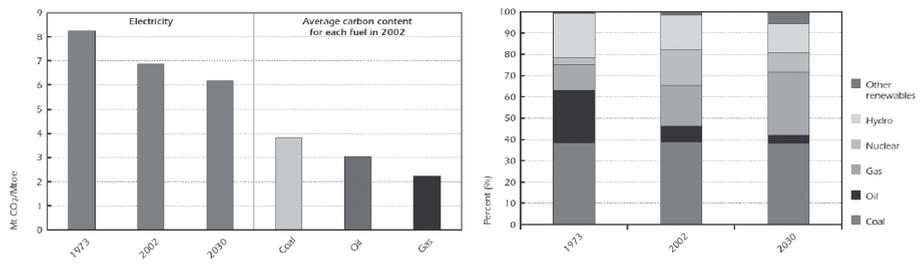
El 75% de las emisiones globales de CO₂ antrópicas procede de la combustión de los combustibles fósiles siendo el carbón y el petróleo las mayores fuentes (IPCC, 2001a) (figura 1.3). La previsión para el año 2030 indica una mayor participación de las emisiones de la combustión de petróleo con respecto al carbón, un 37% frente a un 33% de las emisiones globales de CO₂, siendo de un 30% las derivadas de la combustión de gas natural (IEA, 2004a). Dichas emisiones globales de CO₂ derivadas del uso de combustibles fósiles se incrementaron más de un 70% desde el año 1979 hasta el año 2002, siendo la previsión un incremento del 90% con respecto al año 1990 para el año 2030 (IEA, 2004a). Históricamente, las emisiones han correspondido en mayor medida a las regiones industrializadas, sin embargo, se espera que dos tercios del aumento de las emisiones de CO₂ hasta el año 2030 se derive de las regiones en vías de desarrollo (IEA, 2004).

FIGURA 1.3
Evolución de las emisiones globales de CO₂ por combustible y por región de CO₂ (IEA, 2004a)



Durante el año 2001, de todas las emisiones de CO₂ procedentes de la combustión de combustibles fósiles (23.684 Mt) la mayor fuente de emisión de CO₂ derivó de la producción de energía térmica y eléctrica, con un total de 8.236 Mt, siendo la segunda fuente el transporte con un total de 5.656 Mt (IEA, 2003). El gran impacto del sector eléctrico en la producción de las emisiones de CO₂ se debe a la cada vez mayor demanda final de energía unido al mayor uso del carbón como materia prima así como a las pérdidas habidas en el proceso de conversión de energía (IEA, 2004a) (figura 1.4). No obstante, se observa cómo la predicción estima una mejor utilización de esos recursos naturales

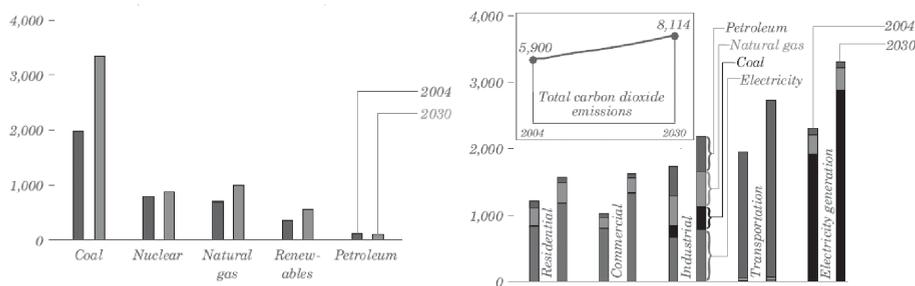
FIGURA 1.4
Emisiones de CO₂ del sector eléctrico y de combustibles fósiles (IEA, 2004a)



Se estima que aproximadamente 4.500 GW_e de potencia eléctrica se deberán instalar a nivel mundial antes del año 2030 (IEA WEO, 2002). De toda esta capacidad requerida, se ha calculado que el 40% deberá ser proporcionado por la combustión de carbón (70% de esta necesidad de generación eléctrica con carbón en Asia, McMullan et al., 2003). Durante el año 2004, el 50% de la energía eléctrica producida se obtuvo a partir de plantas de carbón pulverizado y se espera que alcance el 57% en 2030 (IEA, 2006). En cuanto a la generación a partir de gas la estimación es un ligero descenso desde el 18% del año 2004 a un 17% en el año 2030 (ver figura 1.5a). Como se deriva, la mayor fuente de emisión de CO₂ en la producción de energía corresponde al sector de la generación de energía eléctrica y, dentro de éste, es el uso de carbón el que representa mayores emisiones, suponiendo un 25.6% de las emisiones totales mundiales (IEA, 2006). Además, se estima que va a seguir siendo importante su participación en las emisiones de CO₂ de aquí al año 2030, tanto por el incremento de la demanda de generación eléctrica como por la continuidad en el uso del carbón (ver figura 1.5).

■ FIGURA 1.5

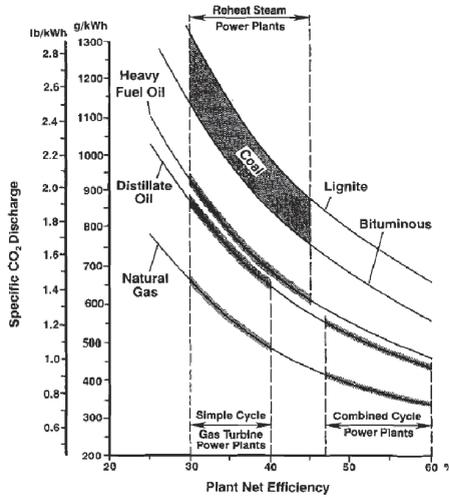
a) Proyección de generación de energía eléctrica por combustible (billones de kilovatios hora)
b) Emisiones de CO₂ según sector y combustible (millones de toneladas métricas) (IEA, 2006)



Según se ha visto en la figura 1.4, las emisiones específicas de CO₂, las cuales dependen principalmente de la eficiencia de la planta y del tipo de combustible utilizado, son mayores en las tecnologías de generación con carbón, motivado por la menor energía por unidad de masa del combustible y necesidad de mayores consumos para tratamiento de los gases generados en la combustión (limpieza de SO₂, cenizas, reducción de NO_x). Diferenciando las emisiones según el tipo de tecnología de generación con combustible fósil se presenta la figura 1.6 (Termuehlen, 2001). Las centrales de ciclo combinado con gas natural son las que menores emisiones específicas de CO₂ presentan debido a que alcanzan eficiencias eléctricas elevadas (50-60%). Las emisiones de unidades que utilizan fuel como combustible presentan unas emisiones intermedias entre el uso de carbón y uso de gas natural en turbina en ciclo abierto. En cuanto al tipo de carbón, el uso de carbones con mayor poder calorífico presenta mejor eficiencia y por lo tanto menores emisiones específicas.

Haciendo una revisión particularizada del estado de la tecnología de generación y las instalaciones existentes a lo largo del mundo, se encuentra que la Unión Europea denominada de los 15 tiene instalada una capacidad de unos 600 GWe, de los cuales el 30% se basa en tecnologías de carbón. De dicha potencia instalada, únicamente el 8% alcanza una eficiencia superior al 40% teniendo el 63% de las unidades de producción más de 20 años (McMullan, 2003).

■ FIGURA 1.6

Emisiones de CO₂ específicas según tipo de tecnología de generación (Termuehlen, 2001)

La capacidad instalada en Estados Unidos es de unos 833 GWe, de la cual, 334 GWe son de carbón (40%), siendo 558 unidades de tecnología subcrítica y 87 unidades de tecnología supercrítica, de las cuales, el 80% han entrado en servicio hace más de 20 años (según McMullan, 2003 que recoge de UDI/Magraw Hill Energy Database, noviembre 2000). Japón, ha pasado de depender del carbón en su sistema de generación del 4% (5 GWe) en 1980 a un 13% en 2001 (30.5 GWe) (The Federation of Power Companies of Japan, 2003)

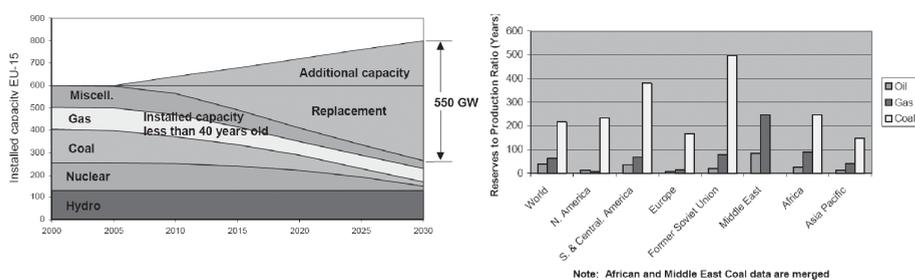
La elevada demanda prevista de carbón en el sector de la generación de energía eléctrica unida a la dependencia actual que se tiene del mismo y dado que las emisiones de CO₂ derivadas de este combustible en dicha actividad suponen gran parte de las emisiones totales mundiales, dictan la urgencia en la necesidad de modernizar las centrales de carbón, en espacios cortos de tiempo, con costes razonables, aumentando su producción con menor consumo específico, reduciendo sus emisiones de contaminantes y manteniendo como combustible principal el carbón.

Como se argumenta desde el informe de PowerClean sobre la generación de energía eléctrica en la UE a partir de combustibles fósiles (McMullan et al., 2003), en la Unión Europea, existe otro interés asociado a la construcción de las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado relacionado con la competitividad industrial. Históricamente, ha sido la encargada de construir aproximadamente la mitad de las centrales a nivel mundial. En la actualidad, se están construyendo unas 40 centrales termoeléctricas, de las cuales, 30 son de carbón pulverizado (20 de ellas son construidas en China). El mercado potencial que se estima para la Unión Europea a este ritmo para el año 2030 representa un volumen de negocio que asciende a unos 725 billones de euros, a los que se añadirían unos 175 billones de euros asociados a mantenimientos y reparaciones. Además, la proyección de la demanda dentro de la Unión Europea, es la necesidad de instalar una capacidad de 550 GW_e hasta el año 2030, de la que su mayor parte deberá ser producida por la combustión de carbón (ver figura 1.7a). Teniendo en cuenta que no es posible ins-

talar toda esa capacidad a partir de energías renovables, el carbón es el combustible más seguro y fiable para la producción de energía eléctrica a corto y medio plazo debido a su mayor abundancia con respecto al gas y el petróleo, además de ser el más deslocalizado (ver figura 1.7b), fácil y barato de transportar y haber mantenido un histórico de precios estable.

■ FIGURA 1.7

a) Previsión de capacidad de instalación en la UE (VGB, 2003) y
b) reservas de combustibles (BP, 2002)



1.3. Reducción de emisiones en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado

Las principales acciones consideradas para reducir las emisiones de CO₂ procedentes de la utilización de combustibles fósiles tienen que ver con la reducción del consumo de energía final, atendiendo a mejores prácticas de ahorro, incremento de la eficiencia de conversión y utilización de la energía, con el uso de combustibles con menor intensidad de emisiones (gas natural, biomasa), con la conservación de los sumideros naturales de CO₂ como son los océanos y la materia vegetal, con un mix variado basado en la producción de energía atendiendo al uso de energías renovables, y con la captura y almacenamiento del CO₂ derivado de la combustión (Metz et al., 2005, ZEFFPP, 2006, IEA, 2006, CE, 2006).

En el contexto desarrollado a partir de:

- necesidad de reducir las emisiones de CO₂ en la generación de energía eléctrica procedente de la tecnología que hace uso de carbón como materia prima,
- conservar al carbón como combustible principal e
- incrementar la capacidad instalada en el menor tiempo posible.

Las acciones a llevar a cabo se pueden resumir en tres principales:

- Incremento de la eficiencia eléctrica
- Utilización de una pequeña parte en el mix de la fuente térmica de combustibles con emisiones neutras de CO₂ como la co-combustión de biomasa con carbón, o con menores emisiones específicas de CO₂ como el gas natural
- Captura y almacenamiento de CO₂ (denominado CCS Carbon Capture and Storage)

La evolución de aparición de cada una de las tecnologías de generación con carbón (con caldera de carbón pulverizado, con calderas de lechos fluidos, las plantas de gasificación integrada de carbón, las plantas que utilizan el concepto de co-combustión de carbón con biomasa

y la repotenciación con turbinas de gas) así como el desarrollo propio de cada tecnología, ha venido condicionada por la necesidad de aumentar la potencia instalada y su eficiencia, por aspectos relacionados con la disponibilidad y flexibilidad del combustible utilizado, flexibilidad de operación y, actualmente, condicionando su diseño y modificación a la reducción de emisiones de CO₂.

Las plantas de carbón pulverizado, que actualmente representan la mayor capacidad instalada para la producción de electricidad con un 38.7% (1000 GWe) (IEA, 2003), han ido evolucionando a fin de incrementar la eficiencia de plantas subcríticas con eficiencias en torno al 36% con temperaturas del vapor vivo de unos 540 °C, a plantas supercríticas con eficiencias del 45% operando a temperaturas de unos 600 °C. El objetivo planteado con esta tecnología es llegar a alcanzar eficiencias del 50-52% con nuevas plantas ultra-supercríticas operando a temperaturas por encima de los 700 °C y a presiones por encima de la crítica (McMullan, 2003).

Las plantas que hacen uso de lechos fluidos, ofrecen una alternativa a las plantas de carbón pulverizado, permitiendo utilizar carbón de muy variado rango, biomasa y residuos, consiguiendo operaciones ambientalmente efectivas. Sin embargo, actualmente no ofrecen la economía de escala que ofrecen las plantas de carbón pulverizado (McMullan, 2003).

La tecnología de gasificación integrada de carbón puede alcanzar eficiencias de hasta un 60%. No obstante, el estado de la tecnología actual no ha permitido pasar de un 45% de la eficiencia, requiriéndose por ello un gran esfuerzo de investigación para llegar a alcanzar las eficiencias tan elevadas. Además, existen dificultades de desarrollo asociadas a los elevados costes de inversión.

En cuanto a la co-combustión de carbón con biomasa, ofrece otra alternativa para reducir las emisiones de CO₂ en las plantas de carbón, aunque todavía se requiere un esfuerzo importante de investigación y desarrollo para caracterizar su comportamiento.

Otra posibilidad que se ha utilizado desde la aparición de las turbinas de gas en el mercado para incrementar la eficiencia y potencia instalada de las unidades de carbón y que conjuga las dos opciones de las tres planteadas es la utilización del concepto de repotenciación con turbina de gas. Por un lado reduce en parte el consumo de carbón por gas natural y por otro consigue un incremento de eficiencia eléctrica del nuevo sistema energético al hacer uso de la energía proporcionada por la turbina de gas (gases residuales a alta temperatura y potencia eléctrica). Dicho concepto se dejó de aprovechar al plantearse la construcción de nuevas centrales con mejores prestaciones que las existentes siendo, sobre todo, preferidas las centrales de ciclo combinado de gas.

El concepto de captura y almacenamiento de CO₂ (CCS), ha sido considerado como una tecnología necesaria, a fin de reducir el problema de calentamiento global derivado de las emisiones de CO₂ producidas en la combustión de combustibles fósiles (Metz et al., 2005, IEA, 2006, Riechle et al., 1999, ZEFFPP, 2006, EC Green Paper, 2006). El CCS fue definido por las Naciones Unidas en el año 2002 como la captura y el almacenamiento estable del carbón emitido en forma de CO₂ por la globalidad de los sistemas energéticos. Aplicada la definición al confinamiento de CO₂ procedente de fuentes estáticas, como son las centrales termoeléctricas aunque en general a cualquier proceso industrial, se traduce en la necesidad de la participación de tres actividades principales, que son la captura, el transporte y el almacenamiento del gas.

En el sector de la energía eléctrica, se considera que las tecnologías de CCS podrían permitir al mundo seguir consumiendo combustibles fósiles de forma fiable, segura y sostenible durante los próximos 50 años (ZEFFPP, 2006). No obstante, las tecnologías CCS se encuen-

tran en la etapa inicial, requiriéndose un esfuerzo importante para poder introducir las en base a un escenario económico viable, dentro de un marco legal definido tanto a nivel nacional como internacional, asegurando la seguridad y fiabilidad de almacenamiento y, aspecto importante, argumentar las ventajas de forma clara al sector público.

El coste de la electricidad estimado por el IPCC (Metz et al., 2005) considerando tecnologías de generación eléctrica de carbón pulverizado de gran tamaño, modernas y de nueva construcción, con un precio del carbón de 0.77-1.15 €/GJ es de 23.08-38.46 €/MWeh (1€/1.3 US\$). Cuando se utiliza la captura y almacenamiento geológico el coste asciende a 30.77-61.53 €/MWeh y si se aprovecha según el concepto EOR el coste es de 30.77-53.85 €/MWeh. Atendiendo al coste de la tonelada de CO₂ evitada, el coste utilizando el almacenamiento geológico estimado es de 23.07-53.85 €/tCO₂, mientras que aprovechando el CO₂ para EOR, el coste es de 7.70-30.77 €/tCO₂.

En el mismo informe del IPCC (Metz et al., 2005) los costes estimados se desagregan para cada una de las tres actividades requeridas: captura, transporte y almacenamiento (ver tabla 1.1)

■ TABLA 1.1

Rangos de costes desglosados por actividad del CCS (Adaptada de Metz et al., 2005)

Componentes de la tecnología CCS	Rango de costes [€/tCO ₂]	Notas
Captura	11.53-57.70	
Transporte	0.77-6.15	Por cada 250 km de tubería para un rango de 5 a 40 MtCO ₂ /año
Almacenamiento geológico	0.38-6.15	No tiene en cuenta las posibles ganancias por utilización en EOR o ECBM
Monitorización y verificación almacenamiento geológico	0.08-0.23	Incluye la monitorización de la pre-inyección, inyección y post-inyección
Almacenamiento oceánico	3.85-23.08	Incluye el transporte marino de 100-500 km sin incluir monitorización y verificación
Carbonatación mineral	38.46-76.92	Mejor rango encontrado. Proceso lento

+ 1€/1.3US\$
 ++ Según anota el informe del IPCC la simple suma de los costes de cada una de las actividades no compone el coste total de CO₂ evitado

1.4. Justificación, contenidos y objetivos

Las dependencias actuales y tendencias relacionadas con:

- Mayor participación del carbón como combustible en la generación eléctrica (50% en 2004 y 57% en 2030 en términos de energía según IEA, 2006)
- Mayor participación de tecnologías de carbón pulverizado frente al resto de tecnologías de carbón (38.7% en 2002 según IEA, 2003)
- Crecimiento de la demanda de potencia eléctrica instalada a corto-medio plazo (4500 GWe según IEA WEO, 2002)
- Emisiones específicas mayores de CO₂ en tecnologías de carbón pulverizado (750-1300 g/KWh según Termuehlen, 2001)
- Necesidad de reducir las emisiones de CO₂ para frenar el Cambio Climático (IPCC, 2001)

Justifican la necesidad de hacer un importante esfuerzo en encontrar alternativas a las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado que se encuentran operativas. Se entiende que es requisito imprescindible diseñar y construir nuevas centrales de carbón haciendo uso y mejorando las diferentes tecnologías existentes (lechos fluidos, gasificación integrada, supercríticas y ultra-supercríticas) pero se plantea como esencial también renovar la potencia de carbón ya instalada atendiendo a pequeñas modificaciones a fin de reducir el tiempo de acción para poder abastecer la demanda. En esta tesis se justifica cómo las centrales operativas de carbón pulverizado con tecnología subcrítica, pueden seguir formando parte del mix de generación haciendo uso de dos conceptos relacionados con el aumento de eficiencia y la captura y almacenamiento de CO₂. No obstante, como la metodología de integración presentada en esta tesis atiende a dos partes comunes en la mayoría de las centrales termoeléctricas, como son el ciclo de vapor y los gases producidos en la combustión, también es posible su estudio y uso en cada una de ellas.

Entendido el escenario de la reducción de emisiones de CO₂ y dentro de éste el papel de la generación de energía eléctrica se señala que el objetivo no debe ser reducir completamente las emisiones de CO₂ de este tipo de sistemas energéticos. El objetivo principal debe ser el reducir dichas emisiones hasta los niveles que sean requeridos, motivados por factores de índole principalmente ambiental, pero siempre atendiendo a otros factores como puedan ser económicos, sociales, tecnológicos, etc. Dentro del mix de generación, en el que deben caber todas las tecnologías existentes, se debe encontrar el mejor compromiso entre todas ellas sin aislar actuaciones, permitiendo una flexibilidad de acción frente al comportamiento de la demanda.

Una de las posibilidades que existen de aumentar la eficiencia de las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado operativas, atendiendo a los objetivos enmarcados por el IPCC (2005), se encuentra en la posibilidad de sustituir parte de la potencia consumida de carbón por potencia de gas natural. El concepto se denomina repotenciación (repowering) con turbina de gas y pretende aprovechar por un lado la potencia eléctrica de la propia turbina de gas y por otro la potencia térmica excedente de los gases exhaustados por la misma en el ciclo de vapor. La repotenciación de centrales termoeléctricas se ha utilizado desde casi la aparición de las turbinas de gas en el mercado, datándose la primera de ellas en el año 1949 (Maslak y Tomlinson, 1996). No obstante, su objetivo se ha enmarcado principalmente dentro de la necesidad de incrementar la potencia, no haciendo referencia a la posibilidad de ser una herramienta útil en la reducción de las emisiones de CO₂.

En cuanto a la captura y almacenamiento de CO₂, de las diferentes tecnologías consideradas (post, pre y oxicomustión) es la de postcombustión la que ofrece una mejor alternativa para las instalaciones ya existentes. Es la única que puede ser instalada sin realizar excesivas modificaciones de la central termoeléctrica, puesto que se basa en aislar el CO₂ directamente de la corriente de gases generados. El resto de tecnologías requieren de más modificaciones: la precombustión necesita una modificación del sistema relacionado con la preparación del combustible antes de su combustión, y la combustión oxifuel requiere una nueva concepción del sistema de combustión para permitir la combustión con un comburente formado principalmente por oxígeno. De los diferentes procesos de captura existentes dentro de la tecnología de postcombustión, clasificados según el IPCC (2005) como tecnologías probadas y tecnologías emergentes, no existe en la actualidad ninguno que se haya encontrado como el más apropiado. Las tecnologías probadas (absorción), únicamente existen a pequeña escala para la separación de CO₂ de gas natural, para la obtención de amoníaco, etc, pero existe todavía una gran penali-

zación energética asociada a su uso en grandes fuentes de emisión como son las centrales termoeléctricas. Es por ello que este tipo de tecnologías deben ser estudiadas junto a otras denominadas emergentes como son el uso de membranas, adsorción y utilización de sorbentes sólidos. De todas ellas, debido a la característica del sorbente utilizado y propiedades termodinámicas de trabajo, se considera el proceso de adsorción de CO_2 mediante CaO , como una tecnología de postcombustión viable y competitiva (Abanades et al., 2004). Se caracteriza por ser un proceso a alta temperatura, al contrario que otros procesos como el de tecnología por absorción con aminas, lo que deriva en una gran posibilidad de intercambios energéticos con la central termoeléctrica. Dichas posibilidades son las que constituyen la base del problema y el reto que se plantea a fin de encontrar aquellas configuraciones definidas a partir de la integración del ciclo de captura con la central termoeléctrica que minimice la penalización energética asociada.

Definida la central termoeléctrica como un sistema energético, se plantea la necesidad de analizar cómo integrar la potencia de turbina de gas y el ciclo de captura para conseguir optimizar el objetivo perseguido. Diferentes metodologías de análisis y diseño, así como de integración de sistemas energéticos, han sido desarrolladas por diferentes autores. Dichas metodologías, a partir de la definición del criterio que debe cumplir el sistema energético una vez diseñado o integrado con otros sistemas energéticos, se apoyan de la computación para, mediante la simulación, poder observar diferentes operaciones de diferentes configuraciones. Los modelos que definen un sistema energético, que dependerán del criterio perseguido, se clasifican en termodinámicos, económicos y medioambientales según se evalúen eficiencias termodinámicas, costes o emisiones. Así mismo, a fin de reducir la formulación de un análisis numérico atendiendo a la optimización de las diferentes configuraciones que se pueden plantear, se hace uso de diferentes análisis de tipo heurístico, termodinámico y económico. Dichos análisis permiten reducir en gran medida el número de configuraciones de integración o diseño de los sistemas energéticos que serán evaluados a partir de herramientas numéricas de optimización.

Según la justificación y contenidos de la presente tesis los objetivos que se plantean vienen desagregados en cada uno de sus capítulos.

- El capítulo 2 contiene un análisis del estado del arte en las metodologías existentes para el análisis, diseño y síntesis de sistemas energéticos. Plantear la integración de potencia de turbina de gas en una central de carbón pulverizado y un ciclo de captura de CO_2 como es el descrito en este trabajo requiere de una metodología que lleve a encontrar las configuraciones que optimizan la función objetivo perseguida.
- En el capítulo 3 se analiza una de las posibilidades de incrementar la eficiencia de este tipo de instalaciones según el concepto de repotenciación con turbina de gas. Se realiza una revisión del estado del arte en este tipo de instalaciones atendiendo a las diferentes opciones que existen, ventajas y desventajas de su configuración, así como las posibilidades de operación. Se presentan diferentes experiencias comerciales desarrolladas según este concepto de repotenciación. En este capítulo se desarrolla por primera vez una metodología de integración de la repotenciación con turbina de gas de centrales termoeléctricas de carbón pulverizado y se verifica su uso en un caso ejemplo atendiendo a la posibilidad de reducir las emisiones de CO_2 a un coste competitivo.
- El capítulo 4 es el que analiza en mayor detalle las diferentes posibilidades de captura de CO_2 mediante la tecnología de postcombustión. Se describen los diferentes procesos

relacionados con la postcombustión y se justifica por qué se estudia el ciclo de captura CaO-CaCO₃. Se caracteriza su comportamiento atendiendo principalmente a la eficiencia de captura y las posibilidades que tiene de ser integrado en una central termoeléctrica a fin de reducir la penalización energética asociada con la regeneración de la caliza formada y pérdida de actividad de la cal viva con el número de ciclos de trabajo. En este capítulo, por primera vez, se presenta una metodología para la integración del ciclo de captura de CaO/CaCO₃ en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado y se valida mediante su aplicación a un caso ejemplo. La metodología desarrollada atiende a dos situaciones diferentes: la integración con el propio ciclo de vapor y la integración con un nuevo ciclo de vapor diseñado para aprovechar la energía a alta temperatura del ciclo de captura.

2. Metodologías de análisis, diseño y síntesis de Sistemas energéticos

Un sistema energético se puede definir como un conjunto de unidades o subsistemas conectados que participan en la conversión y uso de la energía que son objeto de análisis o diseño y con el que interactúan diferentes flujos de entrada o salida (Tveit, 2006). La fase de diseño o modificación de un sistema energético se considera como el proceso donde se definen las entradas y salidas y se seleccionan las unidades y conexiones entre dichas unidades que conforman el sistema en base a un criterio determinado (Papoulias y Grossmann, 1983, Cerdá et al., 1983, Marèchal, 1995, Tveit, 2006). Los diferentes subsistemas en los que se desagrega el sistema energético en la fase de diseño o modificación dependiendo del grado de aproximación requerida y de las posibilidades planteadas se denomina generalmente superestructura (Papoulias y Grossmann, 1983, Li, 2006, Tveit, 2006 Manninen y Zhu, 1998, Pelsler, 1998). El presente capítulo presenta un análisis del estado del arte en los métodos utilizados en el diseño, análisis y síntesis de sistemas energéticos definiendo los criterios que pueden ser utilizados, los modelos y los análisis de estudio.

2.1. Introducción

Antes de desarrollar una metodología de análisis de las posibles integraciones de subsistemas para diseñar el sistema energético es necesario definir un criterio que especifique el objetivo a conseguir con dicho sistema. Dichos criterios son los criterios termodinámicos, económicos o medioambientales dependiendo de si se busca un sistema con la máxima eficiencia termodinámica, o con el menor coste monetario o con la menor cantidad de emisiones. En la actualidad, dado el elevado grado de exigencia requerido de cualquier sistema energético, un criterio que englobe a estos tres, va a representar la mejor selección. El coste total puede ser el parámetro que sirva para englobar los tres criterios definidos asignando costes termodinámicos, como puedan ser los consumos de combustibles, costes de inversión y costes medioambientales.

Definido el criterio, es necesario establecer los modelos numéricos que simulen el comportamiento de cada uno de los subsistemas e interconexiones así como entradas y salidas para conseguir obtener un sistema en base al criterio definido. Los modelos según el criterio pueden ser: termodinámicos, económicos y ambientales. Los modelos termodinámicos pretenden modelar el sistema en base a los balances de masa y energía y/o exergía. Por norma general, los modelos económicos incorporan o bien costes discretos referentes al equipo que se está estudiando o bien funciones de costes que definen el valor de dicho coste en función de alguna variable importante del equipo cuyo tamaño es desconocido. El modelo ambiental modela el comportamiento de las emisiones derivadas del uso del sistema, por ejemplo, como es el caso que ocupa a este trabajo, de las emisiones de CO_2 . Dichas emisiones procederían principalmente de la operación del sistema energético, pudiéndose incorporar otras emisiones derivadas del ciclo de vida de cada uno de los subsistemas. No obstante, las incertidumbres y complejidad que plantea el definir ciertas emisiones asociadas con el análisis del ciclo de vida frente a las propias del proceso de operación obliga a una simplificación reduciendo el planteamiento del modelo ambiental sin perder por ello objetividad del método. Al igual que la definición de un criterio único que englobe a los tres definidos, se puede definir un modelo, al que se denominará a partir de ahora, termoecoambiental, adaptado de la designación inglesa “*environomic*”, que englobe a los tres modelos: termodinámico, económico y medioambiental.

Según los modelos desarrollados, el análisis de las diferentes configuraciones posibles en base a encontrar la mejor de ellas según el criterio definido hace uso de análisis termodinámico-

cos, termoeconómicos y de optimización numérica. La ayuda de la computación, permite hacer uso de la optimización numérica, la cual es capaz de resolver problemas con relativo grado de complejidad. Por ello, es posible resolver cualquier problema con el análisis de la optimización numérica en base a plantear un sistema energético formado por varios subsistemas con varias posibles interconexiones definidos por su modelo correspondiente y teniendo como función objetivo el criterio seleccionado. La resolución del problema de optimización dará qué subsistemas y qué interconexiones así como qué variables de operación deben darse entre ellos para optimizar la función. Dicho planteamiento de resolución del problema presenta un grado de complejidad demasiado elevado para la mayoría de sistemas energéticos a diseñar o modificar debido a la gran cantidad de subsistemas y posibilidad de interconexiones entre ellos. Además, se une la no linealidad, en la mayoría de los casos, de las funciones que modelan el comportamiento de los subsistemas, lo que complica el algoritmo de resolución matemático. Por todo ello, en la mayoría de las situaciones, el planteamiento de un problema de este tipo lleva a combinar los tres tipos de análisis para conseguir reducir el grado de complejidad de la optimización. Se pretende siempre reducir el número de subsistemas y de interconexiones, además de por la experiencia, en base al análisis termodinámico y/o termoeconómico, los cuales hacen uso del primer y/o segundo principio de la termodinámica, de la metodología pinch en redes de intercambio y de los costes monetarios o energéticos.

Un tema importante y tratado históricamente en la síntesis de sistemas energéticos es la metodología de integración de los procesos con las *utilities* (sistemas y flujos externos al proceso que permiten satisfacer sus necesidades energéticas), la cual hace uso de las diferentes metodologías de análisis ya comentadas. Un proceso energético, generalmente, viene definido por necesidades de calor y trabajo, las cuales hay que satisfacerlas, siempre que sea posible, al menor coste. Por ello, cuando un proceso se diseña desde un principio o se estudia su modificación, pasa por encontrar qué utilities, es decir, que subsistemas energéticos externos al proceso, son capaces de proporcionar dicha energía al mínimo coste. El planteamiento de esa búsqueda se divide en dos grandes etapas: la etapa de *targeting* (o búsqueda) y la etapa de concepción o síntesis. En la etapa de *targeting* se buscan los objetivos energéticos y en la etapa de concepción se busca cómo se puede conseguir dicho objetivo. Cada una de las etapas definidas se puede plantear en tres pasos: Analizar, Generar y Evaluar (AGE). En la fase de análisis se analiza el problema para reducir el tamaño del mismo, en la fase de generación se generan las soluciones del problema y en la fase de evaluación se evalúan los resultados a fin observar si el análisis se ha hecho de forma correcta. Ésta última etapa de evaluación permite generar un nuevo problema que puede ser resuelto en base al mismo proceso AGE.

2.2. Criterios de selección, modelos y métodos de análisis de sistemas energéticos

CRITERIOS DE SELECCIÓN

Los criterios que pueden ser considerados en el diseño, modificación y análisis de sistemas energéticos pueden ser variados: maximización de eficiencia, reducción de emisiones, reducción de costes, incrementos de flexibilidad de operación, incremento de la fiabilidad de operación, etc. En el contexto de las centrales térmicas, los criterios que han sido definidos en base a un diseño o rediseño óptimo han sido el criterio termodinámico, el criterio económico y el criterio medioambiental (Pelster, 1998, Li 2006, Curti et al., 1997, Curti et al., 2000, Frangopou-

los, 1991, 1992). El criterio por excelencia ha sido el termodinámico, en el que se busca la configuración que optimiza la eficiencia termodinámica. Cuando los criterios termodinámicos no son únicamente los importantes sino que los criterios económicos, como el coste de inversión de la configuración, juegan un papel importante, el criterio seleccionado debe ser económico, en el que algunos de los parámetros importantes de decisión son el coste de inversión específico (€/kW) o el coste específico de la energía (€/kWh) (Li, 2006). En la actualidad, el agotamiento de los recursos naturales así como las emisiones derivadas en el uso de estos sistemas hace necesario tener en cuenta el criterio medioambiental. Uno de los parámetros que podrían ser definidos en este criterio son las emisiones por unidad de energía específica (g/kWh).

Evidentemente, el uso simultáneo de los tres criterios definidos con anterioridad a la hora de evaluar el diseño representa la metodología ideal debido a que conseguiría diseñar un sistema energético cumpliendo tres objetivos claramente exigidos en la actualidad. Una de las posibilidades para unir todos estos criterios en un solo criterio es la utilización del concepto de coste total (Frangopoulos, 1991, Pelster, 1998). El comportamiento termodinámico puede ser trasladado a coste, por ejemplo, utilizando el coste de consumo de combustibles y el coste de venta de electricidad. El coste de inversión puede ponerse en función de la configuración del sistema (número y tipo de equipos) y del diseño (tamaño de equipos, etc). Las consideraciones medioambientales pueden ser expresadas haciendo uso de los costes de daño por contaminación que ocurre fuera del sistema por su operación. Un ejemplo se tendría en los costes de los permisos de emisión de CO₂. La suma de todos estos costes es el coste total que, en el contexto de la optimización de sistemas energéticos, representaría la función objetivo del problema (Frangopoulos, 1991, Pelster, 1998).

MODELOS

Dependiendo del criterio utilizado en la síntesis y diseño del sistema energético se pueden distinguir tres modelos: termodinámico, termoeconómico y termoeoambiental (Frangopoulos, 1991, Pelster, 1998, Li, 2006). El modelo termodinámico describe los procesos físicos de un sistema energético dando lugar a los parámetros termodinámicos como son los valores de flujos másicos, presiones, temperaturas, entalpías, etc de varios puntos del sistema. En el modelo termoeconómico, los parámetros termodinámicos son entradas de un modelo económico que determina los diferentes parámetros económicos como costes de inversión o de operación. Los costes de inversión se calculan equipo a equipo en función de parámetros principales de funcionamiento y características y teniendo en cuenta otros aspectos económicos como son los periodos de depreciación e intereses. Los costes de operación más importantes son los de consumo de combustible. Otros factores como los costes de mantenimiento y de personal también se pueden considerar dentro del modelo económico. Autores que han tratado este modelo han sido, Tribus (1956), Evans (1960), (1961), Tribus y Evans (1962), Tsatsaronis (1993), Frangopoulos (1990), (1992), Valero et al. (1986). El modelo termoeoambiental (Frangopoulos, 1991, Frangopoulos y Boulmetis, 1992, von Spakovsky y Frangopoulos, 1993, Curti et al., 1997, Curti, 1998, Pelster, 1998) es un modelo termoeconómico teniendo en cuenta los costes externos de polución. Una formulación completa de este tipo de problemas sería encontrar una función del coste total neto de los sistemas energéticos que incluya los costes asociados al ciclo completo de vida de dichos sistemas (Pelster, 1998): la extracción de las materias primas utilizadas para fabricación de equipos, la fabricación de los equipos, la construcción de la planta, operación, recursos, desmantelamiento del equipo usado, el material reciclado y los daños ocasionados

al medioambiente (incluyendo aspectos sociales). No obstante, la consideración de no todos estos costes asociados puede igualmente ofrecer una solución relevante del problema. Además, como es evidente, la asignación de algunos costes pueden contener importantes incertidumbres asociadas, tal es el caso de costes sociales o ciertos costes ambientales.

MÉTODOS DE ANÁLISIS

En cuanto a la metodología utilizada para poder analizar la integración ha sido clasificada en tres grandes grupos: análisis termodinámico/heurístico, análisis termoeconómico y análisis numérico mediante optimización (Tveit, 2006, Manninenn y Zhu, 1998, Manninenn y Zhu, 1999). En la práctica suelen ser utilizados de forma conjunta aumentando la sinergia, principalmente, para ser más ambiciosos en el objetivo perseguido y reduciendo los costes de cálculo y la complejidad de una posible formulación numérica (Manninenn y Zhu, 1998, 1999, Marèchal, 1995, Tveit, 2006, Bolliger et al., 2005).

Análisis termodinámico

El análisis termodinámico se apoya de diferentes métodos heurísticos en los que la experiencia juega un papel importante. El análisis de las estructuras definidas es realizado atendiendo al primer y segundo principio de la termodinámica. La generación de entropía representa una de las principales herramientas que han sido utilizadas en la síntesis de sistemas energéticos (Tveit, 2006). Los conceptos definidos en este caso son la minimización de la generación de entropía y la minimización de pérdidas exergéticas (Kotas, 1995, Bejan et al., 1996). El objetivo es la identificación y minimización de las irreversibilidades de los procesos. El método pinch (Hohmann, 1971, Linnhoff et al., 1982) es una metodología que puede ser utilizada para la síntesis de redes de intercambio de calor y que ha sido ampliamente utilizada en la síntesis de procesos industriales (Linnhoff et al., 1982, Marèchal, 1995) así como en el diseño de plantas de potencia (Bolliger et al., 2005, Marèchal et al., 1997, Manninenn y Zhu, 1998, 1999).

Varios autores son los que han tratado la optimización del diseño y síntesis de plantas de potencia mediante el análisis termodinámico. Nishio et al. (1980) propusieron una estrategia para el diseño del ciclo de potencia basada en el uso de la segunda ley de la termodinámica. El análisis puede detectar las ineficiencias en varios subsistemas de la planta. Una vez que dichas ineficiencias son identificadas, reglas heurísticas son utilizadas para minimizar las pérdidas de exergía. Otros autores han extendido dicha estrategia para poder considerar ciclos combinados y turbinas de gas (Chou ans Shih, 1987). Dhole y Zheng (1994) utilizaron de forma combinada el análisis pinch y el exergético para identificar las pérdidas exergéticas en los intercambios de calor en una estructura definida. Con ello, una vez definida una primera estructura se reducen las pérdidas de calor maximizando el aprovechamiento de la exergía en la producción de trabajo. Feng y Zhu (1997) extendieron dicho análisis incluyendo las pérdidas exergéticas de otra serie de elementos como expansores y compresores.

Se puede considerar a estos métodos de diseño y síntesis de plantas de potencia como unos buenos indicadores de los flujos y pérdidas de exergía de las configuraciones planteadas, pero no tienen en cuenta las posibles interacciones entre los diferentes subsistemas (Manninen y Zhu, 1998, Manninen y Zhu, 1999). Por lo tanto, el análisis puede representar un costoso análisis de prueba y error en el diseño de sistemas. Además, debido a que únicamente se utiliza como criterio la maximización de la eficiencia termodinámica no es posible determinar la estructura de la planta con el mínimo coste.

Análisis termoeconómico

El análisis termoeconómico o exergoeconómico dependiendo, respectivamente, del uso de costes monetarios o costes exergéticos (El-Sayed y Evans, 1970, Kotas, 1995, Valero, 2006, Valero y Lozano, 1993, Valero et al., 1986, Lozano et al., 1993, Torres et al., 1996) combina el análisis de la eficiencia térmica y el coste de inversión de las diferentes configuraciones cuantificando en unidades de coste (monetarios o exergéticos) las ineficiencias de dichos sistemas. Un detalle exhaustivo del análisis termoeconómico y una lista de numerosas referencias se puede encontrar en Bejan et al. (1983). En la actualidad, la teoría del análisis termoeconómico está siendo ampliada para considerar, además de optimización de sistemas en base a su eficiencia y coste, la influencia de las emisiones haciendo uso de una nueva formulación para tener en cuenta el coste de los residuos (Torres et al., 2006).

Optimización matemática

La optimización matemática permite explotar al máximo tanto el análisis termodinámico como el termoeconómico (Papoulias y Grossmann, 1983, Cerdá et al., 1983, Manninen y Zhu, 1998, 1999, Tveit, 2006, Bolliger et al., 2005). A partir de los análisis termodinámicos o termoeconómicos se pueden encontrar diferentes estructuras que pueden ser representadas en una superestructura basada en una formulación matemática. La aplicación de métodos numéricos de optimización matemática sobre esta superestructura encontraría la solución óptima en base al criterio seleccionado que correspondería a la función objetivo. Una revisión importante de los métodos de optimización matemática utilizados en el diseño de sistemas energéticos se encuentra en Tveit (2006).

La formulación matemática general de un problema de optimización de un modelo termoeconómico o termoeconómico dispone de una función objetivo, un conjunto de restricciones y un conjunto de variables independientes o de decisión y variables dependientes. Se podría formular como se muestra continuación:

$$\underset{(x,w,z)}{\text{minimizar } C}_{\text{neto_total}}(x, y)$$

Sujeto a:

$$h_j(x, y) = 0, \quad j = 1, \dots, J \quad \text{restricciones de desigualdad}$$

$$g_k(x, y) \geq 0, \quad k = 1, \dots, K \quad \text{restricciones de desigualdad}$$

Donde:

$$x = (x_1, x_2, \dots, x_I) \quad \text{conjunto de variables independientes (de decisión)}$$

$$y = (y_1, y_2, \dots, y_J) \quad \text{conjunto de variables dependientes}$$

$$x_{i_min} < x_i < x_{i_max} \quad i = 1, \dots, I$$

$$y_{j_min} < y_j < y_{j_max} \quad j = 1, \dots, J$$

El valor de la función objetivo se calcula como función de las variables independientes y dependientes del problema. Los valores asignados a las variables independientes son entradas del modelo y sirven para indicar cambios en la configuración del sistema o cambios en los parámetros continuos que lo definen. Durante el proceso de optimización, se permite que las varia-

bles independientes varíen dentro de un rango determinado. Los valores de las variables dependientes se calculan en función de las variables independientes a través de las restricciones de igualdad. En los modelos termoeconómicos y termoeconambiental estas restricciones están basadas mayoritariamente en las leyes termodinámicas así como en las funciones de coste (correlaciones). Las restricciones de desigualdad hacen referencia a los diferentes límites derivados de las leyes físicas, restricciones operativas, técnicas, etc, como son máximas o mínimas presiones admitidas, mínimos pinch, etc.

El planteamiento de un *modelo termoeconómico*, en el que se formulan las ecuaciones relacionadas con la termodinámica del sistema y los costes asociados a él, lleva a plantear un problema de optimización en el que el objetivo general del modelo es el de minimizar el coste total neto del sistema energético con una capacidad dada. La función objetivo del problema de optimización se puede escribir según la expresión 2.1.

$$\underset{(x,w,z)}{\text{minimizar } C_{\text{neto_total}}} = C_{\text{neto_total}}(x, y) = C_t + \int_t C_r dt - \int_t B dt + K \quad (\text{ec. 2.1})$$

Donde:

C_t es el coste de capital del sistema

C_r es el coste de los recursos consumidos

B es el beneficio del sistema

t es el periodo considerado

K costes adicionales

Al que faltarían unir las restricciones asociadas a los diferentes balances de masa y energía así como las restricciones asociadas a las variables de operación del sistema.

El coste de capital está formado por el coste de inversión y se compone de la depreciación (\dot{C}_d), del interés (\dot{C}_i), de los costes de mantenimiento (\dot{C}_m), seguros adquiridos (\dot{C}_s) e impuestos (\dot{C}_{imp}) (ec. 2.2). Al no depender éstos costes de la operación del sistema componen los costes fijos del mismo.

$$\dot{C}_t = \dot{C}_d + \dot{C}_i + \dot{C}_m + \dot{C}_s + \dot{C}_{\text{imp}} \quad (\text{ec. 2.2})$$

El coste de los recursos utilizados supone el coste variable del sistema. Se calcula como la suma del coste de todos los recursos calculados como el producto de su flujo másico ($m_{r,i}$) por el coste unitario del recurso i ($c_{r,i}$) (ec. 2.3).

$$\dot{C}_r = \sum_i c_{r,i} \cdot m_{r,i} \quad (\text{ec. 2.3})$$

Los beneficios corresponden a los productos que producen ingresos al sistema. Se contabilizan como la suma de cada uno de ellos compuestos por el producto de la exergía liberada ($\dot{E}_{\text{prod},k}$) y el coste unitario exergético ($c_{\text{prod},k}$) (2.4). En el caso de existir otros subproductos a parte de electricidad, como puede ser la venta de cenizas, se puede añadir a la ecuación el término segundo.

$$C_b = \sum_k c_{\text{prod},k} \cdot \dot{E}_{\text{prod},k} + \sum_m c_{\text{prod},m} \cdot m_{\text{prod},m} \quad (\text{ec. 2.4})$$

La constante K recoge los costes que son independientes de las variables independientes de selección del sistema, como pueden ser por ejemplo los costes del personal.

En el caso de operación en estado estacionario la formulación del problema se puede expresar como el coste total neto por unidad de tiempo (\dot{C}_{neto_total}) (2.5).

$$C_{neto_total} = C_t + C_r - B + K \quad (2.5)$$

La integración de los problemas ambientales en el objetivo termoeconómico se realiza a través de la internalización de los costes externos de polución, dando lugar a la formulación de un *objetivo termoeconómico ambiental*. Una formulación completa de este tipo de problemas sería encontrar una función del coste total neto de los sistemas energéticos que incluya los costes asociados al ciclo completo de vida de dichos sistemas (Pelster, 1998): la extracción de las materias primas utilizadas para fabricación de equipos, la fabricación de los equipos, la construcción de la planta, operación, recursos, desmantelamiento del equipo usado, el material reciclado y los daños ocasionados al medioambiente (incluyendo aspectos sociales).

El modelo se representa mediante una función objetivo a optimizar constituida por un conjunto de variables de decisión e igualdades o desigualdades restrictivas las cuales describen el diseño y operación del sistema modelado. Bajo condiciones en estado estacionario, se puede escribir la función objetivo según la expresión 2.6 (von Spakovsky y Frangopoulos, 2006, Pelster et al, 2001):

$$\underset{(x,w,z)}{\text{minimizar}} \dot{C}_{neto_total}(x,y) = \dot{C}_{equipo}(x,y) + \dot{C}_{recursos}(x,y) + \dot{C}_{emisiones}(x,y) - \dot{B}_{productos}(x,y) + \dot{K} \quad (2.6)$$

La variable \dot{C}_{equipo} corresponde a la suma de los costes asociados al coste de capital de los equipos (\dot{C}_{equipo}) y los costes asociados a las emisiones derivadas de la fabricación del equipo y desmantelamiento del equipo al final de su vida útil ($\dot{C}_{emisiones_equipo}$). Por lo tanto se puede descomponer según la expresión 2.7:

$$\dot{C}_{equipo}(x,y) = \dot{C}_{equipo}(x,y) + \dot{C}_{emisiones_equipo}(x,y) \quad (2.7)$$

Del mismo modo, la variable $\dot{C}_{recursos}$ está formada por el coste de los recursos naturales utilizados (por ejemplo combustibles) ($\dot{C}_{recursos}$) y por el coste de las emisiones derivadas por la comparación y transporte de esos recursos ($\dot{C}_{emisiones_recursos}$) (ec. 2.8).

$$\dot{C}_{recursos}(x,y) = \dot{C}_{recursos}(x,y) + \dot{C}_{emisiones_recursos}(x,y) \quad (2.8)$$

La variable $\dot{C}_{emisiones}$ considera el coste de las emisiones asociadas a la operación del sistema, la variable $B_{productos}$ representa los ingresos generados por la venta de los productos que se obtienen del sistema. La variable K contabiliza los costes fijos que son independientes del diseño y operación del sistema. Otros costes asociados, como por ejemplo los costes derivados de operaciones de mantenimiento pueden ser añadidos a la función objetivo.

Considerar esta función objetivo en toda su expresión, es decir, en todo el ciclo de vida de la instalación sería lo más completo desde el punto de vista de la comparación entre diferentes opciones aunque puede que no sea lo más útil. La incorporación de excesivas variables al problema aumenta su complejidad que puede no compensar el excesivo tiempo de caracterización de los sistemas frente a un primer análisis de comparación. Además, existen una serie de incertidumbres en el cálculo de ciertas variables. Una de las incertidumbres se encuentra en cómo se calculan los costes de las emisiones de contaminantes $\dot{C}_{emisiones}$ que se ha definido como el coste ocasionado por las emisiones derivadas en la operación del sistema, fabricación y desmantelación de equipos y utilización de recursos naturales. Dicho coste, puede ser expresado como la suma de todos los costes asociados al perjuicio que ocasionan cada uno de los

contaminantes (i) emitidos de forma individual por el sistema en su operación (Pelster et al., 2001) (ec. 2.9).

$$\dot{C}_{\text{emisiones}} = \sum_{i=1}^I \dot{C}_{\text{emisiones}_i} \quad (2.9)$$

En esta expresión, los mismos autores ignoran los efectos de sinergias que podrían ocurrir entre las diferentes emisiones puesto que se consideran que son pequeños frente al propio perjuicio que ocasiona cada uno de los contaminantes de forma aislada. La función del cálculo de los costes individuales de cada contaminante se contabiliza mediante la función (Frangopoulos y von Spakovsky, 1993, 1994) (ec.2.10).

$$\dot{C}_{\text{pol}_i} = c_{\text{pol}_i} \cdot f_{p_i} \cdot \dot{p}_i \quad (2.10)$$

Donde c_{pol_i} es el coste unitario asociado al perjuicio que ocasiona la emisión del contaminante i . Este coste puede ser expresado en unidades monetarias o energéticas. p_i es la medida de la emisión del contaminante i y f_{p_i} representa un factor de penalización que sirve para tener en cuenta ciertos factores asociados con el perjuicio ocasionado por el contaminante. Por ejemplo, no es lo mismo emitir un contaminante en mitad del desierto que en mitad de una ciudad. Este factor depende del nivel de contaminación que exista de i en el ambiente, depende de los límites fijados por la sociedad de ese contaminante en la atmósfera y depende de cuál sea la evolución de la contaminación del ambiente con respecto a i (tasa de variación de i en la atmósfera). Con este factor se pueden, por lo tanto, encontrar las mejores ubicaciones posibles de los sistemas estudiados en relación a su impacto en el medioambiente. Cuando este factor debe contabilizar las emisiones de gases de efecto global como el CO_2 , se puede ajustar teniendo en cuenta los objetivos locales de cada país.

Como se deduce, plantear una expresión que encuentre una función que proporcione el valor del coste de las emisiones sin incertidumbre pequeña es complicado. Más detalle sobre expresiones y definiciones que determinan el valor de c_{pol_i} y f_{p_i} puede encontrarse en Curti (1998), Frangopoulos y von Spakovsky (1993, 1994) y Pelster (1998).

Cuando se utilizan recursos naturales no renovables, además de agotar dichos recursos y emitir contaminantes a la atmósfera, se está incrementando la necesidad energética (exergética) para su extracción. Para contabilizar estos aspectos, se puede definir igual que antes un factor de escasez, f_{sr} , que se utiliza como un factor de corrección del precio unitario de un recurso determinado consumido por el sistema (von Spakovsky y Frangopoulos, 2006). Existe de nuevo una gran dispersión en el cálculo de estos valores que hacen que su uso deba estar supeditado a un mayor esfuerzo de investigación y de unificación de criterios. Como proponen los mismos autores (von Spakovsky y Frangopoulos, 2006), algunas medidas que podrían servir para determinar la escasez de un recurso se recogen en la siguiente lista.

- La inversa de la concentración de la sustancia que contiene el recurso en el medio ambiente
- El coste exergético acumulado
- La función molar de Gibbs de la extracción
- El coste de reposición exergético

La última de ellas, el coste de reposición exergético, parece ser la forma más completa y prometedora de la medida de la escasez, aunque, como se ha dicho, se necesita todavía un gran camino de investigación dentro de este campo.

Diferentes estrategias que existen en el mercado para internalizar los costes medioambientales se recogen en la siguiente lista:

- Multas. Se penaliza a un sistema en particular por el exceso de cantidad emitida con respecto a una máxima permitida. Este tipo de mecanismo permite elegir entre soportar el coste de la multa o invertir en reducir las emisiones dependiendo de lo que sea más económico para el contaminante.
- Creación de un mercado de permisos. Se crea un mercado especial de derechos de emisión en el que se comercian con los permisos entre los contaminantes. De este modo se puede elegir entre invertir en reducir las emisiones y vender los permisos o comprar permisos.
- Ayudas. Intentan persuadir a los contaminantes a reducir sus emisiones mediante ayudas de tipo económico. De este modo les ayudan a invertir en investigación y utilización de sistemas de reducción de contaminación ambiental.
- Depósitos de fianza. Se obliga a depositar una fianza recuperable al contaminante en concepto de asegurarse de que al final de la vida útil del producto que prestan, se elimine la contaminación producida. Es el caso del reciclaje, en el que por ejemplo una botella fabricada y vendida, sea devuelta y utilizada de nuevo para fabricar otra botella u otro objeto.

A pesar de la apariencia general en la formulación del problema, no existe un método único que sea capaz de resolver eficientemente todos los problemas de optimización. Se han desarrollado una serie de métodos matemáticos para la resolución de problemas de optimización expresados en forma de algoritmo matemático a partir del estudio general de la formulación del problema. Es por ello que sea útil establecer una *clasificación del tipo de problema de optimización* que servirá para ayudar a seleccionar un algoritmo determinado de resolución. La siguiente lista representa diferentes formas de clasificar un problema de optimización.

- Programación con o sin restricciones. Dependiendo de si existen o no restricciones en el problema.
- Métodos de búsqueda y de cálculo. El método de búsqueda no utiliza derivadas utilizando valores directamente de la función objetivo. Los métodos de cálculo hacen uso de las primeras y segundas derivadas.
- Programación lineal, no lineal, geométrica y cuadrática. Esta clasificación se basa en la naturaleza de las ecuaciones del problema. Si la función objetivo y todas las restricciones son funciones lineales de las variables dependientes, el problema es lineal (LP). Si al menos una de las funciones, independientemente de que sea la función objetivo o restricciones, es no lineal, el problema es no lineal (NLP). Una programación geométrica (GMP) tiene la función objetivo y las restricciones expresadas como polinomios en \mathbf{x} . Una función $f(\mathbf{x})$ se dice posinomial si tiene la forma:

$$f(\mathbf{x}) = c_1 x_1^{a_{11}} x_2^{a_{12}} \dots + \dots + c_N x_1^{a_{N1}} x_2^{a_{N2}} \dots x_n^{a_{Nn}} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

- Donde c_i y a_j son constantes y $c_i > 0$ y $x_j > 0$.
- Un problema cuadrático (QP) es un problema no lineal con una función objetivo cuadrática y con restricciones lineales.
- Programación entera y real. Esta clasificación se basa en el tipo de valores permitidos a las variables independientes. Si alguna o todas las variables independientes de un pro-

blema están restringidas a tomar valores enteros, entonces el problema se conoce como problema de programación entera (IP). Si todas las variables independientes toman valores reales entonces el problema es denominado un problema de programación real. La existencia de variables enteras en problemas lineales y no lineales conducen a los tipos de problemas denominados problema de programación entera mixto lineal (MILP) y programación entera mixto no lineal (MINLP) respectivamente.

- Programación determinística y estocástica. Si alguno o todos los parámetros y/o las variables independientes son probabilísticas el problema de optimización se conoce como un problema de programación estocástica. De otro modo el problema es un problema de programación determinista.
- Programación separable. Una función $f(x)$, $x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ se denomina separable si puede ser expresada como suma de n funciones independientes.

$$f(x) = \sum_{i=1}^n f_i(x_i) \quad (\text{ec. 2.12})$$

- Un programa de programación separable es aquel que tiene tanto la función objetivo como las restricciones separables.
- Programación mono y multiobjetivo. Dependiendo del número de funciones objetivo, los problemas de optimización pueden ser clasificados como mono o multi objetivo. En la mayoría de problemas no existe un único punto x que satisfaga todos los objetivos a la vez. Por lo tanto, la solución pasa a ser un compromiso subjetivo.
- Programación dinámica y cálculo variacional. La programación dinámica (DP) o cálculo variacional (COV) se aplica cuando lo que se busca es una función como objetivo y no un único punto de la función.
- Algoritmos genéticos. Fueron desarrollados por Holland (1975) en un intento de simular el crecimiento y degeneración de los organismos vivos en el medio natural. Filosóficamente están basados en los conceptos de la evolución biológica (selección natural y genética) y la teoría de Darwin de supervivencia del mejor adaptado al medio. Los elementos básicos son la reproducción, el intercambio y la mutación.

2.3. Metodología de análisis en la integración de procesos y utilities

Cada uno de los análisis de sistemas energéticos (métodos termodinámicos, termoeconómicos y de optimización numérica) se mezclan para explotar las sinergias entre ellos, tanto para el diseño y síntesis de plantas de potencia (Manninen y Zhu, 1998, 1999, Bolliger et al., 2005, Li, 2006, Burer y Favrat, 1999, Pelster et al., 2001, Li et al., 2006) como de procesos industriales de los que una excelente revisión se puede encontrar en Maréchal (1995) y de procesos químicos en Tveit (2006). Además, en el contexto de este trabajo, en el que más que el diseño lo que interesa es la integración óptima de sistemas energéticos, se deben explorar en más detalle las diferentes metodologías desarrolladas.

2.3.1. BÚSQUEDA DEL MER

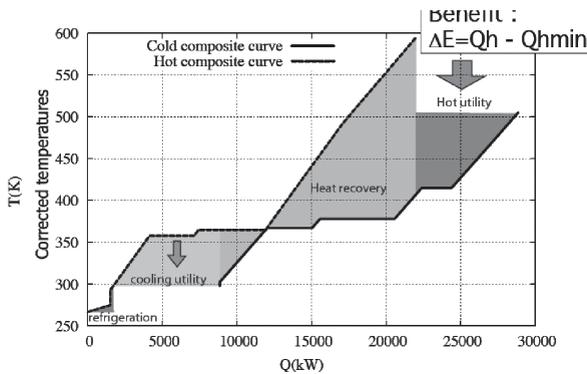
En la integración energética, el problema que se plantea es el encontrar las mínimas necesidades externas a un proceso. La mayoría de los procesos, ya sean procesos industriales, procesos químicos, procesos de generación de electricidad, etc, aparecen definidos por unas necesidades de calor y trabajo. Las necesidades de calor vienen representadas por flujos que

requieren calentarse o enfriarse entre temperaturas de consigna, y las necesidades de trabajo por flujos necesarios de electricidad. Encontrar las mínimas necesidades a dar a un proceso pasa entonces en primer lugar por la necesidad de optimizar las interacciones entre las propias corrientes que lo definen.

Las técnicas de integración energética de procesos buscan identificar la máxima energía recuperable por intercambio de calor a contracorriente entre las corrientes frías y calientes de dichos procesos. Esta técnica, basada en la suposición de una diferencia mínima de temperatura entre las corrientes frías y calientes (DT_{min}) permite el cálculo del llamado MER (Minimum Energy Requirement). Encontrar el *pinch point*, el punto donde las curvas que definen los procesos calientes y fríos se encuentran más próximas, se utiliza para determinar la síntesis de redes de intercambio de calor. Utilizando el concepto de las curvas compuestas y frías es posible determinar gráficamente el MER. Estos conceptos fueron introducidos por Hohmann (1971), más tarde por Umeda et al. (1979) y por Flower y Linnhoff (1979). En la curva compuesta definida por las corrientes del proceso (figura 2.1) se pueden identificar cuatro zonas: a la derecha, se visualizan las necesidades de utilities calientes. La zona de recuperación de calor corresponde al posible intercambio energético entre las propias corrientes del proceso. El calor sobrante de las corrientes calientes debe ser evacuado por las utilities frías. La parte izquierda del gráfico corresponde por tanto a la situación en la que es necesario el uso de utilities frías. Ésta última zona está dividida a su vez en la necesidad de enfriamiento por encima y por debajo de la temperatura ambiente.

■ FIGURA 2.1

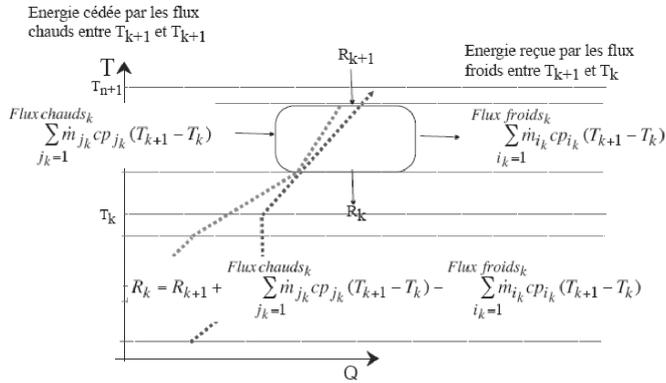
Curva compuesta del proceso (Marèchal y Favrat, 2006)



Matemáticamente, el MER se puede calcular resolviendo el modelo de la cascada de calor basado en la definición de la lista de temperaturas corregidas (Favrat y Marèchal, 2006). Dicho modelo es lineal, tiene un grado de libertad y determina la energía requerida para suplir las necesidades de calor de las corrientes frías maximizando el intercambio con las corrientes calientes mediante el intercambio a contracorriente y arrastrando el calor desde los niveles mayores de temperatura. El balance de energía se escribe para cada intervalo de temperaturas. Según el esquema de la figura 2.2 se presenta una formulación matemática general de dicho problema de optimización.

■ FIGURA 2.2

Esquema para la formulación del problema de optimización (Marèchal y Favrat, 2006)



$$\min_{R_j} R_{n+1} \quad (\text{ec. 2.13})$$

sujeto al balance energético para cada intervalo de temperaturas

$$\sum_{i=1}^n Q_{i_k} + R_{k+1} - R_k = 0 \quad \forall k = 1, \dots, n_k \quad (\text{ec. 2.14})$$

$$R_k \geq 0 \quad \forall k = 1, \dots, n_k + 1 \quad (\text{ec. 2.15})$$

siendo:

n el número de las corrientes del proceso

n_k el número de intervalos de temperatura

R_k la energía sobrante del intervalo k al intervalo siguiente de menor temperatura

Q_{i_k} la energía que ponen en juego las corrientes frías ($Q_{i_k} < 0$) y las corrientes calientes ($Q_{i_k} > 0$) en el intervalo de temperatura k .

2.3.2. SELECCIÓN DE UTILITIES

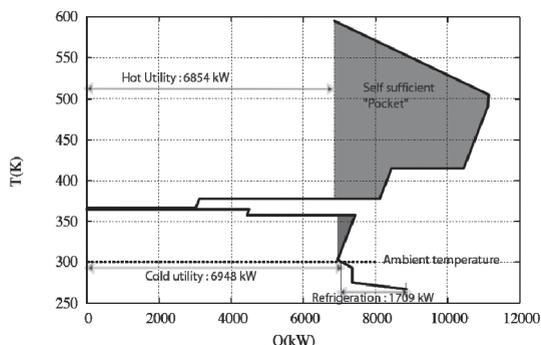
El problema de la integración de las diferentes utilities a fin de proporcionar el MER ha sido tratado por numerosos autores algunos de ellos utilizando únicamente técnicas numéricas de optimización (Papulias y Grossmann, 1983, Cerda et al., 1983, Duran y Grossmann, 1986, Colmenares y Seider, 1987), otros haciendo uso únicamente de un método termodinámico a partir del análisis de la forma de las curvas compuestas (Townsend y Linnhoff, 1983, Linnhoff et al., 1986). El uso combinado de las diferentes metodologías de análisis basadas en el análisis de las curvas compuestas así como de las técnicas numéricas de optimización ha sido explotada para el diseño de ciclos de potencia (Manninen y Zhu, 1998, 1999, Marèchal et al., 1997, Bolliger et al., 2005), para síntesis de procesos químicos (Tveit et al., 2001, Marèchal, 1995) o para procesos industriales (Marèchal y Kalitventzeff, 1991, Molyneaux, 2002, Leyland, 2002)

Así como las curvas compuestas sirven para determinar la cantidad, la calidad, es decir, cómo debe entregarse esa energía a partir de las denominadas utilities, se puede hacer en base al análisis de las curvas compuestas globales (Linnhoff et al., 1982, Marèchal, 1995). La curva

compuesta global describe en función de la temperatura el modo en que la energía debe ser suministrada o retirada del sistema. Dicha curva está dividida en tres zonas (Figura 2.3); por encima del pinch el sistema se comporta como un sumidero de calor recibido éste de una utility caliente. Por debajo del pinch y por encima de la temperatura ambiente el sistema se comporta como una fuente de calor en la que una utility fría debe evacuar dicho calor. Por debajo de la temperatura ambiente el proceso requiere refrigeración.

■ FIGURA 2.3

Curva compuesta global del proceso (Marèchal y Favrat, 2006)



El criterio utilizado por los ingenieros para la selección de las mejores utilities deben estar basadas mejor que en únicamente la búsqueda de la mínima cantidad requerida por los procesos (Linnhoff et al., 1982) en la búsqueda del mínimo coste de la energía requerida por dichos procesos (Marèchal, 1995) (CMER: Cost of Minimun Energy Requirement). Según este objetivo es necesario plantear la integración de las utilities que satisfacen dicho MER pero al mínimo coste.

Encontrar la integración atendiendo al CMER se puede llevar a cabo en dos etapas (Marèchal, 1995): la primera es la fase de *targeting* en la que se fijan los objetivos energéticos y la segunda es la fase de *concepción* en la que se determina la estructura física real que más se aproxima a ese objetivo energético. En cada una de las fases se puede proponer un procedimiento genérico al que se denomina AGE (Analizar, Generar y Evaluar ó Análisis, Generation y Evaluation) (Marèchal, 1995). La primera etapa consiste en evaluar los objetivos y las restricciones del problema. La segunda etapa genera los resultados numéricos mediante la aplicación de conceptos y de técnicas numéricas. En la tercera etapa se evalúan los resultados obtenidos para disponer de una solución práctica caracterizada por una lista de ventajas e inconvenientes siendo la conclusión de ésta la definición de nuevos objetivos y nuevas restricciones que lleven a realizar un nuevo estudio AGE. En este trabajo se detalla en más profundidad la primera de las etapas, *targeting*, quedando fuera del alcance la etapa de *concepción* o *síntesis* de la que una referencia que lo trata en toda su extensión puede ser Marèchal (1995).

Fase de targeting

Análisis

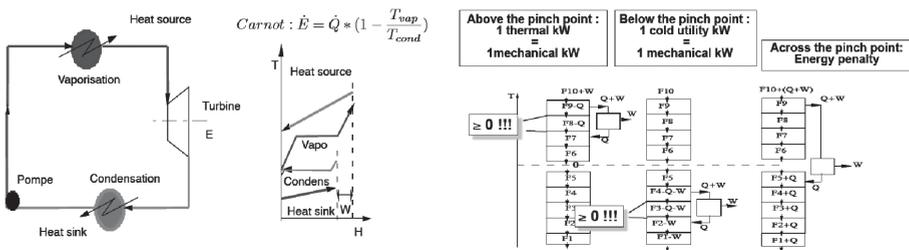
En la fase de Análisis se determinan las curvas compuestas a partir de las corrientes frías y calientes del proceso y las curvas compuestas globales. El análisis se hace sobre la curva

compuesta global (Marèchal, 1995) en la que a partir de las reglas proporcionadas por Linnhoff et al. (1982), Townsend y Linnhoff (1983) y otras reglas de integración combinada de calor y trabajo (Marèchal, 1995) se pueden seleccionar varias tecnologías potencialmente eficientes para proporcionar la energía requerida por el proceso. Algunas de esas reglas, permiten seleccionar la integración de ciclos de vapor Rankine para la producción combinada de calor y trabajo (figura 2.4). Según dichas reglas, la integración de ciclos de vapor Rankine se debería hacer por encima o por debajo del pinch del proceso, no cediendo energía a través del pinch.

Por encima del pinch, considerada dicha zona como un sumidero de calor y donde es la *utility* la que proporciona el MER requerido por el proceso, integrar un ciclo Rankine implica un consumo extra de energía por dicha *utility* para producir el trabajo, aunque como la condensación cede su energía al proceso, toda la energía de más introducida aparte del MER se utiliza para la producción de trabajo. Ello supone una eficiencia de producción de potencia térmica en mecánica del 100%. Por debajo del pinch, considerada dicha zona como una fuente de calor, la integración de un ciclo Rankine supone aprovechar el salto térmico entre la temperatura del proceso y el ambiente para la producción de trabajo. Por lo tanto, dicha producción de trabajo se obtiene con un 100% de eficiencia. No ocurre lo mismo cuando se utiliza energía a una temperatura por encima del pinch para producir trabajo y ceder la energía de condensación por debajo del pinch del proceso. Ello supone una cesión de calor a través del pinch cogiendo energía de la *utility* y llevándola a la zona que corresponde a una fuente de calor, infringiendo una de las reglas de la metodología pinch (Linnhoff et al., 1982). Ello implica que la eficiencia de producción de trabajo no sea mayor que un ciclo convencional.

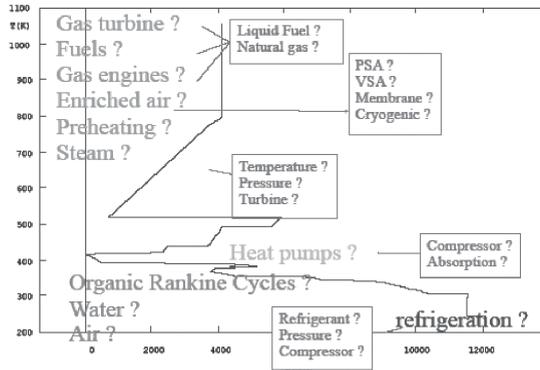
■ FIGURA 2.4

Integración de ciclos Rankine en el proceso (Marèchal y Favrat, 2006)



En el gráfico de la figura 2.5 se representa la curva compuesta global de un proceso en el que se podrían ir planteando la integración de diferentes utilities en función del pinch del proceso. Por encima del pinch, donde se requiere calor, en función de los niveles de temperatura se puede plantear la integración de turbinas de gas, combustión, integración de redes de vapor, etc. Por debajo del pinch, donde se requiere retirar calor, se puede evaluar la integración de ciclos rankine orgánicos, refrigeración por calentamiento de agua, aire, etc. En esta etapa, con dicha curva, es el ingeniero el que debe proponer las utilities que podrían integrarse con el proceso en base, además, a las tecnologías existentes. Como se deduce, se reduce con ello el problema que posteriormente se plantea de optimización.

■ FIGURA 2.5

Planteamiento de utilities según curva compuesta global del proceso (Marèchal y Favrat, 2006)

En el contexto del análisis de integración de procesos, el concepto de la exergía se combina con el análisis pinch para reducir las necesidades exergéticas del proceso optimizando la producción combinada de calor y trabajo (Zheng, 1996, Manninen y Zhu, 1998, 1999, Staine y Favrat, 1996, Ruyck et al., 2003). En la curva compuesta de Carnot (Linnhoff y Dhole, 1992) la exergía liberada E por una corriente que intercambia calor Q de T_{in} a T_{out} se puede expresar según la expresión 2.16.

$$E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_o}{T_{lm}} \right) \quad (\text{ec.2.16})$$

Donde T_{lm} es la diferencia logarítmica media de temperaturas determinada por la expresión incluida en la ecuación 2.17.

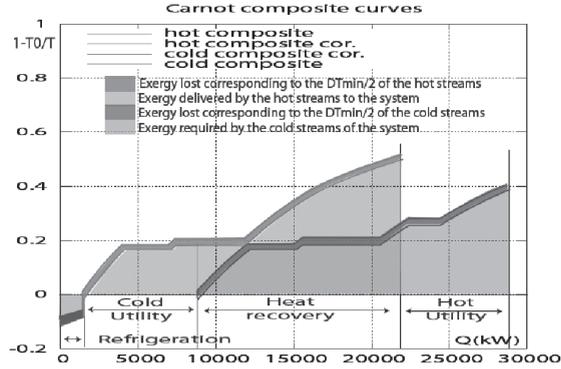
$$T_{lm} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln \left(\frac{T_{in}}{T_{out}} \right)} \quad (\text{ec.2.17})$$

Con T_o la temperatura ambiente y todas las temperaturas expresadas en K.

Representando el intercambio de calor en un diagrama temperatura-entalpía (figura 2.6), la exergía liberada puede ser calculada utilizando como eje de ordenadas el factor de Carnot ($1 - T_o/T_{lm}$). En la gráfica corresponde al área encerrada entre la curva y el eje de abcisas. Dicha curva se denomina curva compuesta de Carnot.

Las curvas compuestas de Carnot representan la exergía perdida en el intercambio de energía entre las corrientes frías y calientes del sistema. A la exergía producida por las corrientes calientes (área sombreada entre la curva compuesta caliente y el eje de abcisas) se le resta la exergía requerida por las corrientes frías (área sombreada entre la curva compuesta fría y el eje de abcisas). Existen cuatro zonas de interés en este tipo de curvas: las necesidades de exergía de utilities calientes se representan en la zona de la derecha, el área entre las dos curvas compuestas que representa la exergía pérdida en el intercambio de calor y que podría ser recuperada parcialmente integrando de forma adecuada elementos para la producción combinada

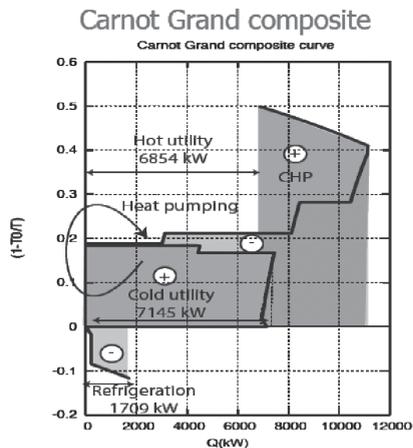
■ FIGURA 2.6

Curva compuesta de Carnot (Maréchal y Favrat, 2006)

de calor y trabajo. Tras la recuperación de calor entre los procesos se encuentra el calor que todavía debe ser evacuado, en el gráfico se divide en dos zonas, una por encima de la temperatura ambiente (encima del eje de abscisas) en el que se podría aprovechar parte de la exergía perdida y otra por debajo de la temperatura ambiente en la que se requiere refrigeración.

La curva compuesta global de Carnot representa la exergía requerida por el proceso (Zheng y Dhole, 1995) (figura 2.7). En este diagrama se debe prestar especial atención a las zonas auto-suficientes, zonas en las que es posible la producción de trabajo. A partir de este análisis es posible identificar las características de los ciclos de vapor a integrar en el proceso tal y como han demostrado Maréchal et al. (1997b). El método presentado por los autores supone la integración

■ FIGURA 2.7

Curva compuesta global de Carnot (Maréchal y Favrat, 2006)

de rectángulos en la curva compuesta global balanceada (ver etapa de evaluación) cuya base representa en su extremo superior la temperatura de vaporización y la inferior la temperatura de condensación de un ciclo Rankine. La curva compuesta global de Carnot serviría como el objetivo a conseguir por dicha integración en base a observar las zonas autosuficientes.

El análisis exergético ha sido introducido también la posibilidad de hacer uso de reacciones químicas utilizando el factor $\frac{\Delta H - T_o \cdot \Delta S}{\Delta H}$ en lugar del factor de Carnot (Ishida y Ohba, 2004).

Una regla heurística útil que se deriva del análisis exergético es el intentar reducir al mínimo el área entre las curvas compuestas calientes frías de los sistemas (Favrat y Maréchal, 2006).

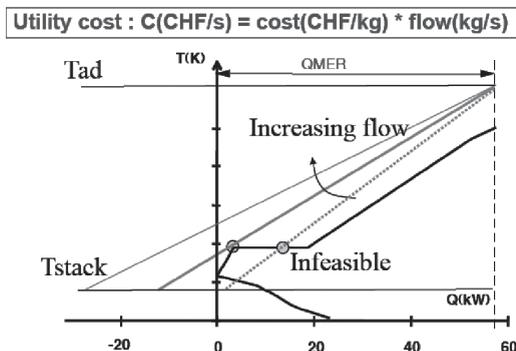
Generación

A partir de la fase de análisis, en la que como se ha visto se obtienen las curvas compuestas, principalmente globales y de Carnot, se seleccionan las utilities que pueden ofrecer una mejor integración en el proceso. Con ello se reduce el problema de optimización que se pretende resolver eliminando aquellas tecnologías que no son acertadas atendiendo al análisis de las curvas compuestas.

Elegir la o las mejores utilities a integrar en el proceso se hace en base a la selección del grado de utilización de cada una de ellas según el CMER. Ésta etapa corresponde a la fase de Generación. Dicho grado de utilización generalmente hace referencia al flujo másico de la correspondiente utility. Cuando únicamente se consideran las utilities formadas por una corriente caliente y una fría y no hay interacción entre las diferentes utilities propuestas, la selección de la mejor integración corresponde a la activación de los diferentes pinch de las utilities maximizando el flujo másico de la utility de menor coste (Favrat y Maréchal, 2006). La figura 2.8 representa la curva compuesta global de un proceso y la integración de una utility de la que según el flujo másico que la caracteriza se obtienen diferentes situaciones: si el flujo es pequeño la integración no consigue dar toda la energía solicitada por el proceso. Incrementando el flujo, sí es capaz de dar la energía mínima requerida por el proceso pero existiendo una situación en la que crea el pinch de la utility, correspondiente siendo la integración con el menor coste. Si el flujo másico es mayor, no creando el pinch de la utility, existe una mayor pérdida de energía que incrementa el coste de utilización de la utility.

■ FIGURA 2.8

Pinch creado en la integración de la utility (Maréchal y Favrat, 2006)



Cuando existe una interacción entre las diferentes utilities se han propuesto diferentes formulaciones MILP para resolver el problema de la integración (Papulias y Grossmann, 1983, Cerda et al., 1983). Un tipo de formulación adecuada para determinar la mejor integración de dichas utilities es el desarrollado por Marèchal y Kalitventzeff (1991), Marèchal y Kalitventzeff (1997c), Marèchal y Kalitventzeff (1998) explotando el concepto de Effect Modelling and Optimisation (EMO), el cual se describe a continuación.

Formulación del problema de optimización

El análisis de las necesidades energéticas de los procesos haciendo uso del análisis de la curva compuesta global y aplicando las reglas propuestas por Townsend y Linnhoff et al. (1982) para la producción combinada de calor y trabajo mediante la integración de ciclos de potencia, de refrigeración y bombas de calor permite obtener una lista de diferentes tecnologías de conversión energética que pueden proporcionar el MER con la máxima eficiencia. La formulación matemática del problema de búsqueda de la mejor configuración posible puede plantearse en base a la formulación Efecto, Modelado y Optimización (EMO) (Marèchal y Kalitventzeff, 1991, 1998, 1999).

La formulación matemática del problema se puede utilizar para la selección de las diferentes utilities propuestas en base al análisis de la curva compuesta global determinando su nivel de utilización que corresponde generalmente al flujo másico derivado de ellas. Por ejemplo, el flujo másico de gas de combustión utilizado de una turbina de gas como flujo para calentar un proceso. El resto de variables de dicho equipo deben ir por tanto expresadas en función de dicha variable. Este método asume que los niveles de presión y temperatura de cada uno de las utilities que se estudian en la integración son conocidos, siendo por lo tanto la variable a calcular su nivel de utilización. El problema es un MILP donde cada tecnología definida como utility se define según una operación nominal y un nivel desconocido de utilización que será determinado por la optimización satisfaciendo las restricciones del problema de la cascada térmica, la producción de potencia mecánica y otra serie de restricciones adicionales que pueden ser incorporadas al problema.

La aportación del modelo EMO radica en que la superestructura definida se plantea en base a considerar una red de intercambio teniendo en cuenta todos los efectos producidos por las diferentes tecnologías u operaciones puestas en juego. Dichos efectos pueden ser calor, potencia mecánica, agua, residuos, contaminantes, etc. De esta forma no hay que tener en cuenta una superestructura de todas las tecnologías u operaciones con todas las posibles interconexiones sino únicamente se debe tener en cuenta una superestructura representada únicamente por intercambio de flujos, balances y restricciones e interacciones entre las diferentes operaciones y sus efectos. Los dos tipos de utilities propuestas son las utilities primarias como pueden ser los combustibles, agua, aire y las utilities secundarias que actúan como intermediarias, por ejemplo las redes de vapor y los sistemas de refrigeración (Marèchal y Kalitventzeff, 1996).

Al problema de optimización formulado para encontrar el MER del proceso se unen los efectos asociados al uso de las diferentes utilities propuestas en la fase de análisis. Las corrientes calientes y frías del proceso definen las necesidades de los efectos de calor y las ecuaciones de la cascada de calor definen el modelo de la red ideal de intercambio de calor donde todos los intercambios tendrán una diferencia mayor o igual a una temperatura mínima fijada denominada DT_{\min} (Marèchal y Kalitventzeff, 1997c). Dicho modelo se utiliza para determinar la mínima cantidad de energía del proceso utilizado. Cuando son consideradas las utilities, cada una

de ellas define una posible operación. Las temperaturas iniciales y finales de las corrientes frías y calientes (efectos de calor) que se dan en una misma utility se consideran como una característica de la operación y el flujo másico se calcula para satisfacer las necesidades energéticas al mínimo coste. Cada efecto de calor, bien del proceso bien de las utilities introducen su propia contribución en la cascada de calor. La selección de la operación w se define por una variable entera y_w y las restricciones incluidas en la ecuación 2.21. El grado de utilización de la operación w se multiplica por el factor f_w que afecta a todos los efectos de la operación w . Las restricciones incluidas en la ecuación 2.20 son las que imponen el balance global del proceso.

$$\sum_{w=1}^{n_w} f_w \cdot q_{wk} + \sum_{i=1}^{n_h} Q_{ik} + R_{k+1} - \sum_{j=1}^{n_c} Q_{jk} - R_k = 0 \quad \forall k = 1, \dots, n_i \quad (\text{ec. 2.18})$$

$$R_k \geq 0 \quad \forall k = 1, \dots, n_i + 1 \quad (\text{ec. 2.19})$$

$$R_k \geq 0 \quad \forall k = 1, \dots, n_i + 1 \quad (\text{ec. 2.20})$$

$$f_{\min_w} \cdot y_w \leq f_w \leq f_{\max_w} \cdot y_w \quad \forall k = 1, \dots, n_w \quad (\text{ec. 2.21})$$

$$y_w \in \{0, 1\} \quad (\text{ec. 2.22})$$

n_i es el número de intervalos de temperatura, n_w es el número de operaciones consideradas, R_k el calor sobrante del intervalo k dirigido al intervalo inmediatamente inferior, Q_{ik} es la carga de calor de la corriente i en el intervalo de temperatura k , f_w es el factor multiplicativo de los efectos asociados a la operación w , q_{wk} es la carga de calor de los efectos de la operación w en el intervalo de temperatura k , $q_{wk} \geq 0$ para las corrientes calientes, y_w es la variable entera asociada al uso de la operación w , $y_w=1$ si ésta es utilizada, $y_w=0$ si no es utilizada, f_{\min_w} , f_{\max_w} los valores mínimo y máximo aceptados para f_w si $y_w=1$.

Para poder considerar un sistema de utilities más complicado, principalmente redes de vapor, los mismos autores han añadido dos nuevas ecuaciones al problema (Marèchal y Kalitventzeff, 1997c) (ecuaciones 2.23 y 2.24).

$$\sum_{w=1}^{n_w} a_{iw} \cdot f_w + c_{iw} \cdot y_w + \sum_{k=1}^{n_i} d_{ik} \cdot x_k = b_i \quad \forall i = 1, \dots, n_e \quad (\text{ec. 2.23})$$

$$\sum_{w=1}^{n_w} a_{jw} \cdot f_w + c_{jw} \cdot y_w + \sum_{k=1}^{n_i} d_{jk} \cdot x_k \leq b_j \quad \forall j = 1, \dots, n_i \quad (\text{ec. 2.24})$$

$$x_{\min_r} \leq x_r \leq x_{\max_r} \quad \forall r = 1, \dots, n_r \quad (\text{ec. 2.25})$$

con n_e el número de restricciones de igualdad de los efectos considerados, n_i el número de restricciones de desigualdad, n_r el número de variables adicionales, x_k las variables adicionales utilizadas para simular los efectos de la operación, a_{iw} y c_{iw} son respectivamente los coeficientes del flujo másico y de las variables enteras de operación w en la restricción i en la simulación de los efectos (j hace referencia a las restricciones de desigualdad), d_{ik} y b_i son los coeficientes de las variables adicionales y el término independiente, respectivamente, utilizados para simular los efectos de operación, x_{\min} , y x_{\max} , son los límites mínimo y máximo de la variable x_r .

Las variables adicionales x_r se usan en el modelo como variables intermedias o para representar los efectos ambientales. Por ejemplo, el cálculo de las emisiones de CO_2 de una planta se calculan según la restricción expresada por la ecuación 2.23 siendo x_i las emisiones totales de CO_2 de la planta, $n_r=1$, $d_r=1$, $b_r=0$ y a_{rw} representando la producción de CO_2 de la

operación w . Dada la importancia de las redes de vapor para la producción combinada de calor y trabajo, se presenta en el anexo A.II en más detalle el modelo que se utiliza para su definición y cómo se integra en la formulación del problema de optimización.

Además de los efectos de calor se deben considerar los efectos de consumo (ec. 2.26) y producción de electricidad (ec. 2.27).

$$\sum_{w=1}^{n_w} w_w \cdot f_w + W_{el} - W_c \geq 0 \quad (\text{ec. 2.26})$$

$$\sum_{w=1}^{n_w} w_w \cdot f_w + W_{el} - W_{elv} - W_c = 0 \quad (\text{ec. 2.27})$$

con W_{el} la electricidad importada diferente de la producida en las utilities integradas, W_{elv} la potencia eléctrica que sale del sistema una vez satisfechas las necesidades, W_c la potencia eléctrica que necesita el proceso, w_w la potencia eléctrica en función del grado de utilización f_w producida por la operación w ($w_w < 0$ para un consumo y $w_w > 0$ para una producción).

El efecto asociado al coste C se introduce según la expresión de la ecuación 2.28.

$$\sum_{w=1}^{n_w} (C_{1w} \cdot y_w + C_{2w} \cdot f_w) + C_{el} \cdot W_{el} - C_{elv} \cdot W_{elv} + \sum_{r=1}^{n_r} C_r \cdot x_r - C = 0 \quad (\text{ec. 2.28})$$

con C_{1w} y C_{2w} los costes fijos y variables asociados al uso de la operación w , C_r es el coste asociado a las variables adicionales x_r , C_{el} y C_{elv} los costes de la electricidad importada y vendida respectivamente.

En resumen, el modelo de la superestructura planteado por dichos autores es el siguiente:

- Minimizar Coste (ec. 2.28)
- Sujeto a
- Cascada de calor (ecs 2.18-2.22)
- Consumo y producción de electricidad (ecs 2.26 y 2.27)
- Modelos de los efectos (ecs 2.23-2.25)

Se pueden tener en cuenta otras funciones objetivo como la maximización del trabajo producido, coste mínimo de operación, minimización de las emisiones o minimización de las pérdidas exergéticas. Cuando el objetivo es la maximización de la eficiencia del sistema energético se ha propuesto la utilización de la minimización de las pérdidas exergéticas como función objetivo (Marèchal y Favrat, 2006). De esta forma no se tienen en cuenta el precio de compra o venta de la energía eléctrica. La expresión 2.29 es la que representaría dicha función.

$$\min_{R, y_w, f_w} \sum_{w=1}^{n_w} L_w = \sum_{w=1}^{n_w} (f_w \cdot \dot{E}_w^+ - \sum_{r=1}^{n_r} (\dot{E}q_{w,r}^-)_{\Delta T_{min}} - \dot{E}_w^-) \quad (\text{ec. 2.29})$$

donde $\dot{E}_w^+ = \sum_{f=1}^{n_{kel,w}} m \cdot \Delta k_f^0 + E_{grid}^+$ es la exergía consumida por los recursos para producir las corrientes calientes y frías a integrar con el proceso. \dot{E}_w^- representa la exergía producida por los recursos en condiciones nominales. $(\dot{E}q_{w,r}^-)_{\Delta T_{min}}$ representa la exergía en forma de calor proporcionada por las corrientes frías y calientes de la unidad de conversión w en el intervalo de temperatura r en su operación nominal. Para su cálculo las temperaturas son corregidas, por lo que $(\dot{E}q_{w,r}^-)_{\Delta T_{min}}$ incluye las pérdidas de exergía debidas al uso del ΔT_{min} (ec. 2.30).

$$(\dot{E}q_{w,r}^-)_{\Delta T_{min}} = \sum_{s=1}^{ns_w} \dot{Q}_{s,r}^- \cdot \left(1 - \frac{T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_{r+1}}{T_r}\right)}{T_{r+1} - T_r} \right) \quad (\text{ec. 2.30})$$

Con T_r y T_{r+1} las temperaturas inferior y superior de cada intervalo considerado en el problema. El factor $(\dot{E}q_{w,r}^-)_{\Delta T_{min}} - \dot{E}_w$ representa por lo tanto las pérdidas exergéticas derivadas de la producción de las corrientes calientes y frías de la unidad w . Haciendo uso de esta formulación es posible definir un conjunto de tecnologías de conversión energética que minimicen las pérdidas inevitables de exergía del sistema.

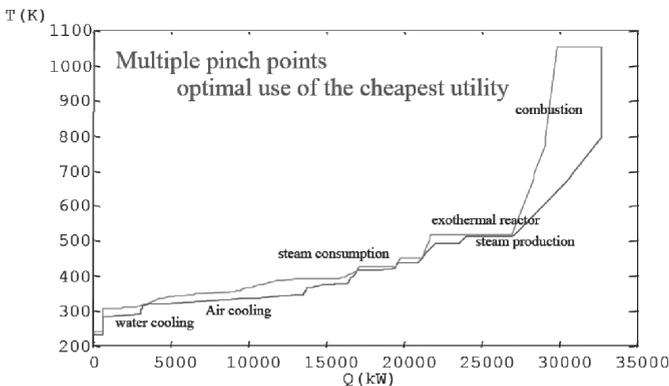
Evaluación

El tercer paso, la Evaluación, pretende convertir los resultados numéricos obtenidos en la fase de generación en resultados prácticos donde se pueden encontrar nuevas configuraciones que deberían ser evaluadas en una nueva fase AGE. En este paso se analizan las curvas compuestas balanceadas y, principalmente, las curvas compuestas integradas (Marèchal y Kalitventzeff, 1996).

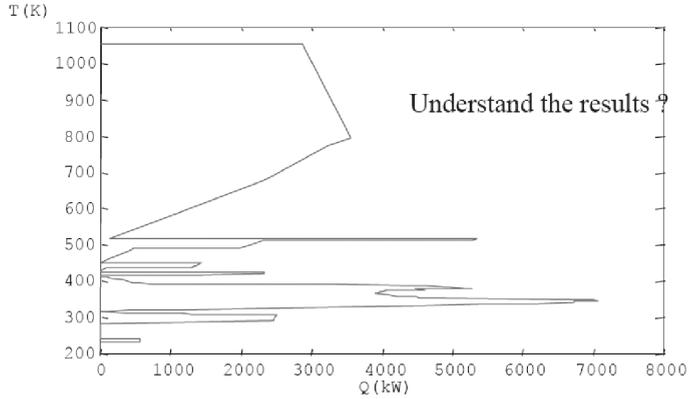
Una vez que el problema de optimización de integración de las utilities con el proceso queda resuelto, se pueden representar unas curvas denominadas curvas compuestas balanceadas caracterizadas por varios pinch correspondientes uno al pinch del proceso y los demás a la optimización en la integración de las utilities. En particular, siempre se dispone de un pinch tanto en el nivel más alto como en el nivel más bajo de temperatura indicando que las necesidades de energía han quedado cubiertas. Un ejemplo de curva compuesta balanceada aparece en la figura 4.9. donde se muestra cómo al resolver el problema de optimización en la etapa de generación se dan todas las necesidades energéticas del proceso. Así mismo, un ejemplo de curva global compuesta balanceada aparece en la figura 2.10.

Sin embargo, tal como se observa de las gráficas y ya documentan algunos autores (Favrat y Marèchal, 2006) dichas curvas son difíciles de interpretar y por tanto no ofrecen demasiada

■ FIGURA 2.9
Curva compuesta balanceada (Marèchal y Favrat, 2006)

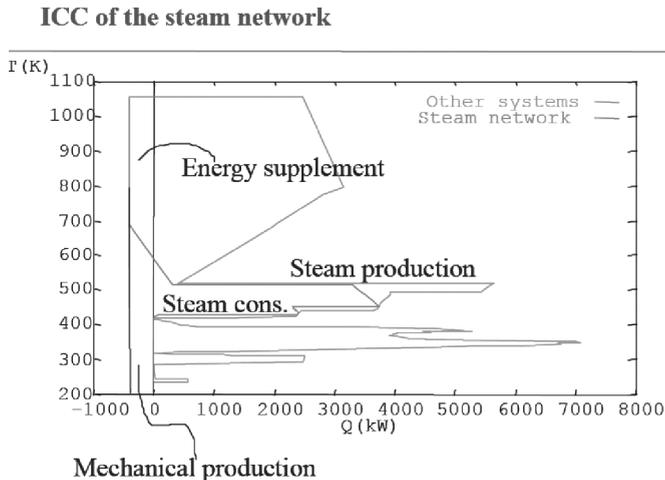


■ FIGURA 2.10

Curva Global compuesta balanceada (Marèchal y Favrat, 2006)

ayuda en la etapa de evaluación. Se pueden observar ineficiencias del proceso pero no se puede diferenciar, por ejemplo, qué utility es la que se podría integrar de diferente forma o incluso no integrar o integrar otra para la misma función. Un ejemplo claro son los ciclos de vapor que se detallan en el anexo A.II. Otro gráfico que realmente sí que presenta una forma útil a la hora de evaluar las soluciones generadas de un problema de integración determinado son las curvas compuestas integradas (Marèchal y Kalitventzeff, 1996). Dicha representación está basada en la descomposición del sistema en subsistemas como procesos, caldera, ciclo de refrigeración, red de vapor, bomba de calor, sistema de utilities, etc. Las curvas compuestas inte-

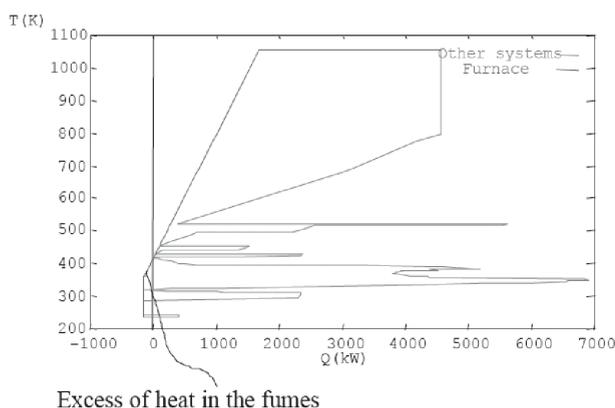
■ FIGURA 2.11

Curva Integrada compuesta (Marèchal y Favrat, 2006)

grados de un subsistema se obtiene extrayendo de la curva compuesta global de todo el sistema la curva compuesta global del subsistema bajo estudio. Más detalle sobre este tipo de curvas y algunas aplicaciones se encuentra en Marèchal y Kalitventzeff (1996) o en Marèchal (1995). Dicha representación es realmente útil en el análisis de la integración de ciclos ya que en este caso la diferencia entre las curvas compuestas calientes y frías corresponde a la potencia mecánica que cierra el balance (Favrat y Marèchal, 2006). Un ejemplo de este tipo de curvas integradas se presentan en las figuras 2.11 y 2.12, que corresponde a la curva balanceada de la figura 2.10. Se observa cómo ahora, al separar la contribución del ciclo de vapor integrado en el proceso, se vé claramente su efecto, o por ejemplo, la pérdida de energía procedente de la combustión.

■ FIGURA 2.12

Curva Integrada compuesta (Marèchal y Favrat, 2006)



Síntesis de las redes de intercambio

La segunda fase en la integración energética, que queda fuera del alcance de este trabajo, corresponde a la concepción de la red real de intercambios energéticos y de redes de utilities que permiten proporcionar el objetivo energético fijado en la fase de targeting. Esta fase se divide en dos etapas diferenciadas (Marèchal et al., 1989, Marèchal, 1995): (1) el cálculo de la distribución de las cargas térmicas que permiten determinar los intercambios y las cantidades de calor intercambiadas que minimizan el número de intercambios satisfaciendo el objetivo energético, (2) concebir después de la optimización la estructura de las redes de intercambio a fin de minimizar el coste total (inversión y operación). El cálculo de la distribución se formula según un problema MILP.

2.4. Conclusiones

Las diferentes metodologías de análisis, diseño e integración de sistemas energéticos hacen uso de los análisis termodinámicos, termoeconómicos y de optimización numérica para satisfacer el criterio seleccionado. Se requiere de la herramienta computacional para realizar los modelos termodinámicos, económicos y ambientales, así como de optimización para poder dis-

poner de una gran cantidad de configuraciones posibles entre las que se encuentre la óptima. La mejor metodología pasa por hacer uso de cada uno de los análisis para llegar a reducir el número de configuraciones a analizar de forma numérica. La integración de los diferentes subsistemas que configuran el sistema energético se realiza en dos fases: la fase de búsqueda del mejor resultado que se podría obtener (menor consumo, mayor eficiencia, etc) y la fase de concepción de los diferentes subsistemas para dar lugar a ese sistema energético que consiga satisfacer (o más se aproxime) lo encontrado en la fase de búsqueda.

En la etapa de búsqueda o *targeting* se puede plantear en primer lugar un análisis heurístico así como termodinámico haciendo uso del primer y segundo principio de la termodinámica. Dichos análisis van a ayudar a encontrar aquellas configuraciones con la mejor eficiencia termodinámica. En este primer paso se puede hacer uso de la metodología *pinch* en base a plantear el MER requerido por el sistema energético, bien a partir de herramientas numéricas o simplemente gráficas como la curva compuesta o curva compuesta global. Existen otra serie de análisis gráficos que representan las pérdidas exergéticas como son las curvas compuestas denominadas de Carnot. A partir del análisis termodinámico/heurístico es posible hacer uso del análisis económico en combinación con el termodinámico según lo que se ha derivado del análisis anterior. En este paso es posible plantear la posibilidad de la producción combinada de calor y trabajo, atendiendo a que hay que proporcionar energía consumida por el proceso y que es posible producir trabajo por los excedentes del propio proceso. Estos dos análisis, permiten definir un problema de optimización en base considerar las mejores configuraciones que se derivan de dichos análisis, que puede tener como objetivo el mínimo coste de la energía, mínimas pérdidas exergéticas, maximización de la potencia mecánica producida, etc. Una última etapa de análisis de diferentes gráficos que representan la integración obtenida mediante la optimización van a permitir modificar las configuraciones iniciales en base a encontrar una mejor integración.

3. Análisis y metodología de la integración de la repotenciación con turbinas de gas en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado

La primera parte del presente capítulo recoge las diferentes posibilidades existentes de aumentar la capacidad de potencia instalada, reducir el consumo específico y reducir las emisiones de contaminantes de una central de carbón pulverizado mediante la instalación de turbina de gas. Se describen aspectos preliminares relacionados con las causas que pueden llevar a pensar en la posibilidad de repotenciar una planta determinada. Se detallan las diferentes opciones de repotenciación con turbina de gas incidiendo en las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas y se citan algunos ejemplos de proyectos llevados a cabo por parte de importantes empresas relacionadas con la producción de energía eléctrica como General Electric o Siemens.

En la segunda parte de este capítulo se propone por primera vez una metodología de integración, en una central termoeléctrica de carbón pulverizado, de la repotenciación con turbina de gas. Se presenta el criterio que se ha definido para obtener la integración óptima de estos sistemas, que ha sido el coste de las emisiones de CO_2 . No obstante, la metodología puede ser utilizada habiendo definido cualquier criterio de integración tal y como se presenta con la definición de otros criterios. Se definen los modelos necesarios que definen las superestructuras a considerar, tanto termodinámicos, como económicos y ambientales. Una de las restricciones importantes que se consideran en toda la integración es la necesidad de modificar en el menor grado posible la planta existente, aspecto que viene razonado por la situación que se plantea en la que se debe reducir la emisión de CO_2 de centrales termoeléctricas existentes de carbón pulverizado en el menor tiempo posible sin alterar en demasía su configuración.

3.1. Análisis de la repotenciación con turbina de gas

ANTECEDENTES Y TIPOS DE REPOTENCIACIÓN EXISTENTES

Antecedentes

Una de las posibilidades reales de modernización de las plantas de generación térmica convencional de carbón pulverizado se encuentra en la repotenciación con turbina de gas. Una repotenciación en estos términos consiste en la incorporación de una turbina de gas a un ciclo convencional con el fin de dar respuesta a una necesidad particular de la planta de generación eléctrica de ciclo Rankine. Los efectos principales buscados han sido siempre el aumento de la potencia con mayor eficiencia y la reducción de emisiones de NO_x y SO_2 con costes y periodos de modificación razonables (Thermuelen, 2001). En la actualidad, añadiendo la inherente reducción de las emisiones de CO_2 que supone también la repotenciación, se revaloriza el concepto, pudiendo llegar a ser, en muchas ocasiones, un factor decisivo para su realización.

La tabla 3.1 presenta una lista de los posibles beneficios de la repotenciación de un ciclo Rankine mediante turbina de gas, haciendo una diferenciación entre aspectos energéticos y medioambientales, de espacio y ubicación y económicos (Thermuelen, 2001, Bauer y Joyce, 1996, Watson, 2000, Chase, 2001, Wang, 2001).

La primera configuración que se concibe al pensar en la integración de la turbina de gas con un ciclo Rankine es la que corresponde a la tecnología de ciclo combinado, donde la unión se realiza a partir de una caldera de recuperación para producir el vapor necesario a partir de los gases exhaustados por la turbina. En este caso desaparece la dependencia del carbón para ser la producción completamente dependiente del gas natural, aspecto que puede derivar en un problema difícil de resolver relacionado con la rentabilidad de la instalación. Se ha observado cómo el precio del mercado del gas natural presenta una evolución discontinua lo que se debe

■ TABLA 3.1

Principales beneficios conseguidos con la repotenciación

Energéticos / Medioambientales	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de potencia en un mismo espacio (menor impacto) • Disminución del consumo específico • Disminución de las emisiones de contaminantes • Aumento de la capacidad de seguir carga • Flexibilidad de utilización de combustible
Relacionados con el espacio y ubicación	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento de potencia en el mismo espacio • Aumento de la potencia sin utilizar nuevos recursos naturales (p.ej agua de mar) • No se requiere una construcción agresiva con el medio
Económicos	<ul style="list-style-type: none"> • Posibilidad de mantener la mayoría de los equipos con mínimas modificaciones • Reducido coste de inversión, O&M de la turbina de gas • Reducido periodo de amortización y pequeño riesgo financiero • Reducido tiempo de indisponibilidad por la modificación

a factores difícilmente controlables atribuibles a la menor reserva estimada y mayor localización en zonas no demasiado estables (ver figura 1.7b). Cuando los precios del gas natural eran bajos y estaban en el rango en torno a 0.65 c€/kW_th (0.853 US\$/kW_th) la repotenciación en base a mantener al carbón como combustible principal no parecía una opción que pudiera competir con la construcción de un nuevo ciclo combinado, sin embargo, se estima que el carbón vuelve a ser imprescindible cuando el precio sobrepasa la barrera de los 0.92 €/kW_th (1.19 US\$/kW_th) durante un intervalo significativo de tiempo (Wang et al., 2001). En la actualidad el precio de gas natural medio para clientes industriales de la Europa de los 15 es de unos 3.24 c€/kW_th (Eurostat, 2007)

Se encuentra una primera clasificación de las opciones de repotenciación con turbina de gas atendiendo a la caldera de vapor: *repotenciación completa* (full repowering) en el caso de eliminar la fuente de generación de vapor mediante la combustión de carbón pulverizado y *repotenciación parcial* (partial repowering) cuando se sigue conservando la utilidad de la caldera de vapor como fuente energética. Existe otra clasificación dentro de esta segunda opción que diferencia entre *repotenciación caja de vientos* (hot windbox repowering), *repotenciación paralela* (parallel repowering) y *repotenciación agua de alimentación* (feed-water repowering) (Thermuelen, 2001, Bauer y Joyce, 1996, Stoll et al, 1994, Chase et al, 2001, Brueckner et al, 1992, Watson, 2000). Se describe cada una de ellas con algo más de detalle en la siguiente lista:

- Una *repotenciación completa* substituye la caldera de vapor por una o varias unidades de turbina de gas con sus respectivas calderas de recuperación, transformando al ciclo, en esencia, en un ciclo combinado. La producción de vapor se consigue en la caldera de recuperación mediante el intercambio de calor de los gases de combustión de la turbina de gas con el agua del ciclo de vapor.
- Una *repotenciación de caja de vientos* utiliza los gases de combustión de la turbina de gas como aire primario y secundario en la caldera de vapor.
- Una *repotenciación agua de alimentación*, únicamente utiliza los gases de combustión de la turbina de gas para calentar el agua de alimentación a caldera y, en la mayoría de las ocasiones para calentar también el agua de condensado.
- Una *repotenciación paralela*, además de calentar el agua de alimentación produce vapor recalentado caliente y/o vapor vivo a introducir en las diferentes etapas de vapor junto al vapor generado por la caldera de carbón pulverizado

Cada una de las diferentes opciones consideradas consigue un aumento de la potencia total instalada con menor consumo específico de combustible y reducción de las emisiones específicas con costes de inversión y tiempos de indisponibilidad reducidos. Estas ventajas conseguidas con la repotenciación permiten establecer una serie de causas que pueden preceder a la consideración de una repotenciación (Wang et al., 2001).

- Reducción de la capacidad
- Reducción de la disponibilidad de la instalación
- Incremento del consumo específico
- Incapacidad de seguir carga demandada
- Aparición de nuevas medidas medioambientales
- Obligación de reducción de emisiones
- Aparición de tasas de emisión de contaminantes
- Aparición de nueva normativa más restrictiva sobre calderas y aparatos a presión

Schretter et al., (2003) comparan los beneficios económicos asociados a la repotenciación frente a la construcción de un nuevo ciclo combinado bajo diferentes escenarios relativos a precios de gas natural y venta de energía eléctrica, factor de utilización e interés asociado a la inversión. Llegan a la conclusión de que aunque se requiere un análisis financiero de cada una de las opciones atendiendo a cada caso en particular, es necesario considerar la repotenciación siempre en paralelo a la instalación de una nueva planta. Normalmente, la opción de repotenciar la planta en lugar de construir una nueva, requiere menor desembolso al inicio consecuencia de la posibilidad de conservar la mayoría de las instalaciones, equipos y sistemas (Wang et al, 2001) (ver tabla 3.2). Además, la mayoría de los permisos de construcción, de conexión a red, de vertidos, de uso de agua, etc, ya se disponen o simplemente se obtendrán con mayor celeridad.

■ TABLA 3.2

Principales equipos y sistemas que pueden ser conservados en una repotenciación

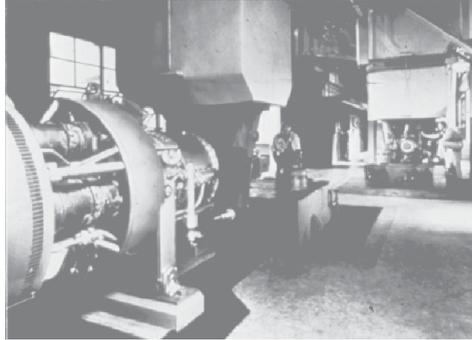
Turbina de vapor	Calentadores regenerativos	Sistema de agua de servicios
Bombas de alimentación	Sistema de refrigeración	Sistema de reposición de agua
Condensador	Planta de tratamiento de agua	Planta aire general y aire de instrumentos
Bombas de condensado	Sistema contraincendios	Disyuntor, transformador

La primera turbina de gas instalada en una compañía eléctrica se hizo con motivo de repotenciar la planta estadounidense *Belle Isle* de la Compañía de Gas y Electricidad de Oklahoma en el año 1949, (Maslak y Tomlinson, 1996). La potencia de gas instalada fue de 3,5 MW_g, (figura 3.1), y los gases exhaustados se utilizaron para calentar el agua de alimentación de la planta convencional de 35 MW_g. Idéntica repotenciación se llevó a término en la misma central en el año 1952.

Entre 1950 y 1970 la mayoría de las repotenciones realizadas fueron del tipo *caja de vientos* y, a partir de 1970, en cuanto comenzaron a aparecer turbinas de gas con potencias mayores de 50 MW_g creció el número de repotenciones completas. A tal efecto, la primera repotenciación completa llevada a cabo por GE fue en la estación de Lordsburg en Nuevo Méjico perteneciente a la Compañía Pública en 1961 (Stoll et al, 1994). En ella, una turbina de vapor sin regeneración fue repotenciada con una turbina de gas de 12 MW_g.

Hasta el año 1996 Siemens había instalado 8 turbinas de gas modelo V84.2 de 103,0 MW en Estados Unidos con el fin de repotenciar mediante *repotenciación completa* las estaciones

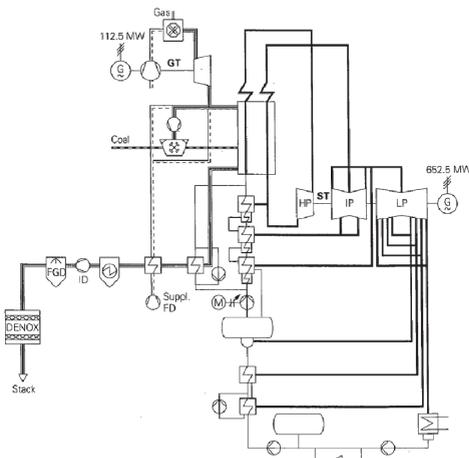
■ FIGURA 3.1

Fotografía de la primera turbina de gas instalada en un ciclo combinado (Chase, 2001)

de Bergen en New Jersey, Manchester Street en Rhode Island y la estación de McWilliams en Alabama, (Bauer y Joyce, 1996). Además de conseguir importantes aumentos de rendimiento y capacidad de producción, se lograron importantes reducciones en las emisiones de contaminantes especialmente de NOx, ya que las turbinas de gas fueron diseñadas para emitir menos de 9 ppm (gas seco con 15% de O₂).

La primera incursión de Siemens en la *repotenciación de caja de vientos* data del año 1965 (Bauer y Joyce, 1996). Actualmente son 70 el número de turbinas de gas de la casa Siemens funcionando en un ciclo de este tipo, con una potencia total instalada de más de 6.000 MW_e. Su distribución abarca Europa Central, encontrándose la unidad más grande en Alemania en la unidad Werne de Ruhr District con una potencia de 770 MW puesta en marcha en el año

■ FIGURA 3.2

Esquema de repotenciación caja de vientos de la planta Werne en Alemania (Bauer y Joyce, 1996)

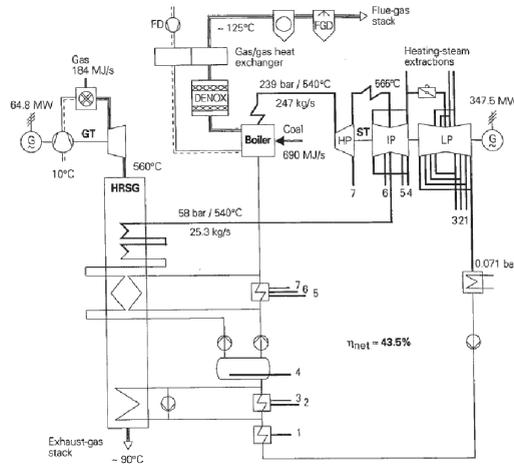
1984 (Bauer y Joyce, 1996). El esquema de la figura 3.2 muestra cómo quedó ésta unidad al integrarle la turbina de gas mediante el concepto de *repotenciación caja de vientos*.

Dicha unidad de generación, repotenciada con una turbina de gas de 114 MW_e y con una potencia de turbina de vapor de 656 MW_e, en su operación combinada, utiliza como aire primario y secundario el gas de combustión de la turbina de gas con un contenido del 16% en oxígeno. Existe un ventilador de tiro forzado que impulsa aire frío para controlar la temperatura de este comburente tras pasar por un precalentador primario. Existe además un precalentador en paralelo con el tren de alta presión. La planta puede funcionar únicamente con el ciclo de vapor, aunque la potencia en este caso se ve reducida de los 656 MW_e de antes a 500 MW_e.

El primer proyecto de *repotenciación paralela* llevado a cabo por Siemens fue el de Altbach/Deizisau cerca de Stuttgart, Alemania (Bauer y Joyce, 1996). La planta de cogeneración supercrítica quedó con una potencia instalada de 400 MW_e. Se incorporó al ciclo original una turbina de gas Siemens V64.3. con una potencia de 53,5 MW_e. La figura 3.3 muestra el diagrama de la planta una vez realizada la repotenciación. La eficiencia neta de generación cuando no se utiliza vapor para cogeneración se mantiene en 43,5% para varias cargas a pesar de la elevada presión de condensación y del consumo de los equipos de DENOx y DGC.

■ FIGURA 3.3

Esquema de *repotenciación paralela* de la planta Altbach/Deizisau en Alemania (Bauer y Joyce, 1996)



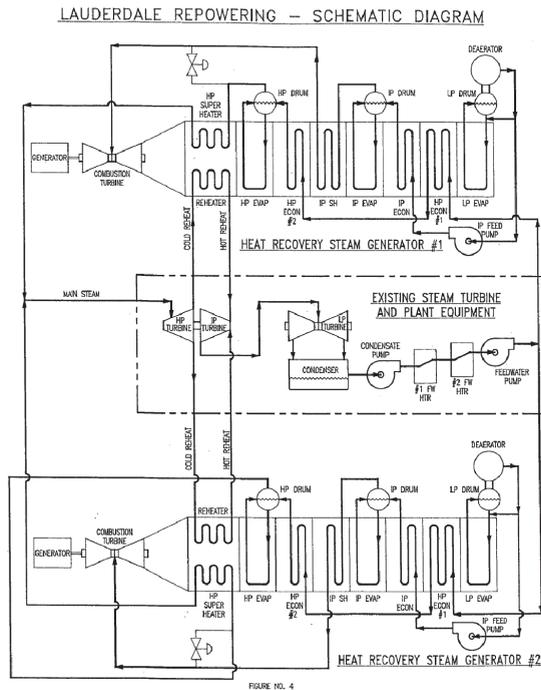
Otro ejemplo de *repotenciación paralela* de Siemens se encuentra en la planta de Mussalo #2 en Finlandia (Bauer y Joyce, 1996). La unidad #9 originariamente estaba constituida por una caldera de vapor Benson y una turbina de vapor de la casa Siemens de tres etapas con una potencia de 160 MW_e. En 1994 se incorporó a la central una turbina de gas Siemens V64.3 de 60 MW_e con una caldera de recuperación de un nivel de presión. Además de producir electricidad, la planta también se aprovecha para producir calor que utiliza para agua de distrito, por lo que además de repotenciar la planta se transformó en una planta de cogeneración.

Florida Power and Light (FPL) fue la primera compañía que realizó una repotenciación de una planta con turbina de vapor con recalentamiento de más de 100 MW_e. (Donatelli, 1990) Para ello

utilizó, también por vez primera para una repotenciación, cuatro turbinas de gas de clase avanzada 'F' de la casa Westinghouse. Se repotenciaron las unidades #4 y #5 de la planta de Lauderdale mediante *repotenciación completa*. Las dos unidades tenían una capacidad total de 274 MW_e. Con la repotenciación se aumentó la producción hasta 846 MW_e, lo que supuso un incremento de casi un 210%. El esquema de las dos unidades repotenciadas se recoge en la figura 3.4. El coste de esta repotenciación ascendió a unos 630 € por cada kW_e nuevo instalado (818 US\$/kW_e).

■ FIGURA 3.4

Esquema de repotenciación completa de las unidades #4 y #5 de la planta de Lauderdale (Donatelli, 1990)

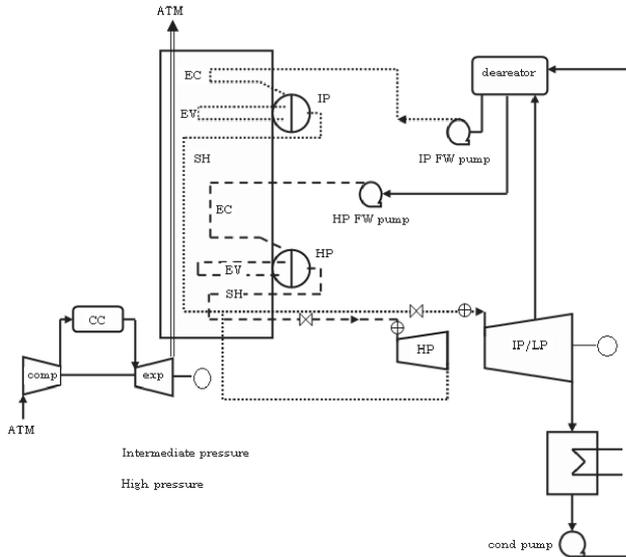


Repotenciación completa con turbina de gas (Full repowering)

La *repotenciación completa* incorpora a la central existente una o varias turbinas de gas con sus respectivas calderas de recuperación y elimina la caldera de vapor convencional. Se transforma la planta en un ciclo combinado con turbina de gas en el que la fuente de generación del vapor es el gas exhaustado por la turbina de gas al ceder su energía al agua de alimentación dentro de la caldera de recuperación. Se pueden eliminar, o no, las extracciones regenerativas de la turbina de vapor hacia el tren de calentadores de calentamiento del agua de alimentación.

La figura 3.5 recoge el esquema simplificado de un ciclo de vapor típico de una central convencional subcrítica de vapor sobre la que se van a explicar las posibles repotenciaciones. Cons-

■ FIGURA 3.6

Modificación de la planta convencional de la figura 3.5 mediante repotenciación completa


Se ha eliminado la caldera de vapor y se ha sustituido por una caldera de recuperación de dos niveles de presión. La caldera de recuperación está alimentada por los gases de escape de una turbina de gas. Se han eliminado también todas las extracciones de la turbina de vapor menos la que se dirige al desgasificador.

Sin tener en cuenta la construcción de una planta de ciclo combinado desde el comienzo, la *repotenciación completa* es la configuración que mejores prestaciones de eficiencia, aumento de potencia y reducción de emisiones consigue extraer de la modificación (Brueckner et al., 1991, Thermuelen, 2001, Horlock, 2003, Kamminga, 1987, Watson, 2000, Koike y Noguchi, 1998). No obstante, la configuración óptima se encuentra con una relación entre la potencia de turbina de gas instalada y la existente de turbina de vapor de 2 a 1 (Termuehlen, 2001), lo que supone tener que disponer de un suministro importante de gas natural. Este aspecto puede resultar un factor decisivo para la viabilidad de la repotenciación tanto por suministro como por precio de gas natural.

La mayoría de las *repotenciaciones completas* que se han llevado a cabo de las centrales de carbón pulverizado convencionales han tenido como punto de partida la obsolescencia de la caldera de vapor (Bauer y Joyce, 1996, Stoll et al, 1994, Brueckner et al., 1992). Cualquier otra repotenciación no es posible si éste es el motivo de pensar en una modificación de la planta a no ser que se reemplace la existente. En una instalación convencional de carbón pulverizado, el equipo de generación de vapor se degrada con mayor rapidez que otros equipos principales como pueda ser la turbina de vapor, sistema de refrigeración, transformadores, etc. Esto supone que pueda ser acertada la idea de retirar la caldera de vapor e incluir una o varias turbinas de gas con sus respectivas calderas de recuperación para proporcionar el vapor reque-

rido por la turbina y conseguir así, con reducida inversión, incluso aumentar la capacidad de producción con un menor consumo específico (Bauer y Joyce, 1996).

Interesa no incrementar el flujo másico de extracción de la turbina de vapor hacia el condensador para no sobrepasar la capacidad del sistema de refrigeración (Fränkle, 2006). De este modo, se evita incurrir en mayores costes y problemas derivados de la necesidad de permisos relacionados con el uso de mayor cantidad de agua de circulación, ampliación y modificación de infraestructuras, incremento de agua de reposición de pérdidas de la torre de refrigeración, etc. Por este motivo, habrá que tener cuidado cuando se eliminen las extracciones de la turbina de vapor puesto que si se permite que el caudal de la extracción entre a la turbina se sabe que a la última etapa va a llegar un 25 o un 30% más de flujo másico que con respecto a la situación anterior. Es por ello, que se debe reducir la carga del ciclo de vapor de la planta repotenciada para reducir el caudal, lo que supone reducir en aproximadamente en el mismo porcentaje la presión del vapor vivo, ya que la carga, al igual que un ciclo combinado convencional, se controlada mediante presión deslizante hasta aproximadamente un 50% de la nominal (Kelhoffer, 1991).

La limitación que tiene la *repotenciación completa* es la imposibilidad de alcanzar las prestaciones que puede ofrecer un ciclo combinado de nueva construcción. Esto es debido a que la selección de la turbina de gas ha de realizarse atendiendo a rangos discretos de potencia, eficiencia y propiedades del gas exhaustado dados por las turbinas comerciales. Por el contrario, la turbina de vapor ya está instalada y, por lo tanto, casi nunca se podrá encontrar la turbina de gas ideal que consiga, a través de la caldera de recuperación, producir el vapor justo requerido por la turbina. Por este motivo, además de la configuración de repotenciación ya comentada, en la que se encuentra una relación de turbina de gas y de vapor ideal, existen principalmente otras dos posibilidades de integración. Estas son la realización de una post-combustión y utilización de vapor junto con el gas que alimenta el expansor de la turbina de gas (Maslak y Tomlinson, 1996).

Como punto final a la descripción de la *repotenciación completa* se recogen en la tabla 3.3 los aspectos más ventajosos y los mayores inconvenientes que tiene esta modificación (Thermuelen, 2001, Bauer y Joyce, 1996, Brueckner et al, 1994, Koike y Noguchi, 1998, Watson, 2000, Walters, 1996, Stoll et al, 1994).

■ TABLA 3.3

Principales ventajas e inconvenientes de la repotenciación completa

Aspectos positivos	Aspectos negativos
<ul style="list-style-type: none"> Se puede llegar a triplicar la capacidad de generación sin excesivas modificaciones ni solicitar nuevos permisos Se incrementa considerablemente la eficiencia térmica. Más que ninguna otra repotenciación Se reducen las emisiones de contaminantes por utilizar gas natural y por reducir el consumo específico por unidad de potencia generada. Se reduce el impacto visual de la central termoeléctrica 	<ul style="list-style-type: none"> Dependencia absoluta del gas natural No consigue las prestaciones de un ciclo combinado de nueva construcción

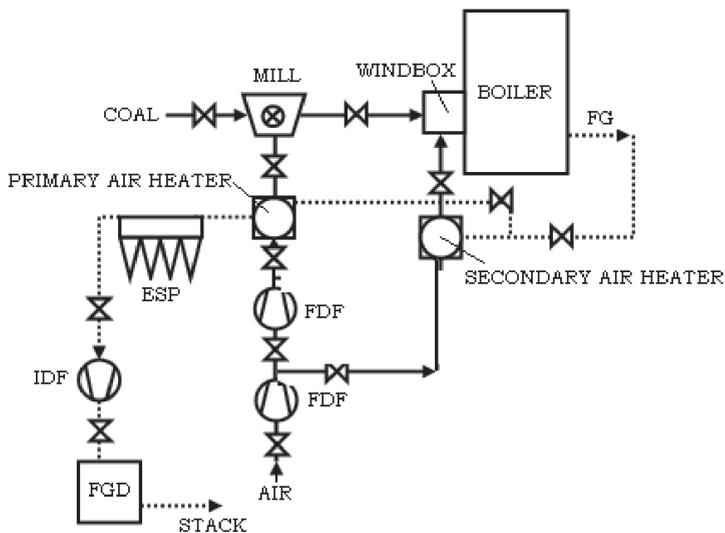
Repotenciación caja de vientos (fully-fired, hot windbox o topping repowering)

En la máxima expresión de esta repotenciación, los gases exhaustados por la turbina de gas, se utilizan como aire primario y secundario de la caldera de vapor. Es decir, se utilizan para secar y transportar el carbón de los molinos hasta los quemadores y para proporcionar el aire de combustión repartido desde la caja de vientos (Brueckner et al, 1994, Bauer y Joyce, 1996, Stoll et al, 1994). De este modo, toda la parte relacionada con el tratamiento de aire / gases / combustible, como son ventiladores de aire forzado y primario, así como los precalentadores primarios y secundarios y calentadores de vapor pueden ser, en teoría, eliminados.

En el esquema de la figura 3.7 se presenta el sistema simplificado de aire-gases-combustible del ciclo de vapor de la figura 3.5 con el fin de poder compararlo con las modificaciones derivadas de una repotenciación caja de vientos.

■ FIGURA 3.7

Esquema simplificado del sistema aire-gases-combustible del ciclo de vapor de la figura 3.5

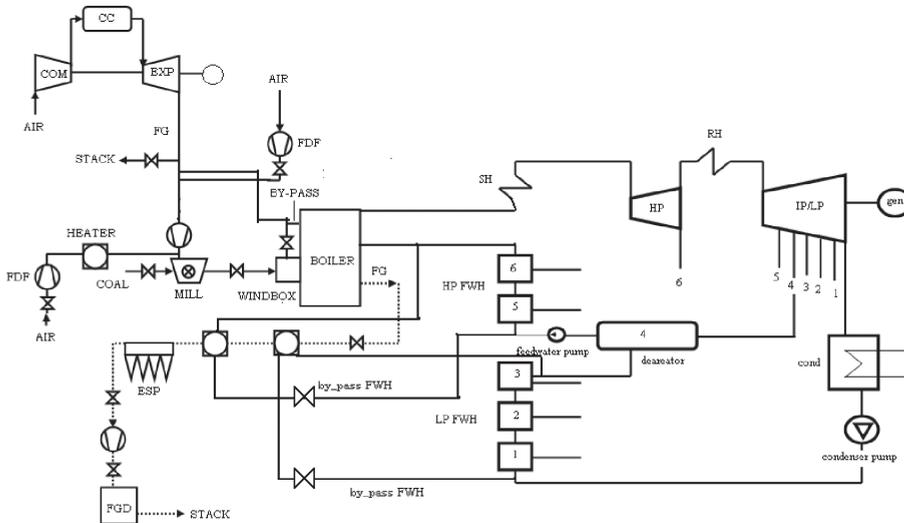


El aire se toma del exterior y se impulsa por un ventilador de tiro forzado hacia el sistema de molienda (aire primario) y hacia la caja de vientos (aire secundario). Antes de introducirse en el sistema de molienda del carbón y antes de entrar en la caja de vientos el aire se precalienta mediante los gases de combustión de la caldera en los precalentadores de aire primario y secundario. El ventilador auxiliar de tiro forzado del aire primario proporciona la presión requerida para el arrastre del carbón hacia los quemadores. El gas de combustión, una vez enfriado en los precalentadores, pasa a través del precipitador electrostático al sistema de desulfuración de gases para ser enviado a chimenea. Un ventilador de tiro inducido es requerido para controlar la presión del hogar de la caldera.

Una modificación del sistema aire-gases-combustible y ciclo de vapor de la figura 3.7 mediante *repotenciación caja de vientos* podría ser el que se incluye en la figura 3.8.

■ FIGURA 3.8

Esquema simplificado de un repotenciación caja de vientos de los esquemas de las figuras 3.5 y 3.7



No se han eliminado por completo todos los ventiladores de tiro forzado de la situación original. El gas exhaustado por la turbina y atemperado por una corriente de aire atmosférico se dirige a través de un ventilador de tiro forzado hacia el sistema de molienda y hacia caja de vientos. Así mismo, se dispone de un by-pass hacia chimenea directo del gas de combustión que ofrece la oportunidad de controlar el caudal total destinado al sistema o de poder funcionar con la turbina de gas de modo independiente. La temperatura del aire primario se debe controlar mediante aire exterior que se introduce mediante otro ventilador de aire forzado. Para controlar la temperatura de éste último aire se dispone de un calentador que retira calor cuando sea necesario. El caudal de gas utilizado como aire secundario se puede derivar e introducirlo en el hogar directamente sin utilizarlo todo en la caja de vientos. Debido a que el gas de combustión aumenta su caudal y temperatura (no se precalienta el aire con el gas de combustión) con respecto a la situación original, se puede aprovechar su energía para calentar parte del agua de condensado y del agua de alimentación reduciendo con ello las extracciones de la turbina de vapor.

Esta repotenciación requiere de excesivas modificaciones relacionadas con la caldera de vapor que pueden llevar a tiempos de inactividad elevados y a importantes costes de inversión (Bauer y Joyce, 1996, Thermuelen, 2001 Stoll et al., 1994). Por ejemplo, se deben cambiar los quemadores existentes por otros capaces de manejar el aire de la turbina de gas, más caliente, con menos concentración de oxígeno y, por lo tanto, con mayor caudal. Si se quiere aprovechar al máximo la energía del gas y aumentar la eficiencia total se deben incorporar nuevos calentadores de alta y baja presión para calentar el agua de alimentación a fin de aprovechar la energía de los gases que salen de la caldera de vapor. En la mayoría de las ocasiones se deben conservar las entradas de aire atmosférico para diluir el gas de combustión de la turbina y reducir su temperatura y caudal. Se requieren para ello ventiladores adicionales de tiro forzado y compuertas de regulación para controlar la mezcla del comburente.

Otra de las restricciones que puede encontrar actualmente este tipo de repotenciación se deriva del hecho de la menor cantidad de oxígeno presente en los gases de combustión de la turbina de gas con respecto a la que tiene el aire atmosférico. Se requiere aproximadamente un 30% más de caudal de gas de la turbina como aire de combustión en relación al aire atmosférico, lo que se traduce en un incremento de la velocidad de los gases en el interior de la caldera. Esta situación conduce a un mayor riesgo de erosión de las superficies de intercambio motivado por la circulación de las cenizas a mayor velocidad. Una solución pasaría por reducir la carga térmica de la caldera para requerir menor cantidad de comburente. Se ha estimado que una reducción del 20% sería suficiente (Bauer y Joyce, 1996).

Según Stoll et al. (1994) la eficiencia térmica de la planta puede verse aumentada de un 5% a un 10% y la potencia instalada incrementada en un 40%. Según DOE (1999) y Stenzel et al. (1999), la eficiencia se vería incrementada como máximo en un 15% y la capacidad instalada en un 25%. Koike y Noguchi, (1999) suponen incrementos en la eficiencia de hasta el 10% y del 10% al 30% en la potencia instalada. Una característica operativa conseguida con esta modificación es que la eficiencia se logra mantener más o menos estable hasta un 60% o incluso un 50% de la carga nominal.

Otra ventaja adicional es la reducción de las emisiones de NO_x , tanto por parte de las derivadas de la turbina de gas como de las producidas por la combustión del carbón. Las primeras se reducen al descomponerse parcialmente en la caldera de vapor y las segundas se reducen al disminuir la temperatura de combustión consecuencia del aumento de la presencia de gases inertes en la propia caldera. Se estima que la reducción las emisiones de NO_x incontroladas podrían reducirse en un 40% (Kamminga, 1987).

En la tabla 3.4 se resumen las principales ventajas e inconvenientes asociadas a esta repotenciación.

■ TABLA 3.4

Principales ventajas e inconvenientes de la repotenciación caja de vientos

Aspectos positivos	Aspectos negativos
<ul style="list-style-type: none"> • Se puede conseguir un importante aumento de eficiencia y mantenerla constante con la carga • Se puede eliminar o reducir el sistema de aire / gases convencional • Se reducen las emisiones de contaminantes por utilizar gas natural y por reducir el consumo específico por unidad de potencia generada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Se requieren excesivas modificaciones (quemadores, equipos de transferencia en la caldera, etc.) • Puede haber problemas de erosión en la caldera • Aumento del volumen de gases a tratar por los equipos de limpieza • El coste de la inversión puede ser elevado • El tiempo de improductividad durante la modificación es el más elevado de todas las repotenciaciones • No sirve cuando la repotenciación se realiza por obsolescencia de la caldera de vapor

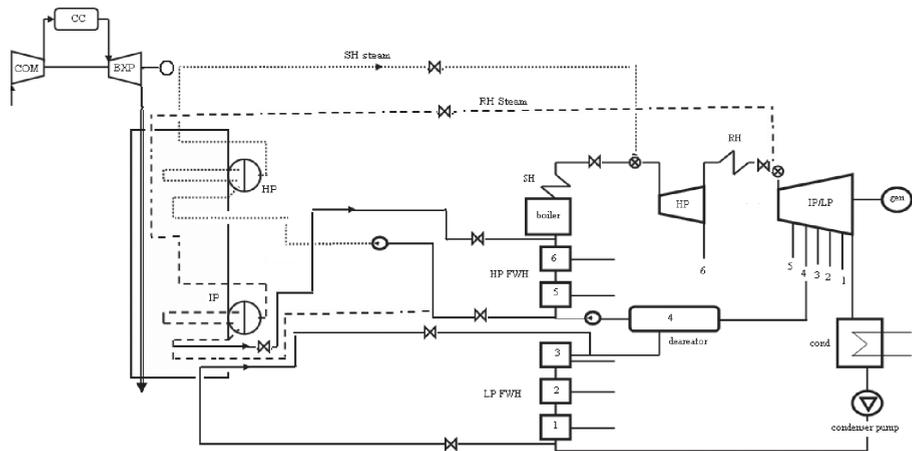
Repotenciación paralela (parallel repowering)

La *repotenciación paralela* requiere la instalación de una o varias turbinas de gas con sus respectivas calderas de recuperación en la central convencional para producir vapor en paralelo a la caldera de carbón pulverizado. Además, para aprovechar al máximo la energía del gas exhaustado por la turbina, se calientan las corrientes de agua de alimentación a caldera con los

- *Repotenciación paralela 1* (Parallel repowering 1): Es igual al esquema de la figura 3.9. Se utiliza una caldera de recuperación de solo un nivel de presión para generar vapor a introducir en la etapa de media de la turbina de vapor. También se calientan el agua de alimentación a caldera y el de condensación. Las ventajas de esta repotenciación son la simplicidad de la caldera de recuperación con un nivel de presión y que la caldera no requiere ser modificada.
- *Repotenciación paralela 2* (Parallel repowering 2): utiliza una caldera de recuperación de dos niveles de presión para producir vapor vivo y vapor recalentado caliente en paralelo a la caldera convencional. El calor sensible de los gases se aprovecha también para calentar parte del agua procedente del condensador (Figura 3.10). Se consigue algo más de eficiencia que en el caso anterior cuando se opera de forma conjunta la turbina de gas y caldera de vapor.

■ FIGURA 3.10

Esquema simplificado de un repotenciación paralela tipo 2 de los esquemas de la figura 3.5

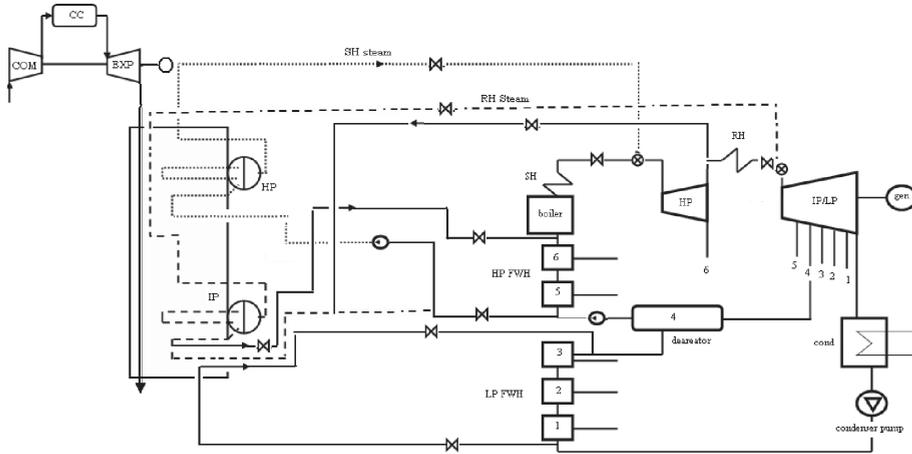


- *Repotenciación paralela 3* (Parallel repowering 3): se diferencia del tipo 2 solamente en que parte del vapor exhaustado en la etapa de alta es conducido a la caldera de recuperación. Esta opción presenta el mayor rendimiento de los tres y es el más flexible aunque lógicamente con un coste mayor de inversión. Puede funcionar perfectamente sin la presencia de la caldera de vapor. (Figura 3.11).

La opción más frecuente es la denominada como repotenciación tipo 1 (figura 3.9), ya que en la mayoría de las centrales convencionales se dispone de etapas de turbina con recalentamiento en las cuales su regulación depende únicamente de las propiedades de entrada del vapor vivo, es decir, las etapas de presión intermedia tienen admisión completa (full-arc admission). El admitir vapor en la etapa de alta junto con el vapor vivo suele ser más complicado puesto que la regulación de la entrada de vapor a la turbina se suele realizar mediante presión fija con las válvulas de regulación con admisión parcial (partial-arc admission). Una desventaja de la repotenciación tipo 3 se encuentra en la necesidad de instalar, en la mayoría de las ocasiones,

■ FIGURA 3.11

Esquema simplificado de una repotenciación paralela tipo 3 de los esquemas de la figura 3.5



una regulación de la presión de la línea de vapor recalentado caliente dependiendo del reparto de caudales dirigidos hacia la caldera de vapor y la caldera de recuperación. Esto es debido a que la pérdida de carga en la caldera de vapor se reduce en el recorrido del vapor por la caldera de carbón y aumenta en el recorrido del vapor por la caldera de recuperación cuando se reduce la carga del ciclo convencional.

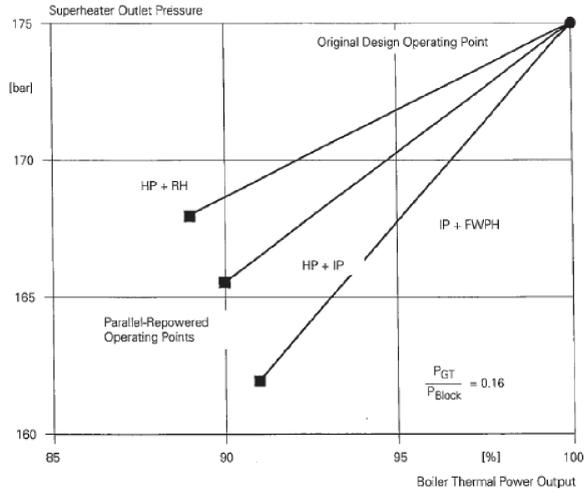
Una de las ventajas de cualquier repotenciación paralela es consecuencia de la reducción de caudal de vapor a producir por la caldera convencional. Una reducción del caudal requerido por la turbina para proporcionar la misma potencia, implica que pueda ser reducida la presión de trabajo nominal de la caldera de vapor, con la consiguiente disminución de los esfuerzos a soportar por sus elementos constitutivos (Thermuelen, 2001, Bauer y Joyce, 1996). A modo de ejemplo, en la figura 3.12 se representan para los tres tipos de *repotenciación paralela* comentados, cómo se vería reducida la presión de vapor vivo en función de la reducción de carga de la caldera de vapor (Bauer y Joyce, 1996). La potencia de turbina de gas en este ejemplo supone un 16% de la potencia de la potencia total de la planta repotenciada.

Se observa cómo es la configuración del tipo 1 (IP+FWPH) la que permite reducir en mayor medida la presión del vapor vivo. Las otras dos configuraciones, 2 (HP+IP) y 3 (HP+RH) son las que consiguen reducir en mayor medida la carga térmica de la caldera de vapor.

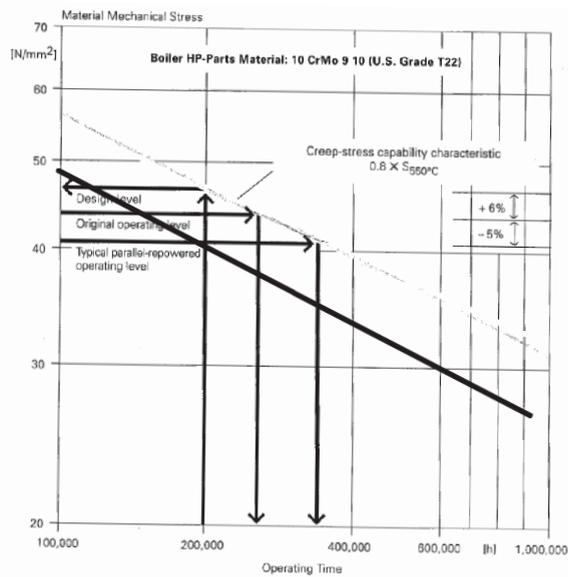
En la figura 3.13 se representa el aumento de la vida de servicio una caldera de vapor convencional consecuencia de la disminución de la presión soportada por el sobrecalentador final (Bauer y Joyce, 1996). Normalmente, el material utilizado es capaz de soportar durante 200.000 horas una presión un 6,0% superior a la nominal con la que se piensa trabajar. Además, la resistencia del acero utilizado se suele infravalorar por un factor determinado, en este caso de 0,8, para así disponer de un valor conservador de la resistencia.

Puede verse en el diagrama en coordenadas logarítmicas que la vida de servicio de la caldera a la presión de operación estaría en unas 250.000 horas. Una disminución de la presión de operación en un 5,0% a consecuencia de una *repotenciación paralela* representaría un aumen-

■ FIGURA 3.12

Reducción de la presión de vapor vivo y de la potencia térmica necesaria (Bauer y Joyce, 1996)

■ FIGURA 3.13

Prolongación de la vida de caldera (Bauer y Joyce, 1996)

to de la vida de servicio de más de un tercio con respecto a la de operación normal. No obstante, habrá de controlarse esta disminución de presión atendiendo a la mínima presión de trabajo

requerida por la caldera y al volumen específico de las últimas etapas de la turbina para evitar problemas de excesivos aumentos con respecto a la situación original. Si se reducen las extracciones y se permite mayor entrada de flujo másico a la turbina de vapor habrá de ponerse especial cuidado también en la capacidad del sistema de refrigeración, puesto que seguramente se verá incrementada la presión de condensación al descargarse más vapor de la turbina.

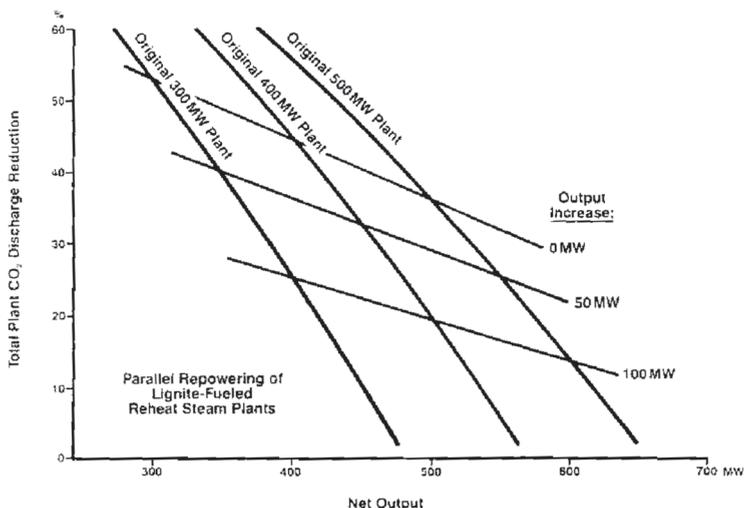
Una ventaja adicional de reducir el consumo de carbón es la reducción del volumen de gases producidos en su combustión, lo que conlleva a reducir la carga soportada por los diferentes equipos de limpieza como la desulfuración, precipitadotes, etc.

La *repotenciación paralela* presenta, por lo tanto, una flexibilidad importante en cuanto a su diseño y operación, puesto que turbina de gas y turbina de vapor pueden operar simultáneamente o bien de forma independiente. Según Bauer & Joyce (1996) la relación de potencias entre la turbina de gas y turbina de vapor puede seleccionarse hasta un máximo de 1:1,5, obteniéndose la mejor respuesta con relaciones altas, aunque normalmente se suelen elegir potencias de turbina de gas de menos de un tercio de la potencia de turbina de vapor para reducir el consumo de gas natural habitualmente más caro que el carbón utilizado en la caldera de vapor. La eficiencia o consumo específico de la planta puede reducirse hasta porcentajes parecidos a una repotenciación completa dependiendo del modo de operación, turbina de gas seleccionada, tipo de caldera de recuperación, etc. Algunos autores, como Termuehlen (2001) ponen ejemplos de aumentos de eficiencia de hasta un 20% con aumentos de potencia de un 20% y una reducción de emisiones de CO₂ de un 25%.

En la figura 3.14 puede apreciarse la reducción total de emisiones de CO₂ tras la *repotenciación paralela* de distintas plantas de 300 a 500MW_e alimentadas con lignito mediante una turbina de gas de 180 MW (Thermuelen, 2001).

■ FIGURA 3.14

Reducción de emisiones de CO₂ con repowering paralelo (Termuehlen, 2001)



Según la figura 3.14, para una planta con una potencia instalada de 300 MW, una *repotenciación paralela* con turbina de gas de 180 MW supone una reducción de emisiones de CO₂ de casi un 55% cuando se sigue disponiendo de la misma potencia original. Cuando se diseña la planta para proporcionar 50 MW más de potencia las emisiones específicas de CO₂ se ven reducidas en aproximadamente un 40% y, cuando la potencia se incrementa en 100 MW, la reducción es de casi un 25%.

En la tabla 3.5 se resumen las principales ventajas e inconvenientes de la repotenciación paralela.

■ TABLA 3.5

Principales ventajas e inconvenientes de la repotenciación paralela

Aspectos positivos	Aspectos negativos
<ul style="list-style-type: none"> • Se puede aumentar de forma importante la eficiencia y la capacidad de generación • Se reducen las emisiones de contaminantes • El tiempo de la modificación es pequeño • Aumenta la flexibilidad de operación • Mantiene el uso de carbón como combustible principal • Aumento de la vida de servicio de la caldera de vapor • El coste de la modificación no es elevado 	<ul style="list-style-type: none"> • No se consigue tanta eficiencia como la repotenciación completa • Necesarias algunas modificaciones de la turbina de vapor en función del vapor generado en la caldera de recuperación • Dependiendo de la modificación habrá de controlarse el flujo de VRF • Cuando la repotenciación se realiza por obsolescencia de la caldera de vapor se incrementa el coste al requerir cambiar la caldera

Repotenciación agua de alimentación (feedwater repowering o boosting)

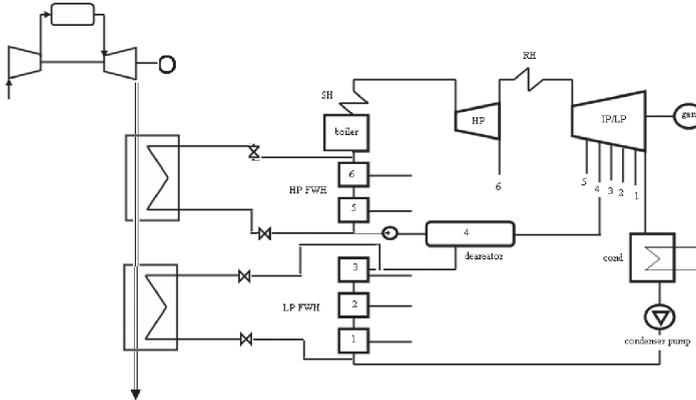
El objetivo de la *repotenciación agua de alimentación* (feedwater repowering) es eliminar total o parcialmente los calentadores de alta y de baja de regeneración. Los gases de combustión de una turbina de gas son utilizados para calentar el agua de alimentación a caldera consiguiendo reducir las extracciones de las etapas de la turbina de vapor. Con ello, la potencia de la turbina de vapor aumenta, aumentando el rendimiento del ciclo. La cantidad de combustible utilizado también puede ser reducida aumentando con ello la eficiencia del ciclo. En comparación con las otras alternativas de repotenciación es la que menores modificaciones del ciclo implica. Además, la flexibilidad es total pudiendo volver a utilizar el ciclo de vapor en su forma original. La figura 3.15 podría ser un esquema de este tipo de repotenciación.

La *repotenciación agua de alimentación* se puede entender como una operación determinada de una *repotenciación paralela*, ya que se podría disponer de una caldera de recuperación con posibilidad de generar vapor y de calentar agua de condensado y de alimentación y cerrar en un momento determinado el caudal derivado hacia la turbina.

Las mejores prestaciones se consiguen a carga nominal cuando se utiliza la mayor parte de la energía del gas exhaustado en calentar el agua de alimentación (Thermuelen, 2001). Esto se debe a que se reducen en mayor medida las extracciones de la turbina de mayor calidad energética. Este efecto puede verse en el gráfico de la figura 3.16 (Brueckner et al, 1992). Se representa el efecto en el incremento de potencia de la turbina de vapor y el aumento de la potencia térmica utilizada en los precalentadores de la repotenciación en función de qué extracciones se cierran de la turbina. Se suponen 7 calentadores cerrados y el calentador número 7 es el de más alta presión y van numerados consecutivamente en orden decreciente. Se considera que el incre-

FIGURA 3.15

Esquema simplificado de un repotenciación agua de alimentación del esquemas de la figura 3.5

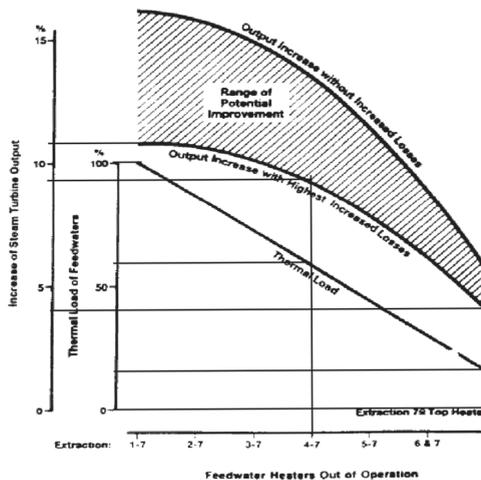


mento de temperatura del agua desde salida del condensador a entrada de caldera se reparte por igual entre los calentadores, lo que supone que eliminar cada uno de ellos reduzca aproximadamente en un 15% (14,29%) la carga térmica puesta en juego en esta parte del ciclo.

El eje de abscisas representa el calentador o calentadores que están cerrados al ser suplidos con la energía del gas exhaustado por la turbina de gas. Por lo tanto, si se observa la parte más a la derecha representada únicamente por el calentador 7, indica, trasladando una recta vertical y otra horizontal a partir del punto donde ésta corta con la línea de la carga térmica, el 15% de reducción

FIGURA 3.16

Dependencia del incremento de la potencia de la turbina de vapor en función de las extracciones cerradas en la repotenciación agua de alimentación (Brueckner et al, 1992)



de potencia térmica dada por el tren de calentadores. Si la línea vertical considerada desde el número 7 (cierre del calentador de más alta presión) se continúa hasta la línea más gruesa se obtiene, mediante el trazo de una línea horizontal hasta el eje de ordenadas de *aumento de potencia de la turbina de vapor*, el incremento en tanto por cien conseguido en la turbina de vapor por cerrar este calentador e introducir todo el caudal de la regeneración en la primera etapa (o etapa de alta) de la turbina de vapor. Como se observa, existen dos curvas que indican el incremento de potencia conseguido. Esto se debe a que se representan los casos límite en los que se consideran, nulas o en valor máximo, las pérdidas originadas por incrementar el caudal que circula por la turbina. Al cerrar el primer calentador de alta presión (7) se obtiene un incremento de potencia de la turbina de vapor de aproximadamente un 4% considerando el máximo incremento de pérdidas, mientras que al cerrar los tres calentadores últimos de baja presión (3, 2 y 1) este incremento es de únicamente un 2%. El efecto se observa en la forma de la curva del incremento de potencia, marginalmente decreciente a medida que se van cerrando los calentadores de menor presión.

No obstante, en la repotenciación, cuando se requiere operar a menores cargas respecto a la nominal, es necesario compartir la energía con el agua de condensado y reducir así la necesidad de disminuir la carga de la turbina de gas. El motivo se encuentra en que al reducir la carga del ciclo de vapor puede que la energía de los gases de la turbina sea superior a la requerida para reducir completamente las extracciones de alta presión, lo que supondría tener que bajar la carga de la turbina de gas con la consiguiente reducción en la eficiencia total de la planta. Además, habrá que tener cuidado con una sobrealimentación de la turbina de vapor, limitada principalmente por la capacidad del sistema de refrigeración y por la capacidad y permisos de evacuación de potencia eléctrica a red.

Con la repotenciación de agua de alimentación se pierde algo de mejora del rendimiento en comparación con las otras alternativas, pero se ve compensada por la sencillez de su implementación, ya que al no generarse vapor en la caldera de recuperación, las conexiones del intercambiador con el ciclo de vapor no presentan ninguna dificultad. La capacidad de producción puede verse incrementada en un 30% y la eficiencia de un 5 a un 10% tal y como recogen DOE (1999) y Stenzel et al. (1999). Stoll et al. (1994) indican que con esta configuración pueden obtenerse aumentos de potencia de hasta un 40% y de eficiencia de hasta un 10%.

Las ventajas e inconvenientes principales de la repotenciación agua de alimentación aparecen recogidos en la tabla 3.6

La figura 3.17 puede servir para orientar en la decisión de seleccionar entre una *repotenciación paralela* o de *agua de alimentación* en función de la relación de potencias de turbina de gas y vapor y la eficiencia necesaria (Termuehlen, 2001). Hasta un 17 por ciento de potencia pro-

■ TABLA 3.6

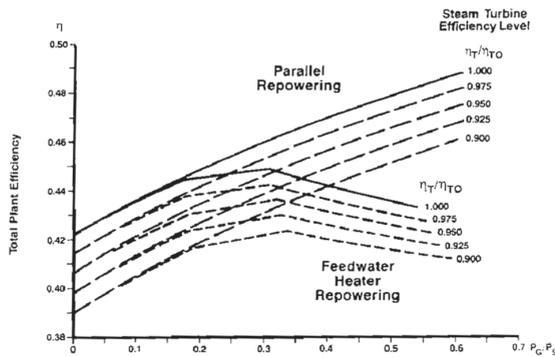
Principales ventajas e inconvenientes de la repotenciación agua de alimentación

Aspectos positivos	Aspectos negativos
<ul style="list-style-type: none"> • Se puede conseguir un importante aumento de eficiencia y de capacidad de producción • Es la repotenciación que menores modificaciones requiere • Se reducen las emisiones de contaminantes • Es la repotenciación que menor tiempo de modificación requiere • Se dispone de flexibilidad de operación 	<ul style="list-style-type: none"> • No sirve cuando la repotenciación se realiza por obsolescencia de la caldera de vapor • Hay que tener cuidado en el reparto de la energía a bajas cargas • Es la repotenciación que menores prestaciones consigue

porcionada por la turbina de gas con relación a la turbina de vapor, ambas modificaciones producen el mismo resultado en cuanto a la mejora de rendimiento. En este caso, se elegiría la *repotenciación agua de alimentación* pues es la que menos modificaciones necesita y por lo tanto es la opción más económica. Si la potencia de la turbina de gas aumenta con respecto a la de vapor entonces la *repotenciación agua de alimentación* no produce incrementos significativos de rendimiento, con lo que la mejor opción sería la *repotenciación paralela*, aunque como se sabe, con mayor coste de inversión.

■ FIGURA 3.17

Aumento de rendimiento según potencia instalada de turbina de gas y tipo de repotenciación paralela o agua de alimentación (Thermuelen, 2001)



Comparación de las cuatro alternativas de repotenciación con turbina de gas

Como ya se ha detallado, las prestaciones conseguidas con la repotenciación mediante turbina de gas de una central termoeléctrica dependen de numerosos factores. Depende de la configuración de la planta convencional, del estado de los diferentes equipos, de la inversión que se quiera realizar, del modo de operación que se le vaya a exigir a la modificación, etc. Por este motivo, definir unos valores generales, incluso aproximados, de las ventajas obtenidas con una repotenciación determinada, medidos en incremento de potencia, reducción del consumo específico, reducción de emisiones e inversión requerida es bastante complicado por no decir imposible. Aun así se incluyen en la tabla 3.7 algunos valores que sirven como estimación de las

■ TABLA 3.7

Comparación cualitativa de los distintos tipos de repowering

	RC	RCV	RP	RAL
Aumento Rendimiento porcentual]	30,0-40,0	10,0-15,0	5,0-30,0	5,0-10,0
Aumento Potencia [Repot:Convencional]	200,0	25,0-30,0	50,0	30,0-40,0
Modificación necesaria	Elevada	elevada	Baja-Media	Baja

RC Repowering Completo
RCV Repowering Caja de Vientos

RAL Repowering Agua de alimentación
RP Repowering Paralelo

máximas prestaciones de cada una de las repotenciaci3nes sin incluir reducciones de las emisiones de CO₂ que dependen de forma importante de las configuraciones particulares adoptadas (Bauer y Joyce, 1996, Stenzel et al, 1999, Watson, 2000, Koike y Noguchi, 1999).

La *repotenciación completa* puede ofrecer un incremento de la potencia instalada de hasta un 200%, puesto que la operaci3n 3ptima se consigue cuando se instala una potencia de turbina de gas por valor del doble de la potencia de la turbina de vapor existente, semejante a un ciclo combinado convencional (Thermuelen, 2001). La eficiencia, seg3n el grado de optimizaci3n, que se ha explicado que es consecuencia de una caldera de recuperaci3n de varios niveles de presi3n y ajustando el vapor al requerido por la turbina mediante postcombusti3n o aprovechamiento del vapor excedente en el expansor de la turbina de gas, puede incrementarse hasta un 30% o un 40%, acercándose a la de un ciclo combinado de nueva construcci3n. Las emisiones de contaminantes tendrán que ver con la sustituci3n completa de carb3n por gas natural, el aumento de eficiencia y el incremento de la capacidad de producci3n. En particular, la reducci3n de las emisiones de CO₂, se puede obtener, aproximadamente, en funci3n de los datos de eficiencia y potencia incrementadas. Considerando una fracci3n mástica del carbono fijo en base húmeda del carb3n del 40%, del 75% en el gas natural, un poder calorífico del gas natural tres veces superior al del carb3n, suponiendo que la potencia de la planta se triplica y que su eficiencia se incrementa un 40%, las emisiones de CO₂ totales de la nueva configuraci3n se incrementan en aproximadamente un 34%. Hay que tener en cuenta que este valor es conseguido con un aumento de la potencia del 200%, lo que supone que si se consideran las emisiones específicas de CO₂ (por unidad de energía eléctrica producida), las emisiones no se ven aumentadas si no reducidas en un valor de un 55%.

En cuanto a la *repotenciación de caja de vientos*, se ha concluido como una opci3n que requiere un mayor coste de inversi3n si se quieren obtener unas prestaciones elevadas. La mejor integraci3n con la planta de carb3n sería aquella que aprovechara directamente los gases exhaustados por la turbina en la caldera de vapor y, al salir de ésta, en calentar parte del agua de alimentaci3n (Koike y Noguchi, 1999). Plantear esta opci3n va a requerir de importantes modificaciones en todo el circuito aire / gases, así como partes importantes de la caldera como quemadores, necesidad de incorporar nuevos equipos de transferencia de calor, etc. La máxima expresi3n de esta repotenciación se estima que puede conseguir un aumento de la potencia eléctrica producida de un 30% con respecto a la planta sin repotenciar con un aumento en la eficiencia total de hasta un 15%. Una de las principales ventajas de esta repotenciación es que se puede mantener esta eficiencia de generaci3n hasta el 60% de variaci3n de carga (Brueckner et al., 1987). Las emisiones de CO₂ dependerán principalmente de la relaci3n gas natural / carb3n utilizado, ya que en este caso se sigue conservando al carb3n como combustible principal. En este caso no se puede obtener valor de un porcentaje de reducci3n de emisiones de CO₂ tal y como se ha hecho para la repotenciación completa. La raz3n se debe a que se requiere conocer, además del incremento de eficiencia total de la planta, el incremento relativo al ciclo de vapor (la reducci3n de su consumo específico). Koike & Noguchi (2004) recogen algunos ejemplos en los que las emisiones totales se ven reducidas en un 18,5% y las específicas en 32,5%. La expresi3n general que obtendría las emisiones de CO₂ específicas netas con la nueva planta es la que recoge la ecuaci3n 3.1.

$$mco2_{rep} \left[\frac{kgco2}{kWeh} \right] = \left[\frac{44}{12} \cdot C_c \cdot \frac{P_{eb,cv}}{\eta_{eb,cv} \cdot PC_{carb3n}} + \frac{44}{16} \cdot C_{GN} \cdot \frac{P_{eb,tg}}{\eta_{eb,tg} \cdot PC_{GN}} \right] \frac{3600}{P_{en,rep}} \quad (ec.3.1)$$

Donde m_{CO_2} es el flujo másico total de CO_2 emitido por la planta repotenciada, c_c , c_{GN} las fracciones másicas de carbono en el carbón y gas natural respectivamente, $\eta_{eb,cv}$, $\eta_{eb,tg}$ las eficiencias eléctricas de los ciclos de vapor y de gas de la planta repotenciada (kW_e/kW_t) y $P_{eb,cv}$, $P_{eb,tg}$ las potencias eléctricas brutas de la turbina de vapor y de gas respectivamente de la planta repotenciada en kW_e . $P_{en,rep}$ representa la potencia eléctrica neta de la planta repotenciada en kW_e . PC es el poder calorífico del combustible (kJ/kg).

La *repotenciación paralela* es similar a la *repotenciación completa* pero conservando el carbón como combustible principal. Se consigue un menor incremento de las prestaciones pero una mayor flexibilidad de operación. La eficiencia conseguida con esta modificación se ha visto que puede incrementarse un 30% e incrementar la potencia un 50%. En cuanto a las emisiones de CO_2 se puede decir lo mismo que para la *repotenciación de caja de vientos*. No se puede dar un valor determinado de estas emisiones puesto que depende de la variación en la eficiencia del ciclo de vapor convencional, además de la relación de potencia de turbina de gas y turbina de vapor. En Termuehlen (2001) se recogen algunos ejemplos en los que se muestran reducciones de las emisiones totales de CO_2 del 15 al 55%.

La *repotenciación de agua de alimentación* presenta la opción más sencilla y por lo tanto menos costosa, pero también es la que consigue menor aumento de la eficiencia. Puede considerarse como una operación particular de la *repotenciación paralela*, en la que no se genera vapor. La eficiencia puede verse incrementada en un 10% y la potencia en un 40%. En cuanto a las emisiones de CO_2 sigue ocurriendo lo mismo que para todas las repotenciones paralelas es decir, no se pueden calcular un factor de reducción tal y como se ha hecho para la repotenciación completa puesto que depende de la eficiencia relativa del ciclo de vapor, además de la relación de potencia de turbina de gas y turbina de vapor.

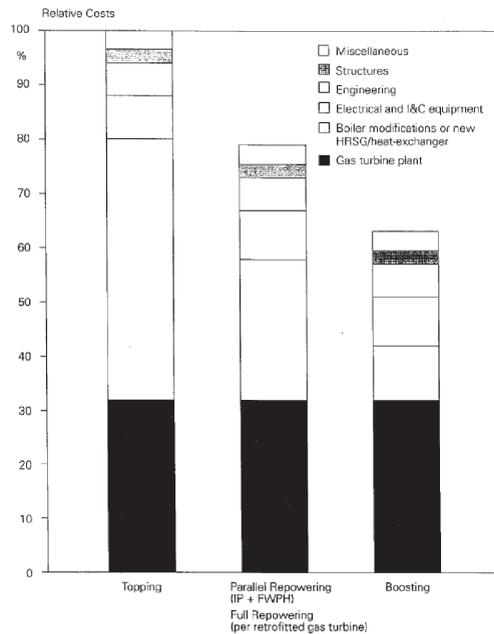
Los costes de inversión de las diferentes repotenciones dependen, como sus prestaciones, en gran medida de las modificaciones realizadas. La mayor parte de las referencias que describen la repotenciación hacen alusión a los valores de incrementos de potencia y eficiencia que pueden conseguirse con cada modificación. No ocurre lo mismo para los costes de inversión en los que se incurre al hacer la repotenciación. Existen autores que dan rangos de costes de inversión de cada una de las repotenciones, tal como es el caso de Stenzel et al. (1999) y que utilizan para los cálculos en programas comerciales como el SOAPP-REPO (State Of the Art Power Plant Repowering de EPRI). Estiman el coste de inversión de la *repotenciación completa* en un rango de 346 €/kW_e a 577 €/kW_e de potencia eléctrica total producida por la planta repotenciada dependiendo de la modificación realizada. El coste estimado por estos mismos autores para la *repotenciación caja de vientos* (considerando una conversión de divisas de 1.3 €/US\$) está en el rango de 115€/kW_e a 192 €/kW_e de potencia eléctrica total producida por la planta repotenciada. Para la *repotenciación de agua de alimentación* consideran un coste de inversión de 70 €/kW_e a 85 €/kW_e para centrales pequeñas y de 58 €/kW_e a 62 €/kW_e para centrales de mayor capacidad. Para la *repotenciación paralela* no ofrecen ningún rango de valores argumentando que éste depende en gran medida de la configuración aunque podría variar entre en máximo coste de la repotenciación de agua de alimentación y una repotenciación completa.

Una estimación de los costes relativos de inversión de diferentes repotenciones considerando la misma relación de potencia de turbina de gas instalada se presenta en Bauer y Joyce, (1996) en base al artículo de Bauer y Finckh, (1992). El resultado se recoge en la figura 3.18, y se observa como los costes cualitativos para la *repotenciación de caja de vientos* en comparación a la *repotenciación completa* son diferentes a los propuestos por Stenzel et al.,

(1999). Se muestra en la figura cómo los costes de inversión de turbina de gas, del equipo eléctrico asociado, los nuevos controles requeridos, la instrumentación y los costes de ingeniería se consideran iguales. La diferencia entre todos ellos se encuentra en el coste del equipo asociado a la unión entre los ciclos de turbina de gas y de vapor. Se estima que los costes de modificación y necesidad de instalación de calentadores de agua de alimentación en una *repotenciación caja de vientos* son superiores a los costes de la instalación de una caldera de recuperación necesaria para una *repotenciación completa*. Según se describe, se debe, en su mayor parte, a que las calderas de recuperación nuevas a instalar son comerciales y, ofrecen, por lo tanto, unos costes razonablemente inferiores que la modificación requerida. No obstante, se observa en el gráfico que el coste de la *repotenciación completa* viene dado únicamente para un único grupo de turbina de gas y caldera de recuperación y, como se ha visto, las elevadas potencias requeridas de turbina de gas para optimizar la repotenciación requieren de varias unidades. La *repotenciación de agua de alimentación* es la que menores costes de inversión supone puesto que únicamente debe incorporar calentadores de baja y alta presión. Lo que diferenciaría a cada modificación sería el consumo específico y la potencia total de la planta repotenciada, siendo la de peores prestaciones la *repotenciación de agua de alimentación*.

■ FIGURA 3.18

Comparación de costes para las diferentes repotenciones (Bauer y Joyce, 1996)



3.2. Metodología de integración de la repotenciación con turbina de gas en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado

3.2.1. INTRODUCCIÓN. CRITERIOS Y ANÁLISIS

Son numerosos los autores que han tratado el tema del diseño y análisis de sistemas energéticos como se deduce de la revisión realizada en el capítulo 2. Todos los métodos planteados han tenido como base primera las herramientas de análisis termodinámico y numérico proporcionadas por Homann (1971), Cerdá et al. (1983), Papulias y Grossmann (1983), Duran y Grossmann (1986), Linnhoff et al. (1982), Dhole y Linnhoff (1992) de los que el resto de autores han hecho uso y han adaptado a sus procesos. Una referencia más actual que desarrolla toda una metodología en base a estas referencias se presenta en Marèchal (1995) y que se ha aplicado y adaptado para la optimización de ciclos de potencia (Marèchal et al., 1997), en la optimización de redes de vapor (Marèchal y Kalitventzeff, 1999), se ha ampliado el método para poder considerar restricciones (Marèchal y Kalitventzeff, 1999), para integrar ciclos de refrigeración (Marèchal y Kalitventzeff, 2001), ciclos orgánicos (Marèchal et al., 2001) y bombas de calor (Favrat y Marèchal, 2006).

En la integración de sistemas energéticos el común denominador de todos los métodos planteados es encontrar las *utilities* (equipos o flujos externos al proceso requeridos para proporcionar la energía demandada) que mejor se adaptan al proceso bien atendiendo a la mínima energía requerida (Linnhoff et al., 1992), bien atendiendo al mínimo coste de la energía (Marèchal, 1995). En cuanto al diseño de nuevos ciclos de potencia el procedimiento se ha encaminado al planteamiento de una estructura física base para posteriormente estudiarla y modificarla según criterios termodinámicos y económicos (Manninen y Zhu, 1999).

Un aspecto importante común a cada metodología de integración desarrollada es que el punto de vista del sistema energético es su diseño y optimización en base a un criterio determinado como puede ser incremento de eficiencia, reducción de costes, reducción de emisiones, etc. Los análisis utilizados se han clasificado en termodinámicos, termoeconómicos y numéricos mediante optimización matemática y generalmente los autores proponen una metodología adecuada en función de una combinación de todos los tipos de análisis.

La mayoría de autores definen una superestructura en la que se tienen en cuenta todas las unidades que pueden ser utilizadas y se plantean diferentes configuraciones según sus interacciones o diseño de unidades. Las configuraciones se plantean en base a un criterio termodinámico, termoeconómico o termoeconómico y se unifican en la superestructura a la que aplican algoritmos de optimización, en general MILP o MINLP (Manninen y Zhu, 1998, 1999, Papulias y Grossmann, 1983) o algoritmos genéticos (Pelster, 2002, Li, 2006, Bürer y Favrat, 1999), calculando las configuraciones óptimas en base a una función objetivo (Manninen y Zhu, 1998, 1999) o varias funciones objetivo (Li, 2006, Pelster, 2002, Bürer y Favrat, 1999). Otros autores hacen uso del concepto EMO explicado en el capítulo 2, donde en lugar de considerar las unidades como tal en las superestructuras, las definen como efectos de calor, trabajo, etc (Marèchal, 1995, Bolliger, 2005, Bolliger et al., 2005). Ello les permite tratar todas las posibles integraciones basadas en el intercambio de calor y producción de trabajo como por ejemplo en ciclos de potencia de cero emisiones (Bolliger et al., 2005).

La metodología desarrollada en este trabajo para la integración de potencia de turbina de gas y ciclo de captura de CO₂ en un ciclo de vapor existente se apoya de los diferentes procedimientos planteados por el resto de autores. Debe ser diferente en cuanto que la integración

de los diferentes sistemas dependen de la propia central térmica existente ya que ésta cambia su comportamiento dependiendo de la forma de integrarlos. Diferentes metodologías desarrolladas en la integración de *utilities* se plantean en base a un proceso donde las demandas energéticas son constantes (Papoulias y Grossmann, 1983, Marèchal, 1995). Además, el hecho de que sea una central existente y según las premisas que se tienen en cuenta en esta tesis obliga a reducir el número de modificaciones a realizar sobre ella. Importante es el hecho de que se deban mantener los niveles de presión que corresponden al comportamiento de la turbina de vapor, sin poder cambiar la propia turbina.

El presente trabajo adapta la metodología existente, que es común en cada una de las referencias, a la integración de potencia de turbina de gas y de un ciclo nuevo de captura de CO₂. La diferencia con respecto al resto de metodologías utilizadas viene motivada por dos puntos importantes:

- El ciclo de potencia varía sus propiedades termodinámicas en la integración (no es un proceso con demanda constante si no que cambia con la integración)
- El ciclo de potencia debe modificarse lo menos posible, principalmente no se permite cambio de la turbina de vapor

Dichas diferencias hacen que la integración con un ciclo de potencia, en este caso integración con turbina de gas y ciclo de captura de CO₂, deba apoyarse de forma importante en métodos heurísticos. Por lo tanto, la novedad presentada radica en la síntesis y minimización en la búsqueda de la integración óptima en base a la consideración de los métodos heurísticos, termodinámicos, económicos y de optimización matemática teniendo en cuenta un criterio en el que las emisiones de CO₂ juegan el papel fundamental. Dicho objetivo va a ser el coste de la tonelada de CO₂ (€/t_{CO2}) tal y como ha definido el IPCC (2005) (ver expresión 3.2).

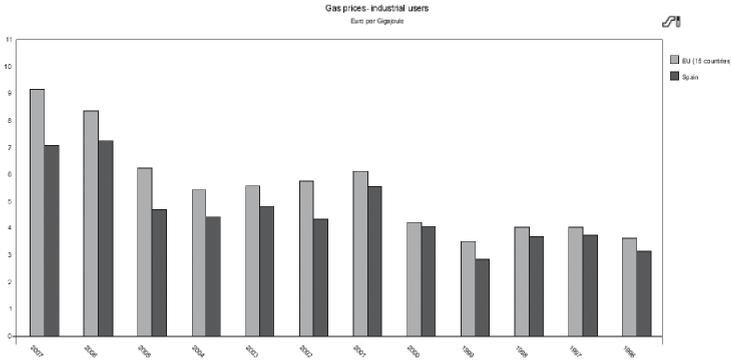
$$C_{ev} \left[\frac{\text{€}}{\text{T}} \right] = \frac{\text{COE}_{\text{modif}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] - \text{COE}_{\text{base}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right]}{\text{CO2}_{\text{base}} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right] - \text{CO2}_{\text{modif}} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right]} \quad (\text{ec. 3.2})$$

Siendo C_{ev} el coste de la tonelada de CO₂ evitada, $\text{COE}_{\text{modif}}$ el coste de la electricidad en la planta modificada, COE_{base} el coste de la electricidad de la configuración base, CO2_{base} el CO₂ emitido por la configuración base por unidad de energía eléctrica y $\text{CO2}_{\text{modif}}$ el CO₂ emitido por la planta modificada por unidad de energía eléctrica. Es obvio que plantear un objetivo unívoco en la selección de las configuraciones no obedece a la realidad a no ser que sea el propietario del sistema energético el que lo elija base a sus preferencias. Tal es el caso que ocupa en este trabajo, ya que la integración de turbina de gas y del ciclo de captura de CO₂ puede ser resuelto atendiendo al objetivo del coste de la tonelada de CO₂, pero también puede ser necesaria la reducción de las emisiones hasta un nivel determinado.

Existen diferentes parámetros que entran dentro de la variable del coste de la electricidad que hacen que este criterio pueda presentar ciertas incertidumbres. Por ello, es necesario plantear diferentes escenarios que evalúen las posibles variaciones de dichos parámetros. Uno de los parámetros importantes es el precio del combustible. La figura 3.19. muestra la evolución media de los precios del gas natural para grandes consumidores industriales para los países de la unión europea EU-15 y España desde el año 1996 hasta el año 2007 (Eurostat, 2007).

■ FIGURA 3.19

Evolución de precios del gas natural EU-15 y España (Eurostat, 2007)



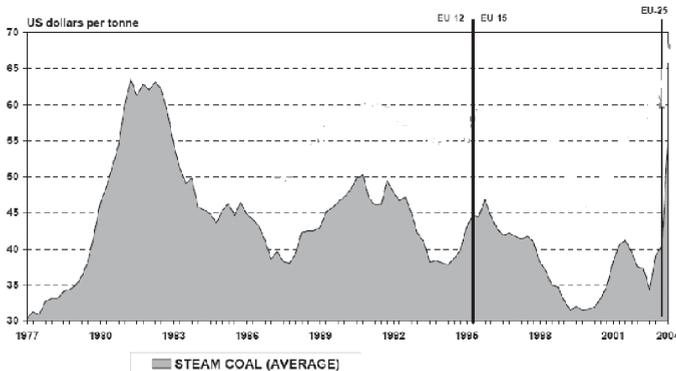
Como se ve en el gráfico, el precio del gas natural en España ha sido siempre menor que el de la media de la Europa de los 15. La variación en el precio ha sido cambiante, presentando subidas y bajadas aunque la tendencia desde el año 2004 ha sido un incremento importante desde los 5 €/GJ hasta unos 9.0 €/GJ en la UE-15, mientras que en España, a pesar de haber pasado de unos 4.5 €/GJ a unos 7.0 €/GJ parece haber sufrido un ligero descenso con respecto al año 2006.

El precio del carbón es otro de los factores externos que puede influenciar el coste de la tonelada de CO₂, aunque debido a su mayor deslocalización y abundancia es menos probable que tenga tanta influencia como el coste del gas natural. La evolución de los precios de carbón medios importados por la unión europea aparece recogido en la figura 3.20 (CE, 2005).

Se observa una reducción en el precio del carbón, marcada con periodos valle, desde comienzos de la década de 1980 de unos 44 €/t (0.7 €/US\$) hasta casi el año 2004 con 24.5

■ FIGURA 3.20

Evolución porcentual del precio del carbón (CE, 2005: Comisión staff working document. The market for solid fuels in the Community in 2003 y 2004) PCI=6000 kCal/kg



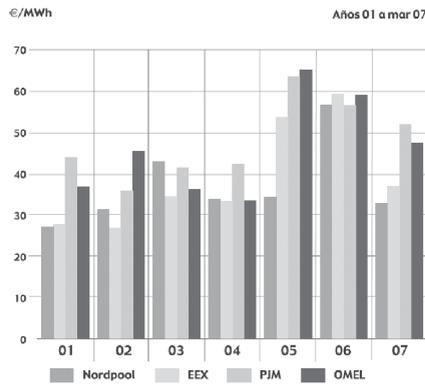
€/t, donde el precio comienza a aumentar de forma importante. No obstante, el precio de carbón es inferior al de gas natural: por ejemplo, comparando el precio energético del año 2004 entre ambos combustibles en el que el de carbón ascendía a 0.55 c€/kW_h y el de gas natural a 1.98 c€/kW_h se puede observar dicha diferencia (72.2% mayor el precio de gas natural).

El incremento del COE al realizar cualquier modificación de la central termoeléctrica es un parámetro importante a tener en cuenta para poder compararlo con la previsión del precio de venta en el mercado eléctrico y poder hacer un análisis de viabilidad económica. El gráfico 3.21 recoge la evolución del precio medio en diferentes mercados de electricidad (OMEL, 2006).

■ FIGURA 3.21

Evolución de los precios de casación de la energía eléctrica medios según diferentes operadores internacionales del mercado

Fuente: OMEL mercado de electricidad electricity market 2006



Donde:

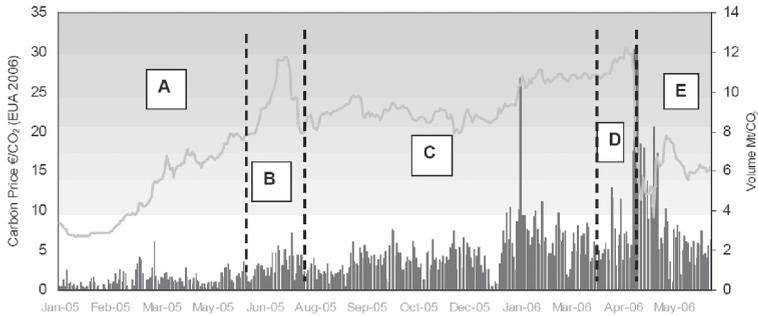
- Nordpool: de países nórdicos (Dinamarca, Finlandia, suecia, noruega)
- EEX (European Energy eXchange)
- PJM (Delaware, Illinois, Indiana, Kentucky, Maryland, Michigan, New Jersey, North Carolina, Ohio, Pennsylvania, Tennessee, Virginia, West Virginia and the District of Columbia).
- OMEL Operador del Mercado ELéctrico polo español

Se observa la tendencia de precios constantes hasta el año 2005, donde existe una importante subida del precio de casación (por ejemplo casi los 65 €/MW_h en el mercado español con respecto a una media de los 35 €/kW_h) aunque se va reduciendo progresivamente tendiendo hacia un valor similar al existente en los años anteriores al 2005. No obstante tanto el mercado español como el que engloba PJM sigue teniendo precios cercanos a los 50 €/kW_h.

Los costes medioambientales, principalmente el coste de los permisos de emisión, es otro de los parámetros que se deben considerar en el estudio de viabilidad de cualquier modificación de la central eléctrica. La figura 3.22 muestra como la variación del coste de la tonelada de CO₂ desde enero del año 2005 ha sido importante pasando de mínimos de cerca de las 5 €/tCO₂ a máximos de casi las 30 €/tCO₂ (Point Carbon, 2005).

■ FIGURA 3.22

Evolución del precio de la tonelada de CO₂ en el Mercado de permisos
 (www.defra.gov.uk. EU emissions trading scheme 2005 results for the UK. Summary Sheet 17:
 The carbon market. Point Carbon)



La función objetivo planteada hace necesario el desarrollo de modelos termodinámicos, económicos y ambientales. Como es sabido, el comportamiento real de los sistemas es complejo y complicado de reflejar exactamente mediante expresiones simples. Incluso, en la mayoría de las ocasiones, no existen expresiones que puedan caracterizar los sistemas de forma exacta aun siendo expresiones complejas. Además, expresiones arduas, pueden empañar la visión de lo que realmente se quiere, que puede ser el querer tener un conocimiento aproximado de las cosas sin incurrir en un esfuerzo en demasía para observar comportamientos y comparar. Además, la reducción en la complejidad de las expresiones de caracterización de los sistemas reducirá el tiempo de cálculo empleado en resolver el sistema de ecuaciones obtenido y hará más sencilla la modificación de los diferentes subsistemas. Es por ello que para las simulaciones realizadas en este trabajo se han tenido en cuenta ciertas hipótesis simplificadoras que se detallan en este capítulo. No obstante, se deben comparar los resultados obtenidos en la simulación con los datos reales de los que se dispone y se justifican así las hipótesis consideradas.

3.2.2. METODOLOGÍA DE LA INTEGRACIÓN

Algunas de las metodologías desarrolladas para la integración de turbina de gas en sistemas energéticos se han planteado en procesos industriales proponiendo el concepto de curvas compuestas globales (Townsend y Linnhoff, 1983, Dhole y Linnhoff, 1993), y haciendo uso de la optimización numérica (Papoulias y Grossmann, 1983, Manninen y Zhu, 1999). Dichas metodologías, además de no ser explícitas para un ciclo de potencia, admiten excesivas modificaciones del proceso que en el caso que ocupa no se pueden considerar. Tal es el caso de modificar los niveles de presión del ciclo de vapor a fin de no tener que modificar la configuración de la turbina de vapor.

Una metodología para la repotenciación completa de centrales térmicas se presenta en Börner et al. (1999) donde se transforma una central convencional de carbón en ciclo combinado en base a la selección de turbinas de gas comerciales y haciendo uso de un análisis termoeconómico así como de optimización multiobjetivo en base a un algoritmo genético desarrollado en el Laboratoire D'energetique Industrielle (LENI, EPFL, Lausanne) (Molyneaux, 1998, Leyland, 1998). Dicha metodología permite evaluar la integración de turbinas discretas debién-

dose plantear toda una estructura conteniendo todas las turbinas que se quieren evaluar. Se estudia la repotenciación completa, aspecto que no es objetivo del presente estudio ya que se quiere en todo momento seguir haciendo uso del carbón como materia prima principal en la generación.

La metodología que se presenta en este trabajo resuelve el problema de la integración de turbinas de gas en ciclos de potencia en base a considerar la repotenciación agua de alimentación y paralela de un nivel de presión. Pretende servir para realizar una primera comparación con reducido coste temporal de alternativas y evaluación de cada una de ellas en la decisión de repotenciar en base al criterio del coste de la tonelada de CO_2 . Por ello, se aprovecha al máximo la experiencia existente y ya descrita en este capítulo para establecer una configuración que permita la evaluación en base a una optimización NLP. La variable independiente seleccionada para todos los casos es la potencia de turbina de gas.

Los diferentes pasos en los que se puede dividir el proceso desarrollado se presentan a continuación:

- Definir una superestructura a partir de configuraciones existentes, planteando configuraciones definidas en este capítulo (repotenciación de agua de alimentación o repotenciación paralela). De este modo se reduce considerablemente el problema de integración.
- Desarrollar los diferentes modelos termodinámicos de la superestructura, que en base al tipo de repotenciación seleccionada, deberán contener modelos del ciclo de potencia, de la turbina de gas, de bombas de presión, de intercambiadores de calor y de calderas de recuperación.
- Desarrollar un modelo económico de cada uno de los equipos.
- Desarrollo de un modelo ambiental para determinar las emisiones de CO_2 .
- Resolución del problema de optimización en base a un algoritmo NLP.

Definición de la superestructura

Como se ha descrito, la superestructura tiene que definir todas las unidades, subsistemas e interconexiones entre ellos en función del grado de desagregación necesario. Siendo la base para la optimización, debe presentar una complejidad lo más reducida posible, por lo que para plantearla es necesario abordar su diseño en base a una serie de herramientas de tipo heurístico. Para ello se hace uso de las configuraciones planteadas para repotenciación de una central termoeléctrica en el este capítulo, en la que se diferencian repotenciación completa, agua de alimentación, paralela y de caja de vientos.

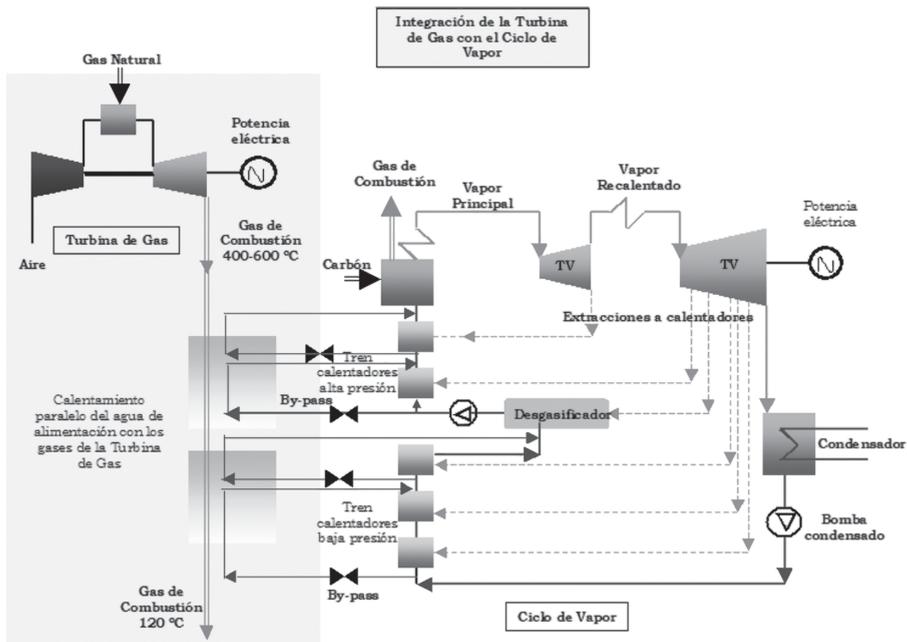
Se define en este punto la superestructura a considerar en el caso de la repotenciación agua de alimentación y paralela de un nivel de presión. La repotenciación completa prescinde completamente del uso de carbón y la repotenciación caja de vientos requiere una modificación más intensiva de la central principalmente en la zona aire/carbón y aire/gas.

El nivel de desagregación considerado para definir la superestructura en el caso de la repotenciación agua de alimentación aparece representado en la figura 3.23. El esquema corresponde a la CT Teruel pero sirve de igual modo para la definición de la superestructura de cualquier central termoeléctrica atendiendo al número de calentadores de agua. Se considera el ciclo de vapor del ciclo de potencia como un subsistema en el que las posibles interacciones con la turbina de gas, que representa otro subsistema, son el intercambio de calor en paralelo a los intercambiadores de calor. Se van a disponer tantos intercambiadores de calor en paralelo como calentadores tenga el ciclo de potencia excepto para el calentador abierto que funciona como

desgasificador. Como se sabe, el desgasificador además de calentador actúa como equipo eliminador de incondensables. Aprovechando lo que otros estudios de repotenciación han concluido y se ha comprobado en este trabajo, la interacción de turbina de gas con el ciclo de vapor se hace en base a aprovechar el flujo de gases que sale de la turbina para reducir las extracciones de la turbina de vapor por orden decreciente de presión (Brueckner et al., 1992). Este aspecto conduce a optimizar el uso de la potencia térmica de los gases de combustión de la turbina en los precalentadores de mayor a menor presión.

■ FIGURA 3.23

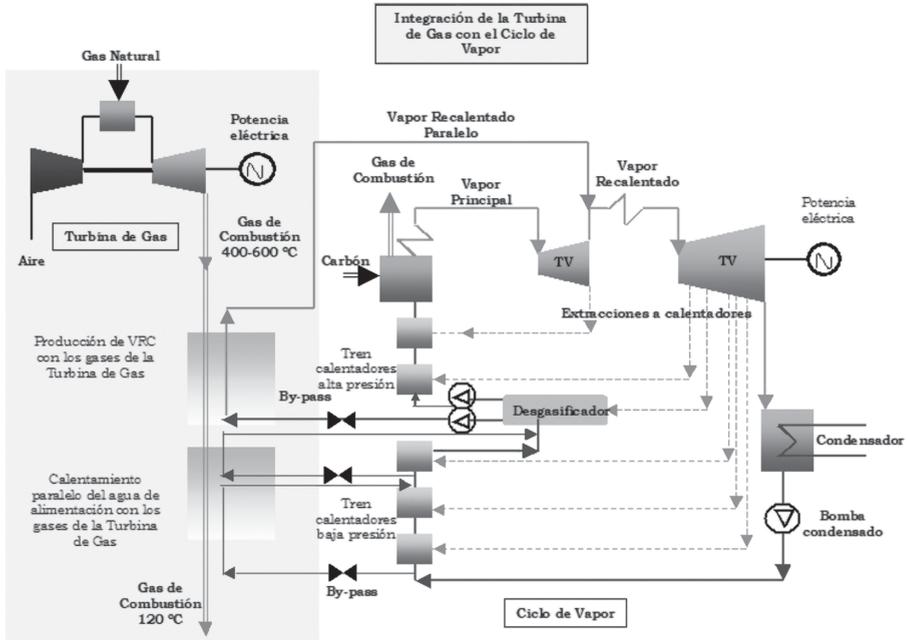
Superestructura de la repotenciación agua de alimentación



En cuanto a la superestructura de la repotenciación paralela de un nivel de presión el sistema energético estará formado por el ciclo de potencia de la central y la turbina de gas (figura 3.24). La integración se realiza mediante una caldera de recuperación de un nivel de presión en la zona de alta presión del ciclo de vapor y de intercambiadores en paralelo en la zona de baja presión. Al igual que en la repotenciación de agua de alimentación el desgasificador no se deriva. Se utiliza además una bomba auxiliar con el fin de dar la presión de vapor formada en la caldera de recuperación, ya que normalmente será vapor recalentado caliente con presión inferior a la del vapor vivo.

■ FIGURA 3.24

Superestructura de la repotenciación paralela



Modelado de la superestructura

Modelo termodinámico de la superestructura

Modelo termodinámico, económico y medioambiental de la central termoeléctrica

El ciclo de potencia sobre el que se integra bien la turbina de gas bien el ciclo de captura de CO_2 es el mismo, por lo que la metodología presentada para realizar el modelo termodinámico, económico y ambiental es común para ambos tipos de integraciones.

Según se define la función objetivo, coste de la tonelada de CO_2 , es necesario determinar el coste de la electricidad (COE) de la planta base sobre la que se realizan las integraciones (expresión 3.2). El coste de la electricidad, medido en €/kWh, comprende tanto un análisis termodinámico de la planta para calcular la energía producida (kWh) en función de diferentes parámetros de operación, como un análisis económico para determinar el coste de esa energía (€). Desagregando el COE, una expresión que diferencia más los términos que aparecen en su cálculo es la que se presenta en la ecuación 3.3.

$$\text{COE} = \frac{Z + \text{CO} + \text{CM}}{P_{\text{en}}} \cdot \frac{1}{f_u} \quad (\text{ec. 3.3.})$$

donde Z representa el coste de inversión anualizado (€/año), CO el coste de operación anual debido principalmente a los costes de combustible (€/año), CM el coste de mantenimiento anualizado (€/año), P_{en} la potencia nominal de la central (kW) y f_u el factor de utilización anual en base a la carga nominal.

Calcular dichos parámetros de la central requiere que el punto de partida a la hora de plantear un modelo sea el análisis de su configuración con la recogida y estudio de los diferentes parámetros de operación. La configuración debe reducirse al máximo posible teniendo en cuenta los cuatro subsistemas principales: caldera de vapor, ciclo de vapor, alternador y ciclo de refrigeración. A partir de los datos de operación de la planta a diferentes cargas, se plantean los diferentes balances de masa y energía así como otras ecuaciones y correlaciones de comportamiento para que, a partir de los datos de operación fijos o variables pero que sean de control, se obtenga una modelización de la planta. El modelo desarrollado puede tener el detalle deseado aunque como se ha introducido habrá que sopesar el coste de computación en relación al nivel de aproximación requerido. Un ejemplo práctico que puede servir de base para el desarrollo de un modelo termodinámico de una central termoeléctrica de carbón pulverizado típica se presenta en el anexo A.I.

Generalmente, en este tipo de estudios se puede considerar el coste de la planta formado únicamente por los costes de operación debidos al consumo de combustible. Cuando se utiliza la función objetivo, comparando los COE del sistema energético inicial (la central termoeléctrica) con el COE del nuevo sistema (central termoeléctrica modificada) el coste anual de amortización de la inversión del sistema inicial se anulan. En cuanto a los costes de mantenimiento anual se pueden considerar como un tanto por ciento del coste total de la inversión (Pelster, 1998). De esta forma, el COE quedará según la ecuación 3.4.

$$\text{COE} = \frac{m_c \cdot \text{PCI} \cdot \text{coste}_c + (\text{CI} + \text{CI} \cdot f_M) \cdot f_a}{P_{en} \cdot f_u} \cdot 1 \quad (\text{ec.3.4.})$$

siendo m_c el flujo másico de combustible que alimenta la central (kg/año), PCI el poder calorífico inferior del combustible (kJ/kg) y coste_c el coste por unidad de energía de dicho combustible (€/kJ). CI es el coste de inversión (€), f_M es el factor de mantenimiento anual que representa el porcentaje del coste con respecto al coste de inversión, f_a es el factor de amortización anual de la inversión.

En la función objetivo aparecen las emisiones de CO_2 derivadas de la planta base (T/kW_eh), por lo que es necesario realizar un modelo ambiental que recoja estas emisiones. Considerando al carbón compuesto por una fracción másica de carbono de c_c (kgc/kgcarbón), que la combustión es completa, que el poder calorífico inferior del carbón es PCI_c (kJ/kg), la potencia eléctrica bruta producida por la planta P_{eb} (kW_e) y la eficiencia eléctrica bruta η_{eb} (kJ_e / kJ_t), las emisiones de CO_2 (kg/s) se pueden expresar según la ecuación 3.5.

$$m_{\text{CO}_2\text{cv}} = c_c \cdot \frac{44}{12} \cdot \frac{P_{eb}}{\eta_{eb} \cdot \text{PCI}} \quad (\text{ec. 3.5.})$$

Turbina de gas

Un caso especial es el de la turbina de gas, ya que en este caso no se dispone de un equipo existente si no que se debe elegir con la optimización en base a ciertos criterios como los ya comentados. Las turbinas de gas se suministran en tamaños discretos, por lo que su simulación debería realizarse atendiendo a los datos directos proporcionados por el fabricante. No obstante, en base a poder realizar una primera simulación que lleve a una primera selección de un rango determinado de turbina de gas haciendo uso de la optimización, se debería disponer de unas expresiones que mostraran la variación de los parámetros importantes, eficiencia

isoentrópica o potencia térmica consumida, caudal de gases de combustión y temperatura de salida de los gases en función de la potencia de la turbina.

Existen diferentes correlaciones en la literatura que caracterizan la variación de propiedades de las turbinas con la potencia y que se comparan con las utilizadas en este trabajo obtenidas a partir de los datos de turbinas de gas del año 2004 (Ingeniería Química, 2004) (tabla 3.8). Las expresiones se han derivado a partir de las propiedades de las turbinas de gas en cuanto al flujo másico y temperatura de gas exhaustado, así como de la potencia térmica consumida sobre PCI según la potencia nominal eléctrica neta.

■ TABLA 3.8

Expresiones de variables de operación de turbinas de gas en función de la potencia eléctrica

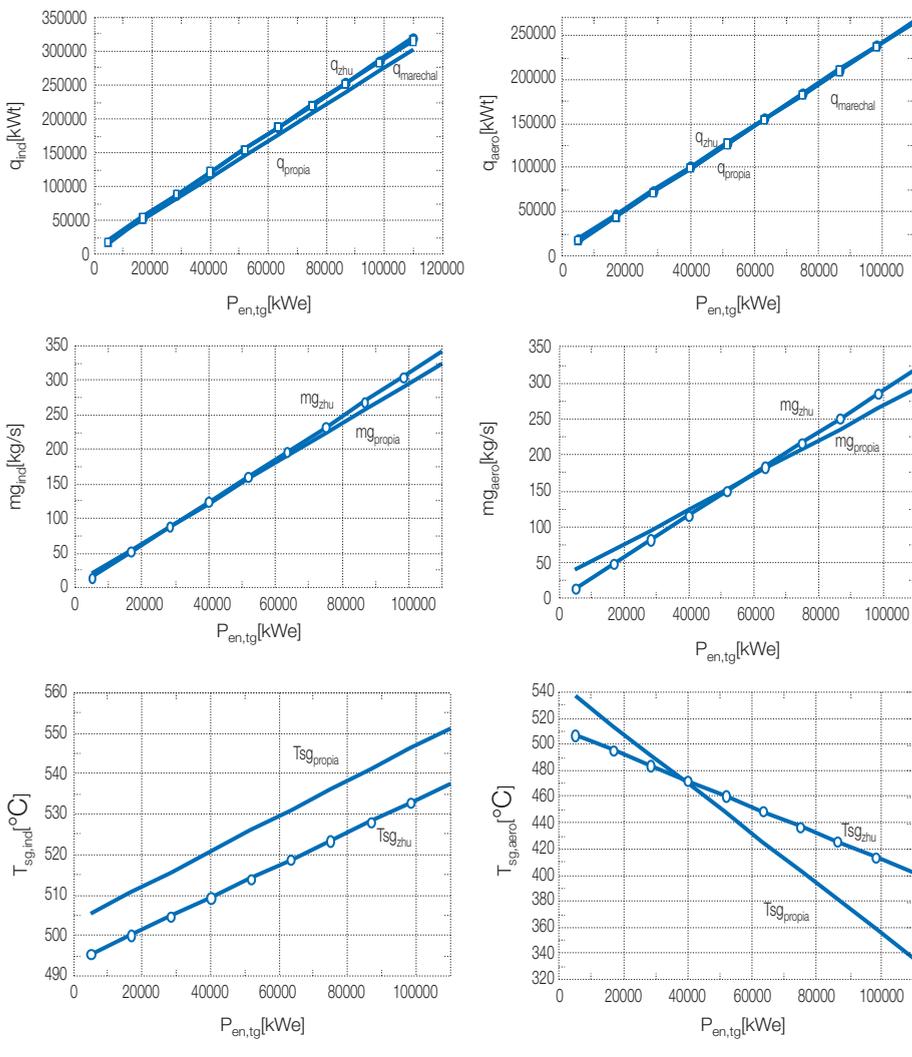
Referencia	Aeroderivadas	Industriales
Manninen y Zhu (1999)	$Q_{tg} = 2,35 \cdot \dot{P}_{en,tg} + 7.750$	$Q_{tg} = 2,84 \cdot \dot{P}_{en,tg} + 7.330$
	$m_{tg} = (3,1 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg}$	$m_{tg} = (2,9 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg}$
Turbinas de gas del año 1997	$T_{tg} = (-10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 512,24$	$T_{tg} = (0,4 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 493,42$
Favrat y Marèchal (2006)	$\eta_{e,tg} = 0,0439 \cdot \ln(\dot{P}_{en,tg}) - 0,0684$	$\eta_{e,tg} = 0,0187 \cdot \ln(\dot{P}_{en,tg}) + 0,1317$
Turbinas de gas del año 2000		
Elaboración propia	$Q_{tg} = 2,3969 \cdot \dot{P}_{en,tg} + 4.844,8$	$Q_{tg} = 2,6789 \cdot \dot{P}_{en,tg} + 6.930,4$
	$m_{tg} = (2,9 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 5,9519$	$m_{tg} = (2,4 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 28,08$
Turbinas de gas del año 2004	$T_{tg} = (-1,9 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 546,17$	$T_{tg} = (0,4364 \cdot 10^{-3}) \cdot \dot{P}_{en,tg} + 503,33$

Donde Q_{tg} representa la potencia térmica consumida por la turbina (kW_t), m_{tg} el flujo másico de gases de combustión exhaustados (kg/s), T_{tg} la temperatura de salida del gas exhaustado (°C), $\eta_{e,tg}$ la eficiencia eléctrica de la turbina de gas y $P_{en,tg}$ la potencia producida por la turbina (kW).

La comparación entre las diferentes expresiones se muestra en la figura 3.9. Las diferencias vienen motivadas por el uso de diferentes turbinas de gas para la obtención de las correlaciones siendo de distinto año y más actualizadas las utilizadas en este trabajo. La potencia térmica consumida por las turbinas de gas industriales es ligeramente inferior para las turbinas utilizadas en este trabajo con respecto a las otras expresiones con las que se comparan. En cuanto al flujo másico y temperatura de gas exhaustado para este tipo de turbinas es también superior en relación a las otras expresiones comparadas. La expresión de las turbinas de gas aeroderivadas para la evolución del consumo de potencia térmica utilizada en este trabajo es similar a las expresiones comparadas, presentando ligera diferencia la temperatura y flujo másico de gas exhaustado. Estas expresiones simplificadas van a permitir una caracterización sencilla de la integración de la repotenciación que es el objetivo perseguido en este tesis. Evidentemente, en un posterior análisis, que no entra en este trabajo, se debería incluir el comportamiento real de las turbinas de gas comerciales existentes.

■ FIGURA 3.25

Variación del flujo másico, temperatura del gas exhaustado y potencia térmica consumida por la turbina de gas según diferentes correlaciones



Calentadores de agua de alimentación en paralelo (figura 3.26)

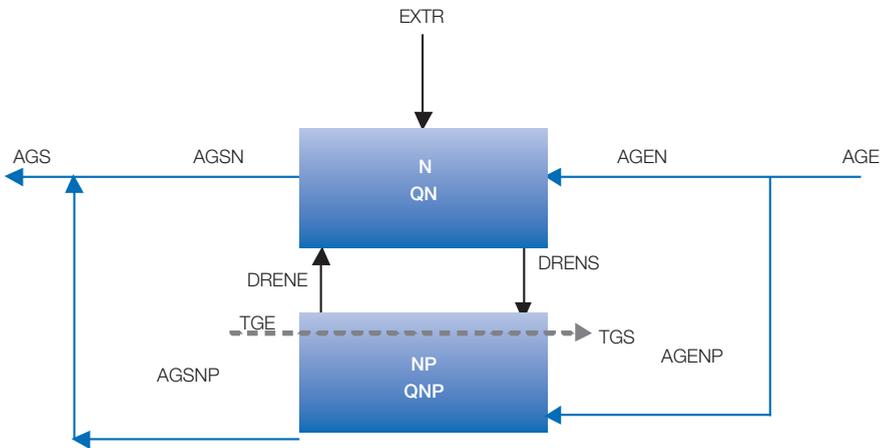
Se presenta el modelo de los intercambiadores de calor que se sitúan en paralelo a los calentadores de agua de alimentación y de agua de condensado cerrados de la planta a repotenciar. Las expresiones a utilizar en este caso son simplemente los balances de masa y energía correspondientes a cada calentador según el lado gas y el lado agua. El caudal másico extraído de la turbina para regeneración (EXTR) se reduce debido a que parte de la potencia térmica requerida para calentar el agua de alimentación se toma del gas exhaustado de la turbi-

na de gas. (N) representa el calentador del ciclo de vapor, (NP) es el calentador añadido en la superestructura que intercambia calor entre el gas de la turbina y el agua de alimentación.

El caudal de agua de alimentación (AGE) es dividido en dos flujos (AGEN) y (AGENP) que corresponden al flujo que va a hacia calentador del ciclo de vapor y flujo que entra al calentador añadido en paralelo respectivamente. En función del calor intercambiado en (NP) se deriva más o menos caudal a NP consiguiendo reducir más o menos el caudal (EXTR). La potencia térmica intercambiada en (NP) es (Q_{NP}) que depende del flujo másico del gas de la turbina y de las temperaturas de entrada (T_{GE}) y salida (T_{GS}) es la que determina en última instancia el caudal (EXTR). El caudal que sale de (NP) que es (AGSNP) se une al caudal de agua que sale del calentador (N) que es (AGSN) para disponer de nuevo el mismo caudal de entrada ($AGE = AGS$). (DRENE) y (DRENS) representan, respectivamente, los drenajes procedentes del calentador de presión inmediatamente superior y de salida hacia el calentador de presión inmediatamente inferior.

■ FIGURA 3.26

Superestructura de la parte de agua de alimentación con calentadores en paralelo



Caldera de recuperación de un nivel de presión (figura 3.27)

La caldera de recuperación se pone en paralelo a los calentadores del lado de alta presión. Las variables a calcular son la temperatura de salida del gas de la caldera de recuperación (T_{sg}) y el vapor formado (m_v). Dichas variables se calculan mediante el balance de energía correspondiente a la zona del sobrecalentador y evaporador, que proporciona el caudal de vapor formado y el balance de energía a la caldera completa proporciona la temperatura de salida del gas de la misma. Esta temperatura deber ser superior a la temperatura de entrada del agua de alimentación.

La temperatura de salida del gas de la caldera será todavía suficiente para calentar parte del condensado como en la repotenciación agua de alimentación con lo que se utilizaría el esquema representado en el agua de alimentación en esta parte del ciclo (ver figura 3.24).

mercado para turbinas de gas del año 2000 dentro del proyecto europeo EXSYS (Kalitventzeff y Marèchal, 2000). Existen diferentes índices de actualización de costes relativos a equipos o a plantas. Los más utilizados son los índices de Marshall y Swift y el índice de Costes de plantas de ingeniería química (CEPCI), cuyos valores son regularmente actualizados (Chemical Engineering, 2005).

■ TABLA 3.9

Expresiones del coste de inversión de turbinas de gas en función de la potencia eléctrica

Referencia	Aeroderivadas	Industriales
Favrat y Marèchal (2006)	$Cl_{tg} = 1.564 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{0.8503}$	$Cl_{tg} = 4.786 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{0.7338}$
Año 2000	$Cl_{tg} = 2.977 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{0.7791}$	$Cl_{tg} = 2.977 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{0.7791}$
Manninen y Zhu (1999)	$CM_{tg} = 8,15 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{-0.3081}$	$CM_{tg} = 8,15 \cdot \dot{P}_{en,tg}^{-0.3081}$
Año 1994	$Cl_{tg} = 295,5 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{P}_{en,tg} + 2.002,2$	$Cl_{tg} = 195,1 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{P}_{en,tg} + 2.529,2$

Donde Cl_{tg} es el coste de inversión de la turbina de gas en €, la potencia de turbina de gas $\dot{P}_{en,tg}$ en kW_e, CM_{tg} el coste de mantenimiento en c€/kW_eh.

Intercambiadores de calor

Diferentes referencias utilizan expresiones que permiten el cálculo de los costes de inversión de intercambiadores de calor (Loh, 2002, Olsommer, 1998, Frangopoulos, 1991, Bolliger et al., 2005, Boehm, 1987, Pelster, 1998). En este trabajo se tienen en cuenta costes de inversión de los equipos, no de mantenimiento ni de conexiones por representar un porcentaje reducido en comparación con el coste de la inversión. La expresión utilizada en este trabajo (Olsommer, 1998) es válida tanto para intercambiadores de calor como para evaluar el coste de la caldera de recuperación considerando independientemente al economizador, evaporador y sobrecalentador como intercambiadores de calor (ec. 3.6).

$$C_{idq} = c_1 \cdot \left(\frac{Q_{idq}}{\Delta T_{lm}} \right)^{c_2} \cdot f_{M\&S} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 3.6})$$

Donde el coste del intercambiador de calor (C_{idq}) se obtiene en euros al utilizar los valores de la potencia térmica intercambiada (Q_{idq}) en kW_t y la diferencia logarítmica media (ΔT_{lm}) en grados K. Los índices de actualización utilizados en la expresión son $c_1 = 3650$ y $c_2 = 0.8$ con año de referencia 1991, lo que supone que el índice $f_{M\&S}$ es con respecto ese mismo año. El índice $f_{\$}$ corresponde a la conversión de dólares a euros.

Bomba auxiliar

El coste de la bomba auxiliar (C_{pump}) se calcula según la expresión 3.7 (Olsommer, 1998)

$$C_{pump} = c_1 \cdot P_{el,b}^{c_2} \cdot \left(1 + \left(\frac{1 - c_3}{1 - \eta_{s,b}} \right)^3 \right) \cdot f_{M\&S} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 3.7})$$

Siendo $c_1 = 623.22$, $c_2 = 0.71$ y $c_3 = 0.8$, $P_{el,b}$ la potencia eléctrica consumida por la bomba en kW, $f_{M\&S}$ el índice de actualización de costes según el año 1991, $f_{\$/\text{€}}$ la conversión de unidades monetarias de dólares a euros y $\eta_{s,b}$ la eficiencia isoentrópica de la bomba.

Modelo medioambiental de la superestructura

En cuanto a las emisiones derivadas del consumo de gas natural en la turbina de gas, suponiendo formado a éste principalmente por metano (CH_4) y considerando combustión completa, que el poder calorífico del gas natural es PC_{gn} (kJ/kg), la potencia eléctrica bruta producida por la planta P_{eb} (kW) y la eficiencia térmica de la turbina $\eta_{eb,tg}$ ($\text{kJ}_e / \text{kJ}_t$), las emisiones de CO_2 $m_{\text{CO}_2,tg}$ (kg/s) se calculan según la expresión 3.8.

$$m_{\text{CO}_2,tg} = \frac{44}{16} \cdot \frac{P_{eb,tg}}{\eta_{eb,tg} \cdot PC_{gn}} \quad (\text{ec.3.8})$$

Las emisiones conjuntas de CO_2 ($m_{\text{CO}_2,rep}$) serían la suma de las emisiones derivadas de la turbina de gas y de las del ciclo de vapor repotenciado ya calculadas anteriormente según la expresión 3.5 (expresión 3.9).

$$m_{\text{CO}_2,rep} = m_{\text{CO}_2,cv} + m_{\text{CO}_2,tg} \quad (\text{ec. 3.9})$$

Optimización de la superestructura

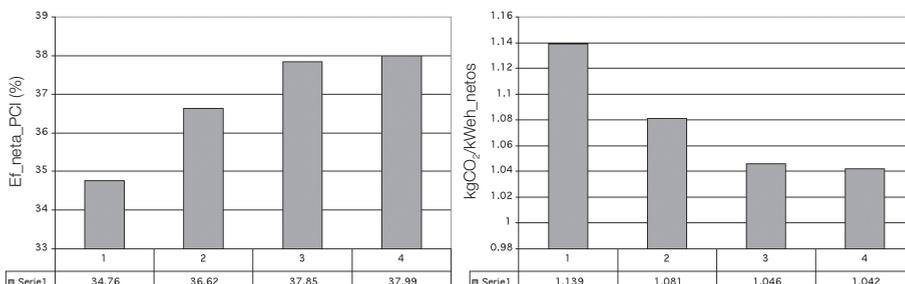
La variable independiente va a ser la potencia de la turbina de gas que deberá optimizar el coste de la tonelada de CO_2 reducida. Evidentemente, otras variables dependientes como son la eficiencia global del sistema energético, el total de las emisiones de CO_2 reducidas, el coste total de la inversión, el beneficio conseguido, o el incremento del COE podrían tener un papel importante en la toma de decisiones. Es por ello, que antes de enfrentarse a la resolución del problema de optimización se debe realizar un análisis paramétrico para observar la variación de dichos parámetros.

Atendiendo al incremento de la eficiencia térmica del ciclo de potencia y sabiendo que implícitamente esta ligado a la reducción de emisiones de CO_2 es importante que el uso del flujo de gases de la turbina se utilice reduciendo al máximo las extracciones de la turbina de vapor y por orden decreciente de presión. Como ejemplo se incluyen los gráficos de la figura 3.28 donde se muestra la variación de la eficiencia eléctrica neta sobre PCI (%) y las emisiones de CO_2 específicas netas (kg/kWeh) de la central térmica del caso ejemplo. Dicha central térmica dispone de 6 calentadores de agua de alimentación (N_i) siendo el N_6 el que representa el calentador de más alta presión y (N_1) el que designa el de mas baja presión. El primer dato (1) corresponde a las emisiones de CO_2 sin eliminar ninguna extracción, el segundo (2) a eliminar la extracción al calentador (N_6), la tercera (3) a eliminar las extracciones hacia calentador (N_6) y (N_5) y la cuarta (4) a eliminar las extracciones hacia calentador (N_6 , (N_5) y (N_3).

Como se conocía a priori, el mayor efecto positivo se consigue al anular las extracciones de más alta presión, viéndose en los gráficos por la reducción del valor de la pendiente. Éste es un resultado útil a utilizar en la optimización puesto que indica el camino que debe seguir el reparto de energía. El paso siguiente es la optimización de la potencia de turbina de gas que optimiza la función objetivo.

El problema de análisis numérico corresponde a una optimización mono-objetivo, utilizando las emisiones específicas de CO_2 como variable a optimizar y como variables independientes cada una de las extracciones a los calentadores del agua de alimentación y de agua

■ FIGURA 3.28

Evolución de la eficiencia y emisiones de CO₂ según eliminación de extracciones

de condensado. Las restricciones vendrían impuestas por la potencia total a dar por la planta repotenciada, por el flujo másico de cada una de las extracciones que debe ser mayor o igual a cero y por el pinch correspondiente a cada uno de los calentadores en paralelo con los existentes. Otras restricciones a tener en cuenta serían la carga térmica de la caldera de vapor y los caudales másicos de entrada a cada etapa de turbina

El problema de optimización quedaría:

minimizar o maximizar función objetivo

Sujeto a:

Balances de masa y energía de la simulación

Potencia eléctrica neta a un valor determinado

Caudales másicos de las extracciones positivos o nulos

Temperatura de salida del gas de calentador mayor o igual que la temperatura de entrada de agua a calentador incrementada en un pinch

Temperatura de salida de gas de calentador mayor o igual a la temperatura mínima de salida por chimenea

Según la potencia de la turbina de gas introducida en la repotenciación se obtendrían los resultados correspondientes.

Función objetivo: maximización de la eficiencia (ec. 3.10)

Este caso representa una optimización basada en un criterio termodinámico en el que únicamente afecta el modelo termodinámico. En la maximización de la eficiencia conseguida, la función objetivo se define como la potencia eléctrica neta de la configuración conseguida por unidad de potencia térmica consumida. En este caso hay dos fuentes de calor que son la procedente del carbón y la del gas natural, así como dos fuentes de generación de electricidad, la procedente de la turbina de vapor y la que se obtiene de la turbina de gas.

$$\eta_{en,rep} = \frac{P_{en,TV} + P_{en,TG}}{m_{carbon} PCI_{carbon} + m_{gn} PCI_{gn}} \quad (\text{ec. 3.10})$$

Donde:

$\eta_{en,tg}$ es la eficiencia neta sobre PCI del sistema energético (planta repotenciada)

$P_{en,TV}$ es la potencia eléctrica neta del ciclo de vapor

$P_{en,TG}$ es la potencia eléctrica neta de la turbina de gas

m_{carbon} es el flujo másico de carbón consumido por la planta

m_{gn} es el flujo másico de gas natural consumido por la turbina de gas

PCI_{carbon} es el poder calorífico inferior del carbón

PCI_{gn} es el poder calorífico inferior del gas natural

Función objetivo: minimización COE (ec. 3.11)

Esta función objetivo define un criterio termoeconómico. El uso del modelo termoeconómico tiene en cuenta en la función objetivo en la minimización del COE los costes de operación (CO) debidos al consumo de carbón y gas natural, los costes de inversión de los nuevos equipos (CI), como turbina de gas, intercambiadores de calor, bomba y caldera de recuperación y se tienen en cuenta además los costes de mantenimiento de la nueva configuración (CM). Los costes de inversión y de mantenimiento de la planta existente no se consideran en un primer momento puesto que son fijos para todas las configuraciones, influyendo únicamente en el resultado numérico y no en el cualitativo.

$$COE_{rep} = \frac{(CI_{rep} \cdot f_a + CO_{rep} + CM_{rep})}{P_{en,rep} \cdot f_u} \quad (ec. 3.11)$$

Donde:

$$CI_{rep} = C_{TG} + C_{idq} + C_{bomba} + C_{CR}$$

$$CO_{rep} = C_{carbon} + C_{gn}$$

$$C_{carbon} = c_{carbon} \cdot Q_{carbon}$$

$$C_{gn} = c_{gn} \cdot Q_{gn}$$

$$CM_{rep} = CI \cdot f_M$$

Siendo:

$P_{en,rep}$ la potencia eléctrica instalada kW_e

f_u factor de utilización anual h/año

C_{TG} el coste de inversión de la turbina de gas €

C_{idq} el coste de inversión de los intercambiadores de calor €

C_{bomba} coste de la bomba auxiliar en la repotenciación paralela €

C_{CR} coste de la caldera de recuperación en el caso de la repotenciación paralela €

C_{carbon} el coste del carbón en €/año

c_{carbon} el coste unitario del carbón por unidad de energía en €/kW_th

Q_{carbon} la potencia térmica consumida de carbón en kW_t

C_{gn} el coste del gas natural en €/año

f_a el coste unitario del gas natural por unidad de energía en €/kW_th

Q_{gn} la potencia térmica consumida de gas natural kW_t

f_a el factor de amortización anual de la inversión año⁻¹. ($f_a = \frac{i \cdot (1+i)^{año}}{(1+i)^{año} - 1}$). Con i el interés consi-

derado de la operación y año el número de años utilizados para amortización de la inversión.

f_m el factor del coste de mantenimiento anual con respecto al coste de inversión considerado del 4% (Pelster, 1998).

Función objetivo: minimización del coste de la tonelada de CO₂ evitada (ec.3.12)

El contexto de este trabajo, en el que interesa reducir las emisiones de CO₂ al menor coste posible, lleva a plantear un criterio termoeoambiental en el que se atiende al coste de reducción de las emisiones de CO₂ por unidad evitada. El problema de optimización será el minimizar dicha función objetivo. Se hace uso de la definición del IPCC en base a unificar el criterio de cálculo (Metz et al., 2005):

$$C_{ev} \left[\frac{\text{€}}{\text{T}} \right] = \frac{COE_{rep} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] - COE_{base} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right]}{CO2_{base} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right] - CO2_{rep} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right]} \quad (\text{ec.3.12})$$

Siendo C_{ev} el coste de la tonelada de CO₂ evitada, COE_{rep} el coste de la electricidad en la planta repotenciada, COE_{base} el coste de la electricidad en la planta sin repotenciar, $CO2_{base}$ el CO₂ emitido por la planta sin repotenciar por unidad de energía eléctrica y $CO2_{rep}$ el CO₂ emitido por la planta repotenciada por unidad de energía eléctrica neta. La energía se considera neta.

Función objetivo: minimización del COE incluyendo coste de permisos (ec. 3.13)

En el mercado de permisos de emisión, otra función objetivo sería la minimización del COE teniendo en cuenta las emisiones que se reducen. Debido a que la repotenciación no va a reducir hasta los niveles exigidos de CO₂ habría que sumar el coste de la compra de permisos hasta obtener el nivel de emisiones de CO₂ exigido.

$$COE = COE_{rep} + \text{Coste_Permisos} \quad (\text{ec.3.13})$$

Dicha función se va a expresar también en €/tCO₂ evitadas (c_{ev}) según el coste de reducción la tonelada de CO₂ obtenida con la repotenciación ($C_{ev,rep}$) y el coste de la tonelada de CO₂ del mercado de permisos (C_{pe}).

$$C_{ev} = \frac{C_{ev,rep} \cdot CO2_{ev,rep} + C_{pe} \cdot (CO2_{exigido} - CO2_{ev,rep})}{CO2_{exigido}} \quad (\text{ec.3.14})$$

Siendo $CO2_{exigido}$ las toneladas de CO₂ anuales que se deben reducir de la central eléctrica y $CO2_{ev,rep}$ las emisiones de CO₂ anuales repotenciando la planta.

Evidentemente, si la repotenciación tiene un coste mayor que el permiso la mejor alternativa en principio sería comprar los permisos necesarios para reducir las emisiones de CO₂ exigidas. No obstante, no se va a analizar esta situación puesto que, además de que el precio de la tonelada es un factor variable como se ha visto en el gráfico de la figura 3.22, en este trabajo se analizan acciones explícitas para reducir las emisiones sobre la propia central evitando la compra de derechos. Lo que sí se va a analizar es la función objetivo presentada en la expresión 3.14 en la que una vez que se estudia la repotenciación, se añade el coste de los permisos necesarios de CO₂ para completar el nivel de reducción exigido.

Restricciones

Las restricciones más importantes a tener en cuenta en la solución del problema de optimización se pueden extraer de la primera parte de este capítulo. A parte de las restricciones impuestas por el propio modelo termodinámico en el que se definen los balances de masa y energía existen otras de carácter operativo. Entre dichas restricciones destacan la carga máxima y mínima de la caldera de vapor, la carga de energía máxima total a evacuar de la planta a fin de

no incrementar la infraestructura eléctrica, la carga de la potencia de vapor a fin de no incrementar en exceso evitando problemas metalúrgicos o pérdidas excesivas de vacío en el condensador. Además, se debe limitar la formación de vapor en paralelo a la caldera para evitar posibles decompensaciones de la turbina de vapor. Así mismo tener en cuenta la carga máxima de gas que se puede hacer llegar a la planta. Otras restricciones podrían ser de tipo físico que limiten el número de grados de libertad de las diferentes conexiones o tamaño de los equipos, etc.

Estudio de sensibilidad

Una vez encontradas la o las potencias de turbinas de gas que mejor se ajustan a la función objetivo es necesario hacer un estudio de sensibilidad. Este estudio lo que debe hacer es proporcionar los resultados de la función objetivo cuando se modifican los valores de ciertas variables independientes del problema que pueden hacerlo dentro de un rango determinado o posible. Como ya se ha introducido, dichas variables independientes podrían ser el aumento de la potencia eléctrica instalada (considerando mismo factor de utilización anual), aumento del precio de venta de la energía eléctrica, variación en el precio de compra del gas natural y obligatoriedad en la reducción de más emisiones de CO_2 .

3.2.3. APLICACIÓN: REPOTENCIACIÓN AGUA DE ALIMENTACIÓN Y PARALELA DE UN NIVEL DE PRESIÓN DE LA CT TERUEL

Las variables independientes que se consideran en el caso base para ambas configuraciones, repotenciación agua de alimentación y paralela, son el coste del carbón de 0.9 ct€/kW_th, el factor anual de utilización de 7125 horas/año, la potencia eléctrica neta total instalada de 350 MW_e, el precio del gas natural de 1.9 c€/kW_th, interés anual de la amortización del 5%, número de años de amortización de 15 años, costes de mantenimiento del 4% de los costes de inversión anuales (Pelster, 1998).

El criterio de selección que aquí se utiliza va a ser la minimización del coste de la tonelada de CO_2 . En el estudio de sensibilidad se va a considerar como variable independiente la potencia total neta producida por la repotenciación y el precio del gas natural. Se incluye otro estudio de sensibilidad atendiendo a la función objetivo expresada en la ecuación 3.14 en la que influyen los costes de los permisos de emisión y la cantidad de emisiones de CO_2 a reducir de forma anual de la planta.

La repotenciación agua de alimentación se estudia en función de la instalación de turbinas de gas aeroderivadas e industriales. En el caso de la repotenciación paralela se hace uso únicamente de las expresiones de las turbinas de gas industriales por tener las aeroderivadas una temperatura de salida menor que la necesaria para producir vapor en paralelo a la caldera del ciclo convencional.

Modelo de la central termoeléctrica

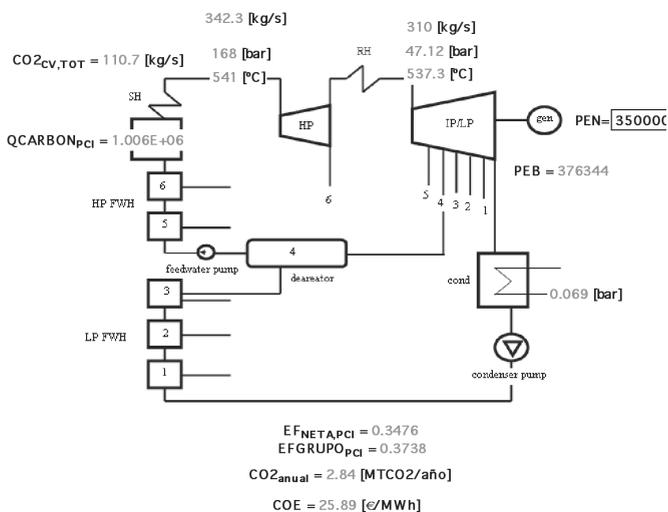
En este punto muestran los resultados de la simulación termodinámica, económica y ambiental de uno de los grupos de la CT Teruel. Dicha unidad de producción así como los modelos desarrollados aparecen desarrollados en el anexo A.I. La CT Teruel va a servir de ejemplo de aplicación de las diferentes metodologías de repotenciación así como del ciclo de captura de CO_2 por lo que en este punto también se describen ciertas restricciones de utilización al ser integradas en él la repotenciación y el ciclo de captura de CO_2 .

Los resultados más importantes que van a ser utilizados sobre el ciclo de potencia aparecen representados en las figuras 3.29 y 3.30 para dos cargas de funcionamiento determinadas,

carga nominal y al 75% de la carga nominal, considerando un factor de utilización anual de 7125 h/año (potencia térmica en kW_t y potencia eléctrica en kW_e).

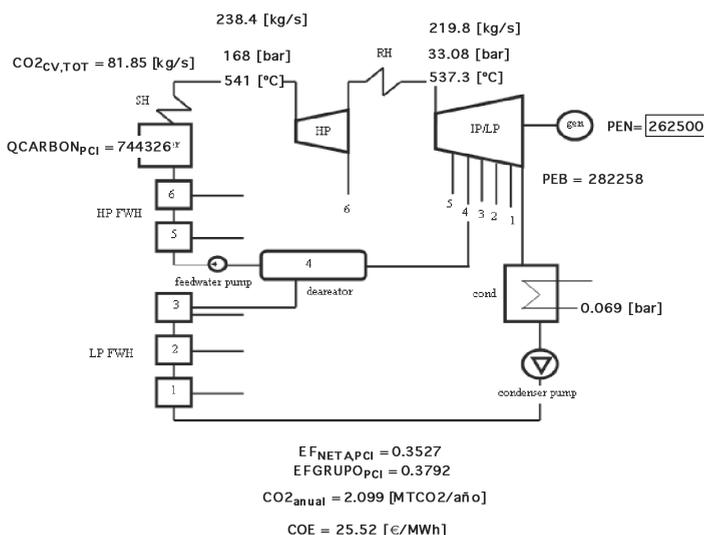
■ FIGURA 3.29

Resultados de la simulación del ciclo de potencia a carga nominal



■ FIGURA 3.30

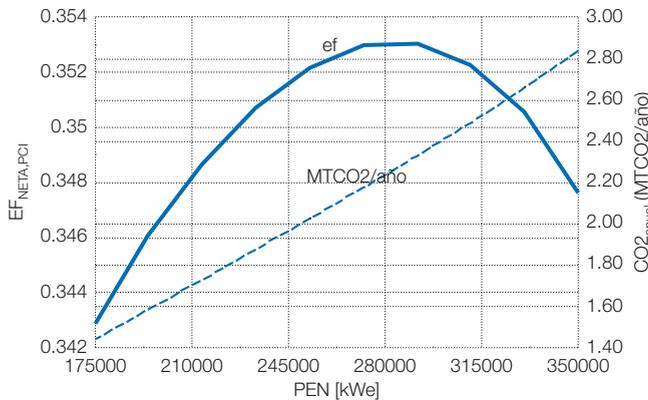
Resultados de la simulación del ciclo de potencia a carga 75% nominal



Las siguientes figuras (3.31, 3.32) muestran la variación de algunas de las variables importantes del ciclo cuando se modifica la carga del mismo. La figura 3.31 recoge la variación de la eficiencia eléctrica neta sobre PCI y las emisiones totales anuales de CO₂. La eficiencia presenta un máximo en torno al 80% de la carga nominal.

■ FIGURA 3.31

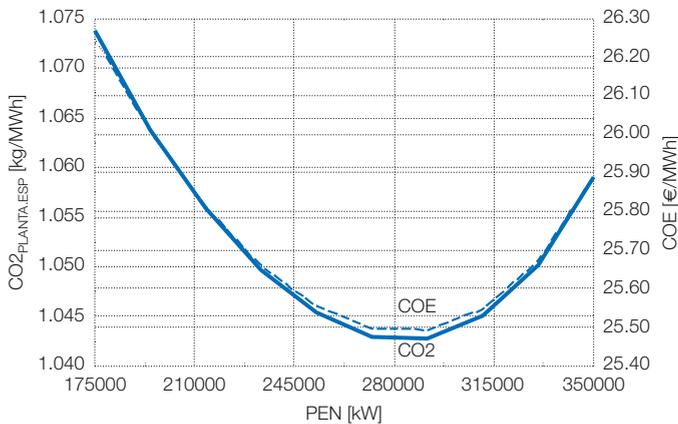
Evolución de las emisiones de CO₂ y de la eficiencia eléctrica neta sobre PCI con la potencia eléctrica neta producida (PEN)



La variación del COE y las emisiones de CO₂ específicas por unidad de energía generada muestran una tendencia similar (figura 3.32), coincidiendo con la evolución de la eficiencia mostrando una dependencia implícita con esta variable.

■ FIGURA 3.32

Evolución de las emisiones específicas de CO₂ y del COE con la potencia eléctrica neta producida (PEN)



A plena carga el COE de la instalación asciende a 25,89 €/MW_gh, calculado sin tener en cuenta la amortización de los costes de inversión puesto que en la función objetivo considerada se calcula el incremento de dicho COE con la central modificada anulándose dicho término. Los únicos costes que se han supuesto son los de operación debidos al consumo de carbón. El precio del carbón se ha supuesto de 0.9 c€/kW_th en base a la figura 3.20 previendo un margen elevado de variación. En el caso de considerar los costes de amortización de la inversión en el COE, suponiendo un coste de inversión de 900 €/kWe, el interés de amortización del 5%, el incremento del COE sobre el calculado es de 10 €/MW_gh. Para poder comparar tanto repotenciación como con el sistema de captura se va a utilizar el dato de la eficiencia neta sobre PCI, la cual es de 34,76% para plena carga, siendo la eficiencia bruta sobre PCI de 37,38%. Las emisiones totales de CO₂ calculadas a plena carga y las emisiones de CO₂ específicas netas son de 2,84 MT/año y 1,139 kg/kW_gh respectivamente.

La situación base a comparar con las diferentes modificaciones propuestas considera una potencia nominal instalada neta de 350 MWe y un factor de utilización anual de 7125 horas. En cuanto a las restricciones, las más importantes a tener en cuenta en cada una de las modificaciones, además de las propias impuestas por los diferentes balances de masa y energía, obedecen a factores operativos. A tal efecto, a fin de poder seguir utilizando la capacidad de evacuación existente sin la necesidad de instalar un nuevo transformador así como para limitar la sobrecarga de la turbina de vapor por razones metalúrgicas y por seguir conservando la presión de vacío no se permite que la potencia total neta instalada sobrepase los 420 MWe, que corresponde a un exceso del 20% de la potencia nominal del ciclo base. Para limitar los problemas derivados de llegada de gas natural en la repotenciación, no se permite que la potencia de turbina de gas sea superior a 110 MWe (aproximadamente un 35% de la potencia térmica consumida de carbón). Se limita la carga nominal y máxima de la caldera de vapor a 1006 MWt (100% de la carga nominal) y 402 MWt (40% de la carga nominal) respectivamente.

Repotenciación agua de alimentación

Caso base

La configuración adoptada es la utilización de los gases de la turbina para calentar de forma paralela el agua de alimentación y de condensado para reducir las extracciones de la turbina de vapor (ver figura 3.23).

La evolución del precio de la tonelada de CO₂ evitada con la repotenciación para diferentes potencias de turbina de gas instaladas industriales se recoge en la figura 3.33. Se muestra también la evolución de las emisiones de CO₂ anuales con la potencia de turbina de gas instalada. Evidentemente, estas emisiones se ven reducidas de forma casi lineal a medida que aumenta la potencia de turbina de gas instalada. El coste de reducción de las emisiones de CO₂ obtiene un mínimo en torno a los 50 MW_g donde se produce una discontinuidad motivada por la definición de la función del coste de inversión diferente para turbinas de gas de menor o mayor potencia neta de 50 MW_g. No interesa poner potencias de turbina de gas inferiores a 50 MW_g puesto que el coste es igual a potencias mayores pero las emisiones de CO₂ se ven reducidas en menor cuantía.

La evolución del COE con la potencia de gas instalada (figura 3.34) muestra cómo éste se va incrementando de forma proporcional al incremento de la potencia de turbina de gas alcanzando para una potencia de 110 MWe un incremento de 7 €/MW_gh con respecto a la central sin repotenciar.

FIGURA 3.33

Coste de la tonelada de CO₂ evitada y CO₂ evitado en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación agua de alimentación (tg industriales)

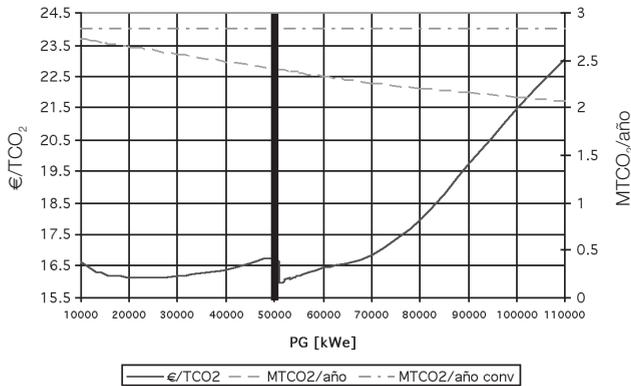
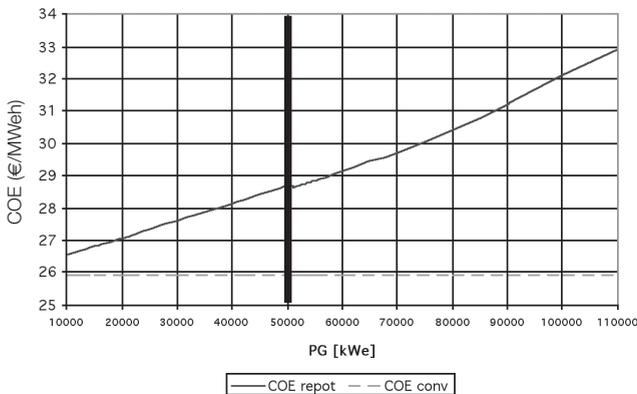


FIGURA 3.34

Coste de la electricidad en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación agua de alimentación (tg industriales)



Con el estudio paramétrico, además de obtener más datos de la potencia instalada, es útil a la hora de utilizar el algoritmo de optimización permitiendo acotar los límites máximo y mínimo de la variable independiente ayudando a la convergencia (tabla 3.10).

Se recoge de forma gráfica el resultado de la optimización de la función objetivo del coste de la tonelada de CO₂ evitada en la figura 3.35.

La energía producida por unidad de tiempo por la turbina de vapor es en este caso de 300 MWe, lo que representa una reducción de carga con respecto a la situación convencional de 14.28%. De este modo la relación entre la potencia de turbina de gas y potencia de turbina de

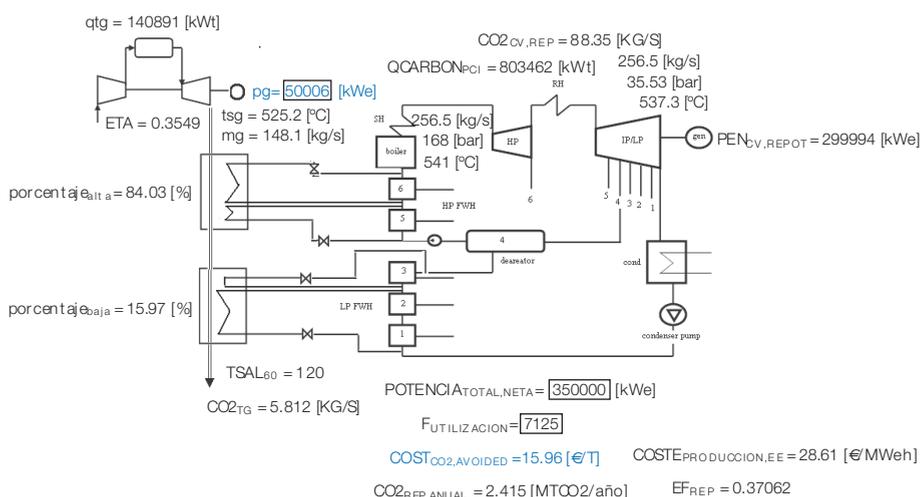
■ TABLA 3.10

Variables termodinámicas y económicas de la planta repotenciada con agua de alimentación que proporcionan el óptimo (industriales)

$P_{en,rep}$ MWe	$P_{en,tg}$ kWe	$C_{ev,rep}$ €/t	$CO2_a_{rep}$ MT/año	$\eta_{en,rep}$ %	COE_{rep} €/MWh
350	50006	15.96	2.42	37.06	28.61

■ FIGURA 3.35

Parámetros de operación con la integración de turbina de gas con repotenciación agua de alimentación (tg industriales)



vapor es de 13.73%. El consumo de carbón se reduce en un 16.67% y la eficiencia total de la planta repotenciada es de 2.3 puntos porcentuales mayor que la planta sin repotenciar. Las emisiones de CO_2 totales anuales se reducen en un 14.79% lo mismo que las emisiones específicas, que pasan de 1.139 kg/kW_eh a 0.970 kg/kW_eh. El coste de la energía eléctrica se incrementaría de 25.89 a 28.61 €/MW_eh, es decir, 2.72 €/MW_eh.

El comportamiento de las turbinas de gas aeroderivadas muestra cómo el mínimo de la función se consigue con potencias inferiores, entorno a los 20 MWe (figura 3.36). Además se observa cómo el coste se reduce considerablemente con respecto a las industriales para una misma potencia de turbina de gas instalada. Se sigue viendo la discontinuidad en potencias de turbina de gas de 50 MW_e por la definición de las funciones de los costes de inversión.

El COE sigue incrementándose con el aumento de la potencia de gas instalada pero siempre por debajo del incremento al instalar turbinas de gas industriales (figura 3.37)

El uso de la optimización numérica proporciona la turbina de gas aeroderivada que minimiza la función objetivo utilizada (tabla 3.11.)

El esquema con diferentes variables de operación de la configuración final con la instalación de la turbina de gas aeroderivada que optimiza la función viene representado en la figura 3.38.

FIGURA 3.36

Coste de la tonelada de CO₂ evitada y CO₂ evitado en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación agua de alimentación (tg aeroderivadas)

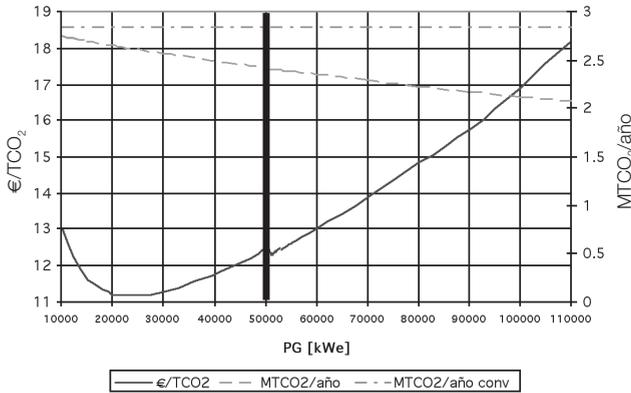


FIGURA 3.37

Coste de la electricidad en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación agua de alimentación (tg aeroderivadas)

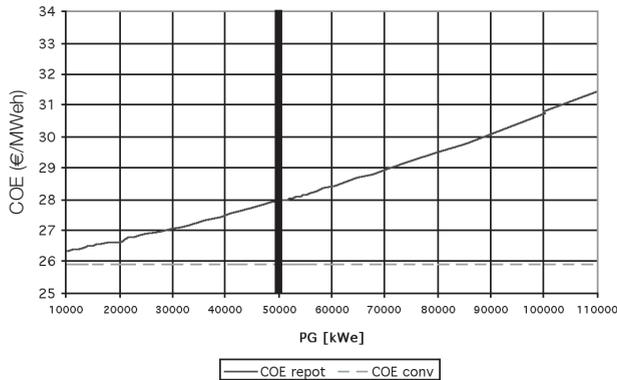


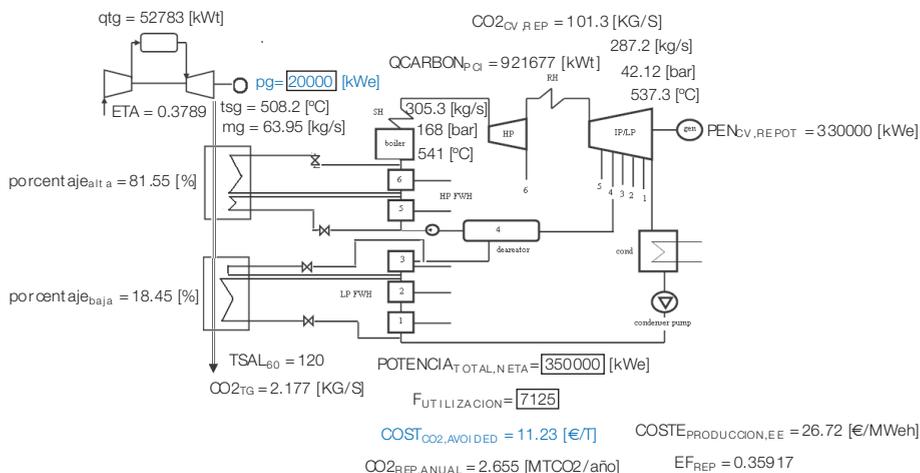
TABLA 3.11

Variables termodinámicas y económicas de la planta repotenciada con agua de alimentación que proporcionan el óptimo (aeroderivadas)

$P_{en,rep}$ MWe	$P_{en,tg}$ kWe	$C_{ex,rep}$ €/t	$CO2_{a,rep}$ MT/año	$\eta_{en,rep}$ %	COE_{rep} €/MWh
350	20000	11.28	2.664	35.96	26.69

■ FIGURA 3.38

Parámetros de operación con la integración de turbina de gas en repotenciación agua de alimentación (tg aeroderivadas)



La energía producida por unidad de tiempo por la turbina de vapor es en este caso de 330 MW_{el}, lo que representa una reducción de carga con respecto a la situación convencional de 5.71%. De este modo la relación entre la potencia de turbina de gas y potencia de turbina de vapor es de 6.06%. El consumo de carbón se reduce en un 8.38% y la eficiencia total de la planta repotenciada es de 1.2 puntos porcentuales mayor que la planta sin repotenciar. Las emisiones de CO₂ totales anuales se reducen en un 6.34% lo mismo que las emisiones específicas. El coste de la energía eléctrica se incrementaría de 25.89 a 26.69 €/MWeh, es decir, 0.80 €/MWh.

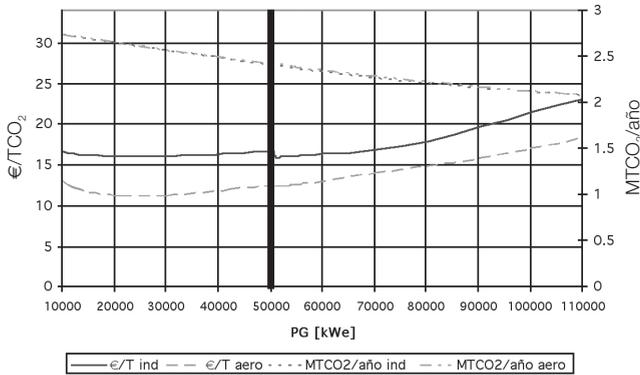
Como primera conclusión del estudio de la optimización se puede decir que la repotenciación de agua de alimentación se debería llevar a cabo con turbinas de gas aeroderivadas. Aunque se obtenga una reducción de las emisiones de CO₂ del 6.34% con la optimización de la función objetivo con turbinas de gas aeroderivadas y de 14.79% con las turbinas de gas industriales, haciendo una comparación con del coste de la reducción de la tonelada para una misma potencia de turbina de gas instalada se obtiene menor coste con las aeroderivadas (figura 3.39). Para una reducción del 20% de las emisiones totales de CO₂ se debe instalar una potencia de turbina de gas, tanto industrial como aeroderivada, de 80 MWe, pero el coste con aeroderivadas es de 15 €/t y con industriales de 18 €/t.

Estudio sensibilidad según potencia neta

Se estudia el efecto de incrementar la energía eléctrica anual producida por la planta mediante turbinas de gas aeroderivadas. En este caso se tiene una optimización con dos variables independientes, que son la potencia de la turbina de gas y la potencia neta de la planta. A fin de facilitar el proceso de convergencia de la optimización y para ver las tendencias en función de la potencia total neta y de la potencia de turbina de gas instalada se hace un estudio paramétrico reflejado en forma de gráfico y recogido en la figura 3.40.

■ FIGURA 3.39

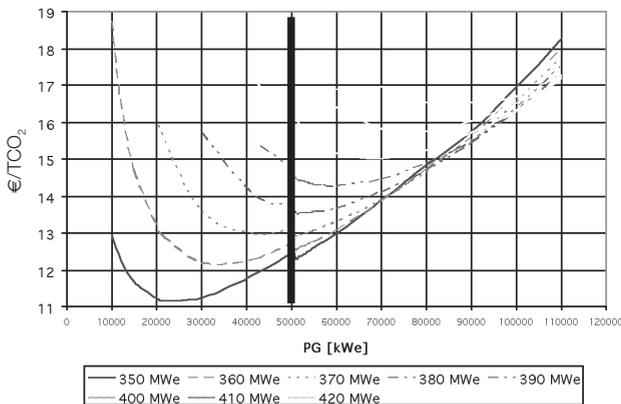
Coste de la tonelada de CO₂ evitada y CO₂ evitado en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación agua de alimentación (tg aeroderivadas e industriales)



El mínimo coste de la tonelada de CO₂ se observa que es para una potencia neta de 350 MWe. A medida que se incrementa la potencia neta dada por la planta, el mínimo se alcanza con potencias de turbina de gas mayores. Así mismo se observa una menor rapidez en el crecimiento del coste de la tonelada de CO₂ evitada a medida que aumenta la potencia total neta una vez que se alcanza el mínimo. Este hecho implica que a partir de determinadas potencias de turbina de gas el mínimo de la función objetivo se consiga con potencias diferentes a 350 MWe. Por ejemplo, si se utiliza una potencia de turbina de gas de 110 MWe, el mínimo coste

■ FIGURA 3.40

Coste de la tonelada de CO₂ evitada en función de la potencia de turbina de gas instalada y potencia neta instalada en la repotenciación agua de alimentación



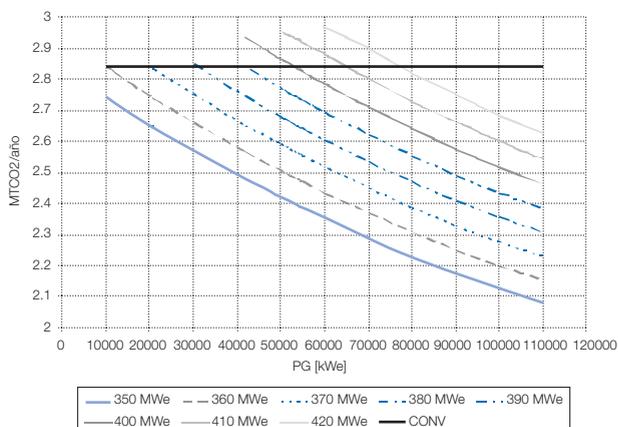
de la tonelada evitada se consigue con una potencia total neta instalada de 410 MWe y el máximo coste con la instalación de 350 MWe.

Seleccionando el criterio de mínimo coste de la tonelada de CO_2 , la potencia neta instalada debe ser de 350 MWe, siendo éste el límite inferior utilizado en la optimización, coincidiendo entonces la potencia de turbina de gas instalada con la calculada en el estudio del caso base.

Se observa cómo la emisión total de CO_2 es más acusada en el caso de incrementar la potencia neta con respecto al caso base, es decir, incrementar la energía neta producida anualmente. La evolución de dichas emisiones se representa en la figura 3.41. Comparadas con la situación de la planta sin repotenciar, existen situaciones en las que las emisiones totales de CO_2 se ven incrementadas por el hecho de instalar más potencia neta, sin embargo, las emisiones específicas de CO_2 por unidad de energía eléctrica son siempre inferiores a las derivadas de la situación sin repotenciar (figura 3.42).

■ FIGURA 3.41

Emissiones de CO_2 totales en función de la potencia de turbina de gas instalada y potencia total neta en la repotenciación agua de alimentación

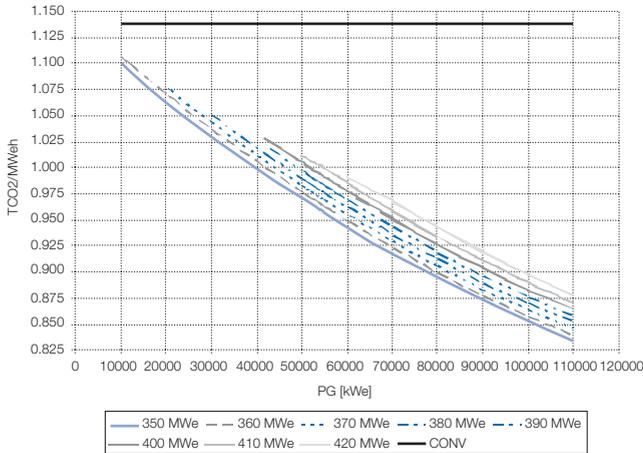


Estudio de sensibilidad según precio del gas natural

Debido a la evolución del precio del gas natural en el mercado (ver figura 3.19) y las incertidumbres relativas en cuanto a su evolución futura es necesario plantear un estudio de sensibilidad principalmente para observar cómo influye en el coste de la tonelada de CO_2 y por lo tanto en el COE. La tabla 3.12 muestra la evolución del coste de la tonelada de CO_2 evitada y del COE según diferentes precios del gas natural con la repotenciación con turbina de gas aeroderivada de 20 MW_e manteniendo la potencia total instalada. Se observa cómo el precio de gas natural influye de forma importante en el coste de la tonelada de CO_2 pudiendo hacer a la repotenciación cara desde el punto de vista de la reducción de las emisiones de CO_2 .

■ FIGURA 3.42

Emisiones de CO₂ específicas en función de la potencia de turbina de gas y potencia total neta instalada en la repotenciación agua de alimentación



■ TABLA 3.12

Evolución C_{ev,rep} y COE según c_{gn}

C_{gn} [c€/kWhpccs]	$C_{ev,rep}$ [€/tCO ₂]	COE €/MWh]
1.50	3.09	26.12
1.75	8.18	26.50
2.00	13.26	26.87
2.25	18.35	27.25
2.50	23.43	27.63
2.75	28.52	28.00
3.00	33.60	28.38
3.25	38.68	28.76
3.50	43.77	29.14
3.75	48.85	29.51
4.00	53.93	29.89

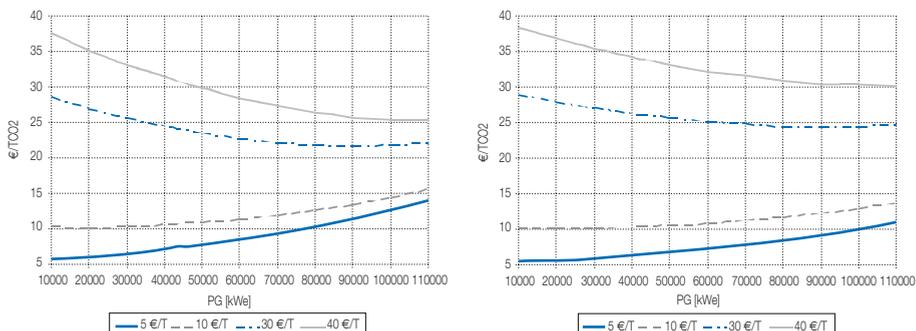
Estudio de sensibilidad según la cantidad de emisiones y precio de los derechos de emisión

En el caso de que haya que reducir hasta una cantidad determinada las emisiones de CO₂ habrá que sumar el coste de la reducción de las emisiones con cada potencia instalada el coste de los permisos de emisión. Se estudia el efecto de tener que reducir el 40 y 60% de las emisiones totales anuales de CO₂ de la situación base a un precio de 5, 10, 30 y 40 €/tCO₂ (Figura 3.43) y con potencias de turbina de gas de entre 10 y 110 MWe.

Como era evidente, la evolución según la cantidad de emisiones de CO₂ anuales a reducir es similar, únicamente varía el valor de la función objetivo. Comparando la evolución según el

■ FIGURA 3.43

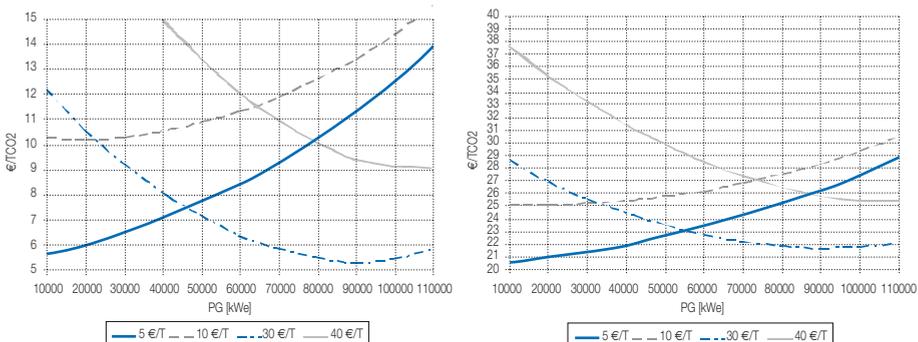
Evolución del coste de la tonelada de CO₂. Reducción del 40% y 60% de las emisiones totales anuales



precio de la tonelada de CO₂ existen dos situaciones, cuando el precio de ésta es inferior al coste de la repotenciación y cuando es superior. Cuando el coste del permiso es inferior, la potencia de turbina de gas que optimiza la función va tendiendo a valores más bajos mientras que cuando el precio del permiso es mayor la potencia de turbina de gas que optimiza el coste de la tonelada de CO₂ evitada tiende a alcanzar valores más altos. Ambas situaciones pueden verse de forma más clara en los gráficos de la figura 3.44.

■ FIGURA 3.44

Evolución del coste de la tonelada de CO₂. Reducción del 40% de las emisiones totales anuales



Repotenciación paralela

Caso base

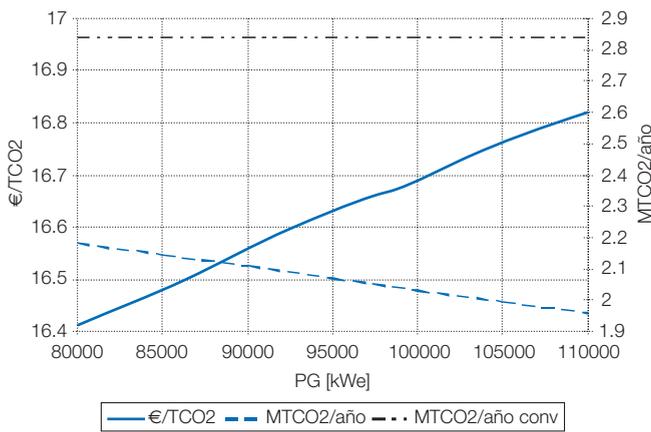
En este caso se estudia la instalación de una caldera de recuperación de un nivel de presión para la producción de vapor recalentado caliente a 537 °C a partir de agua procedente del desgasificador (ver figura 3.24). Se utiliza una bomba auxiliar que proporciona la presión nece-

saría del vapor recalentado caliente. Así mismo, se hace uso de turbinas de gas industriales por disponer de una mayor temperatura de salida del gas de combustión. La potencia mínima según la expresión que se utiliza para la evolución de la temperatura con la potencia eléctrica neta de la turbina de gas lleva a considerar potencias de turbina de gas mayores de 80 MW_e.

La evolución de las emisiones de CO₂ y el coste de la tonelada de CO₂ evitada con la repotenciación dependiendo de la potencia de turbina de gas instalada se recoge en la figura 3.45.

FIGURA 3.45

Precio de la tonelada de CO₂ y emisiones de CO₂ en función de la potencia de turbina de gas instalada en la repotenciación paralela



La tendencia del valor de la función objetivo es de alcanzar mejores valores reduciendo la potencia de gas instalada, no obstante 80 MW_e es el límite inferior para tener una temperatura de salida de la turbina de gas capaz de producir vapor recalentado caliente. Considerando la función objetivo el mínimo coste de la tonelada de CO₂ se obtienen los siguientes resultados (tabla 3.13).

TABLA 3.13

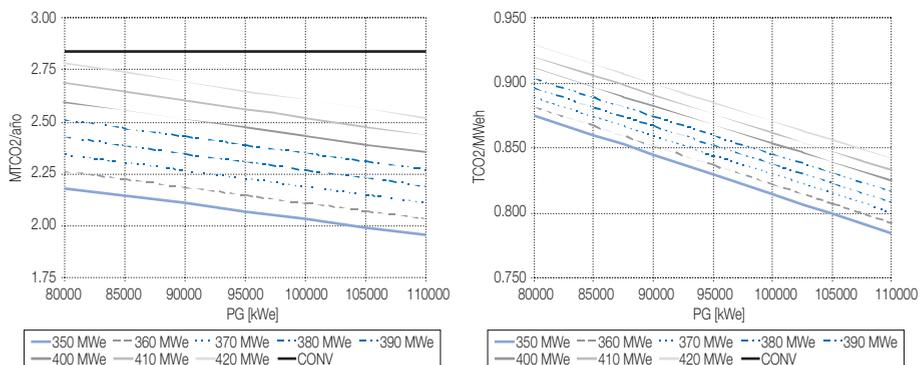
Variables termodinámicas y económicas de la planta repotenciada paralela que proporcionan el óptimo

P _{en,rep} MWe	P _{en,tg} kWe	C _{ev,rep} €/t	CO ₂ _a _{rep} MT/año	η _{en,rep} %	COE _{rep} €/MWh
350	80.000	16.41	2.182	38.38	30.68

La potencia de turbina de gas que minimiza la función objetivo es de 80 MW_e, con un valor de la tonelada de CO₂ evitada de 16.41 €. Las emisiones anuales de CO₂ son 2.182 MT, lo que supone una reducción respecto a la planta sin repotenciar del 23.17%. Las emisiones específicas son ahora de 0.875 kg/kW_eh. La eficiencia de la planta se incrementa de 34.76% al 38.38%, lo que representa un incremento de 3.62 puntos porcentuales. El coste de la electricidad sube de 25.89 a 30.68 € por MW_eh.

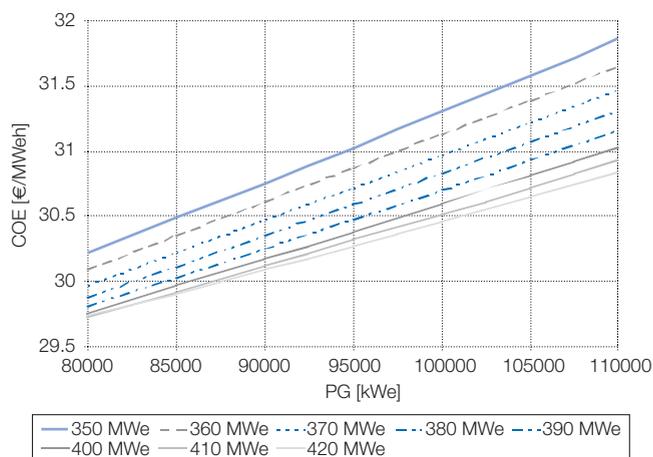
■ FIGURA 3.49

CO₂ evitado en función de la potencia de turbina de gas instalada y potencia total neta en la repotenciación paralela



■ FIGURA 3.50

Coste de la electricidad en función de la potencia de turbina de gas instalada y potencia total neta en la repotenciación paralela



Las figuras 3.51 y 3.52 muestran los parámetros de operación para las situaciones de instalar una potencia total de 360 MWe y de 370 MWe respectivamente.

FIGURA 3.51

Parámetros de operación con la integración de turbina de gas en repotenciación paralela

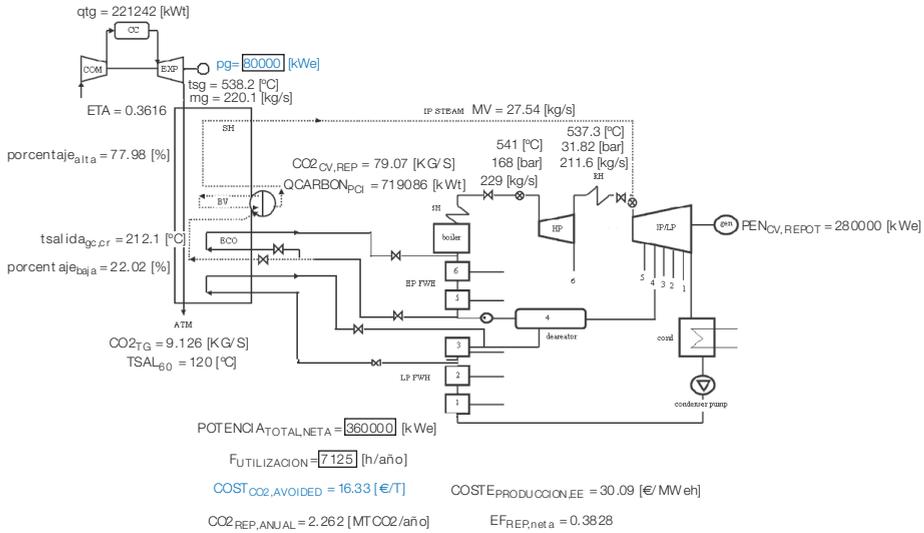
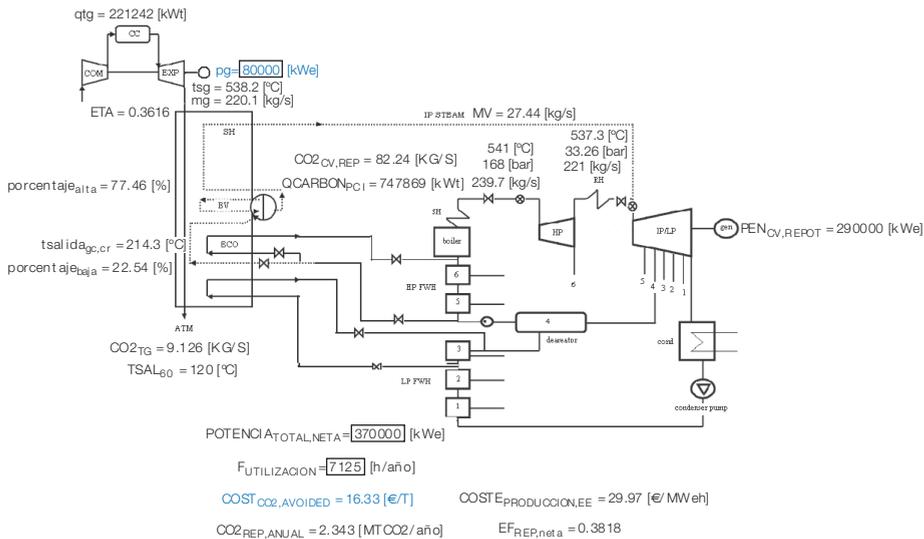


FIGURA 3.52

Parámetros de operación con la integración de turbina de gas en repotenciación paralela



Estudio de sensibilidad según precio del gas natural

Al igual que se ha hecho para la repotenciación agua de alimentación es necesario evaluar la variación del coste de la tonelada de CO_2 con el precio del gas natural. Es la tabla 3.14 la que recoge dicha variación para una repotenciación con una turbina de gas industrial de 80 MW_e y manteniendo la potencia instalada indicando cómo el precio del gas es un factor importante a tener en cuenta en la explotación de la instalación si se decide depender en parte del gas natural. No obstante, la flexibilidad de la repotenciación permitiría absorber dichas variaciones.

■ TABLA 3.14

Evolución $C_{\text{ev,rep}}$ y COE según cgn

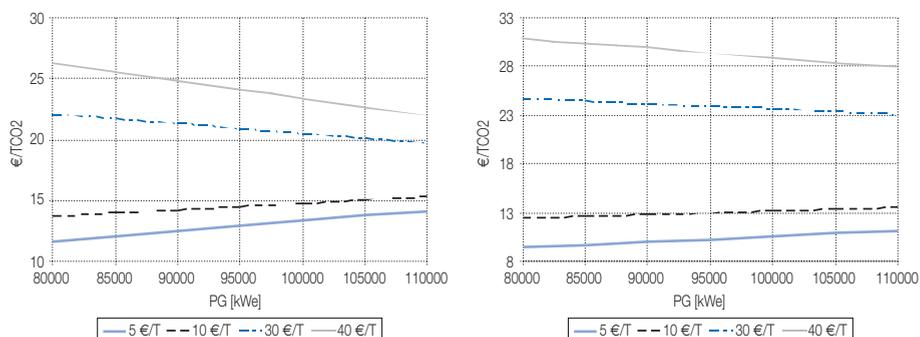
Cgn [c€/kWhpchs]	$C_{\text{ev,rep}}$ [€/t CO_2]	COE €/MWh
1.5	6.82	27.69
1.75	12.81	29.27
2	18.8	30.85
2.25	24.79	32.43
2.5	30.78	34.01
2.75	36.77	35.59
3	42.76	37.17
3.25	48.75	38.75
3.5	54.74	40.33
3.75	60.73	41.91
4	66.72	43.49

Función objetivo teniendo en cuenta que hay que reducir una cantidad fija de CO_2

Al igual que en la repotenciación agua de alimentación se estudia la variación con respecto al caso base del valor de la función objetivo cuando lo que hay que hacer es reducir una cantidad fija de emisiones anuales de CO_2 comprando permisos de emisión junto con la repotenciación (figura 3.53).

■ FIGURA 3.53

Evolución del coste de la tonelada de CO_2 . Reducción del 40% y 60% de las emisiones totales anuales



Se llega a la misma conclusión que en el estudio de la repotenciación de agua de alimentación. La necesidad de reducir mayor cantidad de emisiones de CO₂ anuales no varía el valor de la variable independiente de la función objetivo (potencia de la turbina de gas). Cuando el coste de la tonelada de CO₂ es inferior al de la repotenciación el mínimo de la función objetivo se consigue a la menor potencia que puede instalarse de turbina de gas, mientras que con costes de permisos superiores al de la repotenciación el mínimo se alcanza a potencias lo más altas posibles de turbina de gas.

Conclusiones

En el ejemplo considerado, los modelos desarrollados han permitido optimizar, en base al criterio elegido, que ha sido la minimización el coste de la tonelada de CO₂ por unidad evitada, la potencia de gas y la potencia neta instalada en cada una de las repotenciones planteadas. Dichas repotenciones han sido de agua de alimentación y paralela.

La repotenciación de agua de alimentación, considerando una primera superestructura en la que se hace uso de la regla heurística para plantear su configuración y reducir el problema de optimización, encuentra que para una misma potencia neta producida de 350 MWe y haciendo uso de ella el mismo número de horas de utilización anuales, la potencia de turbina de gas industrial que optimiza la función objetivo es de 50 MWe mientras que con turbinas de gas aeroderivadas dicha potencia es de 20 MWe. Comparando la reducción de emisiones con ambas turbinas y el coste de la tonelada de CO₂ evitada se llega a la conclusión de que para la repotenciación de agua e alimentación es mejor hacer uso de turbinas de gas aeroderivadas.

El coste de la tonelada de CO₂ al instalar una turbina de gas industrial de 50 MWe es de 15.96 €/t, con una reducción de las emisiones de 14.79%, un aumento de la eficiencia neta de 2.30 puntos porcentuales y un incremento del COE de 2.72 €/MWeh.

Con potencia de turbina de gas aeroderivada de 20 MW_e, el coste de reducción de la tonelada de CO₂ es de 11.28 €/t, siendo la reducción de CO₂ de un 6,34% con un incremento del COE de 0.83 €/MW_eh. La eficiencia neta se incrementa en 1.16 puntos porcentuales.

Como se deduce, el coste de la tonelada reducida es superior con la turbina de gas industrial pero se consigue menor reducción de las emisiones de CO₂. Para comparar mejor ambas turbinas, industriales y aeroderivadas, se evalúa el caso en el que se estudia la integración de una turbina de gas aeroderivada de 50 MW_e. Instalando la misma potencia de 50 MWe pero con turbina de gas aeroderivada, el coste es de 12.47€/t con una reducción de las emisiones totales de 14.79%, un incremento de la eficiencia de 2.61 puntos porcentuales y con un incremento del COE de 2.09 €/MWeh. Todos los parámetros son mejores con la turbina de gas aeroderivada excepto las emisiones totales de CO₂ que son iguales a las de las industriales. Ésto se explica por el hecho de que aunque las emisiones de las turbinas de gas aeroderivadas son menores por tener una mayor eficiencia eléctrica, la temperatura de salida del gas es inferior a la de las industriales, necesitando mayor potencia de carbón para conseguir dar la misma energía neta.

En el caso en el que se plantee el incremento de la potencia neta instalada se ha estudiado el problema de optimización atendiendo a dicha variable junto a la potencia de turbina de gas aeroderivada. A tal efecto se ha encontrado que la minimización de la función objetivo sigue siendo con una potencia instalada de 350 MWe, lo que lleva al mismo resultado anterior.

Con el caso base planteado, en el que el coste del gas natural se ha considerado de 1.9 c€/kWth, en todos los casos, el coste de la tonelada de CO₂ evitada no supera los 20 €, lle-

gando a alcanzar reducciones de las emisiones totales de 26.83% a un coste de 18.28 €/t y un incremento del COE de 5.59 €/MWeh. Un estudio de sensibilidad en cuanto a la variación del precio del gas natural muestra cómo el coste de la tonelada depende en gran medida de dicho parámetro, como era de esperar. Con incrementos del precio del gas natural del 110%, el coste de la tonelada de CO₂ llega a valores de casi los 71 €/t cuando se hace uso de potencias de turbinas de gas de 110 MWe. No obstante, la característica de la flexibilidad de operación de la repotenciación permitiría volver a utilizar el 100% de carbón como combustible.

Cuando se han comparado las diferentes potencias de turbina de gas instaladas atendiendo a que se deben reducir en una cantidad determinada las emisiones de CO₂ comprando permisos de emisión se ha comprobado una situación evidente: cuando el precio es superior, la potencia de turbina de gas que optimiza la función del coste de la tonelada de CO₂ tiende a valores más pequeños de potencia de turbina de gas instalada, cuando el precio del permiso es superior al obtenido con la repotenciación entonces se debe hacer uso de potencias de turbinas de gas mayores.

Al simular la repotenciación paralela, elegida en este caso de un nivel de presión y producción de vapor recalentado caliente, la potencia de gas industrial que minimiza la función objetivo para una potencia neta de 350 MWe es de 80 MWe, la mínima posible atendiendo a la temperatura de salida de los gases de la turbina. El coste que se obtiene de la tonelada de CO₂ evitada es de 16.41 €, superior al agua de alimentación. Al ser la potencia de turbina de gas mayor que en la de agua de alimentación se obtiene una reducción mayor de las emisiones de CO₂, llegando a una reducción del 23.17% con un incremento del COE de 4.79 €/MW_eh. El incremento de eficiencia conseguido es de 3.62 puntos porcentuales consecuencia de la mayor relación potencia de turbina de gas / turbina de vapor utilizada. La consideración de incrementar la potencia neta de la planta ha llevado al resultado de tener en cuenta una potencia total neta de 360 MW_e con una potencia de gas instalada también de 80 MWe. El coste de la tonelada de CO₂ se reduce en este caso a 16.33 €, siendo la reducción de emisiones anuales de 580 kT, representando un 20.42% con un incremento del COE de 5.01 €/MW_eh. La eficiencia neta sobre PCI térmica del sistema energético asciende hasta el 38.28%, lo que representa un incremento respecto al caso base de 3.52 puntos porcentuales.

Con el estudio de sensibilidad atendiendo al precio del gas natural y en cuanto a la reducción de una cantidad fija las emisiones totales anuales de CO₂ las conclusiones son las mismas que con la repotenciación agua de alimentación.

Comparando ambas repotenciaci3nes en base al criterio utilizado lleva a seleccionar a la repotenciación agua de alimentación instalando una potencia de turbina de gas de 20 MWe y manteniendo la potencia total instalada de 350 MWe. No obstante, una mayor reducción de las emisiones se consigue con potencias de turbina de gas superiores y con costes inferiores a los 20 €/t. Comparando la instalación de una potencia de turbina de gas de 110 MW_e en cada una de las repotenciaci3nes y con una potencia neta instalada de 350 MW_e se consigue una reducción de las emisiones de CO₂ de un 26.84% a un coste de 18.28€/t en la repotenciación de agua de alimentación y de 31.12% a un coste de 16.82 €/t en la repotenciación paralela (ver tabla 3.15). Ello lleva a la conclusión importante de que la repotenciación paralela es la mejor opción cuando se decide incrementar en mayor cuantía las emisiones de CO₂ obtenidas a partir del incremento de la relación de potencia de turbina de gas en relación a la potencia de turbina de vapor.

■ TABLA 3.15

Resultados de la repotenciación

Tipo rep	Tipo tg	$P_{en,rep}$ MWe	$P_{en,tg}$ MWe	$C_{ev,rep}$ €/t	$\Delta CO2_{a,rep}$ %	$\Delta \eta_{en,rep}$ puntos %	ΔCOE_{rep} €/MWh
Ag. Alim.	Aero.	350	50	15.96	14.79	2.30	2.72
		350	20	11.28	6.34	1.16	0.83
		350	50	12.47	14.79	2.61	2.09
			350	110	18.28	26.84	3.93
Paralela	Ind.	350	80	16.41	23.17	3.62	4.79
		350	110	16.82	31.12	4.93	5.97

3.3. Conclusiones**ANÁLISIS DE TIPOS DE REPOTENCIACIÓN CON TURBINA DE GAS**

Como líneas generales se podría concluir lo siguiente:

- Los datos incluidos en la tabla 3.7 deben tomarse como valores orientativos puesto que las posibilidades que ofrecen las opciones de repotenciación son numerosas. Dependiendo de las modificaciones realizadas, tipos de turbinas de gas y de cómo se realice la integración de ambos ciclos los parámetros de funcionamiento pueden variar sustancialmente. Evidentemente, el coste de inversión también dependerá de todo lo anterior y se ha visto cómo dos referencias diferentes muestran valores cualitativos distintos respecto a la repotenciación de caja de vientos. Aún así, en líneas generales, se pueden remarcar algunos comportamientos comparativos generales.
- En cuanto a operación la opción ideal sería una *repotenciación completa*, ya que consigue los mayores aumentos de potencia y rendimiento de la planta a un coste moderado en comparación al resto. El problema es la dependencia exclusiva del combustible de la turbina de gas. Para solucionar este aspecto, las siguientes opciones más convenientes son la *repotenciación del agua de alimentación* y *repotenciación paralela*. Entre estas dos opciones se puede optar por conseguir una mayor eficiencia a un coste mayor con la *repotenciación paralela* o considerar la *repotenciación del agua de alimentación* a un menor coste perdiendo algo de eficiencia. La opción de la *repotenciación de caja de vientos* es una opción intermedia entre la *repotenciación completa* y el resto de *repotenciaci-ones parciales*, sin embargo, es una opción que puede suponer un coste elevado a causa de las excesivas modificaciones necesarias.
- En todas las opciones se consigue una disminución de las emisiones específicas de CO_2 puesto que la eficiencia de la planta aumenta y parte del combustible utilizado es gas natural, con menores emisiones específicas que el carbón. Es indudable que la *repotenciación completa* presenta la mayor reducción de emisiones, pues todo el combustible es gas natural. Las emisiones de los distintos tipos de *repotenciación paralela* dependerán de las relaciones de utilización de gas natural frente al carbón y de la potencia de la turbina de gas frente a la del ciclo convencional, pero siempre reduciendo de forma bastante importante las emisiones.

METODOLOGÍA DE INTEGRACIÓN DE REPOTENCIACIÓN CON TURBINA DE GAS

Se ha desarrollado una metodología que permite evaluar la repotenciación de agua de alimentación y paralela de un nivel de presión de una central termoeléctrica de carbón pulverizado.

Se han definido los posibles criterios de selección de cada una de las configuraciones y se han incluido las expresiones que permiten modelar el comportamiento termodinámico, económico y ambiental de la repotenciación a partir de la definición de una superestructura que permite reducir el problema de optimización.

Dependiendo de la función objetivo seleccionada (criterio) se obtienen diferentes valores de la potencia de turbina de gas optimiza dicha función. No obstante, en cuanto al criterio de la minimización del coste de la tonelada de CO₂ y la reducción de las emisiones de CO₂ conseguidas junto con el incremento del COE muestran cómo la repotenciación es una opción atractiva que ha de tenerse en cuenta en este escenario medioambiental de necesidad de reducción de emisiones de CO₂. El precio de gas natural debe incluirse en el estudio de sensibilidad obteniendo varios escenarios según diferentes valores. También se podría plantear el cálculo del precio máximo de gas natural que se podría tolerar teniendo en cuenta un COE máximo permitido según los intereses económicos.

Se debe tener en cuenta que la utilización de las expresiones que evalúan la variación de parámetros como eficiencia eléctrica de la turbina de gas, temperatura y caudal másico de salida de la turbina de gas se utiliza como primer paso de evaluación para concluir si la repotenciación es una opción viable. Es necesaria una posterior revisión de turbinas de gas comerciales para ser estudiadas de forma independiente en el modelo desarrollado haciendo uso de sus variables reales de operación y costes. No obstante, para una primera evaluación, como es lo que se pretende con este trabajo, es suficiente con hacer uso de dichas expresiones, que se han obtenido para turbinas de gas comerciales del año 2004.

Así mismo, se deberán tener en cuenta otra serie de consideraciones tras el estudio inicial planteado en este trabajo y que ya se han comentado en este capítulo. Una de ellas sería el estudio de la variación de la operación del sistema global, en el que se podrían dar los casos de una reducción de la carga de la planta repotenciada, lo que llevaría a analizar la influencia de una posible reducción de carga de la turbina de gas o a un reparto diferente de la potencia térmica del gas con el ciclo de vapor. Reducir la carga de la turbina de gas significaría una reducción de la eficiencia de dicha turbina con el consiguiente emperoramiento de la planta repotenciada. No obstante, la repotenciación debería plantearse siempre para poder operar la mayor parte del tiempo a plena carga.

4. Análisis de tecnologías de captura de CO₂ en postcombustión.
Metodologías de integración del ciclo de carbonatación/calcinación con CaO/CaCO₃ en CT de carbón pulverizado

En la primera parte del capítulo se analizan las tecnologías de captura de CO₂ por postcombustión y se incide en un sistema conocido como ciclo de captura mediante carbonatación-calcinación con CaO. Se describe, por lo tanto, en mayor detalle este ciclo atendiendo a su proceso y a las posibilidades que existen de plantear un esquema ávido de ser llevado a la práctica, pensando en su integración con el sistema de generación. No se pretende una caracterización exhaustiva de la química del proceso, aunque se comentan aspectos relacionados con las dos reacciones importantes del proceso y algunos de los factores de las que dependen.

En la segunda parte del capítulo se presentan, por primera vez, dos metodologías diferentes para la integración del ciclo de captura de CO₂ con CaO en una central termoeléctrica de carbón pulverizado al igual que se ha hecho para la repotenciación en el capítulo 3. Se desarrollan los modelos termodinámicos, económicos y ambientales de las diferentes configuraciones que atienden al criterio de la minimización del coste de la tonelada de CO₂.

4.1. Análisis de tecnologías de captura de CO₂ por postcombustión. Ciclo CaO-CaCO₃

TECNOLOGÍAS DE POSTCOMBUSTIÓN

Incrementar la eficiencia supone un reto importante pero también lo es poder capturar el CO₂ procedente de las instalaciones de generación e incrementar así la reducción de emisiones hasta niveles mayores. En cualquier caso, la reducción no obedece a eliminar completamente dichas emisiones, sino a reducirlas en la medida de lo posible atendiendo a factores de índole técnica, ambiental, económica, etc. En el sector de la generación eléctrica, la necesidad de incrementar la potencia instalada en un horizonte no muy lejano junto con la necesidad de seguir manteniendo plantas existentes que todavía pueden funcionar es una necesidad. Además, la dependencia del carbón y la continuidad en su uso parece que obligan a seguir manteniendo las plantas de generación que se abastecen de él. Todo ello, evidentemente motivado por una componente ambiental, lleva a plantear un escenario para ese tipo de instalaciones, en las que las tecnologías de postcombustión son las que encuentran cabida

La captura de CO₂ procedente de grandes fuentes de emisión como son las centrales termoeléctricas para su posterior almacenamiento geológico es una opción viable para reducir el impacto de la combustión de combustibles fósiles (Metz et al., 2005). El objetivo de la captura de CO₂ es producir una corriente concentrada de dicho gas para posteriormente ser fácilmente transportada y almacenada (IEA, 2004). La energía requerida para operar los sistemas de captura reducen la eficiencia global del sistema energético, incrementando el consumo de combustible, además de incrementar los diferentes residuos generados por el mismo sistema sin integrarle el sistema de captura. Por ello, es necesario centrar la atención en reducir los consumos energéticos de los sistemas de captura a la vez que incrementar la eficiencia de los sistemas energéticos (Metz et al., 2005).

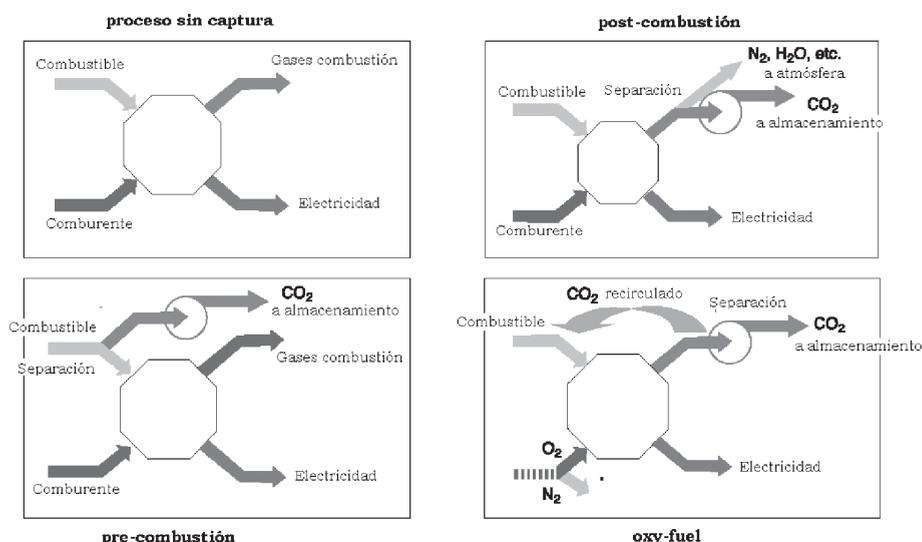
En la actualidad, el CO₂ se separa en plantas de procesamiento de gas o de producción de amoníaco, aunque dicha separación se realiza atendiendo a razones de especificaciones del producto y no con fines de almacenamiento de CO₂. La captura de CO₂ se ha utilizado en pequeñas plantas de potencia aunque no en grandes instalaciones como son las plantas de generación de energía eléctrica de varios cientos de megavatios, siendo éste el objetivo y el gran reto puesto que representan la mayor fuente de emisión actuales y futuras.

Los métodos de captura se pueden clasificar en tres grandes grupos: postcombustión, precombustión y oxifuel (figura 4.1). Los sistemas de postcombustión separan el CO_2 directamente de los gases de combustión producidos por la combustión de un combustible primario (carbón, gas natural, fueloil o biomasa) con aire. Los sistemas de precombustión procesan el combustible primario en un reactor para producir corrientes separadas de CO_2 , para almacenamiento, y H_2 , para usarlo como combustible. Los sistemas oxifuel hacen uso de oxígeno como comburente en lugar de aire para incrementar la concentración de CO_2 en la corriente de gases y ser fácilmente capturado.

Como se deriva de los diferentes sistemas de captura de CO_2 , junto con el objetivo de mantener el abastecimiento de la demanda de generación de energía eléctrica en el corto y medio plazo a partir de las centrales de carbón, hace que los sistemas de postcombustión sean los más interesantes. Dichos sistemas se pueden utilizar en centrales existentes y ser incorporados a ellas en intervalos cortos de tiempo requiriendo mínimas modificaciones. Tal y como apunta el IPCC (2005), los sistemas de postcombustión representan la opción de uso evidente cuando hay que enfrentarse a la realidad actual de las fuentes de emisión de CO_2 .

■ FIGURA 4.1

Tecnologías de captura de CO_2 (Adaptada de Metz et al., 2005)

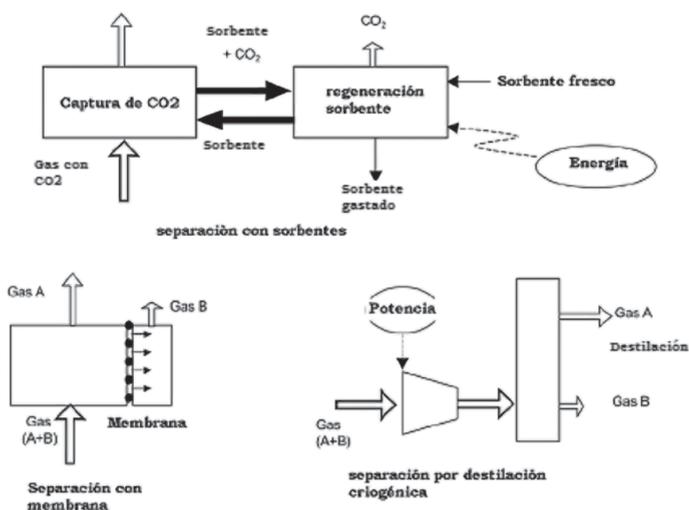


Existen varios procesos comerciales de postcombustión para capturar el CO_2 de una corriente de gases. Sin embargo, parece ser que los métodos de absorción representan la opción preferente por su comportamiento en cuanto a eficiencia y selectividad con el menor coste energético cuando se compara con otro tipo de tecnologías (Hendriks, 1994, Riemer y Ormerod, 1995, IEAGHG, 2000b). El problema y reto que presentan es que todavía no han sido utilizadas a la escala requerida por las plantas de generación de energía eléctrica. Otro tipo de tecnologías denominadas como emergentes por el IPCC (2005) son los procesos de adsorción, utilización de membranas y sorbentes sólidos.

Un esquema que recoge los diferentes procesos de captura atendiendo a la forma de operar se encuentra recogido en la figura 4.2. Los procesos de absorción y adsorción requieren generalmente de dos reactores para las reacciones propias de separación y regeneración. La captura mediante membranas aprovecha la capacidad de ciertos materiales para seleccionar diferentes gases. Otro tipo de proceso que no se ha nombrado hasta ahora es el de la destilación criogénica. Este proceso se utiliza directamente en corrientes altamente concentradas de CO₂ (>90%) haciendo uso de enfriamientos por debajo de los 0°C para conseguir licuar al CO₂ (Reichle et al., 1999).

■ FIGURA 4.2

Procesos de captura de CO₂ (Adaptado de Metz et al., 2005)



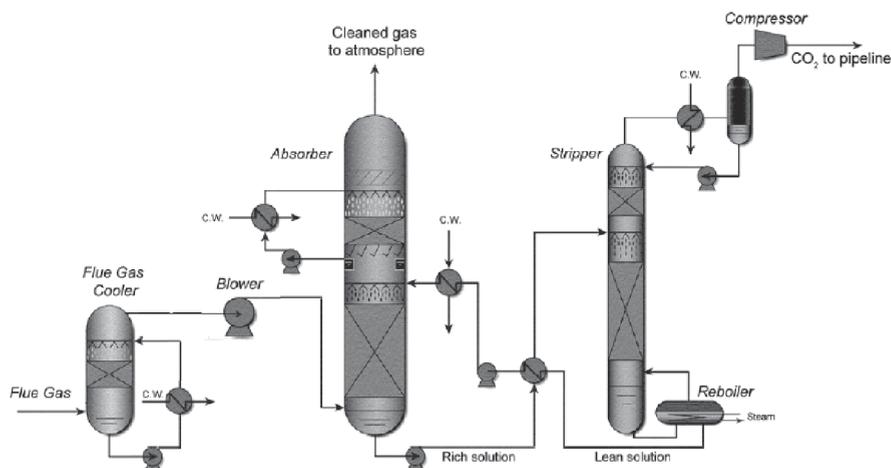
Absorción

Los procesos de absorción para la captura en postcombustión hacen uso de la reacción química reversible de un solvente acuoso con un ácido. Un esquema de flujos de un proceso comercial se presenta en la figura 4.3 (Falck, 2005). El gas de combustión se pone en contacto con el solvente químico después de un enfriamiento tras pasar por una soplante requerida para superar las pérdidas de carga en todo el proceso. El CO₂ reacciona con el solvente en el absorbedor a temperaturas entre los 40 y 60 °C y posteriormente el solvente con el CO₂ es bombeado a la torre de regeneración a través de un intercambiador de calor. La regeneración del CO₂ conaminas se lleva a cabo a temperaturas de entre 100°C-140°C y a presiones cercanas a la atmosférica correspondiendo la mayor penalización energética al calor requerido para esta regeneración (Gambini y Vellini, 2000). El solvente regenerado de CO₂ vuelve de nuevo hacia la torre de absorción a través del intercambiador de calor por el que pasa el solvente con el CO₂.

El proceso de absorción química de CO₂ mediante alcanolaminas ha sido utilizado durante décadas principalmente en los procesos de limpieza de gas natural, de gas de refinería u

■ FIGURA 4.3

Esquema del proceso de absorción química (Falck, 2005)



obtención de amoníaco eliminando los gases CO_2 y H_2S (Kohl y Nielsen, 1997). Este aspecto relata gran conocimiento de este tipo de absorbentes en el proceso de absorción química. Sin embargo, la extrapolación del uso de este tipo de proceso a la captura de CO_2 de una corriente de gases, ofrece una diferencia importante: la presión parcial del CO_2 en un proceso de limpieza de un gas de combustión es considerablemente inferior a la que dispone el CO_2 en un proceso de limpieza de gas natural. Este aspecto condiciona todo el proceso de absorción haciendo crítica la selección del absorbente, pues la reacción química en el lado del disolvente habrá de ser más exigente para acelerar el proceso de transferencia de masa. Otro de los inconvenientes de operación de la captura química de CO_2 de una corriente de gases de combustión se debe a la composición del mismo gas. La existencia de O_2 , SO_x , NO_x , cenizas volantes y hollín harán necesaria una modificación en el tratamiento del gas de combustión en combinación con la sensibilidad del absorbente hacia estos elementos.

La captura de CO_2 de una corriente de gases mediante el concepto de absorción química exige una caracterización rigurosa del tipo de absorbente que se utilice. La razón se encuentra en el impacto que tiene sobre el coste de inversión y operación en el equipo de absorción. Según Astarita et al. (1983), del 50 al 70% del coste de inversión de una planta de absorción se debe a la cantidad de absorbente que circule por el equipo, siendo condicionante del tamaño de cada uno de los sub-equipos necesarios. En cuanto a operación, los mismos autores, estiman que el proceso de regeneración del sorbente participa con un 70%, mientras que llega al 80% según White et al. (2003). Estos dos aspectos hacen de la elección del sorbente una de las claves para la viabilidad de una planta de absorción química de CO_2 .

Existen diferentes tipos de disoluciones ácidas de ser utilizadas como absorbentes de CO_2 . Una primera clasificación se puede realizar en función de si la disolución formada es orgánica o inorgánica. Dentro del grupo de las disoluciones orgánicas se encuentran las aminas, principalmente primarias, secundarias y terciarias. Entre ellas domina en el mercado el uso de la mono-

etanolamina (MEA), amina primaria, principalmente por su mayor cinética de reacción con el CO₂, necesaria por la pequeña presión parcial del CO₂ en el gas (Thambimuthu, 1993). En cuanto a las disoluciones de carácter inorgánico se puede citar la disolución acuosa de amoniaco.

En las disoluciones orgánicas, la basicidad del soluto (amina) permite obtener una disolución acuosa de carácter básico que al reaccionar con el CO₂ ácido del flujo de gases se obtiene una disolución salina acuosa. El grupo hidroxilo (OH) de la amina permite una buena solubilidad en el disolvente acuoso y el grupo amino (NH₂) es el que permite la reacción química con el CO₂. La clasificación de las aminas se realiza atendiendo al número de átomos de carbono que están unidos al grupo amino. Según esta clasificación se dispone aminas primarias, secundarias y terciarias. En este orden, es decir de primarias a terciarias, aumenta la capacidad de reacción con el CO₂, pero disminuye la velocidad de reacción, lo que dificulta la transferencia de masa cuando la concentración del soluto a absorber es pequeña.

En la actualidad existen tres procesos comerciales de absorción (Metz et al., 2005):

- El Kerr-McGee/ABB Lummus Crest Process (Barchas y Davis, 1992). Este proceso captura el CO₂ en la combustión en calderas de carbón y coque, siendo utilizado para la producción de soda y CO₂ líquido. Utiliza una solución acuosa al 15-20% en peso de MEA. La mayor capacidad de este proceso es la recuperación de 800 toneladas de CO₂ al día (Arnold et al., 1982).
- El Fluor-Daniel ECONAMINE Process (Sander y Mariz, 1992, Chapel et al., 1999). Este proceso fue adquirido por Fluor Daniel Inc. en 1989 de la compañía Down y Chemical. Utiliza MEA al 30% en disolución acuosa con un inhibidor para resistir la oxidación. Ha sido utilizado en numerosas plantas a lo largo del mundo recuperando hasta 320 toneladas al día de CO₂ para la producción de urea y cerveza.
- El Kansai Electric Power Co., Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., KEPCO/MHI Process (Mimura et al., 1999, 2003). El proceso se basa en el uso de aminas estéricamente impedidas. Se han desarrollado tres solventes, KS-1, KS-2 y KS-3. La primera planta comercial opera en Malasia desde 1999 para la producción de urea capturando 200 toneladas de CO₂ al día (equivalentes a las emisiones de una central termoeléctrica de carbón pulverizado de 10MW_e).

Adsorción

El proceso de adsorción se basa en la interacción del gas de combustión con un sólido adsorbente. Al pasar el gas por el adsorbente, queda atrapado el compuesto afín al sólido mediante débiles fuerzas superficiales. La capacidad y cinética de adsorción dependen de la presión y temperatura de operación, además de otros factores tales como el tamaño del poro del adsorbente, volumen del poro, área, y afinidad del gas por el adsorbente (Reichle et al., 1999). Coincidiendo mejores funcionamientos a presiones parciales elevadas y bajas temperaturas, obligando ello a comprimir y enfriar el gas antes de su contacto con el adsorbente. Los adsorbentes que pueden ser utilizados son lechos de alúmina, zeolitas o carbón activado, siendo el mejor adsorbente para capturar el CO₂ de la corriente de gases, el carbón activado, adsorbente físico, que además, se regenera fácilmente. Un tipo especial son los adsorbentes híbridos, que son una mezcla entre los procesos de absorción y adsorción, encontrándose entre ellos la alúmina gel y el silica gel. Un inconveniente es la selectividad del proceso, ya que presencia de otros compuestos del gas, pueden conseguir sitio en una zona activa del adsorbente, restando capacidad de adsorción del CO₂. Ocurre especialmente con el vapor de agua, que es

adsorbido con preferencia. Otro inconveniente importante es la gran superficie necesaria por unidad de masa o volumen de gas adsorbido.

Existen dos métodos comerciales para la regeneración del CO₂, PSA (Pressure swing adsorption) y TSA (Temperature swing adsorption), utilizados principalmente para la producción de hidrógeno y para la separación de CO₂ del gas natural antes de ser comercializado (Metz et al., 2005). En el PSA, el gas es pasado a través del lecho adsorbente a elevada presión, siendo regenerado reduciendo dicha presión o aumentando la temperatura del lecho, en cuyo caso se estaría hablando del TSA. La mayoría de las aplicaciones están asociadas al PSA (Ishibashi et al., 1999) y Yokoyama, 2003). La adsorción no ha alcanzado todavía la madurez comercial para la separación del CO₂ a gran escala como pudiera ser el derivado de la producción de electricidad. Existen diferentes actividades de investigación relacionadas con estos procesos que parecen concluir que podrían hacerse viables. No obstante, la gran penalización existe en la necesidad de tratar los gases antes del absorbente, ya que en la mayoría de los casos deben ser enfriados y secados. Por ello, la investigación de nuevos materiales adsorbentes parece ser un paso primordial (IPCC, 2005).

Membranas

La separación del CO₂ de la corriente de gases puede conseguirse mediante la penetración del gas en un medio poroso o semiporoso que es la membrana. Para la selección de la membrana adecuada, los factores influyentes son la permeabilidad y la selectividad. La permeabilidad se define como el volumen de gas que es transportado a través de la membrana por unidad de área, por unidad de tiempo y por unidad de presión diferencial. Siendo la selectividad la capacidad de la membrana de retener el gas que interesa, en este caso el CO₂ (Riechle et al., 1999).

Las membranas poliméricas transportan los gases mediante un mecanismo de difusión, siendo la permeabilidad el producto de la difusividad por el coeficiente de solubilidad. Desafortunadamente, en este caso, permeabilidad y selectividad son dos criterios inversamente relacionados. Además, la composición del gas procedente de la combustión, alberga numerosas especies, caracterizándose cada una por su solubilidad y difusividad a través de la membrana. Es por ello que el proceso se deba realizar en varias etapas. Una característica importante de estas membranas es su sensibilidad a la presencia de partículas, produciéndose continuas degradaciones de la membrana con el consiguiente incremento de las necesidades de mantenimiento.

Las membranas porosas inorgánicas, metálicas o cerámicas, son especialmente atractivas debido a que presentan permeabilidades de 100 a 10.000 veces mayores que las membranas poliméricas. Además, pueden operar a presiones y temperaturas elevadas y en ambientes corrosivos. Sin embargo, el coste es mucho mayor que el de las membranas poliméricas.

Según Riechle et al. (1999), las membranas más apropiadas para la captura de CO₂ de la corriente de gases son las membranas inorgánicas. Aunque para situaciones donde el gas está formado por numerosas especies, la utilización de ambos tipos de membranas con diferentes propiedades es necesario.

Un tipo especial de membrana no selectiva es la Membrana de Contacto Kvaerner (Falk-Pedersen et al., 1995), que facilita el mecanismo de absorción en el proceso de absorción química con MEA, aumentando con ello la velocidad de transferencia entre el CO₂ y el absorbente. Esto conduce a una disminución de la instalación, además de otros beneficios, con la consiguiente disminución del coste del proceso.

Los procesos de captura de CO₂ mediante membranas se vienen utilizando comercialmente para la separación del CO₂ del gas natural a elevadas presiones y concentraciones de CO₂. La pequeña presión parcial del CO₂ en la corriente del gas de combustión hace que se disponga de un gradiente reducido para su separación. Según (Herzog et al., 1991, Van der Sluijs et al., 1992, Feron, 1994) el coste de separación de CO₂ haciendo uso de membranas poliméricas existentes en el mercado es superior a la captura mediante absorción química. Por lo tanto, el éxito de este tipo de captura pasa por encontrar nuevos materiales para el desarrollo de las membranas.

Sorbentes sólidos

Se han propuesto otros sistemas de captura de CO₂ en postcombustión que utilizan sólidos con capacidad de regeneración como adsorbentes. La adsorción se produce a temperaturas relativamente elevadas, lo que supone una posibilidad de reducir la penalización en la eficiencia con respecto a los sistemas a baja temperatura. El esquema de operación es similar al de la absorción química, donde se requiere un reactor de adsorción y un reactor de regeneración. No obstante, se podría operar con un único reactor de forma cíclica que funcionara en medio ciclo como adsorbedor y en el otro medio como regenerador (Metz et al., 2005).

La operación viable de este tipo de sistemas de captura pasa principalmente por el tipo de sorbente utilizado. Las características exigidas deben ser una buena capacidad de adsorción así como buena estabilidad química y mecánica durante largos tiempos de operación cíclica. Los tipos de sorbentes sólidos que están siendo considerados para la captura de CO₂ procedente de grandes fuentes de emisión son los óxidos de sodio y potasio y los carbonatos (para producir bicarbonato) (Hoffman et al., 2002, Green et al., 2002). Otros sorbentes que están siendo estudiados son los basados en litio y CaO. El uso de óxidos de litio, litio-circonio y litio-silicio en un ciclo de carbonatación-calcinación fue investigado por primera vez en Japón (Nakagawa y Ohashi, 1998). El resultado de dicho estudio reveló un buen comportamiento de los sorbentes de litio, con una elevada reactividad a temperaturas por debajo de los 700°C, rápida regeneración a elevadas temperaturas y duración a altos números de ciclos. Éste aspecto es esencial en este tipo de sorbentes de litio debido al elevado coste del sorbente (Metz et al., 2005).

El uso de CaO como sólido sorbente para la captura de CO₂ ha sido propuesto en numerosos procesos durante el siglo XIX. La reacción de carbonatación de CaO para capturar el CO₂ de una corriente de gases a temperatura elevada ($T > 600$ °C) es muy rápida y la regeneración del sorbente mediante calcinación de CaCO₃ en CaO y CO₂ se encuentra favorecida a temperaturas por encima de los 900 °C a presiones parciales del CO₂ de 0.1 Mpa (García-Labiano et al., 2002). El principio básico de separación haciendo uso de este ciclo de carbonatación-calcinación se llevó a cabo con éxito en una planta piloto para el desarrollo del *Acceptor Coal Gasification Process* haciendo uso de dos lechos fluidos interconectados (Curran et al., 1967). La utilización del ciclo de carbonatación con CaO como sistema de postcombustión la propuso por primera vez Shimuzu et al., (1999) realizando la regeneración del sorbente en un lecho fluido quemando parte del combustible con mezclas de O₂/CO₂. La eficiencia de captura de CO₂ con CaO se ha demostrado en un lecho fluido a pequeña escala piloto (Abanades et al., 2004). Un punto débil de este tipo de procesos es la rapidez con la que decae la actividad del sorbente (calizas y dolomitas), con el consiguiente elevado consumo de sólidos de sorbente nuevo de aporte al ciclo para reponer el flujo desactivado (Abanades et al., 2004). Unas de las ventajas de este tipo de sorbentes, además de su uso a elevada temperatura, es su bajo coste y que

el sorbente desactivado podría encontrar algún uso como subproducto como por ejemplo en la industria cementera (Abanades et al. 2007).

Como se deriva de la revisión desarrollada de diferentes tecnologías de captura de CO₂ existe una variedad de procesos comerciales para la separación de CO₂ en la industria del petróleo, del gas natural y química en general, basados principalmente en procesos de absorción a baja temperatura. Pero estos métodos aplicados a la separación del CO₂ de gases de combustión procedentes de una central térmica presentan grandes limitaciones:

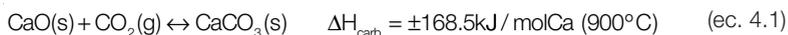
- Los elevados caudales de gas a tratar requieren instalaciones de gran tamaño y demasiado costosas.
- Elevado coste específico del absorbente
- Demandan gran cantidad de energía para la regeneración del sorbente lo que reduce las eficiencias en la generación de electricidad y/o calor útil.
- Los contaminantes en el combustible (SO₂, NOx) tienden a dañar el absorbente lo que origina altos costes de operación.

Dentro de los procesos denominados emergentes, se considera que el ciclo de carbonatación-calcinación mediante CaO puede resolver las anteriores dificultades, aspecto que se deriva con los resultados del presente trabajo. Aunque requiera de elevados caudales de sorbente y energía para regeneración, el coste del sorbente es pequeño y el proceso es a elevada temperatura, lo que puede dar lugar a una reducción importante en la penalización de la eficiencia al integrar los flujos excedentes del ciclo de captura. Existen numerosas posibilidades de integración energética entre los flujos del ciclo de captura y la central termoeléctrica debido a las temperaturas elevadas de trabajo, lo que presenta un reto termodinámico importante para conseguir encontrar las configuraciones que reduzcan al máximo las penalizaciones del sistema energético. Otra ventaja de este proceso es la posibilidad de reducir el azufre de los gases de combustión en la propia unidad de separación del CO₂ mediante carbonatación del SO₂. En otros procesos como es la absorción con aminas, el azufre representa un compuesto nocivo para la propia amina acelerando su degradación.

CICLO DE CAPTURA DE CO₂ MEDIANTE CARBONATACIÓN-CALCINACIÓN CON CaO

Descripción del proceso

Un primer esquema que puede servir para explicar el proceso de captura es el que se incluye en la figura 4.4. Los gases de combustión producidos deben ser dirigidos hacia la unidad de carbonatación para ponerse en contacto con una corriente de sólidos de CaO. El contacto de estos sólidos con el CO₂, permitiendo un tiempo de contacto suficiente, reaccionan dando lugar al CaCO₃ y liberando una cantidad importante de energía (Abanades et al., 2002, Rodríguez et al., 2007) (ec.4.1).



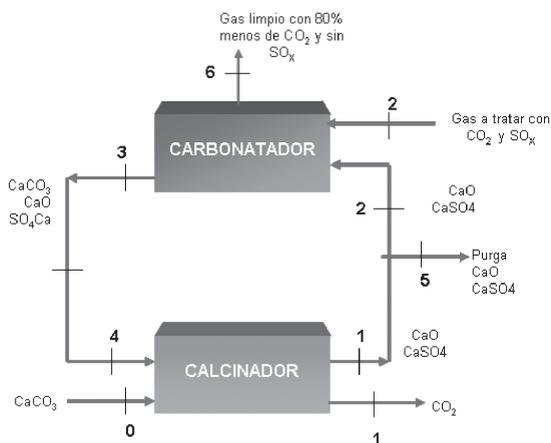
Para aprovechar la corriente de CaCO₃ de nuevo en el proceso se regenera en otro reactor donde se deben calentar los sólidos de CaCO₃ para invertir la reacción anterior. Para ello, se debe aportar una cantidad importante de energía para obtener CaO sólido y CO₂ gas. La corriente de CaO se lleva de nuevo al carbonatador y el CO₂ gas se tiene preparado para su transporte. En el caso de que el gas de combustión lleve SO₂ éste se carbonata a CaSO₄ siendo también una reacción exotérmica (Perry y Chilton, 1985) (ec. 4.2). La purga requerida depen-

derá de la capacidad de trabajo del sorbente, lo que indicará también la cantidad de CaCO₃ de reposición necesario.



■ FIGURA 4.4

Diagrama de flujos del proceso de captura



Una primera ventaja de este sistema de captura de CO₂ a alta temperatura se deriva del hecho de que el CaO es un compuesto con una elevada capacidad de captura de CO₂ por unidad de masa (Yong et al., 2002). Teóricamente, por cada kilogramo de CaO puesto en contacto en una atmósfera adecuada puede capturar 0.786 kilogramos de CO₂. Además, es conocido el hecho de la rápida reacción del CaO con el CO₂ a temperaturas entorno a los 600°C, permitiendo disponer de reactores compactos. No obstante, la eficiencia de captura se ha comprobado que se reduce con el número de ciclos de trabajo del sorbente debido a la pérdida de actividad (Grasa y Abanades, 2006).

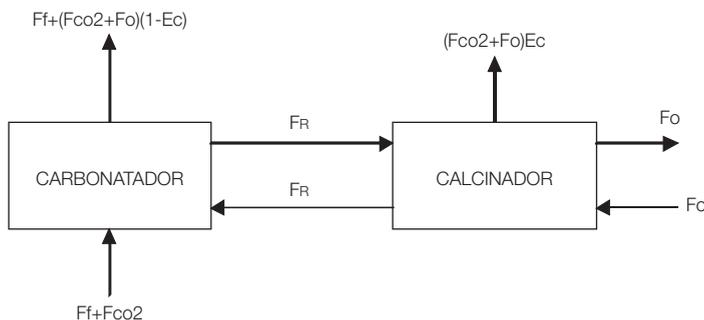
A partir del esquema de la figura 4.5, se deriva la expresión de la eficiencia de captura de CO₂ en el carbonatador (E_c), recogida en la expresión 4.3, donde F_R representa el flujo molar de Ca que entra al calcinador, F_i el flujo molar de gases de combustión que contienen al CO₂, F_{CO_2} el flujo molar de CO₂ que entra con los gases de combustión, F_0 el flujo molar de caliza fresca de reposición de la purga (Abanades et al., 2004).

$$E_c = \min\left(\frac{F_R}{F_{\text{CO}_2}} \bar{X}_c, E_{\text{equil}}\right) \quad (\text{ec. 4.3})$$

Donde \bar{X}_c es el factor de carbonatación medio determinado experimentalmente. Con una cantidad suficientemente grande de CaO, la eficiencia de captura dependerá únicamente de la máxima capacidad de reacción con el CO₂, impuesta por el equilibrio entre CO₂ y CaO. Como se detalla en Abanades (2002), para carbonatadores lechos fluidos, la fracción de CaO activo (\bar{X}_c) que entra al carbonatador para dar lugar a CaCO₃ puede ser estimada según la expresión 4.4.

■ FIGURA 4.5

Esquema de flujos del proceso de carbonatación-calcinación (Adaptado de Abanades et al., 2003)



$$\bar{X}_c = \frac{f \cdot (1-b) \cdot F_o}{F_o + F_R(1-f)} + b \quad \text{con } f = 0.77 \text{ y } b = 0.17 \quad (\text{ec. 4.4})$$

E_{equil} representa la máxima eficiencia de captura dada por el equilibrio (Abanades et al., 2003) (ec.4.5-4.7).

$$E_{\text{equil}} = 1 - P_{\text{eq}} \cdot \left[\frac{1 - v_{\text{CO}_2}}{v_{\text{CO}_2} \cdot (P_t - P_{\text{eq}})} \right] \quad (\text{ec. 4.5})$$

$$x = 7.079 - \frac{8308}{T} \quad (\text{ec. 4.6})$$

$$x = \log(P_{\text{eq}}) \quad (\text{ec. 4.7})$$

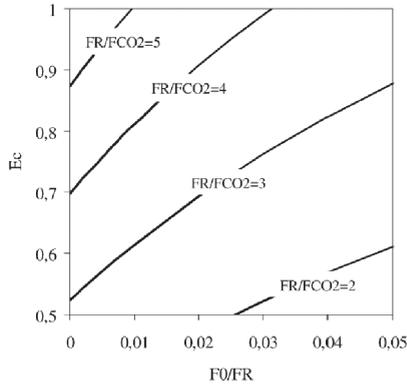
Donde P_{eq} es la presión de equilibrio en (atm), T es la temperatura del carbonatador en (K), v_{CO_2} es la concentración molar de CO_2 en el gas.

Dicha expresión de eficiencia de captura de CO_2 en el carbonatador puede ser representada tal y como aparece en el gráfico de la figura 4.6 en el que en el eje de ordenadas se presenta la eficiencia de carbonatación (E_c) y en el eje de abscisas se representa la relación entre la cantidad de sólidos que se añaden al ciclo para la reposición de la purga y los sólidos de sorbente (F_o/F_R). Se presenta la evolución en función de la relación de sorbente y CO_2 que entra con los gases de combustión (F_R/F_{CO_2}).

A medida que se incrementa la purga, se observa cómo para una misma relación de sorbente- CO_2 se incrementa la eficiencia de carbonatación debido a que se añade un mayor caudal de sorbente fresco con mayor capacidad de adsorción. Para diferentes relaciones de sorbente- CO_2 , con una misma purga, se presentan mejores eficiencias de captura de carbonatación debido a que existe más cantidad de sorbente que puede reaccionar con el CO_2 . A pesar de que la eficiencia de carbonatación podría alcanzar valores del 100% según la expresión 4.3, el límite se va a encontrar con E_{equil} definida en la expresión 4.5-4.7. Por tanto, en base a los resultados cualitativos, ya evidentes, a mayor cantidad de sorbente y mayor purga más eficiencia de captura. No obstante, hay que encontrar un compromiso en estos valores para reducir los costes de inversión y operación.

■ FIGURA 4.6

Máxima eficiencia del proceso de carbonatación / calcinación para diferentes relaciones de recirculación (Abanades, 2002)

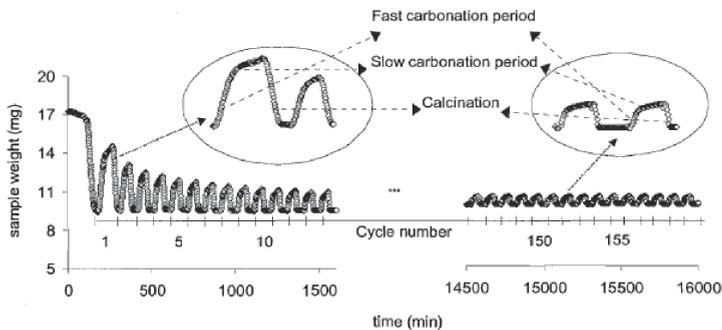


Una de las unidades críticas en el proceso de captura de CO₂ mediante carbonatación con CO₂ es el propio carbonatador. Para requerir reactores compactos es necesaria una elevada cinética de reacción entre el sorbente y el CO₂. Como se ha descrito, la caliza fresca carbonata rápidamente en condiciones apropiadas de temperatura, sin embargo, decrece su actividad con el número de ciclos. Se ha comprobado cómo la capacidad de captura decrece de forma drástica a partir de los 20 ciclos y tiende a estabilizarse a una conversión residual de unos 7.5-8%, lo que permanece hasta unos 500 ciclos (Grasa et al., 2006, 2007).

Existen resultados experimentales obtenidos para observar la cinética de reacción en la captura de CO₂ mediante CaO con el número de ciclos (entre 20 y 500) (Grasa et al., 2007). Dichos resultados presentan un modelo básico de la reacción contrastado para diferentes condiciones: presión parcial de CO₂, tamaños de partícula y otras variables de operación. Los diferentes resultados obtenidos se recogen en forma de gráficos como el representado en la figura 4.7, donde

■ FIGURA 4.7

Variaciones típicas de peso frente al tiempo para un número repetido de ciclos de carbonatación-calcinación (Grasa et al., 2007).



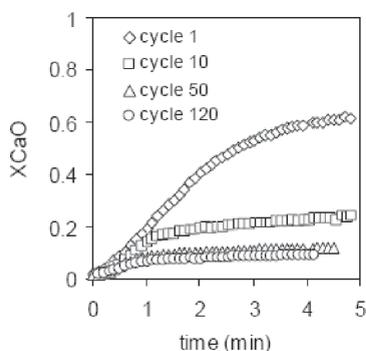
se puede observar cómo la capacidad de carbonatación del sorbente decae con el número de ciclos y las tres características principales de los ciclos, una zona donde se produce una reacción de carbonatación lenta, una carbonatación rápida y la calcinación.

En la siguiente lista se presenta el comportamiento de la eficiencia de carbonatación con diferentes variables de operación (Grasa et al., 2007).

- *Conversión de carbonatación frente al tiempo.* La figura 4.8 recoge las curvas que obtuvieron de conversión de CaO frente al tiempo durante los experimentos. La figura contiene las curvas correspondientes a diferentes ciclos y, como puede observarse, se dan las mismas características de las reacciones en todos los ciclos (periodo inicial con una reacción rápida seguido de un drástico cambio a una conversión lenta). Aunque la eficiencia máxima de captura decrece con el número de ciclos, se observa cómo el camino seguido para alcanzar la conversión máxima en cada ciclo es similar. El tipo de caliza utilizado en este experimento tenía un diámetro de partícula de 0.4 a 0.6 mm. La presión parcial de CO_2 en la carbonatación de 0.01 MPa, la temperatura de carbonatación de 650 °C y el tiempo de residencia tanto para carbonatación como para calcinación de 5 minutos. La temperatura de calcinación de 950 °C.

■ FIGURA 4.8

Curvas de conversión frente al tiempo para diferente número de ciclos (Grasa et al., 2007)



- *Conversión según tamaño de partícula.* Existe una dependencia de este parámetro en la conversión de CaO reduciéndose a medida que el tamaño de partícula de sorbente aumenta y se incrementa el número de ciclos aunque parece reducirse a medida que se incrementa el número de ciclos.
- *Conversión según el tipo de caliza.* En cuanto a la dependencia de la reacción con el tipo de caliza, los mismos autores llegan a la conclusión de que aunque existen diferencias, todas parecen tener el mismo comportamiento en términos de la cinética de la reacción.
- *Conversión según diferentes atmósferas.* En el trabajo de Grasa et al (2007), se han llevado a cabo experimentos para diferentes concentraciones en la atmósfera de la reacción según diferentes ciclos variado la presión parcial de CO_2 entre 0.002 a 0.1 MPa. El resultado muestra cómo la reacción de carbonatación se ve favorecida al incrementar-

se la presión parcial del CO₂. Un valor típico de presión parcial de CO₂ sería de 0.01 MPa, considerando una presión atmosférica de gases de combustión de una central termoeléctrica de carbón pulverizado con una concentración volumétrica de CO₂ del 10%. Las pendientes de los periodos de reacción rápida están fuertemente afectadas por la concentración del reactante siendo mejor para presiones parciales más altas de CO₂. Al igual que la conversión según el tamaño de partícula, a medida que se incrementa el número de ciclos de trabajo el comportamiento es similar para diferentes presiones parciales de CO₂.

- *Conversión según la temperatura.* En cuanto a la dependencia de la temperatura en la cinética de la reacción, se puede decir que no afecta significativamente, aspecto que tal y como recogen Grasa et al., 2007 también lo concluyen otros autores (Bathia y Perlmutter, 1983, Ahiara et al., 2001, Dedman et al, 1962). Se sigue observando cómo a medida que se incrementa el número de ciclos se reduce el factor de carbonatación y hay poca variación entre diferentes temperaturas de carbonatación utilizadas.

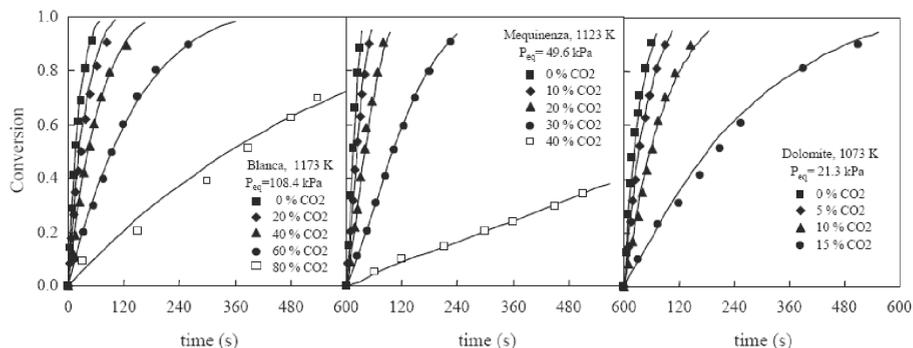
Una de las conclusiones importantes del artículo de Grasa et al, (2007) y ya presentada en Abanades et al. (2004a) es que los lechos fluidos, debido a sus características de tiempo de residencia y capacidad, podrían ser absorbedores eficaces para este tipo de ciclos utilizados en plantas de potencia, donde se dan elevados flujos de CO₂ y por tanto se requieren elevados flujos de sorbente.

La cinética de la descomposición y el mecanismo de reacción del CaCO₃ ha sido objeto de análisis de numerosos estudios durante años debido a sus múltiples usos en la industria (por ejemplo en centrales termoeléctricas de carbón pulverizado, permitiendo retener las emisiones de azufre derivadas de la combustión del carbón). A pesar del conocimiento que se dispone sobre la calcinación, existen todavía aspectos no del todo comprendidos en la propia reacción de calcinación, no existiendo consenso sobre bastantes aspectos del proceso como el modelo de la reacción de partícula, procesos limitantes de la velocidad de la reacción, influencia de la presión parcial de CO₂ y presión total en la velocidad de reacción. Una revisión de la bibliografía dedicada al estudio de la búsqueda de un modelo matemático en la reacción de calcinación se puede encontrar en García-Labiano et al. (2002). En el mismo artículo, dichos autores obtienen un modelo a partir de la realización experimental de la calcinación de sorbentes de CaCO₃ típicos en una amplia gama de condiciones de operación incluyendo temperaturas, presiones parciales de CO₂ y presiones totales. Los resultados a los que llegan se presentan en la siguiente lista.

- *Efecto de la temperatura.* La velocidad de la reacción de calcinación se incrementa al aumentar la temperatura de calcinación para todos los tipos de caliza estudiados y operaciones variando de 1048 a 1173 K y con diámetros de partícula de 0.8 a 1 mm.
- *Efecto de la presión parcial de CO₂.* Un incremento de la presión parcial de CO₂ supone siempre una reducción de la velocidad de calcinación. Algunos ejemplos de sus resultados se recogen en la figura 4.9.
- *Efecto del tamaño de partícula.* El tamaño de partícula tiene un gran efecto en la velocidad de calcinación de las calizas. Al reducir el tamaño de partícula se incrementa la velocidad de calcinación.
- *Efecto de la presión total.* Un incremento de la presión total de la atmósfera de calcinación produce una reducción de la velocidad de la reacción.

■ FIGURA 4.9

Efecto de la presión parcial de CO₂ en la calcinación de tres tipos de caliza (García-Labiano et al., 2002)



Configuración e integración del ciclo con una central termoeléctrica

Según la descripción del proceso, se puede concluir que conceptualmente es sencillo y ampliamente conocida su aplicación definida a pequeña escala. Sin embargo, cuando se pretende que sea utilizado en grandes instalaciones de combustión como las centrales termoeléctricas de carbón pulverizado en el que se requiere maximizar el reciclo de las partículas, puede complicarse cuando se tienen en cuenta las condiciones necesarias para que se den cada una de las reacciones y las propiedades del gas que se trata. La siguiente lista recoge algunas de ellas (Abanades, 2002, Abanades y Alvarez, 2003, Ryu et al., 2003, Salvador et al., 2003, Abanades et al., 2004, Wang et al., 2003, 2004, Escosa et al., 2005, Abanades et al., 2007, Rodríguez et al., 2007, Mackenzie et al., 2007):

- El proceso de carbonatación requiere una temperatura de entre 600 y 700°C cuando se trabaja con una cámara de contacto sólido / gas a presión atmosférica (Abanades et al., 2007).
- La temperatura necesaria en el proceso de calcinación debe ser superior a 850°C. Además se requiere una cantidad de energía importante para regeneración (Rodríguez et al., 2007)
- La existencia de cenizas volantes en el gas de combustión, unido a las elevadas temperaturas de trabajo, seguramente impondrá excesivos problemas en la operación de las unidades del ciclo de captura.
- La existencia de SO₂ en el gas de combustión hace que tenga lugar una nueva reacción exotérmica entre el CaO y el SO₂ para dar CaSO₄. Esto obliga a tener cuidado con la temperatura en la unidad de calcinación para evitar descomponer el CaSO₄ que contaminaría la corriente de CO₂. Además, la presencia de CaSO₄ impone una cantidad extra de sólidos que circulan de forma inerte por el ciclo de captura.
- La capacidad de trabajo del CaO no es infinita, si no que se descompone de forma gradual a medida que se van acumulando los ciclos de carbonatación-calcinación (Abanades, 2002). Es necesario incorporar de manera continuada al proceso de captura una corriente fresca de CaCO₃ que vaya sufriendo al CaO que se va degradando y purgando del ciclo. Además, si se forma también CaSO₄, se debe introducir más cantidad de

CaCO₃ nuevo para reponer la pérdida de CaO para su formación en cada ciclo de captura. Además, ante la existencia de SO₂, algunos autores han experimentado una mayor rapidez de la caída en la capacidad de trabajo del CaO con el número de ciclos (Ryu et al., 2003).

- Conseguir elevadas eficiencias de captura requiere un compromiso entre las cantidades de CaO que circulan por el proceso y las cantidades de CaCO₃ nuevo que se repone en cada ciclo (Abanades, 2002, Abanades et al., 2004)

De las consideraciones anteriores, también pueden sacarse aspectos positivos que favorecen la integración del proceso de captura en la central termoeléctrica a la que se incorpore (Abanades et al., 2003, Abanades et al., 2004, Escosa et al., 2005, Romeo et al., 2006, Abanades et al., 2007):

- Las reacciones de carbonatación son exotérmicas, lo que puede dar lugar, incluso, a obtener corrientes extra de energía caracterizadas por diferentes niveles térmicos y capacidades caloríficas
- Las temperaturas elevadas de trabajo conducen a la obtención de corrientes con elevado poder energético que pueden ser aprovechadas dentro del propio ciclo de vapor de la central. De este modo, aunque se requieran consumos energéticos importantes en regeneración, por otro lado, se pueden obtener reducciones de consumos en la propia central con su integración (Romeo et al., 2006, Abanades et al., 2007).
- La elevada cantidad de CaO por unidad de CO₂ capturada, unida a la presencia de SO₂ en la corriente de gases, es suficiente para capturar este azufre. Este proceso reduce la carga de SO₂ en los gases de combustión además de capturar el CO₂ (Abanades et al., 2003, Abanades et al., 2004)
- La corriente purgada de CaO del ciclo de captura podría utilizarse como subproducto en las cementeras, lo que reduciría la emisión de CO₂ derivada de la calcinación del CaCO₃ correspondiente en los hornos de calcinación para la producción de clinker (Abanades et al., 2007).

Con el fin de reducir al máximo la penalización que obedece a la necesidad de disponer de potencias térmicas con un nivel térmico elevado para calcinación, se han propuesto diversas formas de integrar el ciclo de captura. Algunos autores han propuesto algunas configuraciones teóricas (Abanades et al., 2005, Abanades et al., 2002, Grasa et al., 2005). Algunas de esas configuraciones se recogen en la figura 4.10 (Abanades et al., 2005).

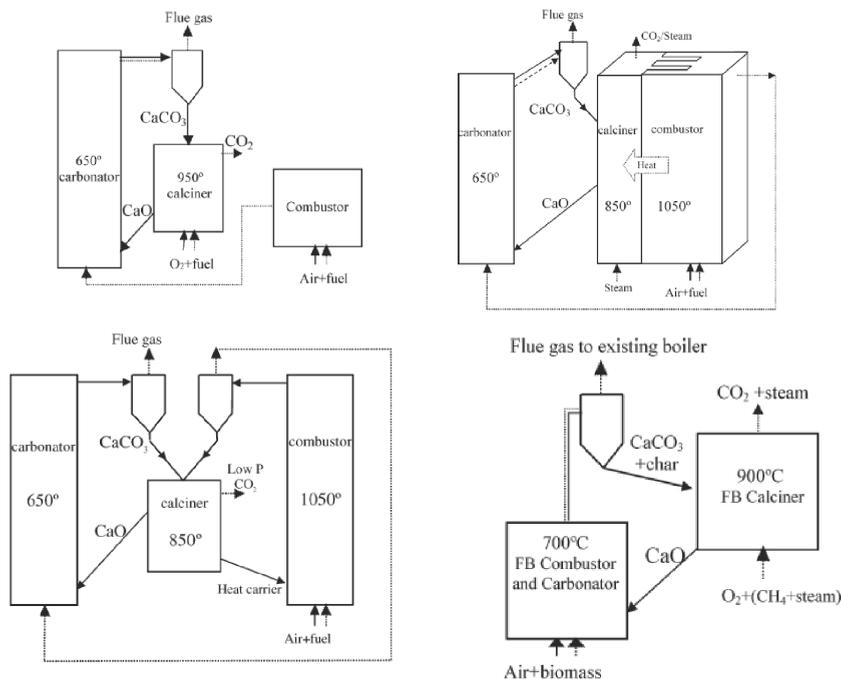
La primera configuración muestra la integración del proceso de captura en una central de carbón pulverizado de forma separada en el que el calor necesario para calcinación es obtenido mediante oxicomustión. Tal como comentan los propios autores dicha configuración aparece completamente descrita en Shimizu et al. (1999) pero sin tener en cuenta el efecto negativo en la capacidad de trabajo del sorbente con el paso de los ciclos. Tanto el proceso de carbonatación como la regeneración en el proceso de calcinación tienen lugar en un lecho fluido.

La segunda configuración propone el intercambio de calor necesario para calcinación dentro del propio lecho fluido de carbón donde se da la reacción principal de combustión. El mayor inconveniente de este proceso es la necesidad de una superficie importante de transferencia de calor con un tipo de materiales especiales que todavía no han sido probados.

La tercera configuración propone también un intercambio de calor hacia el calcinador de forma indirecta pero en este caso a través de la utilización de un sólido transportador de la ener-

■ FIGURA 4.10

Diferentes integraciones del ciclo de captura (Abanades et al., 2005)



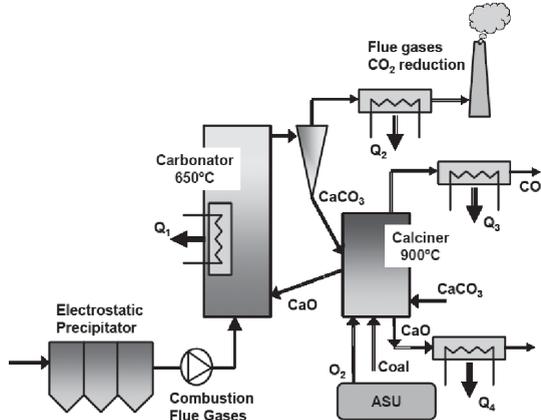
gía del propio combustor como podría ser el caso de alúmina (Al_2O_3). Como en la configuración anterior, no existe ninguna aplicación comprobada a la escala requerida para esta aplicación en el proceso de separación de sólidos producidos en el calcinador.

La cuarta configuración considera la captura de CO_2 en el propio proceso de combustión dentro de un lecho fluido. De acuerdo con el equilibrio CaO/CaCO_3 , un combustible puede ser oxidado a temperatura suficientemente baja (700°C), lo que supone que el CO_2 podría ser capturado en el mismo proceso (Abanades et al., 2003).

Aunque como se desprende, se han propuesto diferentes soluciones teóricas del proceso de carbonatación-calcinación, el esquema representado en la figura 4.11 constituye una configuración que parece ser la más cercana a una demostración del proceso (Romeo et al., 2006). Consiste en la utilización de dos lechos fluidos circulates interconectados y la operación de la reacción de calcinación en una atmósfera oxifuel, lo que ya fue propuesto por primera vez por Shimuzu et al. en 1967 (Shimuzu et al., 1999).

La integración en una central termoeléctrica de carbón pulverizado existente pasaría por extraer los gases tras el precipitador electrostático y con la ayuda de un ventilador de tiro forzado introducirlos en el lecho fluido circulante que hace de carbonatador. El CaO procedente de la unidad de calcinación oxifuel (lecho fluido circulante), es el que carbonatará al CO_2 y SO_2 de los gases de combustión. Existen dos posibles configuraciones para controlar la temperatura de carbonatación debido a las reacciones exotérmicas: la representada en el esquema de

■ FIGURA 4.11

Esquema del proceso de captura (Romeo et al., 2006)

la figura, la cual requiere de un sistema convencional de extracción de calor a partir de un equipo de transferencia de calor interno al lecho. Otra configuración podría ser el retirar el calor no en el propio lecho de carbonatación si no en otro lecho fluido entre los dos principales (carbonatación, calcinación) para reducir la temperatura de entrada de los sólidos al carbonatador y controlar la reacción de carbonatación. Los gases que salen del carbonatador lo hacen con una concentración pequeña de CO₂ (dependiente de la eficiencia de carbonatación) y nula de SO₂ (Abanades et al., 2004). Los sólidos que salen del carbonatador son principalmente CaCO₃ formado en la reacción de carbonatación del CO₂, pero también pueden existir cenizas (procedentes principalmente de la combustión de carbón en el calcinador), CaSO₄ (de la carbonatación del SO₂) y CaO (dependiendo de la relación sorbente-CO₂ utilizada). El calor necesario para regeneración se obtiene mediante la combustión de carbón debido a su menor coste con respecto al gas natural y oxifuel para no reducir la concentración de CO₂ en la corriente regenerada (siendo principalmente CO₂ y H₂O). El reactor donde se da la reacción de calcinación se considera un lecho fluido circulante donde se asume que no se requiere recirculación de sólidos debido a que existe una elevada tasa de circulación de sólidos en el ciclo entrando a una temperatura de alrededor de los 625°C-650 °C y también por la reacción endotérmica que se da en el propio lecho de calcinación. Cada una de las corrientes de sólidos que salen del proceso de captura, representadas en la figura 4.11, Q₁, Q₂, Q₃ y Q₄, son las que se deben integrar con el ciclo de vapor de la central termoeléctrica para reducir la penalización de la eficiencia. Éste aspecto es el que se estudia en el capítulo 5.

4.2. Metodología de integración del ciclo de captura CaO-CaCO₃

4.2.1. INTRODUCCIÓN.

El ciclo de captura planteado hace uso de una reacción de adsorción ampliamente conocida como es la carbonatación de CO₂ con CaCO₃ descrita en este capítulo. La novedad que se presenta en este trabajo es la integración del ciclo de captura en una central termoeléctrica.

ca de carbón pulverizado existente donde el caudal de gases a tratar es elevado y con una concentración pequeña de CO_2 , no comparable con las experiencias existentes.

Existen algunos estudios relacionados con la integración de este tipo de ciclos según la creación un nuevo ciclo de potencia en paralelo al existente aprovechando los flujos energéticos excedentes del proceso de captura (Abanades et al., 2007, Romeo et al., 2006) aunque no se describe explícitamente una metodología de integración tal y como en este trabajo se presenta. Además, únicamente Escosa et al., 2004 plantea una evaluación preliminar de la integración de este ciclo de captura con el mismo ciclo de vapor de donde se captura el CO_2 . Es en este trabajo donde se presenta por primera vez una metodología de integración de este tipo de ciclos de captura en una central termoeléctrica de carbón pulverizado existente.

El planteamiento en la integración de este sistema en una central termoeléctrica debe ser similar al planteado para la repotenciación. A partir del criterio considerado, que es el coste de la tonelada de CO_2 , se deben plantear los modelos termodinámicos, económicos y de emisiones de CO_2 tanto de la central termoeléctrica como del proceso de captura. En base a los flujos derivados del proceso de captura se debe plantear una configuración en base a estos resultados y optimizar según el criterio considerado. El desarrollo del modelo de la central termoeléctrica de carbón pulverizado es el mismo que se incluye en la metodología de integración de la repotenciación.

Como se describe, existen varias posibilidades de integración según las restricciones que se tengan en cuenta. En este caso, el hecho de la integración de la captura en una central existente, obliga a reducir la modificación de la propia central termoeléctrica. Por ello, como se explica, una de las mejores integraciones es utilizando la configuración adaptada en la repotenciación paralela. De esta forma, se puede producir vapor recalentado caliente aprovechando los excedentes del propio proceso de captura. Otra integración posible es el uso de los excedentes térmicos del proceso de captura para la producción auxiliar de potencia sin modificar la central termoeléctrica.

Definición de la superestructura

La superestructura que se debe utilizar para estudiar la mejor integración del ciclo de captura de CO_2 con el ciclo de potencia va a depender primero de la configuración que se adopte del propio ciclo de captura. De las diferentes configuraciones descritas en este capítulo, la que se considera más prometedora es aquella en la que se hace uso de dos lechos fluidos circulantes tanto para la reacción de carbonatación como para la de calcinación. El carbonatador contiene un intercambiador interno para retirar el calor generado en la reacción exotérmica. La reacción de calcinación se da en una atmósfera de oxígeno puro en el que éste es producido en una unidad criogénica de separación de aire. El esquema de dicha configuración puede verse en la figura 4.11.

En la definición de la superestructura es importante tener en cuenta los siguientes puntos:

- De dónde se van a extraer los gases
- Qué cantidad de gases se van a tratar
- Cómo se pueden aprovechar al máximo los flujos energéticos

Todo ello en base a disponer de un coste de CO_2 por tonelada evitada lo más reducido posible, aunque podían existir otra serie de variables a tener en cuenta como por ejemplo el volumen de inversión y tamaño de la instalación.

Los gases de la central térmica se deben extraer tras la limpieza de partículas en el precipitador electrostático bien antes de la desulfuración de gases o bien tras la desulfuración de gases de combustión. Si los gases se toman antes de la desulfuración el propio proceso de captura eliminará todo el azufre que vaya con los gases al ciclo de captura aunque reducirá algo la eficiencia de captura del CO₂ para una misma cantidad de sorbente circulando por el ciclo puesto que parte de este sorbente activo capturará SO₂ y no CO₂.

La cantidad de gases a tratar va a ser la variable independiente del problema de optimización que debe atender al objetivo de reducir al máximo el coste de la tonelada de CO₂ evitada pero teniendo en cuenta el incremento del COE y la cantidad de emisiones de CO₂ evitadas. En este caso, la optimización se hace en base a un estudio paramétrico en el que se van observando los diferentes valores de las variables importantes a tener en cuenta. Con ello se puede disponer de más información para poder evaluar la posibilidad de utilizar diferentes caudales de gases en el ciclo de captura.

Cómo se aprovechen los flujos energéticos excedentes es un aspecto importante en la integración puesto que va a condicionar la viabilidad del proceso de captura. Existen diferentes flujos energéticos aprovechables que ayudarán a reducir la penalización del elevado consumo energético del proceso y de la inversión (figura 4.11).

- Potencia térmica excedente del carbonatador (reacción exotérmica) Q_1
- Gases limpios que salen del carbonatador Q_2
- Corriente de CO₂ capturada que sale del calcinador Q_3
- Sólidos purgados del ciclo Q_4

La integración de dichos flujos lleva a toda una serie de planteamientos que pueden ser considerados:

- Utilización de los flujos para la producción de nueva potencia a partir del diseño de un nuevo ciclo de vapor. Un ejemplo de dicha integración puede encontrarse en Romeo et al., (2006) donde los excedentes energéticos del ciclo de captura integrado a una central termoeléctrica de carbón pulverizado se utilizan como *utility* de una central de ciclo supercrítico.
- Utilización de los flujos en la propia planta de potencia realizando su integración en el ciclo de vapor atendiendo a las restricciones físicas de la planta (Escosa et al, 2004).
- Otra serie de integraciones basadas en la modificación de la configuración existente de la planta de potencia para optimizar sinergias entre ambos sistema.

Al igual que en la repotenciación de centrales existentes, uno de los objetivos buscados al instalar un sistema de captura de CO₂ por postcombustión será el reducir al máximo las modificaciones de la propia planta. De esta forma la opción que se debe considerar es el utilizar los flujos excedentes de calor del ciclo de captura en el propio ciclo de vapor de la central termoeléctrica con el mínimo grado de modificación o hacer uso de los flujos excedentes para el diseño y creación de un nuevo ciclo de potencia. La modificación del ciclo de potencia existente en base a incrementar la sinergia de la integración con el ciclo de captura no puede tenerse en cuenta puesto que obligaría a la modificación de los niveles de presión de la turbina de vapor requiriendo para ello el cambio de la propia turbina.

En la integración con el propio ciclo de potencia, una de las mejores opciones para realizar la integración es hacer uso del concepto de repotenciación, donde, debido a la elevada tem-

peratura de los flujos de calor excedentes, (T_{calc} es del orden de 850°C) se va a poder considerar una repotenciación paralela. La superestructura, por lo tanto, dispondrá de una caldera de recuperación en paralelo en la zona de alta presión del ciclo e intercambiadores de calor en la zona de baja para aprovechar al máximo la energía de los flujos. El esquema será el mismo que el definido para la repotenciación paralela con turbina de gas del punto anterior (figura 4.11). Debido a que el flujo de energía excedente será elevado, el flujo de vapor recalentado producido en paralelo al ciclo de vapor será también importante. A fin de poder aprovechar al máximo esta formación de vapor y no restringirla debido a motivos de carga mínima de caldera de vapor o de descompensación de empujes de la turbina de vapor se propone el instalar una nueva turbina de vapor para producir potencia eléctrica adicional a sumar a la de la planta convencional con la restricción de no producir más del 20% de la nominal de la planta para no requerir de mayor infraestructura. (Bauer y Joyce, 1996).

En cuanto a la consideración de la construcción de una nueva planta en base al uso de los flujos excedentes del ciclo de captura se hace uso de las diferentes herramientas desarrolladas el capítulo 2 adaptándolas al proceso estudiado. En este trabajo se evalúa únicamente la fase de *targeting* (búsqueda), fase precedente a la posterior fase de síntesis de las redes de intercambio, fuera del alcance de este trabajo. Utilizando los flujos excedentes como proceso con necesidad de refrigeración constante y teniendo en cuenta la curva compuesta de la utility fría, que se considera fija y en base a tener en cuenta la presión y temperatura de un sistema convencional de refrigeración de una central termoelectrónica, se pueden representar las curvas compuestas globales balanceadas que permiten identificar los diferentes niveles de presión de la turbina de vapor que maximizan la producción de trabajo (Maréchal y Kalitventzeff, 1997). La curva compuesta exergética permitirá evaluar el máximo trabajo que se puede obtener y compararlo así con los niveles de presión seleccionados a partir de la curva compuesta global balanceada. Se obtendrá así una superestructura con el ciclo de vapor y sus diferentes niveles de presión que consiguen maximizar la potencia producida, teniendo en cuenta que dicha potencia está libre de emisiones.

4.2.2. METODOLOGÍA DE INTEGRACIÓN CON EL CICLO DE VAPOR EXISTENTE

Modelo de la superestructura

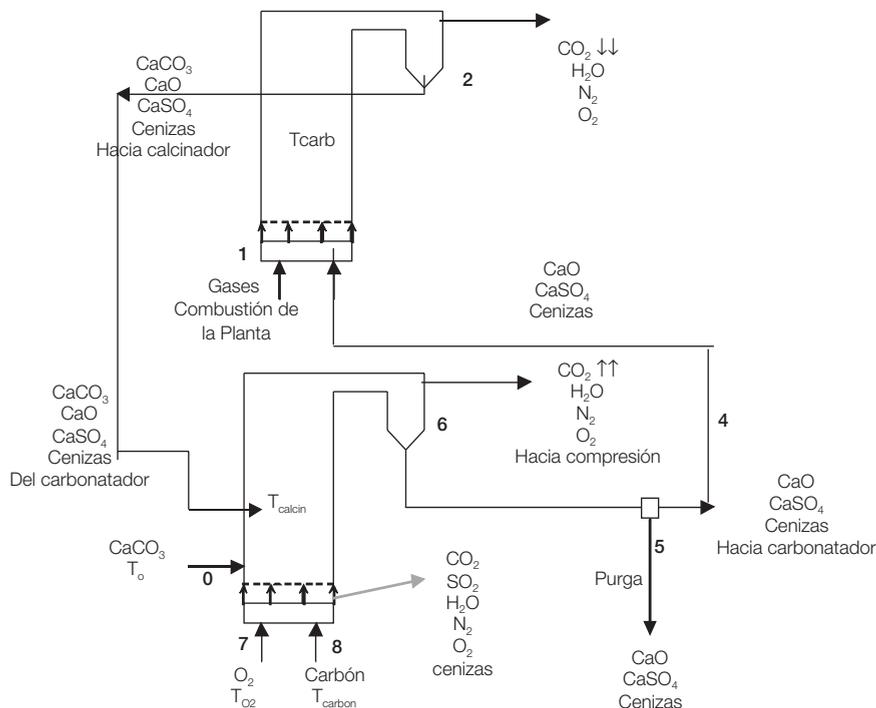
Modelo termodinámico de la superestructura

Un esquema más detallado del ciclo de captura utilizado se presenta en la figura 4.12. Para su modelo termodinámico se requieren una serie de datos:

- El caudal de gases que entran al carbonatador, calculados en el proceso de combustión
- Temperatura de trabajo del carbonatador. $T_{carbonatador}$
- Temperatura de trabajo del calcinador. $T_{calcinador}$
- Eficiencia de captura de CO_2 del carbonatador. $ef_{capturaCO2}$
- Relación molar CaO / CO_2 requerida para carbonatación. R_{CaO}
- Eficiencia de captura de SO_2 del carbonatador. $ef_{capturaSO2}$
- Calor de reacción de formación del $CaCO_3$. Q_{CaCO3}
- Calor de reacción de formación del $CaSO_4$. Q_{CaSO4}
- Temperatura de entrada del O_2 de combustión al calcinador. T_{O2}
- Exceso de aire requerido en combustión. n_{exceso_aire}
- Temperatura de entrada del carbón al calcinador. T_{carbon}

■ FIGURA 4.12

Esquema del ciclo de captura



- Propiedades del carbón. Fracciones másicas y poder calorífico
- Purga requerida de sólidos. P

Al lecho fluido carbonatador entran los gases procedentes del sistema de combustión en una cantidad que es en porcentaje del total de gases producidos en la combustión.

El flujo másico de cada una de las corrientes se realiza atendiendo a los balances de masa correspondientes junto con el balance de energía del calcinador. El flujo másico que define el resto de flujos es el de CO₂ que entra con los gases de combustión de la planta ($m1_{CO_2}$). Con ello, se determina el flujo másico de CaO que debe entrar al carbonatador para aislar dicho CO₂. Hay que tener en cuenta que la relación molar requerida de CaO por mol de CO₂ (R_{CaO}). Con ello, la primera ecuación del balance de masa determina la cantidad del CaO que entra a carbonatador. Como la reacción entre ambos es mol a mol, los caudales se obtienen con las relaciones de los pesos moleculares (pm) (ec 4.8).

$$m4_{CaO} = m1_{CO_2} \cdot \frac{pm_{CaO}}{pm_{CO_2}} \cdot \frac{R_{CaO}}{1} \quad (\text{ec. 4.8})$$

El flujo másico de CaCO₃ que sale del carbonatador $m3_{CaCO_3}$ se calcula a partir del flujo másico de CO₂ que entra al carbonatador con los gases de combustión procedentes de la planta

y con la eficiencia de captura de CO_2 ($ef_{\text{capturaCO}_2}$). Se considera que la reacción de calcinación es completa y no hay recirculación de CaCO_3 por el ciclo de captura. Teniendo en cuenta que por cada mol de CaCO_3 calcinado se produce 1 mol de CO_2 es la relación de pesos moleculares la que termina de determinar el flujo másico $m3_{\text{CaCO}_3}$ (ec. 4.9).

$$m3_{\text{CaCO}_3} = m1_{\text{CO}_2} \cdot ef_{\text{capturaCO}_2} \cdot \frac{pm_{\text{CaCO}_3}}{pm_{\text{CO}_2}} \quad (\text{ec. 4.9})$$

Una vez determinado el flujo másico de CaO necesario en el carbonatador y conocidas las eficiencias de captura de CO_2 ($ef_{\text{capturaCO}_2}$) y de SO_2 ($ef_{\text{capturaSO}_2}$) en el carbonatador se puede calcular la cantidad de CaO que sale del carbonatador. De todo este CaO que se introduce en el carbonatador ($m4_{\text{CaO}}$), la cantidad que se consume en la reacción es la cantidad que captura de CO_2 ($ef_{\text{capturaCO}_2}$). Además, la presencia de SO_2 en el gas de combustión ($m1_{\text{SO}_2}$), hace que parte de este CaO se consuma para formar CaSO_4 en una cantidad correspondiente al 100% del SO_2 (Abanades et al., 2004). De este modo, la cantidad de CaO que sale del carbonatador sin reaccionar ($m3_{\text{CaO}}$) es la que se recoge en la ecuación 4.10. La reacción con el SO_2 también es mol a mol. Además, consume medio mol de O_2 .

$$m3_{\text{CaO}} = m4_{\text{CaO}} - m1_{\text{CO}_2} \cdot \frac{pm_{\text{CaO}}}{pm_{\text{CO}_2}} \cdot ef_{\text{capturaCO}_2} - m1_{\text{SO}_2} \cdot \frac{pm_{\text{CaO}}}{pm_{\text{SO}_2}} \quad (\text{ec. 4.10})$$

El gas de combustión que entra al carbonatador (punto 1) tiene una cantidad determinada de CO_2 y SO_2 que dependen de la cantidad de caudal tratado que como se ha dicho se toma como dato en función de la cantidad de gas de combustión calculado en la simulación de la combustión. La eficiencia de captura de SO_2 es del 100% y la del CO_2 $ef_{\text{capturaCO}_2}$, por lo que la salida del gas de combustión del lecho, una vez realizada la separación en el ciclón, será el caudal de entrada menos la cantidad de CO_2 capturado que depende de la eficiencia de captura ($ef_{\text{capturaCO}_2}$ %) del caudal de CO_2 de entrada, menos todo el caudal de SO_2 que entra y, menos el caudal correspondiente que se consume de O_2 en la reacción de formación del CaSO_4 .

En cuanto a los flujos másicos de CaSO_4 y cenizas que circulan por el ciclo de captura, como no son eliminados tal y como se hace con el flujo másico de CO_2 carbonatado, permanecen en una cierta cantidad circulando en cada ciclo del proceso. En cuanto al CaSO_4 , éste tiene dos fuentes de producción, que son la carbonatación de SO_2 de los gases de combustión de la planta en el propio carbonatador y otra la carbonatación del SO_2 procedente de los gases de combustión en el propio calcinador. Las cenizas proceden de la combustión del carbón en el calcinador para llevar a cabo la reacción de calcinación. Tanto las cenizas como el SO_2 de los gases de combustión creados en el calcinador dependen de la cantidad de combustible utilizada, la cual depende de la cantidad de sólidos totales que entran y salen del calcinador. Existe por lo tanto dependencia en el cálculo de estos valores.

El flujo másico de CaSO_4 formado en el carbonatador es conocido puesto que se conoce la cantidad de SO_2 que entra con los gases de combustión de la planta y se conoce la eficiencia de carbonatación de este SO_2 .

A fin de mantener la actividad del ciclo en las condiciones establecidas es necesaria una purga (P) de los sólidos salientes del calcinador. Esta purga se toma como dato como un porcentaje determinado del caudal total de sólidos de salida. Los flujos másicos que salen con esta purga son de CaO, CaSO_4 y cenizas. Para reponer el CaO y el CaSO_4 que sale del ciclo por la purga se debe introducir una corriente de CaCO_3 fresca en el calcinador $m0_{\text{CaCO}_3}$.

El CaSO₄ ($m_{4\text{CaSO}_4}$) que entra en el carbonatador es el que se forma en el proceso de carbonatación, más el CaSO₄ que se forma en el calcinador menos el P % purgado (5) (ec. 4.11).

$$m_{2\text{CaSO}_4} = m_{1\text{CaSO}_4} + m_{\text{calcCaSO}_4} - m_{5\text{CaSO}_4} \quad (\text{ec. 4.11})$$

La cantidad de CaSO₄ que sale del carbonatador (3) es la que entra más la cantidad que se forma por la reacción del SO₂ con el CaO (ec. 4.12).

$$m_{3\text{CaSO}_4} = m_{2\text{SO}_2} \cdot \frac{pm_{\text{CaSO}_4}}{pm_{\text{SO}_2}} + m_{2\text{CaSO}_4} \quad (\text{ec. 4.12})$$

La cantidad de CaSO₄ que sale del calcinador (1) es la que entra (4), puesto que a la temperatura de $T_{\text{calcinacion}}$ (°C) no se produce descomposición del sólido, más la que se forma por la carbonatación del SO₂ procedente de la nueva combustión (ec. 4.13).

$$m_{1\text{CaSO}_4} = m_{4\text{CaSO}_4} \quad (\text{ec. 4.13})$$

La reacción de calcinación libera el CO₂ que había quedado atrapado en el CaCO₃. Por tanto, a la salida del calcinador, se tendrá una corriente de CO₂ procedente de este CaCO₃, más el CO₂ procedente del nuevo CaCO₃ introducido descontando la fracción que no se descompone (f_{CaCO_3}). Y más el CO₂ producido en la reacción de combustión del carbón (ec. 4.14).

$$m_{1\text{CO}_2} = (m_{4\text{CaCO}_3} + m_{0\text{CaCO}_3}) \cdot \frac{pm_{\text{CO}_2}}{pm_{\text{CaCO}_3}} \times f_{\text{CaCO}_3} \quad (\text{ec. 4.14})$$

Cálculo de la cantidad de carbón y gases de combustión generados en el calcinador

La combustión requerida en el calcinador para regenerar el sorbente se consigue mediante la combustión de carbón en presencia de oxígeno puro. Se tiene en cuenta que todas las cenizas producidas por la combustión del carbón se van con los sólidos hacia el carbonatador. Los gases producidos en la combustión, se van con el CO₂ producido en la calcinación. La composición y propiedades del carbón son conocidas.

El planteamiento es similar a la simulación de la combustión de la planta de potencia (anexo A.1). El caudal de carbón necesario se calcula mediante balance de energía en el propio calcinador. Conociendo propiedades del carbón, exceso de O₂ a introducir y calor necesario para calcinación del CaCO₃ de entrada, quedan los caudales dependientes del caudal de carbón de entrada y las temperaturas son conocidas, por lo que se calcula la cantidad de carbón requerida y con él la cantidad de O₂ a introducir.

Se plantea el balance de energía en el volumen de control despreciando otras pérdidas diferentes a los gases y sólidos de salida (ec. 4.15):

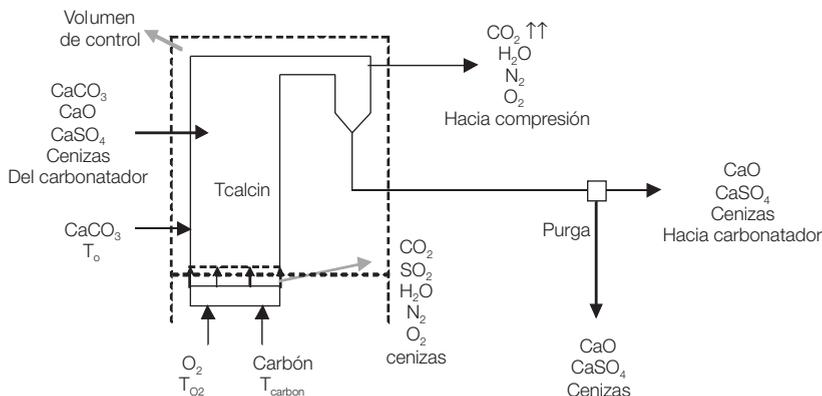
$$m_{\text{carbon}} \cdot PCI_{\text{carbon}} + \sum_e m_i \cdot \overline{cp}_i \cdot (T_i - T_{\text{ref}}) = \sum_s m_i \cdot \overline{cp}_i \cdot (T_i - T_{\text{ref}}) + Q_{\text{CaCO}_3} \quad (\text{ec. 4.15})$$

donde m_{carbon} es el flujo másico de carbón que se introduce en el calcinador, PCI_{carbon} su poder calorífico inferior, m_i los flujos másicos de las corrientes de entrada y salida del volumen de control, T_{ref} la temperatura de referencia considerada de 25 °C y Q_{CaCO_3} el calor de reacción del CaCO₃ en kJ/kg.

Q_{CaCO_3} se conoce puesto que se calcula a partir de la cantidad de CO₂ que entra al carbonatador. Los calores específicos se calculan como la media entre la temperatura del flujo en el punto y la de referencia. El PCI del carbón también se conoce. Lo que se desconoce es el flujo másico de carbón y por lo tanto el flujo másico de los gases de combustión formados los cuales dependen del flujo de carbón y del exceso de oxígeno que es conocido. La cantidad de cenizas

■ FIGURA 4.13

Volumen de control para el cálculo de la combustión



zas formadas y que se van con los sólidos hacia carbonatador suponen una nueva circulación de sólidos inertes por el ciclo de captura.

En el carbonatador se plantea también el balance de energía correspondiente para calcular la potencia térmica que se puede aprovechar de las reacciones exotérmicas.

Consumo de auxiliares

La potencia de auxiliares en este sistema se puede reducir a considerar únicamente la unidad de separación de aire criogénica, en el caso de utilizar la calcinación oxy-fuel, y el sistema de compresión de CO₂ necesario para su transporte. El coste del resto de sistemas necesarios de impulsión de gases y sólidos a través de soplantes, molienda de CaCO₃, molienda, secado y transporte de carbón, etc, se considera despreciable frente a la ASU y compresión (Romeo et al, 2006). Se pueden estimar dichos costes a partir de Mackenzie et al. (2007).

Para la producción de O₂ a partir de aire con una pureza del 99% mediante criogenización se requiere una energía eléctrica de unos 280 kWh por tonelada de O₂ producida (Hendriks, 1994). Según (IPCC, 2005) éste valor es de 220 kW_eh por tonelada de O₂ producida.

Para la compresión se considera un consumo eléctrico de 0.1 MW_eh por tonelada de CO₂ comprimida.

Con lo descrito, el consumo de auxiliares $P_{aux,capt}$ viene dado por la expresión 4.16.

$$P_{aux,capt} = P_{ASU} + P_{compresion,CO_2} \quad (\text{ec. 4.16})$$

Dichos auxiliares $P_{aux,capt}$ van a reducir la potencia neta producida por la planta P_{en} (expresión 4.17).

$$P_{en} = P_{en,cv} - P_{aux,capt} \quad (\text{ec. 4.17})$$

Reduciendo la eficiencia térmica de la instalación η_{neta} . En este caso se debe considerar la eficiencia neta y no la bruta para tener en cuenta este consumo de auxiliares (ec. 4.18).

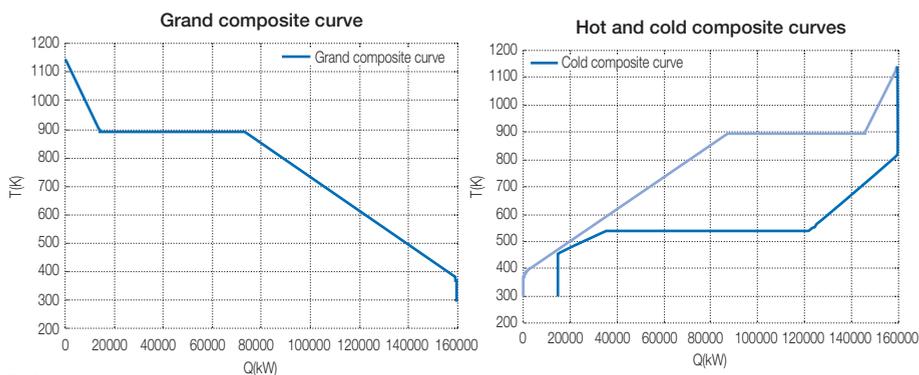
$$\eta_{neta} = \frac{P_{en}}{Q_{carbon,cv} + Q_{carbon,calc}} \quad (\text{ec. 4.18})$$

Modelo termodinámico de la integración con el ciclo de potencia

Se debe plantear una primera configuración simplificada atendiendo a las propiedades de los flujos del proceso de captura. De los resultados del modelo del proceso de captura estudiado se obtiene una información importante que se debe utilizar para la síntesis de la caldera de formación de vapor. Los flujos energéticos excedentes disponen de niveles de temperatura decrecientes que pueden ser ordenados desde la temperatura del calcinador hasta la temperatura de consigna, pasando por la temperatura del carbonatador. Dicho aspecto se puede observar mediante un análisis termodinámico haciendo uso de la curva compuesta global formada por los flujos excedentes del proceso de captura. Una curva ejemplo es la de la figura 4.14.

■ FIGURA 4.14

Curvas Compuestas cualitativa de los flujos excedentes del ciclo



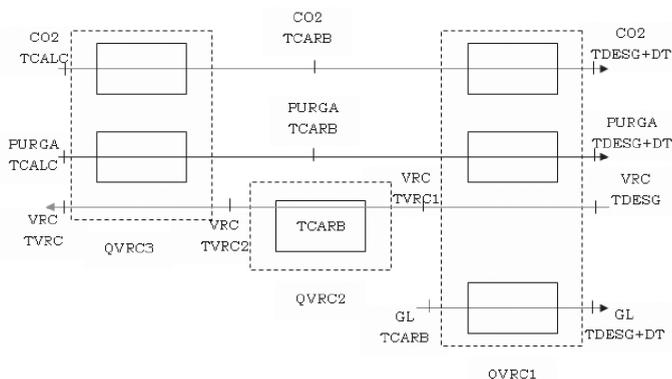
Thu Dec 06 18:51:08 2007

En la figura 4.14 se representan las curvas compuestas relativas a las corrientes calientes del proceso de captura junto con la corriente fría correspondiente al agua de alimentación que deriva la caldera de vapor. Se observa cómo prácticamente la corriente caliente viene diferenciada por los intervalos de temperatura de trabajo del calcinador, la temperatura de trabajo del carbonatador y las temperaturas de consigna, viéndose las pendientes constantes. De este modo, la red de intercambio de calor considerada, comenzando por la salida del vapor recalentado formado, es la siguiente (figura 4.15):

- Los flujos a T_{calc} se enfrían hasta la temperatura del carbonatador de T_{carb} . El agua de alimentación se irá calentando, actuando este intercambio como un sobrecalentador.
- El agua de alimentación calentada se introduce en el carbonatador absorbiendo energía a temperatura constante de T_{carb} . Según la cantidad de agua de alimentación utilizada en este intercambio se formará el vapor y puede que empiece el sobrecalentamiento.
- El siguiente intercambio será enfriando todas las corrientes, de CO₂, de gases limpios y de purga hasta la temperatura de salida de agua de alimentación más el pinch correspondiente. El intercambiador actuará, según el caudal de agua de alimentación como un economizador y además como comienzo de la evaporación.

■ FIGURA 4.15

Esquema del intercambio de calor para aprovechamiento de flujos energéticos excedentes del ciclo de captura



Los balances de energía en cada intercambio definen las variables que se quieren conocer, que en última instancia es el caudal de vapor recalentado caliente (m_{vrc}) que puede formarse. Para aprovechar la energía que sale con los gases de VRC1, se puede incorporar un nuevo intercambiador para calentar parte del agua de condensado en paralelo al ciclo de vapor tal y como se ha explicado con la repotenciación.

En el modelo termodinámico de la turbina de vapor se consideran datos las propiedades de entrada a la misma de presión (P_{VRC}), temperatura (T_{VRC}) y flujo másico (m_{vp}) y la eficiencia isentrópica (η_{is}). La presión de salida (P_s) es también conocida puesto que se puede considerar igual a la presión de condensación del propio ciclo de vapor. Con esos datos se calcula la potencia eléctrica producida (P_{tv}).

Modelo económico de la superestructura

Se tienen en cuenta en este modelo los costes de la unidad de separación de aire criogénica, del compresor de CO_2 , de los diferentes intercambiadores de calor para aprovechamiento energético de los flujos excedentes del ciclo, del lecho fluido oxy-fuel que hace de calcinador y del lecho fluido donde se dan las reacciones de carbonatación. El coste de las soplantes así como el de las conducciones necesarias, de la preparación del carbón y de la caliza se considera despreciable frente al resto de equipos. Los costes relativos a las unidades de carbonatación y calcinación, atendiendo a la novedad del sistema energético unido a la dificultad ya existente para la obtención de costes, aparecen como variables complicadas de determinar. Es por ello que los costes incluidos a continuación de estos equipos se hayan considerado con cierto margen de seguridad.

Coste ASU

Se considera la función de coste proporcionada por Hendriks (1994) adaptada de Pelster (1998) (ec. 4.19):

$$C_{ASU} = \frac{20.000}{0.0157} \cdot m_{O_2} \cdot f_{M\&S} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 4.19})$$

Donde (20.000/0.0157) es el coste de una ASU en \$(/kg/s). El año de referencia para el factor de M&S es 1994.

Coste del compresor

El coste de inversión para la compresión de 500t/h de CO₂, incluyendo separador de agua asciende a 34.000 \$ por t/h (Hendriks, 1994) (ec.4.20).

$$C_{\text{compCO}_2} = m_{\text{CO}_2} \cdot 34.000 \cdot \left(\frac{m_{\text{CO}_2}}{500} \right)^{0.79} \cdot 1.8 f_{\text{M\&S}} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 4.20})$$

El factor 1.8 añade un 80% al coste de adquisición de los diferentes equipos de compresión correspondiente a costes de instalación e infraestructura. El exponente de valor 0.79 se ha tomado de Boehm, (1987). El año de referencia para el factor M&S: 1994.

Coste de intercambiadores

Se consideran igual que en el caso de repotenciación (Pelster, 1998) (ec. 4.21).

$$C_{\text{eco}} = 3650 \cdot \left(\frac{Q_i}{\Delta T_{\text{lm}}} \right)^{0.8} \cdot f_{\text{M\&S}} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 4.21})$$

El año de referencia para el factor M&S: 1991.

LFC oxy-fuel y LFC carbonatador

El coste de estos dos equipos se ha obtenido a partir de los informes I y II realizados por Alstom Power (2003) y se ha comparado además con el coste aparecido en Mackenzie et al. (2007). El coste se ha puesto en función de la potencia térmica consumida por el calcinador. El coste utilizado es de 160752 \$/MWt.

$$C_{\text{calciner}} = 160752 \cdot Q_{\text{calc}} \cdot f_{\text{M\&S}} \cdot f_{\$} \quad (\text{ec. 4.22})$$

Coste del carbón

El coste del carbón utilizado en el calcinador se supone igual al coste del carbón utilizado en el ciclo de potencia e igual a 0.9 c€ por kWh térmico.

Coste de la caliza

El coste de la caliza se considera igual a 6.5 € por tonelada.

Turbogenerador

El coste del turbogenerador, turbina de vapor junto con el generador eléctrico, se proporciona en función de la potencia eléctrica de salida (Roosen et al., 2003, Unlenbruck y Klaus, 2004).

$$C_{\text{TV}} = 3.880 \cdot P_{\text{tv}}^{0.7} \cdot \left[1 + \left(\frac{0.05}{1-0.7} \right)^3 \right] \cdot \left[1 + 5^{\left(\frac{T_{\text{vnc}} + 273 - 866}{10.42} \right)} \right] \cdot f_{\text{M\&S}} \quad (\text{ec. 4.23})$$

Siendo 2002 el año de referencia para el factor de Marshall y Swift.

Modelo medioambiental de la superestructura

Las emisiones de CO₂ derivadas del proceso serán aquellas que no son capturadas por el ciclo de captura ya que las que se derivan de la calcinación, por el uso de carbón, se capturan en el propio proceso de captura.

En este sistema hay que diferenciar lo que se entiende por CO_2 evitado y CO_2 capturado puesto que no es tan sencilla su definición como pueda ser en otro tipo de sistemas de captura como absorción. Para ello se van a detallar las fuentes de reducción e incremento de emisiones de CO_2 con respecto a la situación inicial (sin captura) al incorporar el ciclo de captura (figura 4.16).

Al incorporar el ciclo de captura, las fuentes de reducción de CO_2 se deben a:

- El CO_2 que se elimina de los gases de combustión al carbonatarlo con CaO (R1)
- El CO_2 que se reduce por aprovechamiento de los flujos energéticos excedentes del proceso. (R2)
- En las plantas con desulfuración de gases con caliza, existe una nueva fuente de formación de CO_2 . En el caso de estas plantas con DGC, si los gases se toman antes de dicha DGC hay que considerar el CO_2 que se reduce en la planta (R3)

Al incorporar el ciclo de captura, se produce incremento de las emisiones de CO_2 debido a:

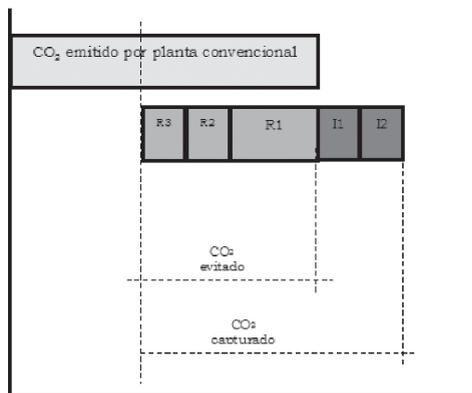
- CO_2 que se produce en la calcinación del CaCO_3 fresco (se captura junto con el CO_2 carbonatado) (I1)
- CO_2 de los gases de combustión del carbón utilizado en el calcinador que se captura junto con el CO_2 carbonatado (I2)

Con las reducciones e incrementos de CO_2 al incorporar el ciclo de captura en la planta se definen CO_2 capturado y evitado como:

- **CO_2 capturado.** Será la suma del CO_2 eliminado por las fuentes de reducción más el CO_2 producido por la calcinación del CaCO_3 fresco y el del carbón. $(R1+R2+R3+I1+I2)$
- **CO_2 evitado.** Será la diferencia entre el CO_2 emitido por la planta sin el proceso de captura y el CO_2 que emite la planta al incorporar el proceso de captura. El CO_2 que emite la planta con el proceso de captura es el CO_2 que emitía la planta sin captura menos el CO_2 capturado sin contar el producido por la caliza fresca y el producido por la combustión del carbón. $[\text{CO}_{2,\text{conv}} - (R1+R2+R3)]$

■ FIGURA 4.16

Diferencia entre CO_2 capturado y evitado



Optimización de la superestructura

La integración del ciclo de captura con la central termoeléctrica, atendiendo a que las modificaciones a realizar en la misma deben ser las mínimas posibles, se reducen a considerar el uso de los flujos excedentes de calor para la producción de vapor de forma paralela a la caldera de vapor y calentar parte del agua de condensado. La optimización se apoya por lo tanto en el uso de los pinch correspondientes para conseguir un intercambio de calor correcto entre los diferentes flujos y la limitación de la cantidad de vapor a introducir de forma paralela en la turbina.

Función objetivo

La función objetivo a optimizar utilizada es la misma que en el caso de la repotenciación, el coste de la tonelada de CO₂ evitada (ec. 4.24).

$$C_{ev} \left[\frac{\text{€}}{\text{T}} \right] = \frac{\text{COE}_{\text{capt}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] - \text{COE}_{\text{base}} \left[\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right]}{\text{CO2}_{\text{base}} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right] - \text{CO2}_{\text{capt}} \left[\frac{\text{T}}{\text{kWh}} \right]} \quad (\text{ec. 4.24})$$

$$\text{COE}_{\text{capt}} = \frac{(\text{CI} \cdot f_a + \text{CO} + \text{CM})}{P_{\text{en}} \cdot f_u} \quad (\text{ec. 4.25})$$

Donde:

C_{ev} es el coste de la tonelada de CO₂ evitada

COE_{capt} es el coste de producción de energía eléctrica al integrar el sistema de captura

El COE vendrá dado por la suma de los costes de inversión, operación y mantenimiento de todo el sistema con respecto a la potencia neta, que tiene en cuenta la menor potencia por el consumo de auxiliares del ciclo de captura.

El coste de la inversión CI vendrá dado por la suma de los costes de cada uno de los equipos (ec. 4.26):

$$\text{CI} = C_{\text{ASU}} + C_{\text{calciner}} + C_{\text{carbonator}} + C_{\text{compCO}_2} + C_{\text{VRC1}} + C_{\text{VRC2}} + C_{\text{VRC3}} + C_{\text{ONP3}} + C_{\text{TV}} \quad (\text{ec. 4.26})$$

El coste de operación CO_{capt} del ciclo de captura será el definido en la expresión 4.27.

$$\text{CO}_{\text{capt}} = (m_{\text{c,calc}} \cdot \text{PCI}_{\text{c,calc}}) \cdot p_c + m_{\text{CaCO}_3} \cdot p_{\text{CaCO}_3} \quad (\text{ec. 4.27})$$

Siendo $m_{\text{c,calc}}$ el flujo másico de carbón introducido en el calcinador, $\text{PCI}_{\text{c,calc}}$ es el poder calorífico inferior del carbón introducido en el calcinador. El coste de la caliza viene dado por su precio unitario p_{CaCO_3} y por el flujo másico m_{CaCO_3} .

Y el coste de operación del ciclo de vapor se considera únicamente formado por el coste de consumo de carbón (ec. 4.28).

$$\text{CO}_{\text{cv}} = (m_{\text{c,calc}} \cdot \text{PCI}_{\text{c,calc}}) \cdot p_c \quad (\text{ec. 4.28})$$

CM el coste de mantenimiento definido como un porcentaje del coste de inversión anual y anualizando los costes de inversión con el factor ($f_a = \frac{i \cdot (1+i)^{\text{año}}}{(1+i)^{\text{año}} - 1}$), con i el interés considerado de la operación y año el número de años utilizados para amortización de la inversión.

El coste de la tonelada de CO₂ tendrá que tener en cuenta únicamente el CO₂ que se reduce con respecto a la situación inicial, sin considerar el CO₂ que se captura del propio proceso

de calcinación. Esto supone considerar el CO_2 evitado. Por lo tanto, el CO_2 específico será en base a considerar las emisiones por chimenea con respecto a la potencia neta.

La variable independiente va a ser la cantidad de gases a tratar de la central termoeléctrica.

Restricciones

Las restricciones consideradas en este caso son similares a las tenidas en cuenta en la repotenciación. Una de ellas va a ser el límite de vapor a producir de forma paralela en la caldera de recuperación para evitar la descompensación de empujes en la sección HP/MP de la turbina de vapor. Otra serie de restricciones serán: anulación de extracciones, reducción máxima de la carga térmica de caldera de vapor y limitación en la producción de potencia eléctrica.

Estudio de sensibilidad

Las variables que pueden ser evaluadas en un estudio de sensibilidad en este proceso de captura son numerosas por su carácter novedoso. No obstante, las más importantes en una primera evaluación a fin de comparar los diferentes resultados serían la evaluación de la producción de mayor potencia con respecto a la situación inicial y la variación de las relaciones molares de CaO , CO_2 y CaCO_3 fresco utilizado por el proceso de captura.

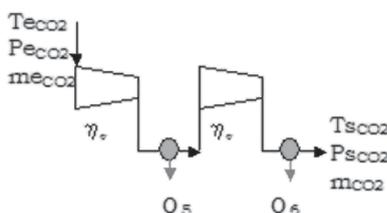
4.2.3. METODOLOGÍA DE INTEGRACIÓN CON UN NUEVO CICLO DE VAPOR

En este punto se propone la metodología a utilizar para la fase de targeting de un nuevo ciclo de potencia alimentado por las corrientes térmicas excedentes del proceso de captura. Se utiliza en parte la metodología AGE (Análisis, Generación y Evaluación) propuesta por Maréchal (1995) así como el software EASY2 (Energy Analysis y SYNthesis of industrial proceses) desarrollado por el Laboratoire d'Analyse et de Synthèse des Systèmes Chimiques (L.A.S.S.C.) (L.A.S.S.C., 1988). Se pretende encontrar la máxima potencia que se puede extraer de las corrientes energéticas excedentes del proceso de captura según la integración de una red de vapor definida según lo descrito en el capítulo 2.

En una primera fase de Análisis se estudian los diferentes procesos para identificar las corrientes a integrar. Los procesos que existen son la propia central termoeléctrica de la que se captura el CO_2 , el ciclo de captura de CO_2 y puede considerarse también el proceso de compresión del CO_2 para su transporte y almacenamiento. El proceso de compresión de CO_2 podría considerarse en primera instancia como una compresión con refrigeración intermedia de la que mediante su simulación termodinámica, considerando parámetros fijos de eficiencia isoentrópica y propiedades de salida última del CO_2 , se obtienen nuevas corrientes con demanda fija a integrar en el proceso (figura 4.17).

■ FIGURA 4.17

Esquema del sistema de compresión de dos etapas y con refrigeración intermedia y final



Para un flujo másico de gases de combustión extraídos de la central termoeléctrica de la que se quiere capturar el CO₂ y con unas propiedades termodinámicas fijas se debe simular el proceso de captura tal y como se ha descrito en este capítulo. Del modelo realizado se obtendrán las cuatro corrientes de calor que pueden ser aprovechadas con demandas fijas de frío para llevarlas de su temperatura inicial a su temperatura final a las que habrá que sumar las dos del sistema de compresión. Dichas corrientes definen las corrientes del proceso energético (tabla 4.1).

■ TABLA 4.1

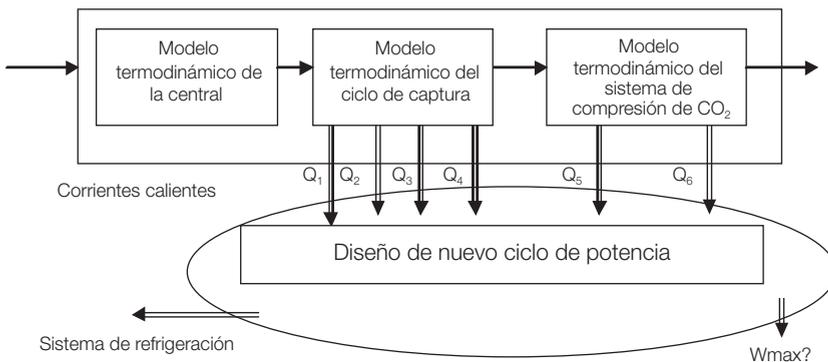
Definición de las corrientes energéticas

Corriente	Designación	T_e (K)	T_s (K)	Q (kW)
Gases Limpios	1	T_{carb}	T_{1s}	Q_1
CO ₂	2	T_{calc}	T_{2s}	Q_2
Purga	3	T_{calc}	T_{3s}	Q_3
Carbonatador	4	T_{carb}	T_{4s}	Q_4
Enfriador intermedio	5	T_{5e}	T_{5s}	Q_5
Enfriador final	6	T_{6e}	T_{6s}	Q_6

Una corriente auxiliar a tener en cuenta en el proceso de integración es la utility fría para refrigerar las diferentes corrientes. Dicha utility no se considera variable sino fija con un nivel de temperatura constante definido por la refrigeración disponible para la planta.

■ FIGURA 4.18

Análisis del problema

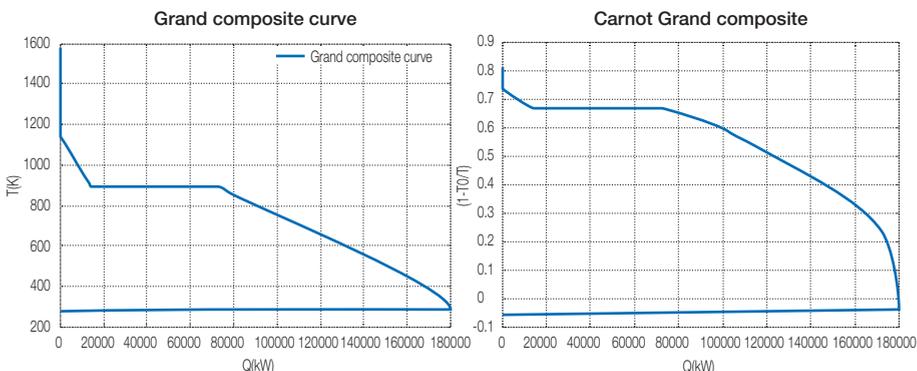


En la fase de análisis, con las diferentes corrientes del proceso identificadas, que son las cuatro del proceso de captura y dos más en el caso de una compresión en dos etapas con refrigeración intermedia así como la corriente fija de la utility, se obtienen las curvas compuestas. Principalmente, las curvas que van a interesar son la curva compuesta global y la curva compuesta global de Carnot (figura 4.19). Con la primera de ellas se identificarán los niveles de presión y temperatura de la red de vapor a integrar entre las corrientes del proceso y la utility defi-

nida. Con la segunda de ellas se obtiene un targeting a conseguir para la maximización de la producción de potencia cuando se integre el ciclo de vapor.

■ FIGURA 4.19

Curvas compuestas globales y de carnot



Debido a las temperaturas elevadas de los flujos y las temperaturas consigna de cada una de ellas, la selección de los niveles de presión, principalmente de la formación de vapor tanto de vapor vivo como de recalentado, vendrá limitada por consideraciones de tipo tecnológico. Como se deducirá de las curvas compuestas, es posible la evaluación de la formación de vapor supercrítico o subcrítico. Como presión de condensación se elegirá la presión de condensación que viene limitada también por aspectos relacionados con el tipo de sistema de refrigeración disponible. En una primera evaluación se puede seleccionar la presión de condensación ya existente para el ciclo de vapor en el que se integra el ciclo de captura.

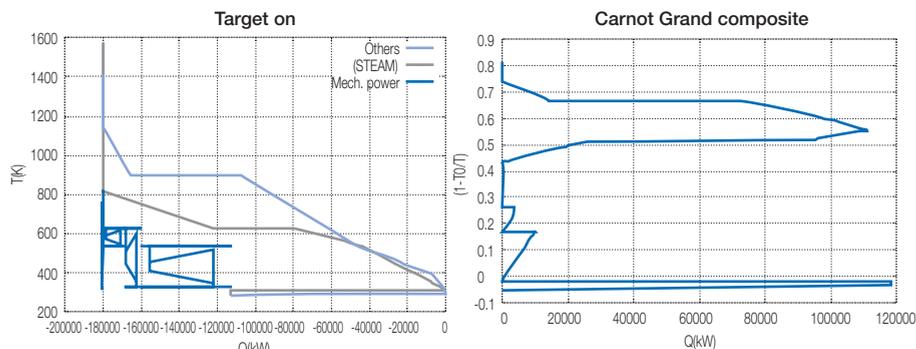
En la fase de Generación, se hace uso de la formulación EMO en la que se puede utilizar la función objetivo de maximización de la potencia producida o minimización de las pérdidas exergéticas. El problema de optimización que se plantea se ha definido en el capítulo 2, aunque en este caso únicamente hay una utility fría y permanece fija. Lo que hay que valorizar es la integración de la red de vapor, que se considera como una utility, para maximizar la producción de trabajo. La definición de la red de trabajo se plantea según se ha definido en el anexo A.II y el problema de optimización MILP se puede resolver con el mismo software EASY2. La selección de los niveles de presión y temperatura se ha hecho en base al análisis y en esta fase de generación se optimizan los diferentes flujos másicos que optimizan la función objetivo.

Los resultados de la fase de generación deben ser evaluados a fin de comprobar la selección de los diferentes niveles de presión en la fase de análisis. Las curvas que servirán para ello son las curvas compuestas integradas y las curvas compuestas de Carnot (figura 4.20). Con la primera de ellas se pueden observar la creación de los diferentes pinch entre la red de vapor y el resto de flujos así como la potencia producida. Con la segunda curva se pueden localizar las diferentes pérdidas exergéticas. Según esta etapa de evaluación se puede proceder a proponer nuevos niveles de presión de la red de trabajo. Otras curvas que pueden ser utilizadas en esta fase de evaluación son las curvas compuestas en las que se debe reducir al máximo

el área encerrada entre ellas (Favrat y Marèchal, 2006). Tras un proceso AGE en base a lo descrito se pueden obtener diferentes configuraciones atendiendo a la red de vapor según los niveles de presión definidos.

■ FIGURA 4.20

Curva compuesta integrada y curva global de Carnot



4.2.4. APLICACIÓN: CAPTURA EN LA CT TERUEL

Integración con el ciclo de la central termoeléctrica

El caso base considerado corresponde al mismo que en la repotenciación paralela, donde se mantiene la misma potencia neta producida por la planta (350 MW_e) con el mismo número de horas de utilización anual (7125 h/año). La función objetivo a minimizar es el coste de la tonelada de CO₂ evitada, siendo la variable independiente la cantidad de gases de combustión carbonatados. En el estudio de sensibilidad se estudia la posibilidad de incrementar la potencia neta instalada así como una variación del número de ciclos que el absorbente circula por el ciclo de captura.

En cuanto a la integración en el propio ciclo de vapor de la central, como se ha descrito, los excedentes energéticos del ciclo de captura de CO₂ se utilizan para la repotenciación paralela del ciclo de vapor con una caldera de recuperación de un nivel de presión y utilización del excedente de energía en calentar parte del agua de condensado. Cuando el exceso de energía no puede aprovecharse para formar vapor recalentado caliente se utiliza para la producción de vapor a alimentar a una turbina de vapor adicional. Los dos casos que se plantean son, por un lado se considera que el sistema energético formado por el ciclo de potencia existente, el ciclo de captura y la turbina de vapor deben seguir teniendo la misma potencia instalada y, por otro lado, se estudia la posibilidad de incrementar la potencia total instalada. Se va a considerar un mismo factor de utilización anual, 7125 horas al año en los dos casos. Las restricciones son las ya incluidas también en la repotenciación: potencia máxima bruta del ciclo de potencia existente 420 MWe, potencia máxima del generador de vapor existente 1006 MWt, potencia mínima térmica del generador de vapor existente 402 MWt, producción de vapor recalentado caliente máxima 40 kg/s.

En el caso base se ha considerado una actividad de la cal viva de 20 ciclos con una eficiencia de carbonatación del 85% en base a realizar una purga del 5% y de mantener una relación 5 a 1 de cal viva frente al CO_2 . Esta hipótesis deriva de los resultados proporcionados por Abanades et al. (2004). Según el esquema de la figura 4.11, donde la purga se realiza antes del carbonatador, se puede definir una eficiencia de captura de CO_2 según las expresiones que se han mostrado en el capítulo (ec. 4.3-4.7).

Considerando la presión de trabajo de 1 atm, la temperatura de 625 °C, con la fracción volumétrica de CO_2 en los gases 11.78%, se obtiene una eficiencia de captura máxima de 94.93%. Con una relación 5 a 1 (sorbente- CO_2) y purga del 5%, el factor medio de carbonatación, según la expresión 4.5, es de 0.1966, lo que da una eficiencia de captura del ciclo del 98.31%. No obstante, siendo conservador, se ha limitado a una eficiencia máxima del 85% (por debajo de la de equilibrio).

La eficiencia de carbonatación es mayor cuanto más cantidad de sorbente se introduce para una misma cantidad de CO_2 a carbonatar y con una misma purga. Del mismo modo, la eficiencia se incrementa a medida que se incrementa la purga para una misma relación de sorbente/ CO_2 . No obstante, incrementar la relación de sorbente incrementará el coste de operación y de inversión, debido a la mayor cantidad de sólidos que circulan por el ciclo así como por el mayor tamaño de los equipos. Una mayor purga incrementará el coste de operación debido a la mayor cantidad de caliza fresca a introducir en el ciclo, representando, además, una mayor aportación extra de CO_2 al proceso derivado de la calcinación de la caliza nueva. Habrá que unir que una mayor corriente de sólidos circulando por el ciclo va a incrementar el excedente energético que puede ser aprovechado, por lo que se debe estudiar una variación de las diferentes relaciones de sorbente, CO_2 y purga y observar cómo se comporta con la integración planteada. Este aspecto hay que tenerlo en cuenta junto con el hecho de que aunque se presenten resultados experimentales hasta 500 ciclos (Grasa et al., 2007), es conveniente caracterizar el comportamiento de la integración del ciclo para menor número de ellos por si la operación a gran escala no presenta dicho funcionamiento.

Por ello, a fin de poseer un escenario más amplio que pueda dar más información de las posibles variaciones en el comportamiento de la carbonatación, se deben estudiar los casos que representan principalmente una reducción en el número de ciclos. Ello supone un incremento de la purga necesaria, lo que implica un incremento de la necesidad de caliza fresca, lo que llevará a una mayor necesidad de potencia térmica y coste de sorbente aunque contrarrestado en parte por la mayor potencia térmica excedente. Además, se analiza una reducción (aumento) en la cantidad de CaO frente a CO_2 que representará una reducción (aumento) de sólidos que circulen por el ciclo reduciendo (aumentando) el coste de operación aunque reduciendo (aumentando) la potencia térmica excedente aprovechable. Se estudia también la posibilidad de reducir la relación molar CaO/ CO_2 aunque se reduzca la eficiencia de carbonatación. Los casos que se plantean son los desglosados en la siguiente lista.

- Duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 5 a 1, eficiencia de carbonatación del 85% (caso a)
- Duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 4 a 1, eficiencia de carbonatación del 85% (caso b)
- Duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 2 a 1, eficiencia de carbonatación del 58% (caso c)
- Duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 6 a 1, eficiencia de carbonatación del 85% (caso d)

Captura de CO₂ sin integración

Se presentan aquí diferentes resultados de la simulación termodinámica en función de la cantidad de gases tratados en el ciclo de captura. La cantidad de gases tratados se pone en función de una variable denominada *porcentaje* que hace referencia al porcentaje sobre el total de gases que salen del ventilador de tiro inducido antes de la desulfuración de gases. Como se ha descrito en el modelo termodinámico, la cantidad de gases y su composición viene fijada por la simulación del ciclo de vapor junto al generador de vapor, siendo ésta dependiente en mayor medida de la potencia neta y del tipo de carbón utilizado. Las entradas para el ciclo de captura son las temperaturas de trabajo de calcinador y carbonatador, la relación molar necesaria de CaO por CO₂ en carbonatación, la eficiencia de captura en el carbonatador y el porcentaje de sólidos a purgar.

La evolución de diferentes parámetros importantes del ciclo de potencia existente al incorporar el ciclo de captura sin integración se presentan en la tabla 4.2. Se recuerda que la eficiencia se considera neta y sobre PCI. Tener en cuenta la eficiencia neta permite tener en cuenta el consumo de auxiliares. Dichos auxiliares considerados son la unidad de separación criogénica de aire y el sistema de compresión de CO₂ cuyos consumos son de 220 kW_eh por tonelada de O₂ producida y de 0.1 MW_eh por tonelada de CO₂ comprimida. Los niveles térmicos que se utilizan para calcular la potencia térmica aprovechable de los excedentes térmicos han sido, considerar un enfriamiento de los gases carbonatados hasta 120 °C, un enfriamiento de la purga hasta 150 °C, un enfriamiento del CO₂ regenerado en calcinación hasta 100 °C y la potencia térmica excedente del carbonatador obtenida por el balance de energía a la temperatura propia del carbonatador.

Las variables representadas son el porcentaje de gases tratados (*PORC*), el flujo másico de gases que se carbonatan (*Mg*), la eficiencia neta (η_{en}), la potencia de auxiliares consumidos por el ciclo de captura ($P_{aux,capt}$), la potencia térmica consumida en calcinación (Q_{calc}), la potencia térmica excedente del ciclo de captura potencialmente aprovechable (Q_{aprov}), el porcentaje de eficiencia reducida con respecto al ciclo de potencia existente ($\% \Delta \eta_{en}$) el porcentaje de CO₂ reducido ($\% \Delta CO_{2,e}$) así como el COE y el coste de la tonelada de CO₂ evitada (*Cev*).

El coste de la tonelada de CO₂ evitada se encuentra por encima de los 46 €/t en todos los casos debido al incremento de los coste de inversión así como por la reducción de la poten-

■ TABLA 4.2

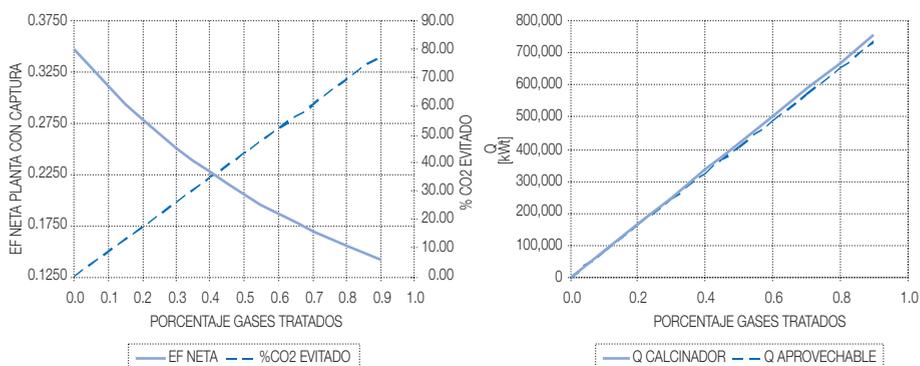
Variables de operación del sistema energético sin integración

PORC	Mg [Kg/s]	η_{en}	$P_{aux,capt}$ [kWe]	Q_{calc} [kWt]	Q_{aprov} [kWt]	$\% \Delta \eta_{en}$	$\% \Delta CO_{2,e}$	COE [€/MWeh]	Cev [€/t]
0.0	0.0	0.3476	0.0	0	0	0.00	0.00	25.89	0
0.1	55.5	0.3105	11356	83799	81496	10.67	8.68	30.14	46.29
0.2	111.0	0.2787	22712	167598	162992	19.83	17.35	34.73	48.17
0.3	166.5	0.2511	34068	251398	244488	27.76	26.02	39.71	50.16
0.4	222.0	0.2270	45424	335197	325984	34.71	34.68	45.09	52.28
0.5	277.5	0.2057	56781	418996	407480	40.84	43.35	50.93	54.55
0.6	333.0	0.1867	68137	502795	488976	46.28	52.02	57.29	57.00
0.7	388.5	0.1698	79493	586595	570472	51.16	60.69	64.21	59.63
0.8	444.0	0.1545	90849	670394	651968	55.55	69.36	71.79	62.50
0.9	499.5	0.1407	102205	754193	733464	59.52	78.03	80.10	65.61

cia neta motivado por el consumo de auxiliares del ciclo de captura. Los gráficos siguientes muestran la evolución de la eficiencia neta del sistema energético, el porcentaje de CO₂ evitado, la potencia excedente del ciclo de captura y la consumida por el ciclo de captura en función del porcentaje de gases tratados (figura 4.21).

■ FIGURA 4.21

Evolución de la eficiencia neta, CO₂ evitado y potencia térmica auxiliar consumida del sistema energético



Como se observa, la eficiencia de la planta se va reduciendo de forma casi proporcional al caudal de gases tratados motivado por el incremento proporcional al consumo de carbón para calcinación y del aumento del consumo de auxiliares del ciclo de captura. No obstante, la reducción va siendo menos acusada a medida que se incrementa el caudal de gases carbonatados. De la misma forma, la cantidad de CO₂ evitado se reduce de forma proporcional al caudal de gases tratados por mantenerse las condiciones de trabajo del ciclo iguales.

Un aspecto importante es el observar cómo la potencia térmica consumida por el ciclo de captura para calentar los sólidos y calcinar es prácticamente coincidente con la potencia térmica que se puede aprovechar del mismo. La diferencia se encuentra en el nivel térmico al que se consume y se pueden aprovechar dichas potencias. Mientras que la combustión se produce a una temperatura superior a los 1000 °C, el aprovechamiento de los diferentes flujos se debe hacer a temperaturas inferiores. Esta potencia térmica es la que debe integrarse en el ciclo de vapor para reducir lo menos posible la eficiencia de la planta.

El siguiente esquema recoge los parámetros de operación del ciclo de captura con un caudal de gases tratados del 10% (55.5 kg/s) (figura 4.22).

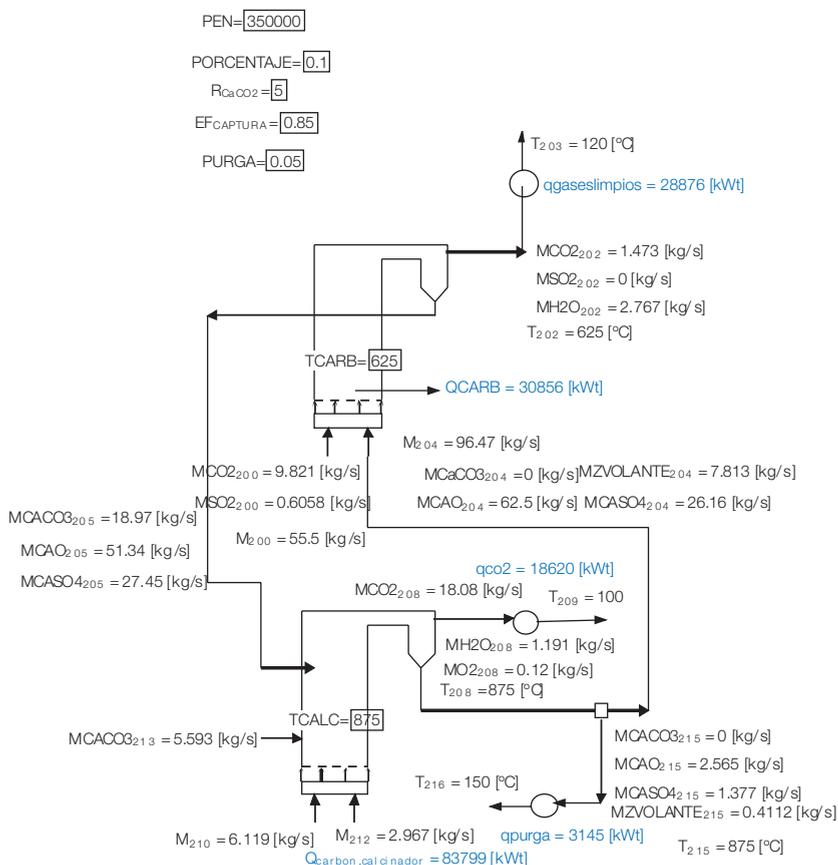
Integración del ciclo de captura con el ciclo de potencia

En este punto se plantean diferentes configuraciones que permiten aprovechar los flujos energéticos excedentes del ciclo de captura para reducir el coste de la tonelada de CO₂, así como del incremento del COE, para hacer a este proceso de captura viable.

La integración estudiada es la utilización de la potencia térmica sobrante para repotenciar la planta como una repotenciación paralela y producir potencia eléctrica auxiliar para dar, o bien, únicamente el consumo de auxiliares del ciclo de captura, o bien, incrementar la potencia total

■ FIGURA 4.22

Parámetros del ciclo sin integrar tratando el 10% del caudal de gases



instalada. Se hace así en base a no modificar en exceso la planta existente que como se ha dicho representa una restricción importante. Se plantean por lo tanto dos configuraciones: la configuración I, presenta el uso de los excedentes térmicos para la repotenciación paralela sin incrementar la potencia neta del sistema energético. La configuración II plantea la repotenciación con la posibilidad de incrementar la potencia neta del sistema energético. En ambos casos se busca, dentro de la integración planteada, la operación óptima en base a reducir el coste de las emisiones de CO₂. Las principales variables que caracterizan dicha operación y, por lo tanto se buscan, son la cantidad de gases a carbonatar en el ciclo de captura (flujo de gases carbonatados) y la potencia total neta del sistema.

Configuración I

Se estudia el efecto de producir la misma potencia neta (350 MWe) con todo el sistema energético: ciclo de vapor, ciclo de captura de CO₂ y turbina de vapor adicional. Para ello se

estudia el resultado de dar el consumo de auxiliares con la misma planta de potencia con la restricción de no sobrepasar la potencia eléctrica neta del ciclo existente de 420 MWe. Tampoco debe reducirse la potencia térmica de la caldera de vapor por debajo de 402 MWt ni superar la carga nominal de 1006 MWt. Además no se debe utilizar más de 40 kg/s de vapor en paralelo a la caldera de vapor. Si se incumple la restricción de los 40 kg/s se utilizará el caudal de vapor sobrante en la producción de electricidad en la turbina de vapor adicional que seguirá reduciendo la carga del ciclo de vapor convencional. La función objetivo es el coste de la tonelada de CO_2 €/t y la variable independiente es el caudal de gases a carbonatar.

La tabla 4.3 muestra la parametrización según diferentes caudales de gases carbonatados y su efecto en las variables más importantes. Dichos parámetros son el porcentaje de gases tratados (*PORC*), el caudal de gases (*Mg*) que corresponde a ese porcentaje, las emisiones anuales de CO_2 ($\text{CO}_{2,a}$), la potencia proporcionada por la turbina de vapor adicional (P_{ad}), la eficiencia neta del sistema (η_{en}), el coste anual de la inversión (C_a), el valor de la función objetivo (C_{ev}), la cantidad de vapor total formado por el ciclo de captura (*Mvrc*) (si es más de 40 kg/s el exceso se utiliza para la producción de potencia adicional), la potencia eléctrica bruta de la turbina de vapor existente (P_{eb}), la potencia térmica del generador de vapor existente (Q_{PC}) y el COE.

■ TABLA 4.3

Variables de operación del sistema integrado. Configuración I

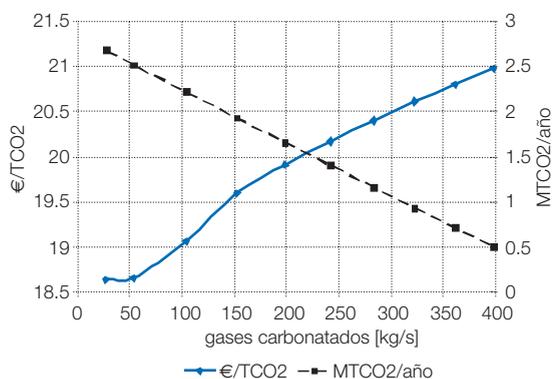
PORC	Mg [kg/s]	$\text{CO}_{2,a}$ [MTCO ₂ /año]	P_{ad} [kWe]	η_{en}	C_a [M€/año]	C_{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P_{eb} [kWe]	Q_{PC} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.0	0	2.840	0	0.3476	64.56	0	0	376344	1.006E+06	25.89
0.05	27.32	2.675	0	0.339	67.60	18.63	11.89	382356	991328	27.11
0.1	53.82	2.515	0	0.3309	70.58	18.65	23.40	388187	976431	28.30
0.2	104.6	2.211	4697	0.3164	76.51	19.07	45.40	394299	948425	30.68
0.3	152.6	1.926	22720	0.3034	82.42	19.59	66.21	385498	923025	33.05
0.4	198.3	1.657	39718	0.2919	88.07	19.91	85.94	377274	899476	35.32
0.5	241.9	1.402	55800	0.2816	93.57	20.17	104.7	369560	877546	37.50
0.6	283.4	1.160	71060	0.2724	98.79	20.40	122.6	362303	857047	39.62
0.7	323.3	0.929	85576	0.264	103.90	20.61	139.7	355456	837821	41.66
0.8	361.5	0.709	99416	0.2563	108.80	20.80	156.1	348981	819734	43.65
0.9	398.2	0.498	112623	0.2493	113.60	20.97	171.8	342852	802592	45.57

El coste de la tonelada de CO_2 se incrementa a medida que se aumenta la cantidad de gases carbonatados. No obstante, el coste de la tonelada de CO_2 no supera los 21€/t a pesar de capturar más del 90% del CO_2 de los gases de combustión. El problema parece entonces un compromiso entre la cantidad de emisiones a reducir y el incremento del COE. La evolución de las emisiones de CO_2 anuales del nuevo sistema energético, así como el coste de la tonelada de CO_2 evitada recogen en la figura 4.23.

La mejor configuración respecto al coste de la tonelada de CO_2 parece corresponder a porcentajes de gases carbonatados del 10% con un caudal de unos 53 kg/s, sin embargo, ante una solución de compromiso con la cantidad de CO_2 evitado y el incremento del COE la selección podría ir hacia cantidades mayores de gases carbonatados. Los costes obtenidos por tonelada de CO_2 evitada son inferiores a 21 € aun cuando se carbonatan un 90% de los gases, consiguiéndose una reducción de CO_2 del 82.48%. Se observa que el incremento del COE para el 10% de los gases carbonatados es de 2.41 €/MWeh y de 19.68 €/MWeh para un 90% de gases carbonatados.

■ FIGURA 4.23

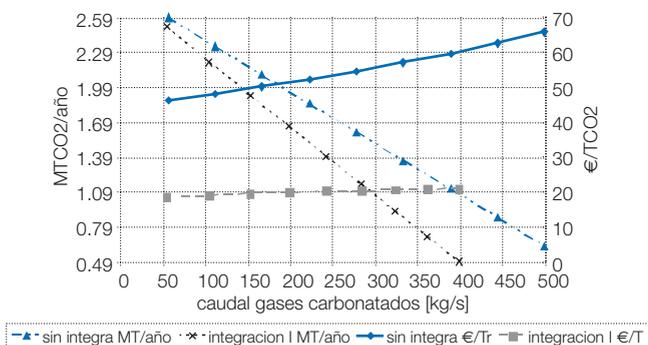
Evolución del coste y cantidad de CO₂ anual evitado en función del caudal de gases de combustión carbonatados



La comparación de esta situación en la que se integran los flujos energéticos del ciclo de captura según la configuración planteada con la situación sin integrarlos muestra cómo hace que el proceso se haga viable. La reducción en el coste así como la reducción de las emisiones de CO₂ viene motivada principalmente por la reducción en el consumo de carbón del ciclo convencional, más acusada a medida que se incrementa el caudal de gases carbonatados. El gráfico 4.24 muestra la evolución del coste y de la cantidad de CO₂ anual evitado según el caudal de gases de combustión carbonatados dependiendo de si el ciclo de captura no se integra o se integra según la configuración I propuesta. Se muestra cómo el coste de la tonelada de CO₂ evitada hace que el proceso propuesto sea viable a pesar de las restricciones impuestas en relación a los pocos grados de libertad existentes de modificación de la central termoeléctrica.

■ FIGURA 4.24

Evolución del coste y cantidad de CO₂ anual evitado en función del caudal de gases de combustión carbonatados

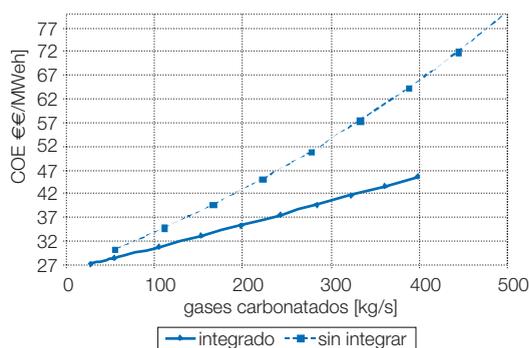


La reducción de CO_2 se va haciendo más acusada con la integración puesto que se va sumando la reducción propia de la carbonatación del CO_2 con la reducción de carga del ciclo de vapor. El coste de las emisiones de CO_2 evitadas es siempre superior en la situación sin integrar el ciclo, incrementándose la diferencia también para mayores gases carbonatados. Con la integración se consigue mantener el coste de las emisiones evitadas en un margen estrecho de unos 2 €/t CO_2 y siempre por debajo de los 21 €/t.

Representando la variación del COE en función del caudal de gases carbonatados y según se integre o no el ciclo de captura según la configuración propuesta muestra cómo su incremento se reduce considerablemente (figura 4.25).

■ FIGURA 4.25

Comparación del COE frente a la cantidad de gases carbonatados para el sistema energético integrado e integrado según configuración I



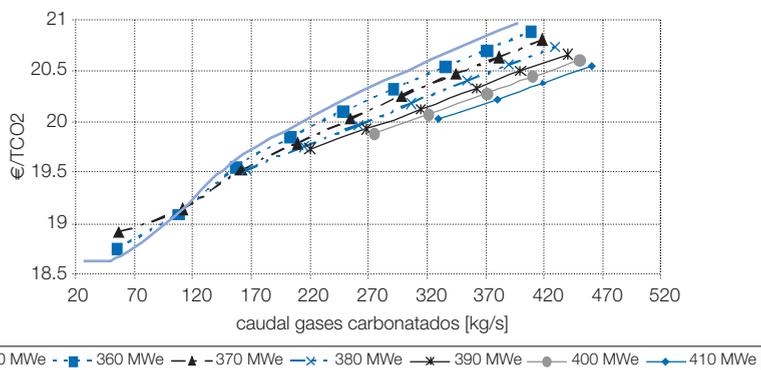
Configuración II

En esta configuración se permite que el sistema energético pueda producir más potencia neta, limitada en 420 MWe. Las restricciones siguen siendo las mismas de antes. La función objetivo sigue siendo el coste de la tonelada de CO_2 y las variables independientes en este caso son dos: la cantidad de gases a carbonatar y la potencia total neta producida por el sistema energético. Los valores obtenidos para las mismas variables consideradas en el caso anterior para diferentes potencias se muestran en la tabla del anexo A.IV.

La evolución únicamente del precio de la tonelada en función del caudal de gases carbonatados de forma conjunta con la potencia neta producida se presenta en la figura 4.26.

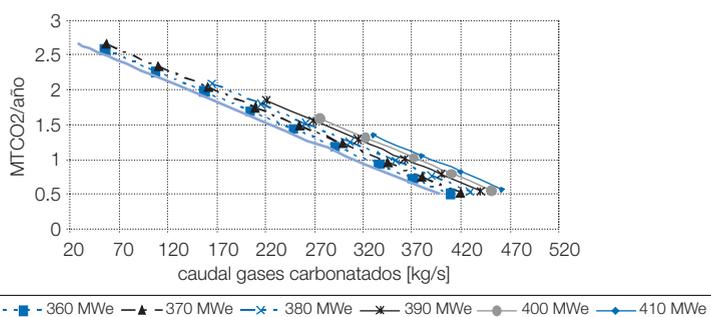
Al incrementar la potencia eléctrica del sistema energético se restringe en mayor medida el caudal mínimo de gases que puede ser carbonatado. El motivo es la limitación de la potencia térmica de la caldera de vapor a 1006 MWt, ya que para disponer de potencias eléctricas mayores es necesario ayudarse más de la potencia térmica excedente del ciclo de captura lo que lleva a aumentar la cantidad de gases carbonatados. La evolución del valor de la tonelada de CO_2 en función de la cantidad de gases carbonatados muestra cómo únicamente con una potencia instalada de 350 MWe es posible carbonatar desde caudales máxicos pequeños (figura 4.26). A medida que es posible aumentar la potencia eléctrica instalada gracias al incremento del caudal de gases carbonatados el precio de la tonelada se va reduciendo. Las emisiones

■ FIGURA 4.26

Evolución del coste de la tonelada de CO₂ según caudal de gase carbonatados y potencia neta

totales anuales de CO₂ y específicas son inferiores en el caso de seguir con los 350 MWe (figura 4.27 y 4.29) aunque como se observa en la figura 4.28 el COE se incrementa en mayor medida con respecto a potencias eléctricas superiores.

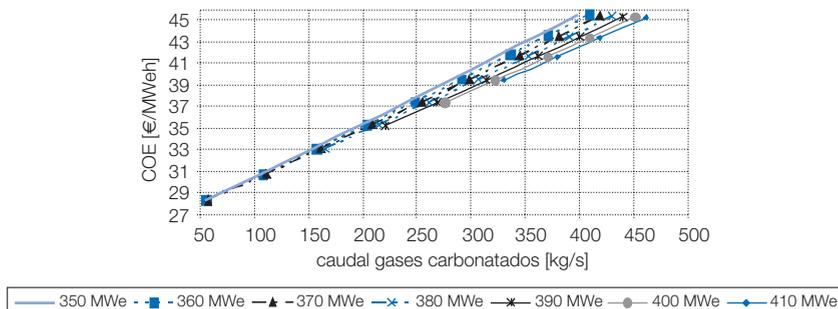
■ FIGURA 4.27

Evolución de las emisiones anuales de CO₂ según caudal de gases carbonatados y potencia neta

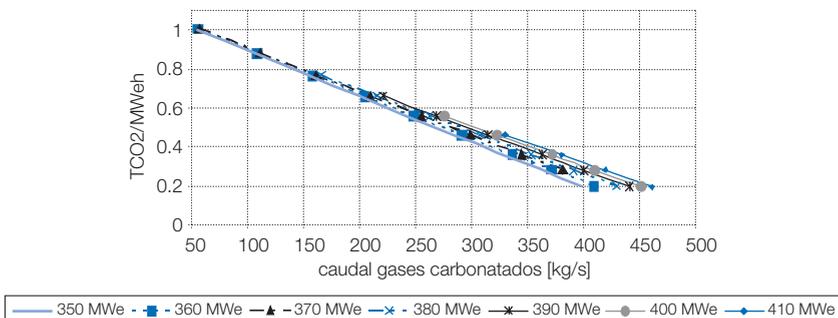
Atendiendo al coste de la tonelada de CO₂ la mejor configuración corresponde a seguir manteniendo la potencia neta de la central (350 MWe) cuando se carbonatan menos de alrededor de un 20% de los gases. Cuando se carbonatan más cantidad de gases, el menor coste de la tonelada se obtiene para la situación en la que se maximiza la producción de potencia neta. En ambos casos, el coste se va incrementando a medida que se incrementa la cantidad de gases carbonatados aunque siempre se mantiene por debajo de las 21 €/t. En cuanto a la reducción de emisiones de CO₂, seguir manteniendo la misma potencia neta de 350 MWe da lugar a la mayor reducción de emisiones específicas.

■ FIGURA 4.28

Evolución del COE del sistema energético según caudal de gases carbonatados y potencia neta



■ FIGURA 4.29

Evolución de las emisiones específicas de CO₂ según caudal de gases carbonatados y potencia neta*Configuración I. casos (a), (b), (c) y (d)*

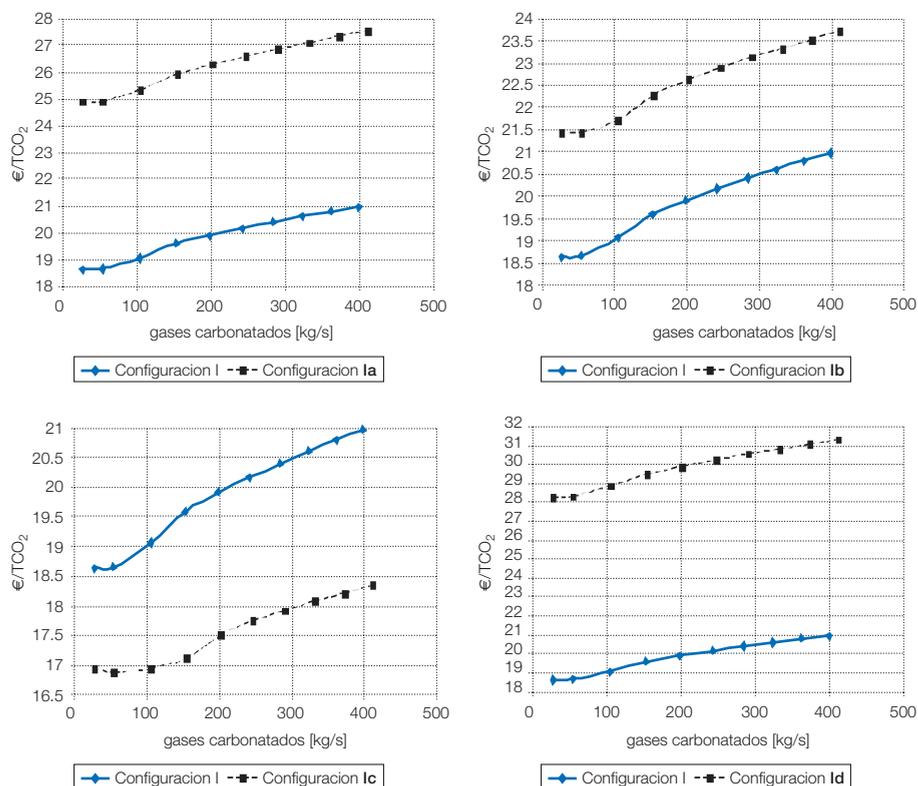
Para tener en cuenta posibles funcionamientos del ciclo de captura con ciclos de trabajo de menos de 20 se han propuesto los casos incluidos al comienzo de este punto designados como (a, b, c y d). Los resultados tabulados se presentan en el anexo A.IV y los resultados en forma de gráfico en el anexo A.V.

En la comparación entre el caso base y el caso en el que se tiene una duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 5 a 1, eficiencia de carbonatación del 85%, se observa cómo el coste de la tonelada de CO₂ se incrementa en todos los casos cuando se compara con la situación de referencia. No obstante, se sigue manteniendo un coste de la tonelada en torno a los 28 €. Además, tanto la eficiencia como las emisiones presentan valores ligeramente peores que el caso base, así como el coste anual de amortización y COE.

Con duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 4 a 1, eficiencia de carbonatación del 85% el coste de la tonelada de CO₂ se reduce con respecto al caso anterior debido a que se

■ FIGURA 4.30

Evolución del coste de la tonelada de CO₂ según caudal de gases carbonatados (configuración Ia, Ib, Ic y Id)



reduce el coste de los sólidos circulando por el ciclo, pero sigue siendo superior al caso base debido a la mayor cantidad de sólidos a purgar.

Con una duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 2 a 1, eficiencia de carbonatación del 58% se reduce considerablemente el coste de la tonelada de CO₂ debido a la reducción de la cantidad de sólidos circulando por el ciclo. No obstante, las emisiones de CO₂ anuales son mayores debido a la eficiencia reducida del proceso de carbonatación.

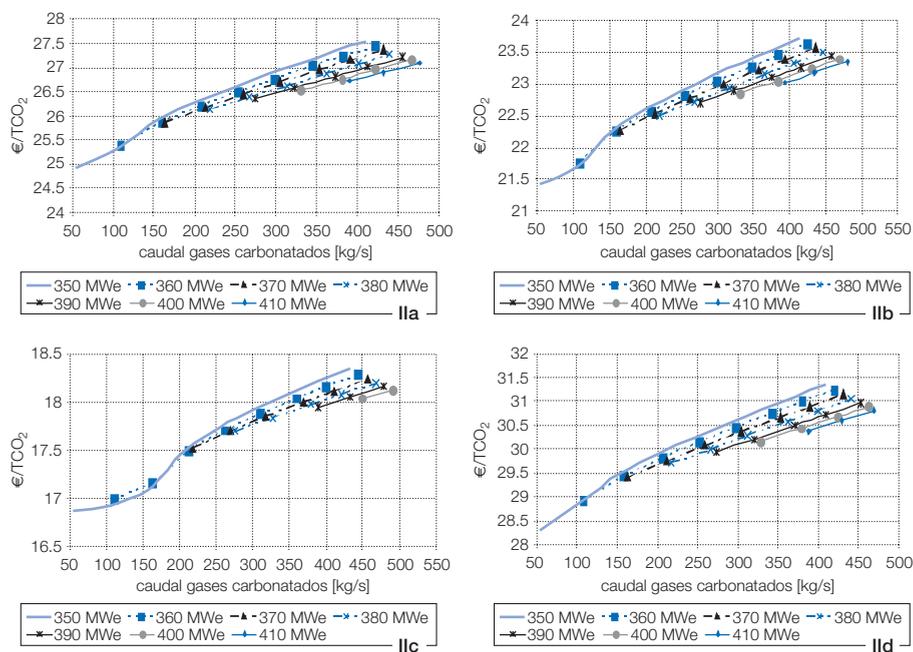
Según una duración de 10 ciclos, purga del 10%, relación 6 a 1, eficiencia de carbonatación del 85% el incremento de la tonelada de CO₂ se incrementa motivado por el mayor número de sólidos circulando por el ciclo aunque por debajo de los 32 €.

Configuración II casos (a), (b), (c) y (d)

Al igual que en el apartado anterior, se hace un estudio de la influencia de las relaciones de flujos atendiendo al caso en el que se permite incrementar la potencia neta del sistema energético. La evolución de las diferentes variables en el caso base y teniendo en cuenta cada uno de los casos planteados se recoge en las tablas del anexo A.IV y en los gráficos del anexo A.V.

■ FIGURA 4.31

Evolución del coste de la tonelada de CO₂ según caudal de gases carbonatados y potencia neta instalada (configuración Ila, I Ib, I Ic y I Id)



Para cada uno de los cuatro casos planteados se presenta la evolución en el precio de la tonelada de CO₂ (figura 4.31).

La evolución cualitativa de todas las variables estudiadas, coste de la tonelada de CO₂, emisiones totales de CO₂, COE y emisiones específicas de CO₂, es la misma que en las diferentes configuraciones estudiadas como configuración I a, b, c y d. El coste de la tonelada de CO₂ es menor para la potencia de 350 MWe hasta que es posible incrementar la potencia instalada incrementando el caudal de gases carbonatados. Dicho coste es mayor cuando se reduce el número de ciclos de trabajo del sorbente y se mantiene o aumenta la relación entre el sorbente y CO₂. Esto es debido al hecho del incremento de sólidos en el ciclo y necesidad de aporte de más cantidad de caliza fresca. Cuando se reduce la cantidad de sólidos que circulan por el ciclo introduciendo una relación sorbente/CO₂ a 2/1 se produce una reducción del coste de la tonelada de CO₂ como en el caso anterior aunque se reduce considerablemente el CO₂ capturado atendiendo a la reducción de la eficiencia del proceso de carbonatación.

Conclusiones

La integración del ciclo de captura según el concepto de repotenciación paralela ha supuesto poder reducir las emisiones anuales de CO₂ en un 82.48% a un coste inferior a las 21 €/t. Como se observa, a pesar de las restricciones tan importantes relativas a la necesidad de minimizar la modificación de la central termoeléctrica, el proceso de captura propuesto deriva unos

costes competitivos. Comparando esta misma reducción con el mismo ciclo de captura sin integrar el coste asciende a casi los 70 €/t. Otro de los parámetros importantes en la selección de una cantidad determinada de gases carbonatados es el incremento del COE. Si, en el caso considerado en el que se estudia seguir manteniendo la potencia de 350 MWe, se plantea la necesidad de reducir una cantidad determinada las emisiones de CO₂ anuales, por ejemplo hasta 1.5 MT/CO₂ (47.2% menos que en el caso base), haciendo uso de la figura 4.27 se observa cómo se requieren carbonatar 220 kg/s de gases de combustión. Ello supone un coste de la tonelada de 20.1 €/tCO₂ (figura 4.26) y un incremento del COE de 11.11 €/MWeh (figura 4.28). Cuando se compara con la situación en la que se permite incrementar la potencia instalada, siguiendo con el mismo ejemplo se pueden plantear diferentes escenarios atendiendo a la potencia. Por ejemplo, en el caso de considerar una potencia de 380 MWe, la cantidad de gases a carbonatar sería de 270 kg/s (figura 4.27) a un coste de 20 €/tCO₂ (figura 4.26) y un incremento del COE de 11.6 €/ MWeh (figura 4.28). Como se observa se reduce en 0.1 € la tonelada de CO₂ evitada pero se incrementa en mayor medida el COE debido a la mayor cantidad de sólidos manejados en el ciclo de captura.

Comparada la configuración I con diferentes comportamientos de operación, en los que se reduce el número de ciclos de trabajo de la caliza de 20 a 10 en el ciclo de captura, se puede llegar a una serie de conclusiones.

- Manteniendo la misma relación de cal viva frente a CO₂ en el carbonatador se incrementa el coste de la tonelada de CO₂ evitada en la misma cantidad para cualquier cantidad de gases carbonatados. En cuanto a las emisiones anuales de CO₂, éstas se ven reducidas en mayor proporción en el caso de tener menos ciclos de trabajo debido a la mayor cantidad de energía excedente del ciclo de captura. Esto se debe a la mayor necesidad de aporte de sorbente fresco y por tanto mayor necesidad de carbón auxiliar en el calcinador. De esta última operación se deriva el hecho de que el COE sea también superior en la situación en la que se reduce el número de ciclos de trabajo.
- Reduciendo la relación de cal viva frente al CO₂ en el carbonatador a 4/1 y suponiendo que son 10 los ciclos de trabajo, el comportamiento cualitativo es similar al caso anterior. Lo que se obtienen es que tanto el coste de la tonelada de CO₂, como el COE, así como la reducción de las emisiones de CO₂ presentan menores variaciones con respecto a la configuración I.
- Reduciendo la relación de cal viva frente al CO₂ en el carbonatador a 2/1, la eficiencia de captura se reduce. El comportamiento cualitativo de las variables consideradas se invierte en el caso del coste de la tonelada de CO₂ y el COE, siendo mejor el comportamiento en este caso. En cuanto al comportamiento de las emisiones anuales de CO₂ es la misma que en los anteriores casos aunque, cuantitativamente, la reducción de emisiones de CO₂ anuales se ve empeorada por el hecho de reducirse la eficiencia de captura en el ciclo al tener poca relación de sorbente frente al CO₂ entrante.
- Al incrementar a 6/1 la relación de cal viva frente al CO₂ en el carbonatador, el efecto es el incremento sustancial de la tonelada de CO₂ y del COE y una ligera disminución de la reducción de las emisiones de CO₂ anuales.

Según el estudio de sensibilidad presentado, se determina cómo al reducirse el número de ciclos de trabajo se incrementa el coste de la tonelada pero no supera los 28 €/t e incluso incrementando la relación a 6/1 el coste no supera los 32 €/t. Además, en el coste de la tonelada

de CO₂, influye en mayor medida el factor negativo del incremento de sólidos que el efecto positivo de disponer de mayor energía térmica para la integración.

Cuando se estudia el efecto de incrementar la potencia eléctrica el efecto cualitativo es similar al que ocurre con el caso de considerar 20 ciclos de trabajo, en el que el coste de la tonelada de CO₂ es inferior en el caso de una potencia de 350 MWe hasta que se puede incrementar la potencia instalada, aunque el menor coste se obtiene siempre para 350 MWe. Otro aspecto sería el considerar el reducir una cantidad fija las emisiones de CO₂, donde habría que hacer uso de las gráficas representadas del coste de la tonelada de CO₂ y emisiones de CO₂ y, en su caso, el incremento del COE. Siguiendo con el ejemplo anterior, si se quieren reducir hasta 1.5 MT de CO₂ anuales, considerando la configuración IIa, el caudal de gases a carbonatar con una potencia de 350 MWe es de 230 kg/s. El coste con esta potencia es de 26.5 €/tCO₂ y el incremento del COE de 14.11 €/MWeh. En el caso de tener una potencia de 380 MWe, los gases a carbonatar para conseguir dicha reducción de emisiones de CO₂ es de 280 kg/s. El coste ahora también es de 26.5 €/t aunque el incremento del COE es de 16.11 €/MWeh.

Integración con un nuevo ciclo de vapor

El ejemplo que se considera es la integración del ciclo de captura en la CT Teruel cuando se carbonatan el 20% de los gases de combustión de uno de los tres grupos. Las fases en las que se divide el estudio son las descritas como AGE y únicamente se va a proceder a la búsqueda del targeting sin realizar posteriormente la fase de concepción de la red de intercambio.

A fin de comprobar el método propuesto, se va a realizar la integración de una red de vapor definida a partir de las propiedades del ciclo de vapor de la CT que se viene estudiando en este trabajo. Los datos que se requieren para definir dicho ciclo son los que se incluyen en la tabla 4.4. En primer lugar, la utility caliente viene definida por los gases de combustión, un efecto de calor que se enfría desde la temperatura adiabática de combustión hasta la temperatura de salida por chimenea. Dicha temperatura se escoge en este caso como la de entrada a la desulfuración (180 °C). La definición en EASY se basa simplemente en la caracterización del combustible utilizado a partir de su poder calorífico, exceso de aire, temperatura adiabática de combustión y formación de CO₂, todo ello por kg de combustible. Se define también el flujo másico de combustible para tener así en cuenta la misma potencia térmica que proporcionan los gases en la caldera de la central termoeléctrica. Con ello se comparará la potencia producida por la central de 350 MW_e netos con la potencia neta proporcionada por el problema de optimización en base a considerar el mismo ciclo de vapor. El problema de optimización seleccionará el grado de utilización de cada uno de los niveles de presión y temperatura según se ha explicado en el anexo A.II.

La utility fría viene definida por una corriente de refrigeración (efecto frío) a la temperatura ambiente caracterizándose con ello el agua de refrigeración. Entre dichas utilities se integra el ciclo de vapor formado por dos colectores de formación de vapor (vapor vivo y recalentado) definidos por su presión y temperatura. Los puertos de extracción son siete, correspondientes a las extracciones del ciclo, las cuales se definen por su nivel de presión y temperatura o nivel de condensación en su caso.

Resolviendo el problema de optimización MILP se obtiene una potencia de 372136kW_e, lo que supone 22136 kW_e más que en lo obtenido en la simulación. La diferencia estará en la selección que se ha hecho de los DT definidos para cada intercambio de calor. Dichos DT han sido de 2 °C para los calentadores de agua de alimentación, de 50°C para los intercambios entre

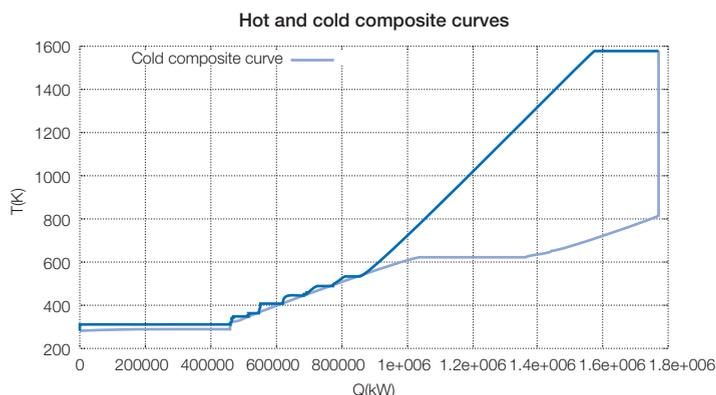
■ TABLA 4.4

Datos del ciclo de vapor de la CT Teruel para definición de la red de vapor

Niveles de vapor	Designación	P (bar)	T (C) (K)	x
Vapor vivo	1	160	541.0 (814)	100
Primera expansión	3	47.12	359.3 (632.3)	100
Vapor recalentado	6	47.12	541.0 (814)	100
Extracciones de media presión	8	22.62	435.6 (708.6)	100
	11	8.75	310.7 (583.7)	100
Extracciones de baja presión	14	3.13	201.6 (474.6)	100
	17	0.87	95.8 (368.8)	1
	20	0.35	72.8 (345.8)	0.96
	22	0.069	38.7 (311.7)	0.95
Nivel de condensación	23	0.069	37.9 (310.9)	0
Desgasificador	33	8.75	174.2 (447.2)	0

los gases de combustión y el aire de combustión y de 27°C para el intercambio de calor entre los gases de combustión y el agua-vapor del ciclo (Marèchal, 1997). No obstante, se muestra cómo la estructura de la red de vapor planteada junto con las corrientes de combustión y de refrigeración resueltas según el problema de optimización proporciona resultados razonables. En cualquier caso se podría utilizar para encontrar una nueva estructura del ciclo de vapor a fin de optimizar su producción de trabajo (o eficiencia con el mismo consumo de potencia térmica). Lo interesante de método utilizado es que permite encontrar un valor objetivo, en este caso de producción de potencia eléctrica, sin plantear la configuración de la red de intercambio. La curva compuesta del ciclo de vapor con los gases de combustión y aire de combustión se recoge en la figura 4.32.

■ FIGURA 4.32

Curva compuesta

Se observan los diferentes pinch creados por la optimización en el uso de las extracciones de las expansiones en el problema de optimización. Conviene recordar que se está trabajan-

do siempre con curvas corregidas. Para el caso que se estudia, la integración de un nuevo ciclo de vapor a partir de las corrientes excedentes del ciclo de captura, los datos necesarios se presentan en la tabla 4.5.

■ TABLA 4.5

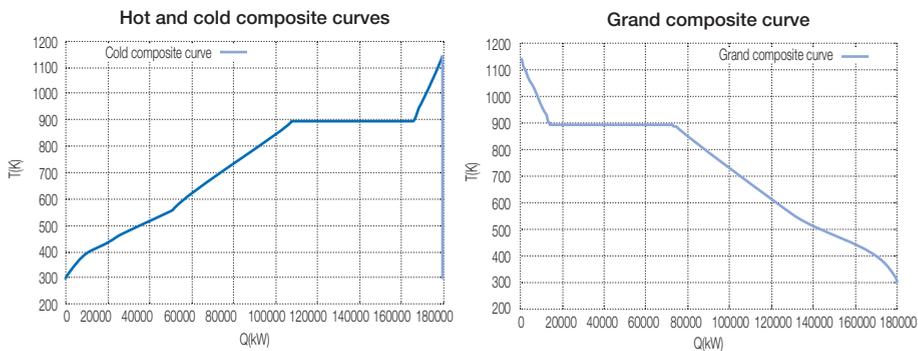
Corrientes del proceso

Designación	Corriente	Tin [K]	Tout [K]	Q [kW]
1	Gases limpios	898	393	57751
2	CO ₂	1148	323	37238
3	Purga	1148	423	6290
4	Carbonatador	898	898	58309
5	Refrig. Interm.	283	323	8180
6	Enfr. final	289	305	12112

La curva compuesta del proceso junto con la curva compuesta global se recoge en la figura 4.33.

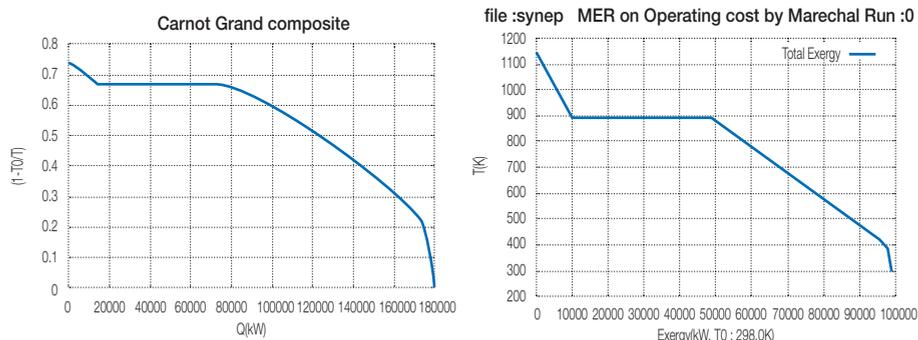
■ FIGURA 4.33

Curvas compuestas del proceso



El MER necesario corresponde con la potencia térmica total necesaria para la refrigeración de las corrientes del proceso desde su temperatura inicial hasta su temperatura objetivo. Dicho valor asciende a 179883 kW. Se observa cómo al ser todas las corrientes calientes y además a elevada temperatura existe una elevada potencialidad para la producción de trabajo. Dicha posibilidad se puede observar haciendo uso del análisis de la curva compuesta de Carnot en el que el valor de la exergía asciende a 99433,6 kW (figura 4.34). Esta sería la máxima producción de trabajo obtenible con el enfriamiento de las corrientes del proceso. No obstante, principalmente debido a las restricciones de formación de vapor, limitado a presiones y temperaturas en función de considerar ciclo supercrítico o subcrítico y la necesidad de condensación, la potencia producida va a ser inferior al valor de la exergía. La exergía requerida para enfriar las corrientes del proceso se muestra también en la figura 4.34. En este caso esos requerimientos ofrecen la posibilidad de la producción de potencia.

■ FIGURA 4.34

Curvas compuestas de Carnot del proceso

Para enfriar las corrientes del proceso se propone la integración de una red de trabajo de vapor. La formulación del problema es similar al planteado en la integración de redes de trabajo de vapor propuesta en la formulación EMO. La diferencia en este caso es que la única utility que se integra es la red de vapor por debajo del pinch del proceso y la función objetivo que se va a considerar es la maximización de la producción de potencia.

Del análisis de la curva global compuesta se observa cómo es posible la integración de niveles elevados de presión y temperatura debido al elevado pinch del proceso (1150 K). A fin de comprobar el método de integración de una red de vapor se va a considerar la integración de un ciclo con un nivel de presión de generación de vapor, un nivel de utilización (una extracción) y un nivel de condensación definido por las propiedades de la tabla 4.6. La eficiencia isoentrópica de las turbinas a contrapresión se ha considerado del 80% mientras que las de condensación del 70%. Se ha tenido en cuenta además una eficiencia mecánica del 99%.

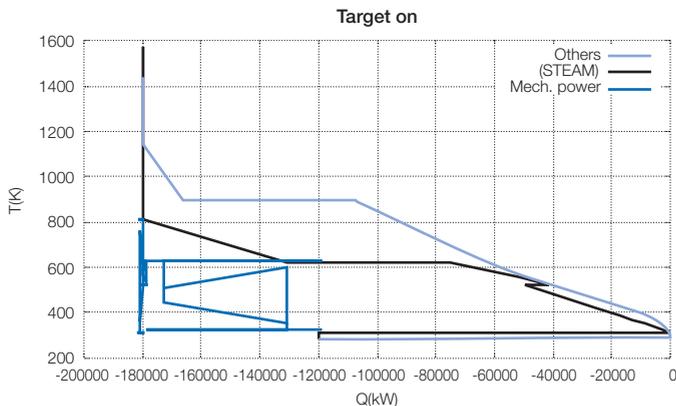
■ TABLA 4.6

Niveles de presión de la red de vapor

Corriente	P (bar)	T (K)	Designación
Producción vapor	160	813	HVAP1
Utilización vapor	40	Vapor Saturado	USE1
Utilización vapor	0.07	X=0.85	USE6
Condensador	0.07	Líquido saturado	COND

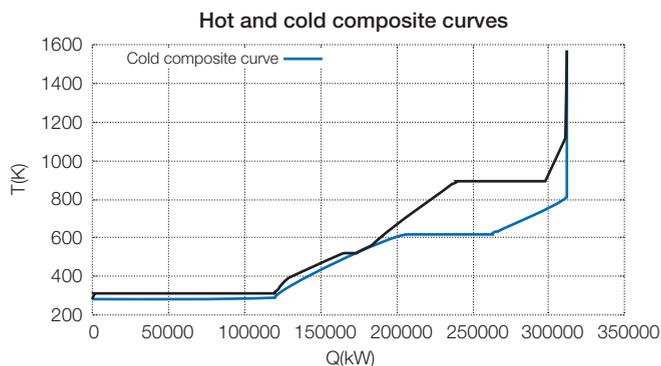
El valor obtenido en la fase de generación resolviendo el problema de optimización según la maximización de la potencia producida es 58.635,2 kW_e lo que supone un aprovechamiento de calor de las corrientes de calor para la producción de potencia eléctrica neta de un 32,60%. Las emisiones de CO₂ para esta potencia neta producida son nulas atendiendo a que se capturan en el propio calcinador del ciclo de captura Representando la curva compuesta integrada se observa la formación del vapor (precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento), la extracción a 40 bar para calentamiento del agua de alimentación y la condensación del vapor (figura 4.35).

■ FIGURA 4.35

Curva integrada de la integración

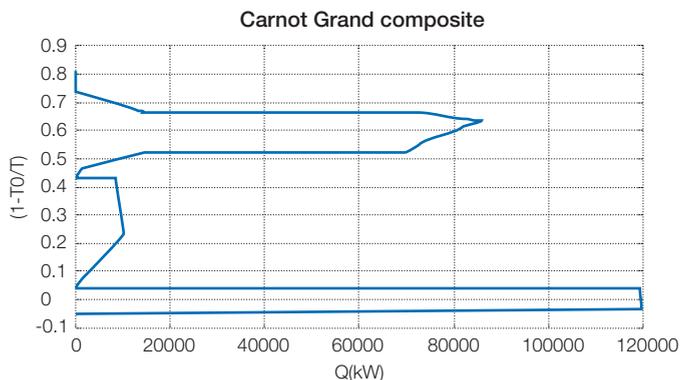
Representando las curvas compuestas calientes y frías (figura 4.36), se observan las pérdidas en la transferencia de calor entre dichas corrientes y cómo se pueden proponer más extracciones a fin de obtener más pinch y reducir así el área entre las curvas reduciendo las pérdidas. Representando la curva compuesta global de Carnot se pueden cuantificar las pérdidas exergéticas, debidas principalmente a las pérdidas por limitar la temperatura del vapor a 540°C (figura 4.37).

■ FIGURA 4.36

Curvas compuestas de la integración

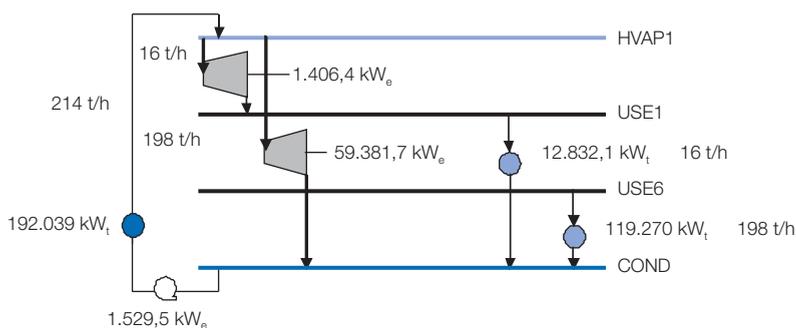
La representación de la superestructura optimizada de la red de vapor tal y como se ha definido se muestra en la figura 4.38. Aparecen los efectos calientes correspondientes a la cesión

■ FIGURA 4.37

Curva compuesta global de Carnot

de calor de la expansión hasta condensación y el calor a retirar por la utility fría. El efecto frío es el correspondiente a la corriente de agua que se evapora hasta la temperatura y presión de HVAP1 desde el condensador. Los efectos de trabajo son los correspondientes a la expansión pequeña de la extracción y la correspondiente a la expansión hasta la presión del condensador desde HVAP1.

■ FIGURA 4.38

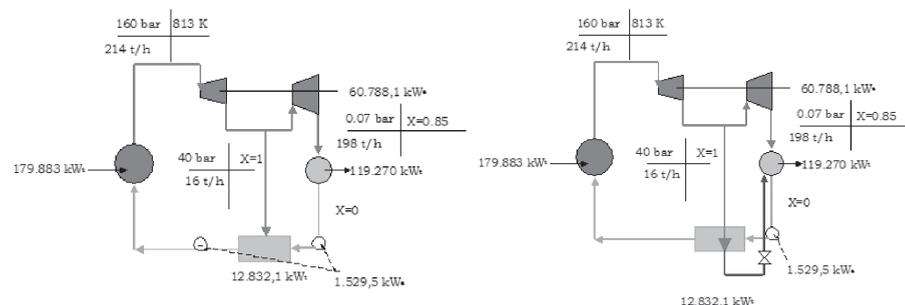
Superestructura de la red de vapor

Una primera preestructura en base a la red de vapor puede ser definida según el esquema de la figura 4.39. La extracción de vapor para calentamiento del agua de alimentación se puede definir como intercambio abierto o cerrado.

Si se incluyen más extracciones a fin de optimizar la red de vapor reduciendo las pérdidas exergéticas se podrá observar el efecto producido. Se proponen 5 nuevas extracciones defi-

■ FIGURA 4.39

Pre-estructura de la red de vapor



nidas en la tabla 4.7. Las eficiencias isoentrópicas de las turbinas a contrapresión sigue siendo del 80% y de las turbinas a condensación de 70%. La eficiencia mecánica considerada es de 99%. No obstante, un posterior análisis económico debería cuantificar el efecto de disponer de más intercambiadores de calor frente al incremento de potencia conseguido.

■ TABLA 4.7

Niveles de presión de la red de vapor

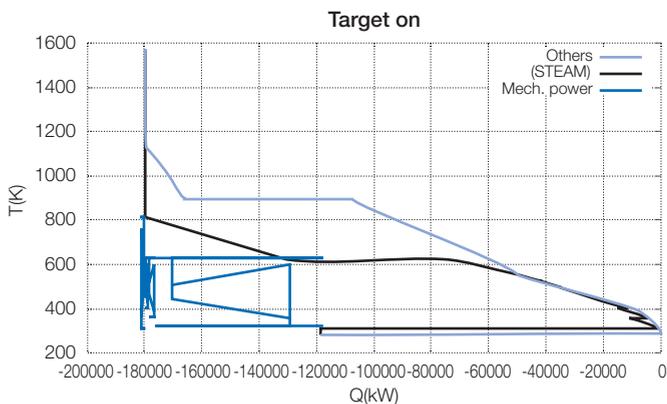
Corriente	P (bar)	T (K)	Designación
Producción vapor	160	813	HVAP1
Utilización vapor	40	Vapor Saturado	USE1
Utilización vapor	25	Vapor Saturado	USE2
Utilización vapor	10	Vapor Saturado	USE3
Utilización vapor	2.8	Vapor Saturado	USE4
Utilización vapor	0.6	Vapor Saturado	USE5
Utilización vapor	0.07	X=0.85	USE6
Condensador	0.07	Líquido saturado	COND

La potencia que se obtiene en este caso es de 60032,0 kWe, lo que supone un incremento de 1396,8 kWe (2,38%) con respecto al caso anterior. La eficiencia de aprovechamiento de la potencia térmica de las corrientes del ciclo de captura para producción de potencia eléctrica es en este caso del 33,37%, 0,77 puntos más que el caso anterior. La curva compuesta integrada muestra cómo se integra la red de vapor con las corrientes del proceso (figura 4.40). Se observan los pinch obtenidos en la optimización correspondientes a las extracciones consideradas.

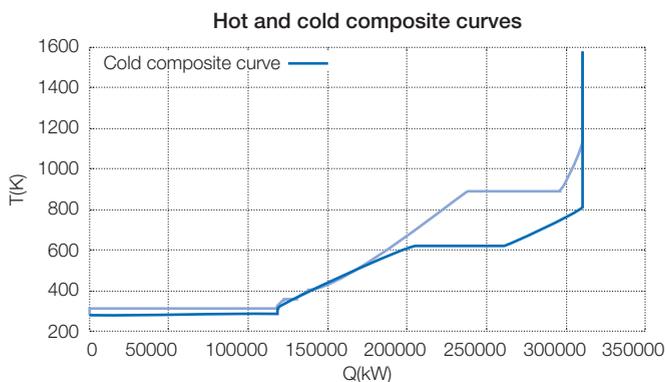
Las curvas compuestas y compuesta global de Carnot permite la visualización de la reducción de las pérdidas de exergía correspondientes al intercambio de calor (figuras 4.41 y 4.42).

En el ejemplo únicamente se ha considerado el aprovechamiento de los flujos del ciclo de captura cuando se carbonata una cantidad correspondiente al 20% (111 kg/s) de los gases de la central termoeléctrica a estudio, lo que representa una reducción de las emisiones totales de

■ FIGURA 4.40

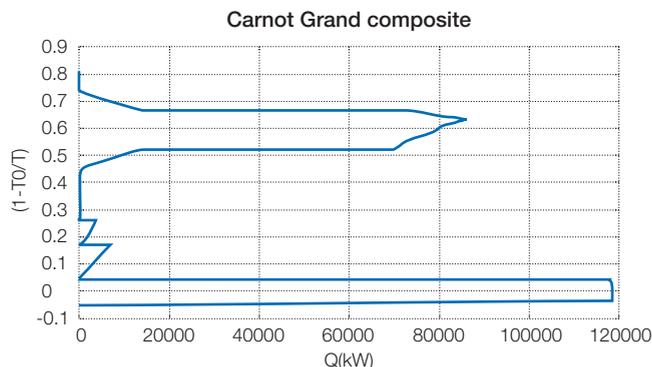
Curva integrada de la integración

■ FIGURA 4.41

Curvas compuestas de la integración

CO₂ del 17,35% (según una eficiencia del carbonatador del 85% y teniendo en cuenta reducción de las emisiones de CO₂ en la desulfuración). Teniendo en cuenta que el consumo eléctrico de auxiliares es de 22712 kW_e (tabla 4.2) y que se la potencia eléctrica que se puede obtener de dichas corrientes según lo calculado en la fase de targeting es de 60032 kW_e, la potencia neta que puede derivarse a red es de 37320kW_e, un incremento del 10,66%. Por lo tanto, las emisiones específicas netas de la planta se reducen un 25% pasando de 1,139 kg/kW_eh a 0.85 kg/kW_eh. De la misma forma, se podría haber evaluado el efecto de carbonatar mayor cantidad de gases de combustión.

■ FIGURA 4.42

Curva compuesta global de Carnot

4.3. Conclusiones

ANÁLISIS TECNOLOGÍAS DE CAPTURA DE CO₂ EN POSTCOMBUSTIÓN

Del análisis de la literatura en relación a los procesos de postcombustión se puede concluir que presentan la mejor opción cuando se pretende reducir el CO₂ de centrales termoeléctricas existentes debido a la necesidad de menores modificaciones y por lo tanto menores tiempos de puesta en servicio. Dicho aspecto parece necesario cuando lo que se plantea es la necesidad de incrementar la oferta de generación en un horizonte no muy lejano tal y como se ha descrito en el capítulo 1. De todos los sistemas de captura por postcombustión, el proceso de captura presentado ofrece una serie de ventajas respecto a otro tipo de sistemas de captura mediante el concepto de postcombustión. Al hacer uso de un sorbente como es la caliza, abundante y barato, permite subsanar la desventaja con la que cuenta por ejemplo la captura mediante absorción con aminas. Este aspecto permite incorporar al ciclo de captura un elevado flujo másico del sorbente sin incurrir en una penalización elevada. El proceso de regeneración, en el que el CaCO₃ formado debe descomponerse de nuevo en CaO y CO₂, requiere de una cantidad de calor importante, pero que se compensa en gran medida por el elevado potencial de flujos energéticos que se derivan del propio proceso de captura. Dichos flujos energéticos son los que deben ser integrados en el ciclo de vapor de la central termoeléctrica para reducir la penalización que supone su instalación.

Las reacciones que tienen lugar se han utilizado años atrás, por ejemplo el uso de la reacción de carbonatación de CO₂ se remonta a 1867. Actualmente, dichas reacciones de carbonatación-calcinación se están caracterizando al detalle frente a amplias variaciones de condiciones de operación. La mayor parte del esfuerzo en la investigación para el desarrollo de este tipo de ciclos, cuyo diseño debe ir encaminado al uso en grandes instalaciones de producción de CO₂ como son las centrales termoeléctricas, se centra en observar el comportamiento de la caliza con el paso de los ciclos. Como se ha comentado, la capacidad de carbonatación de CO₂ con CaO va decayendo a medida que va realizando ciclos de regeneración. En cierto

modo, este aspecto se puede subsanar incorporando al ciclo caliza fresca que permite recuperar ese decaimiento medio de la actividad y poder llegar a unos niveles de eficiencia de captura cercanos a los que marca el equilibrio de la reacción. El mayor inconveniente es que se incrementa la cantidad de flujos circulando por el ciclo de captura con el consiguiente incremento en los costes de operación.

Cuando en los gases que contienen al CO₂ a aislar se encuentra presente azufre en forma de SO₂, la elevada cantidad de flujo molar que se dispone de CaO hace que prácticamente todo el SO₂ se carbonate en forma de CaSO₄, lo que supone una reducción de la capacidad de captura del CO₂. No obstante, este aspecto puede ser ventajoso porque podrá ser utilizado para realizar una desulfuración seca de los propios gases de combustión. Además, la propia reacción de carbonatación del SO₂ al igual que la del CO₂ es exotérmica.

De todos los procesos teóricos planteados para el ciclo de captura propuesto se considera el constituido por dos lechos fluidos circulantes interconectados donde se dan las reacciones de carbonatación y calcinación (figura 4.11). Dicho ciclo, requiere una regeneración en una atmósfera oxifuel en la que se queme carbón. El motivo de utilizar carbón es su bajo coste comparado con otros combustibles y el uso de oxígeno como comburente se requiere para no diluir el CO₂ obtenido en la regeneración. Es evidente que a mayor contenido en carbono fijo tenga el combustible mejor, puesto que el CO₂ liberado en su combustión será también capturado en el proceso, sin embargo, el resto de gases y partículas generadas supondrán un incremento de inertes circulando por el proceso de captura. A pesar de necesitar una energía a alta temperatura en el proceso de regeneración, se ha visto cómo se obtienen corrientes energéticas a elevadas temperaturas. Se observa cómo es posible obtener energía de la propia reacción de carbonatación, se puede obtener energía de los gases que han sido carbonatados, del CO₂ regenerado y de la purga de sólidos realizada para mantener la actividad del ciclo. Integrando dichas corrientes con el ciclo de vapor o produciendo nueva potencia el ciclo propuesto permite reducir de forma considerable la penalización en la eficiencia del sistema energético global y obtener un coste de la tonelada de CO₂ evitada realmente competitivo.

METODOLOGÍA DE INTEGRACIÓN DEL CICLO DE CAPTURA CAO-CACO₃

Integración con el ciclo de vapor operativo

Se ha desarrollado una metodología de integración del ciclo de captura de CO₂ mediante carbonatación con CaCO₃. Se ha incluido el modelo termodinámico, económico y ambiental del ciclo así como su integración con el ciclo de vapor. Se ha mostrado cómo es imprescindible integrar el ciclo de captura en el ciclo de vapor para conseguir costes competitivos. La integración en base al concepto de repotenciación paralela, en la que se integra una caldera de recuperación de un nivel de presión para producir vapor recalentado, así como diferentes intercambiadores de calor en la zona de baja presión del ciclo en paralelo a los existentes, permite conseguir unos costes competitivos, en los que en un escenario actual, el coste no supera los 21 €/t con una reducción de casi el 83% de las emisiones de CO₂ anuales.

Atendiendo a la posibilidad de incrementar la potencia instalada y a los gráficos de la evolución del coste de la tonelada de CO₂, emisiones anuales de CO₂ e incremento del COE con la cantidad de gases carbonatados se pueden encontrar, para la necesidad de una reducción determinada de las emisiones de CO₂ anuales, la mejor operación posible. Así mismo, para una potencia dada y una necesidad de reducción de emisiones anuales requerida, es posible determinar la operación en base a qué cantidad de gases hay que carbonatar obteniendo el incre-

mento del COE. En el ejemplo que se ha estudiado, para una potencia de 350 MW_e, es posible una reducción de las emisiones totales de CO₂ de un 47.2% con un incremento del COE de 11.11 €/MW_eh a un coste de 20.1 €/t de CO₂.

Se ha evaluado la posibilidad de un comportamiento diferente de la relación entre sorbente y caliza así como una reducción del número de ciclos que puede permanecer el sorbente en el ciclo. Cuando se incrementa la relación de sólidos se produce un incremento de las necesidades energéticas del ciclo de captura pero una mayor energía excedente aprovechable, lo mismo ocurre al reducirse el número de ciclos de trabajo. El efecto observado es que se debe operar siempre en las condiciones de menor relación sorbente/CO₂ posible y con el mayor número de ciclos de trabajo que se permita. Ello se deriva de que es mayor el efecto negativo del incremento del consumo energético del ciclo de captura al incrementar los sólidos que el efecto positivo de disponer de mayor energía a integrar con el ciclo de vapor. No obstante, dependiendo de la relación molar, se puede reducir de forma importante la eficiencia de captura de carbonatación, lo que implica que aunque se obtenga un menor coste de la tonelada de CO₂ evitada se obtenga una menor reducción de las emisiones de CO₂, aspecto que habría que sopesar en función de la cantidad de emisiones que se quieran evitar. Del ejemplo estudiado, se ha obtenido que aunque se incremente la relación de sólidos de 5 a 1 a 6 a 1 el coste de la tonelada de CO₂ evitada no supera los 32 €/t.

Integración de un nuevo ciclo de vapor

Se ha mostrado cómo en una primera fase de búsqueda de la maximización de la potencia producida a partir de los flujos energéticos del ciclo de captura se puede no tener en cuenta la configuración de las redes de intercambio. El análisis ha permitido extraer las corrientes de intercambio que participan en el proceso, correspondientes a los flujos excedentes del ciclo de captura y obtener así las curvas compuestas, principalmente la global de Carnot que permite evaluar la máxima exergía disponible de los flujos. Con el análisis de la curva compuesta global balanceada, en la que se tiene en cuenta, además de los efectos de calor de los flujos del ciclo de captura, el efecto de calor de la corriente fría correspondiente a la refrigeración disponible en la planta, se pueden seleccionar los diferentes niveles de presión y temperatura de la red de vapor. En este caso, en el que el pinch del proceso es elevado, es posible la generación de vapor a máxima temperatura y presión, limitada por consideraciones de tipo tecnológico o, en su caso, económicas. En cualquier caso, la máxima producción de potencia se consigue con la máxima calidad del vapor generado. En base al análisis de la curva global se pueden plantear los diferentes niveles de extracción de vapor para calentamiento del agua de alimentación. El nivel de condensación corresponde a la presión del condensador, que dependerá principalmente del tipo de refrigeración seleccionada.

En la fase de generación, se resuelve el problema de optimización MILP, teniendo en cuenta los efectos de calor de las corrientes de los flujos del ciclo de captura (efectos calientes), efectos de calor de la red de vapor considerada (formación de vapor: efecto frío, extracción de vapor: efecto caliente) y efecto de trabajo por la expansión de vapor en turbina de la red de vapor. La función objetivo ha sido la maximización de la potencia producida por los efectos de trabajo. Las restricciones del problema corresponden a la ecuación de la cascada térmica en base a los efectos de calor en cada intervalo de temperaturas definido por las corrientes del proceso de captura y los balances de masa de la red de vapor.

En la fase de evaluación se pueden tener en cuenta las curvas integradas compuestas en las que se observa cómo se integra la red de vapor con las corrientes del proceso. Se observan los pinch creados al resolver el problema de optimización y se evalúa la posibilidad de proponer nuevos niveles de presión para reducir las pérdidas exergéticas, que pueden evaluarse de forma implícita en las curvas compuestas o explícitamente con las curvas compuestas globales de Carnot.

En el ejemplo considerado se ha encontrado que cuando se carbonatan un 20% del caudal de gases de combustión a carga nominal se puede conseguir una producción de potencia extra del 10.66% reduciendo en conjunto las emisiones específicas en un 25%.

Es importante remarcar que esta fase corresponde a una primera etapa que intenta encontrar la máxima producción de trabajo que puede obtenerse sin tener en cuenta la configuración de las redes de intercambio. Una etapa posterior podría plantearse en base a encontrar la configuración real del intercambio correspondiente entre las diferentes corrientes del proceso y evaluar el coste económico de cada una de ellas para elegir aquella que más se ajuste al objetivo planteado. Dicho objetivo podría ser encontrar la configuración en base a una optimización multi-objetivo en la que se buscara la maximización de la potencia pero al mínimo coste, lo que llevaría a plantear diferentes configuraciones de compromiso entre ambos objetivos. Las emisiones de CO₂ en todos los casos serían nulas atendiendo a que se capturan en el propio ciclo de captura.

5. Síntesis, aportaciones y perspectivas

Síntesis

Reducir las emisiones de dióxido de carbono derivadas de la combustión del carbón en la generación de energía eléctrica se presenta como un reto trascendente en el contexto social, económico y ambiental actual. La elevada dependencia del uso del carbón como combustible en la generación de energía eléctrica que se tiene en estos momentos, su mejor posicionamiento con respecto al gas y petróleo atendiendo a su mayor reserva comprobada y mayor deslocalización, y teniendo un suministro más fiable y por ende más barato y seguro, hacen que deba seguir siendo considerado en el mix de fuentes energéticas. Es cierto que las energías renovables deben incrementar su participación en el mix de generación, aunque se estima que no tendrán capacidad suficiente para abastecer el crecimiento a corto plazo de la demanda prevista.

Seguir utilizando el carbón como materia prima en la generación eléctrica requiere un cambio en la concepción actual de las instalaciones que hacen uso de él puesto que de todos los combustibles es el que presenta mayor intensidad de las emisiones de CO₂. Por ello, la construcción de nuevas unidades de producción basadas en este combustible deberán atender a criterios principalmente de eficiencia a fin de reducir el consumo por unidad generada, ello supone el hacer uso de nuevos ciclos supercríticos, de la tecnología de gasificación integrada de carbón e incluso del uso de la co-combustión de carbón con biomasa. No obstante, un esfuerzo importante debería hacerse con aquellas unidades de producción que se encuentran operativas y lejos del fin de su vida útil. Dada la elevada demanda esperada de energía eléctrica, además de instalar nuevas unidades, es necesario seguir manteniendo la potencia ya instalada, aunque como es evidente, con modificaciones relacionadas con aspectos ambientales. La conversión de este tipo de unidades ya operativas constituye un reto importante que debe pasar por incrementar su eficiencia de generación y, en su caso, además, hacer uso del concepto de captura y almacenamiento de CO₂. Se considera aspecto importante el definir una reducción razonable, entendida no como la búsqueda de plantas de cero emisiones o cercanas a las cero emisiones, si no como la búsqueda de opciones que exploten las mejores posibilidades existentes en cada una de las tecnologías de generación.

Del análisis realizado en el capítulo 2 de las diferentes metodologías existentes en el diseño y síntesis de sistemas energéticos se ha encontrado cómo existe un denominador común a cada una de ellas. El desarrollo de la computación ha permitido incluir a la simulación como la mejor herramienta de caracterización de las diferentes configuraciones que se puedan plantear. Además, ha permitido desarrollar importantes herramientas de análisis numérico que ayudan a resolver problemas de optimización, que en el caso de sistemas energéticos pretenden encontrar en base a un criterio determinado la mejor configuración entre varias propuestas de los sistemas energéticos.

Para reducir el número de configuraciones planteadas en el problema de optimización se hace uso de otros análisis bien de tipo heurístico, termodinámico o termoeconómico. El análisis heurístico permite plantear configuraciones en base a la experiencia, mientras que el análisis termodinámico utiliza el primer y segundo principio de la termodinámica teniendo como objetivo el encontrar las configuraciones de mayor eficiencia termodinámica. El análisis termoeconómico añade al análisis termodinámico la componente económica buscando aquellas configuraciones que presentan un compromiso entre la eficiencia y el coste.

Una de las fases importantes en la integración de sistemas energéticos es la fase de *targeting* o búsqueda de la mejor integración entre los equipos o flujos energéticos externos al proceso (denominados *utilities*) y el propio proceso. Se pretende reducir al máximo el uso de *uti-*

lities maximizando la integración entre los flujos energéticos del propio proceso. Para ello, una metodología acertada es la basada en el procedimiento AGE en la que a partir de una primera etapa de análisis, principalmente termodinámico, y haciendo uso de las curvas compuestas y globales se encuentran qué necesidades mínimas de energía son requeridas y proponer así diferentes utilities ávidas de dar dichas demandas. En la segunda etapa de generación, la resolución de un problema MILP en base a considerar el sistema energético formado a partir de las utilities propuestas junto con el proceso en la etapa de análisis, se encuentra la mejor integración posible atendiendo al menor coste de la energía, aunque pueden utilizarse otros criterios como minimización de pérdidas exergéticas, maximización de producción de potencia, etc. La etapa de evaluación, a partir de los resultados de la etapa de generación, presentados principalmente en forma de gráficos, ayuda a definir nuevas configuraciones que mejoren las seleccionadas en la etapa de análisis del procedimiento AGE anterior, comenzando entonces una nueva fase del proceso.

El concepto de repotenciación con turbina de gas de centrales termoeléctricas de carbón pulverizado representa una de las mejores opciones para devolver a las unidades operativas su funcionalidad dentro del nuevo marco medioambiental que se tiene. Además de reducir en parte el consumo de carbón (combustible principal), su integración en el ciclo de vapor de la unidad de producción supone un incremento razonable de la eficiencia a un coste competitivo. La repotenciación permite seguir disponiendo de la mayoría de los equipos, sistemas y espacios de la central termoeléctrica, lo que supone que la repotenciación se lleve a cabo en espacios breves de tiempo sin alterar por lo tanto la inactividad de la unidad de producción. Una de las ventajas de la repotenciación con turbina de gas es la posibilidad de incrementar la capacidad instalada, además de ganar en flexibilidad de la operación atendiendo a funcionamientos independientes de turbina de gas y ciclo de vapor. Las prestaciones alcanzadas con la repotenciación van a depender de la configuración seleccionada así como de la capacidad de turbina de gas instalada.

En el capítulo 3 se ha realizado un análisis exhaustivo de los diferentes tipos de configuraciones de la repotenciación atendiendo a sus ventajas e inconvenientes describiendo además experiencias existentes. De los ejemplos analizados de la literatura, la repotenciación de agua de alimentación y paralela ofrecen las mejores posibilidades para las unidades de producción. Dependiendo de la configuración se puede llegar a obtener incrementos de eficiencia de hasta un 30% e incrementos de potencia instalada del 50% con la repotenciación paralela. Con la repotenciación agua de alimentación, con menor grado de modificación requerido en comparación con el resto de repotenciaciões, la eficiencia puede incrementarse hasta un 10% y la potencia instalada en un 10%. La repotenciación completa puede suponer incrementos de eficiencia del 40% y aumentos de potencia instalada del 200%, aunque el único combustible utilizado es gas natural. Todas las configuraciones suponen una reducción importante de las emisiones de CO_2 , dependientes de la configuración final adoptada, lo que obliga a una caracterización de la instalación particular que se quiere repotenciar.

En el capítulo 3 se recoge la metodología específica, que se ha desarrollado por primera vez en esta tesis, de la integración de repotenciación con turbina de gas validada mediante su aplicación a un caso práctico. El criterio analizado ha sido el coste de la tonelada de CO_2 , por lo que se han desarrollado los diferentes modelos termodinámicos, económicos y ambientales de cada una de las configuraciones seleccionadas. El modelo económico ha presentado expresiones para el cálculo de costes de inversión en función de variables características de opera-

ción de intercambiadores de calor y bombas de presión. Los costes de operación definen los costes debidos a los consumos de combustibles, carbón y gas natural, los cuales han sido caracterizados mediante su evolución histórica. Así mismo, dada la importancia del COE en este tipo de sistemas energéticos, se ha caracterizado la evolución histórica del precio de venta de la energía eléctrica en diversos mercados eléctricos. No obstante, han sido definidos otros posibles criterios reflejando la utilidad de la metodología propuesta para tener en cuenta cualquier objetivo que se pueda considerar. Una de las premisas que se considera como importante es el reducir las modificaciones requeridas en la configuración de la central termoeléctrica, procurando mantener al máximo los diferentes equipos y sistemas que lo forman. Mención especial merece en este sentido el grupo turboalternador, el cual se pretende que no deba ser modificado. Atendiendo a la propia turbomáquina es necesario que no se exceda el flujo volumétrico que lo atraviesa para evitar problemas en la etapa de baja presión y en el propio condensador, ello se consigue mediante la restricción de la potencia derivada de su utilización.

La repotenciación con turbina de gas se ha mostrado como una opción acertada a la hora de incrementar la eficiencia de los ciclos de potencia, lo que supone una reducción razonable de las emisiones de CO₂. Se ha encontrado cómo debido a la menor temperatura de salida del gas exhaustado las turbinas de gas aeroderivadas son la mejor opción a la hora de una repotenciación agua de alimentación, mientras que las turbinas de gas industriales deben ser las seleccionadas para una repotenciación paralela. Con la repotenciación agua de alimentación con turbinas de gas aeroderivadas se han encontrado configuraciones sin incrementar la potencia instalada y con una relación de potencias de gas y vapor del 14% una reducción de las emisiones de CO₂ totales del 15% a un coste de 12.47 €/tCO₂, incrementándose la eficiencia del sistema global en 2.61 puntos porcentuales y con incrementos del COE de 2.09 €/MWh. El mejor caso planteado atendiendo al menor coste de la tonelada de CO₂ con dicha repotenciación agua de alimentación ha llevado a encontrar repotenciaciones con una relación de potencia de gas con respecto a la de vapor del 6% con un coste de 11.28 €/tCO₂ reduciendo las emisiones totales un 6.34%, incrementos de eficiencia de 1.16 puntos porcentuales e incrementos del COE de 0.83€/MWh. La repotenciación paralela con turbinas de gas industriales que han optimizado el caso planteado se ha encontrado con relaciones de potencia de turbina de gas frente a potencia de vapor del 23%, consiguiéndose una reducción de las emisiones totales de 23.17% a un coste de 16.41 €/tCO₂, incrementos de eficiencia de 3.62 puntos porcentuales y con incrementos del COE de 4.79 €/MWh.

Además, cuando se incrementa la relación de potencia de turbina de gas con respecto a la potencia de la turbina de vapor por encima de un valor determinado, la repotenciación paralela consigue una mayor reducción a menor coste. En el caso desarrollado dicha relación se ha encontrado en torno al 30%. Con una relación de potencias de 31.5%, la repotenciación de agua de alimentación con turbina de gas aeroderivada se ha calculado que consigue una reducción de las emisiones totales de CO₂ del 26.84% a un coste de 18.28 €/tCO₂ e incrementos de eficiencia de 3.93 puntos porcentuales. Con la repotenciación paralela se han conseguido reducciones de las emisiones totales de CO₂ del 31.12% con incrementos de eficiencia de 4.93 puntos porcentuales a un coste de 16.82 €/tCO₂. El precio del gas natural es un factor importante a tener en cuenta en los estudios de sensibilidad de este tipo de configuraciones, encontrándose que incrementos en el precio del combustible del 100% llevaría a incrementar en un factor multiplicativo de 4 el coste de la tonelada de CO₂ evitada. No obstante, debido a la flexibilidad de operación existente, la repotenciación no presenta mayor inconveniente si no

más bien una ventaja frente a una modificación que hubiera eliminado completamente el uso de carbón puesto que se podría prescindir del uso del gas en cualquier instante.

Para incrementar la reducción de las emisiones de CO_2 se ha hecho uso de la captura y almacenamiento de CO_2 según el concepto de postcombustión. El resto de posibilidades, precombustión y oxicomustión deberían ir ligadas a la captura dentro de las unidades de nueva construcción puesto que en plantas ya operativas, obligarían a una modificación importante de la configuración que supondría un coste mayor que la construcción de una nueva unidad. Es en el capítulo 4 donde se ha realizado una revisión de las diferentes tecnologías de captura por postcombustión describiéndose un nuevo ciclo de captura basado en el uso de la reacción de carbonatación con CaO y posterior regeneración del CaCO_3 producido. Se ha mostrado cómo el ciclo ofrece una importante posibilidad de captura de CO_2 de unidades de producción de energía eléctrica de carbón pulverizado. Las principales ventajas de este nuevo ciclo de captura se derivan de hacer uso de un sorbente abundante y barato como es la caliza y la operación a elevada temperatura con corrientes excedentes del orden de $850\text{ }^\circ\text{C}$ y $650\text{ }^\circ\text{C}$, lo que supone que su integración con el ciclo de vapor reduzca la elevada penalización de eficiencia de este tipo de sistemas de captura. Se ha descrito la configuración del ciclo de captura como la interconexión de dos lechos fluidos circulantes en los que tienen lugar las reacciones de carbonatación y calcinación de forma cíclica. Se ha caracterizado el funcionamiento del ciclo principalmente a la actividad de sorbente, observándose cómo es importante mantener un nivel determinado de sólidos frescos por el ciclo así como una relación determinada de sorbente frente al CO_2 a capturar para tener eficiencias de captura elevadas. Dicha reposición incrementa el coste de operación del ciclo, pero existe un beneficio asociado a la purga requerida al poder hacer uso de la misma como subproducto, por ejemplo, para la industria cementera. Además, la propia purga supone un flujo energético a elevada temperatura que puede ser aprovechado en la integración con el ciclo de vapor.

En el capítulo 4 es donde se ha desarrollado por primera vez una metodología de integración del ciclo de captura CaO-CaCO_3 . Se ha mostrado cómo mediante una integración correcta de los flujos excedentes se convierte en una de las opciones más interesantes de captura mediante postcombustión de centrales operativas. El coste de la tonelada de CO_2 se encuentra entorno a los 20 € con eficiencias de captura cercanas al 80%. Debido a la característica de trabajo a alta temperatura es posible definir la propia integración de los flujos excedentes con el ciclo de vapor aprovechando en parte su energía y reduciendo la consumida en la caldera de vapor a partir del concepto de repotenciación paralela. Dada la elevada energía disponible, en función de la cantidad de gases que se carbonaten, es posible la producción de nueva potencia que puede ir dedicada a la reducción del consumo de auxiliares del propio proceso de captura. La potencia térmica excedente es similar a la necesaria para el proceso de calcinación. Al igual que en el caso de la repotenciación con turbina de gas, en este caso, se puede mantener la producción de potencia neta de la central termoeléctrica o bien incrementar su capacidad instalada. La reducción de un 22% las emisiones totales de CO_2 tienen un coste de unas 19 €/tCO_2 en el caso estudiado y una penalización de la eficiencia de unos 3 puntos porcentuales con un incremento del COE de 4.79 €/MWh . Es evidente que no se seleccionaría esta opción comparado con la repotenciación, en el que una reducción de las emisiones totales del 23% se consiguen a un coste de 16.41 €/tCO_2 . No obstante, habría que tener en cuenta que con la repotenciación se depende del gas natural y mayores reducciones de las emisiones se conseguiría incrementando la relación gas/carbón en la planta. Con el ciclo de captura, la reduc-

ción a la mitad de las emisiones totales de CO_2 , se consigue a un coste de 20.1 €/t CO_2 e incrementos del COE de 11.11 €/MWh cuando se mantiene la potencia instalada. Se ha podido ver que dicha reducción de emisiones se puede conseguir aumentando la potencia instalada a un coste similar de la tonelada de CO_2 a 20 €/t CO_2 aunque con un incremento del coste ligeramente superior del COE hasta 11.6 €/MWh.

Otra de las posibles integraciones que se ha considerado ha sido, no la integración con el ciclo de vapor de la central termoeléctrica, si no la utilización de los flujos energéticos del ciclo de captura para la producción de nueva potencia. Es en este caso donde se ha definido una metodología de búsqueda de la mejor posibilidad de producción de máxima potencia, lo que supone una producción con cero emisiones de CO_2 , a partir del procedimiento AGE y utilización de la red de vapor. Se ha encontrado cómo es posible definir de forma sencilla un objetivo antes de enfrentarse a la etapa de la síntesis del nuevo ciclo de vapor definido en la fase de búsqueda desarrollada. El caso desarrollado ha encontrado que con la captura del 17.5% de las emisiones totales de la central operativa (considerando misma potencia instalada y por lo tanto corresponde a la misma reducción en emisiones específicas), es posible producir una potencia eléctrica de 60 MW_e, reduciendo las emisiones específicas en un 25%.

Aportaciones

CAPÍTULO 2

La aportación del capítulo 2 reside en el análisis detallado de las diferentes metodologías utilizadas para el análisis, diseño e integración de sistemas energéticos y en especial, en el esfuerzo de unificar los diferentes procesos considerados. Se ha concluido que existe un esquema común en las diferentes metodologías centrado principalmente en la necesidad de disponer de una serie de configuraciones iniciales a resolver mediante un análisis numérico a partir de la optimización. En el capítulo se han definido los posibles criterios que se consideran en el análisis de sistemas energéticos incidiendo en las centrales termoeléctricas. Se han descrito en qué consisten cada uno de los análisis utilizados. Se ha encontrado cómo el análisis de tipo heurístico en el diseño de plantas de potencia se ha utilizado como base para definir una primera configuración que después se optimiza en base a un análisis termodinámico basado en la minimización de las pérdidas exergéticas para, posteriormente, apoyarse de un análisis económico y definir la superestructura a optimizar según un problema MINLP. En el capítulo se ha detallado la importancia en la definición de dichos modelos y se ha descrito la formulación del problema de optimización atendiendo a un criterio termoeconómico y en base a un criterio al que se ha denominado como termoeconómico. En el criterio termoeconómico se incluye un objetivo que engloba los aspectos de eficiencia termodinámica y económica. En cuanto al criterio termoeconómico, definido por vez primera en esta tesis en castellano, se incluyen en el objetivo termoeconómico los aspectos medioambientales. Se ha concluido que en la formulación de éste último problema de optimización existen una serie de variables que son ciertamente subjetivas, tales como la definición de parámetros que cuantifiquen los daños externos en relación a aspectos sociales, o que pueden incrementar en exceso una primera evaluación del sistema energético. En el caso especial de la integración de procesos, se han descrito cada una de las representaciones gráficas que son de utilidad a la hora de analizar los resultados y definir el problema de optimización (curvas compuestas, globales, de Carnot, exergéticas e integradas), así de cómo se obtienen a partir de la formulación de los problemas de optimización.

CAPÍTULO 3

El capítulo 3 ha presentado un análisis completo del estado del arte de la repotenciación de turbina de gas de centrales termoeléctricas de carbón pulverizado. Se han estudiado las ventajas e inconvenientes y se han definido las mejores configuraciones en base al criterio de la reducción de emisiones de CO₂ para seguir manteniendo al carbón como combustible principal, aspecto que no se había tratado hasta ahora. Ello ha llevado a definir a la repotenciación de agua de alimentación y paralela como las mejores configuraciones que se pueden tener en cuenta a la hora de reducir las emisiones de CO₂ de una central de termoeléctrica ya operativa. Además se ha hecho un esfuerzo en detallar experiencias existentes en el campo de la repotenciación definiendo las ventajas derivadas de su operación.

A partir de los análisis realizados en el capítulo 2 de integración energética y de las experiencias de repotenciación en este mismo capítulo se ha desarrollado por primera vez en esta tesis una metodología propia para la repotenciación con turbina de gas de centrales termoeléctricas de carbón pulverizado. Se ha aplicado cada una de las metodologías a un caso ejemplo que ha permitido validar la metodología propuesta a la vez que verificar cómo la repotenciación es una opción a considerar en el escenario actual. Los siguientes puntos son las principales aportaciones dentro de la metodología desarrollada:

- Se ha definido por primera vez la superestructura necesaria para las repotenciaciones de agua de alimentación y de repotenciación paralela de un nivel de presión, aunque según se ha desarrollado la metodología es posible definir nuevas configuraciones según el análisis realizado.
- En el caso particular de las turbinas de gas, se han desarrollado expresiones a partir de ficheros de turbinas de gas comerciales del año 2004 para el cálculo, en función de la potencia neta, de las propiedades de la turbina de gas, tales como su consumo térmico, la temperatura y flujo másico de salida del gas de combustión exhaustado. Además, se han definido expresiones para la evaluación de los costes de inversión y mantenimiento también en función de la potencia neta de la turbina de gas.
- Se han definido diferentes criterios para la selección de la turbina de gas que mejor se adapta a la repotenciación, aspecto que hasta ahora no se había tenido en cuenta: maximización de eficiencia, minimización del COE, coste de la tonelada de CO₂ (criterio utilizado en esta tesis), minimización del COE incluyendo compra de permisos de emisión. Se han incluido los análisis de sensibilidad relacionados con la variación del precio de gas natural, incremento de la capacidad instalada y coste de los permisos de emisión.
- La aplicación a un caso ejemplo ha permitido validar la metodología y cuantificar la repotenciación según las configuraciones adoptadas. Hasta ahora no se había cuantificado la repotenciación según el coste de la tonelada de CO₂ evitada. Según la relación de potencia de gas en relación a la potencia de turbina de vapor se han obtenido diferentes resultados que, manteniendo la potencia instalada, han mostrado cómo se pueden conseguir reducciones de las emisiones del 15% con la repotenciación de agua de alimentación a 12.47 €/tCO₂ evitada o 26.84% de reducción a un coste de 18.28 €/tCO₂. Con la repotenciación paralela se ha comprobado como el coste se mantiene por debajo de los 17 €/tCO₂ evitada con reducciones de hasta un 31% de las emisiones totales.

CAPÍTULO 4

Aunque se ha realizado un análisis de las diferentes tecnologías de captura en postcombustión y se ha caracterizado el ciclo de captura CaO-CaCO₃, la aportación principal en este

sentido ha sido el análisis dirigido a encontrar las posibilidades que ofrece dicho ciclo para capturar el CO_2 de una central termoeléctrica de carbón pulverizado. Se ha caracterizado la eficiencia de captura de CO_2 en base a la posibilidad de modificar la relación entre sólidos que circulan por el ciclo así de su influencia con la pérdida de actividad del sorbente con el número de ciclos. Se ha incidido en la posibilidad de integración con el ciclo de vapor y por lo tanto se ha planteado una nueva configuración considerada la más viable en estos momentos en cuanto a su diseño y construcción. La principal aportación ha sido el desarrollo de una metodología, hasta ahora no existente, para la integración del ciclo de captura CaO-CaCO_3 en una central termoeléctrica de carbón pulverizado. Los siguientes puntos muestran las diferentes aportaciones dentro de la metodología desarrollada:

- Se ha definido por primera vez la superestructura en base a la configuración desarrollada en el este mismo capítulo según dos posibilidades: la integración con el ciclo de vapor de la central termoeléctrica y el uso de los diferentes flujos energéticos del ciclo de captura para el diseño de un nuevo ciclo de vapor. Ello ha llevado a la definición de dos metodologías diferentes, que han sido el estudio de la integración a partir de la experiencia adquirida con la repotenciación y al desarrollo de una metodología de integración a partir del procedimiento AGE.
- Se han desarrollado por primera vez las expresiones completas necesarias para caracterizar termodinámicamente el ciclo de captura, teniendo en cuenta los comportamientos químicos definidos en el mismo capítulo.
- Se han incluido las expresiones necesarias para su caracterización económica: expresiones para el cálculo del coste de la unidad criogénica de separación de aire (ASU), para toda la etapa de compresión requerida para comprimir el CO_2 una vez regenerado en el calcinador, del carbonatador y calcinador, así como del turbogenerador que se utiliza para aprovechar al máximo el vapor producido por la caldera de recuperación. Las expresiones de costes de intercambiadores de calor así como de bombas se han introducido en el apartado de repotenciación.
- En el modelo medioambiental se ha caracterizado por vez primera qué se entiende en este ciclo por CO_2 capturado y evitado, aspecto fundamental para evaluar su comportamiento.
- Se ha adaptado por primera vez el procedimiento AGE, desarrollando una metodología de búsqueda de la máxima potencia que se puede producir con los flujos excedentes del ciclo de captura. Se ha detallado cómo se puede definir el ciclo de vapor para aprovechar al máximo la energía de los flujos del ciclo de captura caracterizando los niveles de presión, temperatura y flujos máxicos atendiendo a la formación de vapor, extracciones de la turbina y nivel de condensación. La metodología desarrollada en este punto se puede aplicar en la primera fase de búsqueda del diseño de un nuevo ciclo de potencia o para la modificación de uno existente.
- Por primera vez se han comprobado ambas metodologías en el mismo caso ejemplo de la central termoeléctrica de carbón pulverizado de 350 MWe netos. Se han encontrado diferentes costes atendiendo a diferentes cantidades de CO_2 evitada según la cantidad de gases que se carbonatan para la integración con el ciclo de vapor ya operativo. Se ha encontrado que el coste no supera los $20\text{€}/\text{tCO}_2$ evitada cuando se reducen a la mitad las emisiones totales manteniendo la potencia instalada. El caso analizado con la integración para el diseño de un nuevo ciclo de vapor ha encontrado cómo es posible

producir una potencia instalada de 37.2 MW_e (descontando el consumo de auxiliares) libres de emisiones a partir de la carbonatación de un 20% de los gases de la central termoeléctrica, lo que ha llevado a una reducción de un 25% de las emisiones específicas del sistema energético conjunto.

Perspectivas

Es indudable que la continuidad en el uso de los combustibles fósiles y dentro de ellos el carbón en la generación de energía eléctrica debe jugar un papel fundamental con la restricción medioambiental de reducir las emisiones de CO₂. Con esta Tesis se abre un nuevo enfoque relacionado con las centrales termoeléctricas que ya se encuentran en operación y se caracterizan por tener una tecnología basada en el uso de carbón pulverizado.

Se ha aprovechado el concepto de repotenciación, no como posibilidad de incrementar la potencia instalada, si no como posibilidad de reducir las emisiones de CO₂ a un coste razonable. Es evidente, que el estudio de la integración en base a la metodología desarrollada, debe ser ampliada en base a considerar toda una serie de aspectos relacionados con la operación temporal del sistema energético. En este aspecto, se abre un camino para introducir en la resolución diferentes escenarios de operación atendiendo a la evolución de la carga y precios de combustibles y energía eléctrica con el tiempo, para así definir estrategias de operación optimizadas en función de la demanda solicitada. Con ello se deben encontrar las configuraciones y operaciones de turbina de gas y ciclo de vapor atendiendo a si es mejor la operación aislada o de forma conjunta, qué grado de participación debería tener cada una en la demanda final, plantear la opción de instalar una o varias turbinas a fin de incrementar la flexibilidad, etc.

La metodología desarrollada para la integración del ciclo de captura propuesto y su validación en el caso ejemplo ha permitido mostrar la viabilidad del proceso. Se abre por lo tanto un importante camino relacionado con la necesidad de incidir en el comportamiento experimental a gran escala referido a la captura de CO₂ en grandes instalaciones de producción de energía eléctrica. Ello abre un horizonte que incumbe a numerosas áreas de conocimiento entre las que se destacan principalmente el área química, necesaria para la evaluación del comportamiento del sorbente en cada una de las reacciones y ciclos de trabajo (aunque se está haciendo, requiere de una caracterización en plantas a gran escala), y el área energética, que a partir de los resultados químicos del proceso, requiere de un diseño real del ciclo de captura atendiendo a las configuraciones según las restricciones físicas de la planta donde se quiere integrar (conexiones, espacios, tamaños de equipos, materiales, etc). En relación a la parte energética, se ha desarrollado toda una metodología de integración energética, que al igual que en el caso de la repotenciación debería incorporar un análisis temporal de la evolución de la demanda. Con el nuevo procedimiento de análisis de integración de un ciclo de vapor con los excedentes energéticos, se ha llegado a plantear únicamente la etapa relacionada con la búsqueda de un objetivo, por lo que existe la necesidad de una posterior fase de concepción de la red física que se acerque a dicho objetivo. Ello requiere de un análisis exhaustivo de la parte relacionada con la síntesis de sistemas energéticos en cuanto a la fase de concepción.

Una opción interesante que queda abierta tras esta tesis es la posibilidad de hacer uso de forma conjunta de la integración de turbina de gas y del ciclo de captura CaO-CaCO₃ en una central termoeléctrica de carbón pulverizado. En esta tesis se han presentado las metodologías de integración de forma aislada, pero se podrían buscar sinergias entre ambas posibilidades atendiendo al mismo criterio de reducción de las emisiones de CO₂.

Así mismo, y aunque una de las premisas de esta tesis es permitir dar continuidad a las centrales ya operativas, otra posibilidad que se ofrece es la integración de forma conjunta de la repotenciación con turbina de gas y de ciclo de captura CaO/CaCO_3 a partir de la definición de un nuevo diseño de central termoeléctrica.

Un camino que queda abierto es la posibilidad de incrementar el criterio de selección de la mejor integración en base a un problema multiobjetivo, en el que la reducción de las emisiones de CO_2 , o el incremento de la eficiencia del sistema energético, junto con el incremento del COE fueran las funciones objetivo del problema.

Atendiendo a la definición del problema de optimización termoeocoambiental se plantea la posibilidad de incidir en reducir la incertidumbre asociada a ciertas variables subjetivas como son el coste de las emisiones para así poder incorporar a la metodología desarrollada en esta tesis el coste de las emisiones asociadas a la mayor parte del ciclo de vida del sistema energético.

Otra de las posibilidades que quedan abiertas tras esta tesis es la opción de integrar el análisis exergético en la metodología desarrollada a partir de la definición de las estructuras productivas de las configuraciones encontradas para identificar y cuantificar las pérdidas exergéticas y poder así plantear nuevas configuraciones para ser analizadas. Se podría, además, desarrollar la teoría de los residuos aplicada a este caso. Sería posible incluir dicho análisis exergético en la primera fase de una metodología que pudiera reducir el número de configuraciones para resolver el problema de optimización.

Anexos

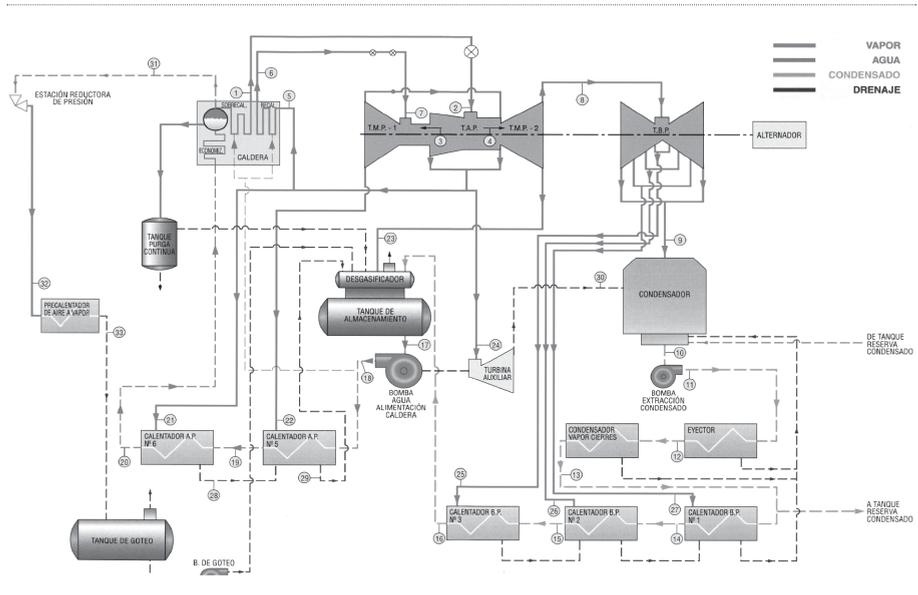
ANEXO A.I. Caso ejemplo. Modelo termodinámico y medioambiental de la CT Teruel

DESCRIPCIÓN DE LA CT TERUEL

Un esquema de los flujos de agua / vapor de la planta termoeléctrica se muestra en la figura A.I.1.

■ FIGURA A.I.1

Diagrama de flujos lado agua / vapor de cada una de las tres unidades de la central térmica Teruel

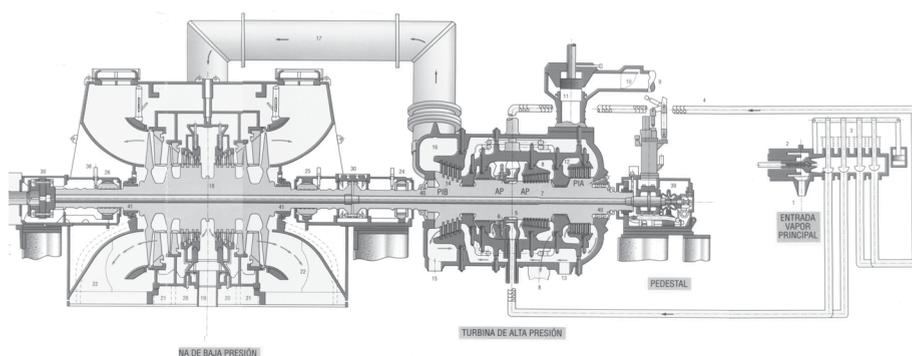


El ciclo de potencia consta de una turbina de vapor en disposición tandem con tres secciones, turbina de alta presión, turbina de media presión y turbina de baja presión. El vapor principal entra en la sección de alta presión a una temperatura de unos 540°C y a una presión de unos 160 bar. La carga de entrada se controla por medio de 8 válvulas de control situadas tras las válvulas de estrangulación o parada. Tras pasar por la sección de alta a través de una etapa curtis de acción y siete etapas de reacción, el vapor recalentado frío se bifurca en dos ramales; uno de ellos se dirige de nuevo a la caldera para sobrecalentar el vapor (vapor recalentado caliente), y el otro se envía al calentador cerrado N6 para calentar el agua de alimentación. El vapor recalentado caliente, se introduce en la sección de media presión a una temperatura de 540 °C y presión de 39 bar. La entrada del caudal a esta sección de media presión se realiza también a través de dos válvulas de regulación, aunque en operación normal no ejercen ningún control sobre el caudal de entrada. Además existen, en la entrada de la sección, dos válvulas de parada de recalentado. El vapor recalentado caliente se expande en la primera etapa de la sección de media (presión intermedia alta), y la extracción se divide en dos ramales; uno de ellos se dirige a calentar el agua de alimentación en el calentador cerrado N5, y el otro hacia la segunda etapa de la sección de media (presión intermedia baja). Tras atravesar el caudal la

segunda etapa de media, la mayor parte de éste se dirige a través de dos cross-over hacia la sección de baja presión. Otra parte más pequeña del caudal se dirige hacia el desgasificador, que hace además la función de calentador abierto. Aún existe otro flujo derivado de la extracción de segunda etapa de media que se envía hacia la turbina que acciona una de las bombas de alimentación. La sección de baja presión presenta cuatro etapas cuyas extracciones se dirigen hacia los calentadores cerrados del tren de baja (N1, N2 y N3) y hacia el condensador de superficie.

■ FIGURA A.I.2

Esquema de la turbina de vapor



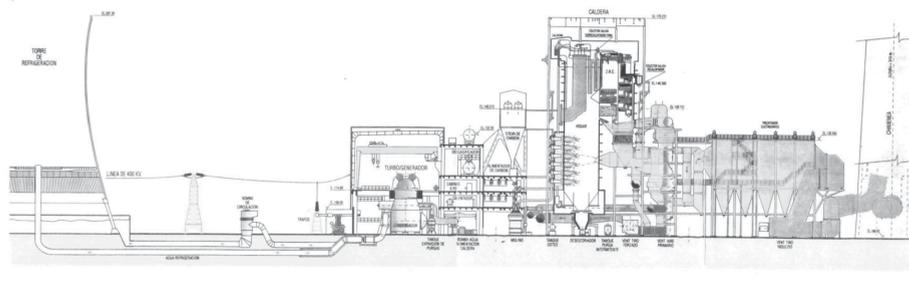
El condensador se consigue mantener a una presión de 0,07 bar a partir de la refrigeración con torre de aire de circulación natural y con los eyectores de vapor cierras y de vacío. El vapor condensado, que se encuentra en el depósito del condensador, se extrae por medio de una de las dos bombas verticales existentes de circulación. Dichas bombas envían el caudal de condensado al desgasificador pasando por los calentadores abiertos N1, N2 y N3 que van calentando el agua del ciclo. En el desgasificador se produce una eliminación de los elementos gaseosos que pueda contener el agua, como CO_2 y O_2 . Del tanque del desgasificador, cae el agua por gravedad hacia las bombas de agua de alimentación. Se dispone de dos motobombas y de una turbobomba movida por turbina que son capaces por sí solas de dar el caudal de carga nominal del ciclo. Antes de las bombas de alimentación se dispone de unas bombas de refuerzo (booster) que elevan el NPSH disponible en las mismas para evitar problemas de cavitación. Antes de la entrada del agua a la caldera, ésta pasa por los calentadores cerrados N5 y N6 para seguir aumentando la temperatura del agua. Las purgas de los calentadores cerrados se dirigen al calentador precedente, y del N5 al tanque del desgasificador y del N1 al depósito del condensador. El calderín dispone de dos purgas, la continua que se utiliza para nivelar la concentración de sólidos del agua y la purga intermitente que se utiliza para vaciado de la caldera. Del calderín se extrae una corriente de vapor saturado para calentar el aire de combustión antes de entrar a caldera en los precalentadores por vapor para reducir los peligros de condensación lado gas de los precalentadores primarios y secundarios.

La caldera de vapor, diseñada para quemar lignito pardo de la zona de Teruel, actualmente maneja una mezcla de este tipo de carbón con hulla importada. Para arranques y bajas cargas, así como para momentos determinados de control de emisiones se utiliza gas natural. El agua de alimentación procedente del calentador N6 entra en la caldera a través del economizador. El economizador dispone de dos secciones una inferior y otra superior en serie que van calentando el agua aprovechando el gas de combustión residual. Del economizador el agua pasa al calderín. El agua del calderín se dirige a través de 14 downcomers hacia los colectores inferiores del hogar para subir por circulación natural a través de las paredes de la caldera transformándose en vapor. La mezcla agua-vapor que llega de nuevo al calderín, es separada en el mismo, siendo el agua enviada otra vez a evaporarse en el hogar y el vapor hacia el sobrecalentador primario. Del sobrecalentador primario el vapor se dirige al sobrecalentador radiante situado en la zona de la llama y después al sobrecalentador secundario siendo ya el vapor enviado a la sección de alta presión de la turbina. La caldera dispone de otro equipo de transferencia, el recalentador, que aprovecha la energía del gas de combustión para volver a calentar el vapor expandido en la sección de alta de la turbina. La caldera dispone de 24 quemadores dispuestos en 6 filas de 4 cuatro quemadores. de aire.

El gas de combustión producido, al pasar por los diferentes equipos de transferencia, que son por orden: hogar, sobrecalentador radiante, sobrecalentador secundario, zona de recuperación de calor y en paralelo sobrecalentador primario y recalentador, sale a través de dos compuertas hacia los precalentadores.

■ FIGURA A.I.3

Esquema general de la Central Termoeléctrica



Tras salir por las compuertas de la caldera, atraviesa los precalentadores de aire primario y secundario para calentar el aire de combustión. Tras ceder parte de su calor sensible, que en condiciones nominales hace que disminuya su temperatura de unos 400°C hasta unos 180°C pasa a los electrofiltros. Este equipo consigue eliminar más en de un 99% el contenido de partículas que contiene el gas. Una vez que atraviesa el electrofiltro se dirige, apoyado por un ventilador axial de doble rotor en serie de tiro inducido, hacia el desulfurador. El desulfurador de gases puede eliminar más del 90% del azufre que contiene el gas de combustión. Tras atravesar este equipo de limpieza de azufre, el gas de combustión es enviado a la base de la chimenea, que debe escapar a la atmósfera por circulación natural.

SIMULACIÓN DEL CICLO DE VAPOR

La simulación del ciclo de vapor se ha simplificado para reducir el impacto en el tiempo de cálculo en la optimización. Se han procurado reducir las expresiones no lineales que dificultan el cálculo. A partir de los datos de operación de la planta a diferentes cargas se ha simulado su comportamiento a partir de valores fijos o controlados en la operación.

Simulación de la turbina de vapor

Los datos de partida son, para el cálculo de las presiones y temperaturas de salida de las corrientes de las diferentes etapas de turbina de vapor:

- Presión y temperatura del vapor vivo. Se supone control a presión fija. Van a mantenerse constantes para cualquier valor de carga. Se justifica por el hecho de que no se consideran operaciones de encendido ni apagado del grupo. Es decir, se considera que el grupo esta siempre en marcha.
- Producción de potencia eléctrica bruta. Será el parámetro de control de la simulación.
- Presión de condensación constante. Se considera que no varían las condiciones de generación del vacío.
- Temperatura del vapor recalentado caliente. Considerada constante.
- Eficiencias isoentrópicas de las etapas de la turbina de vapor.
- Relación de presiones de las etapas de la turbina de vapor.

Con la relación de presiones entre salida y entrada se calcula la presión de salida de cada etapa. En la siguiente tabla se pueden observar los valores reales de las diferentes relaciones de presiones entre entradas y salidas de las extracciones de la turbina de vapor a diferentes cargas con su valor medio y su desviación estándar.

■ TABLA A.I.1

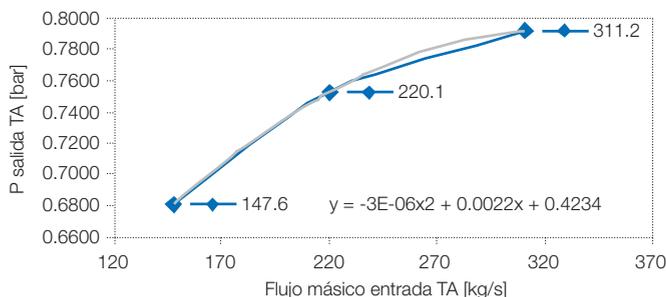
Relación de presiones de la turbina de vapor

	$rp_{100\%}$	$rp_{75\%}$	$rp_{50\%}$	rp_{med}	Desv. estándar
AP	0.255	0.183	0.124	0.187	0.066
TM1	0.473	0.482	0.486	0.480	0.007
TM2	0.386	0.388	0.387	0.387	0.001
TB1	0.356	0.359	0.361	0.359	0.003
TB2	0.280	0.277	0.277	0.278	0.002
TB3	0.397	0.404	0.410	0.404	0.007
TB4	0.223	0.300	0.431	0.318	0.105

Como era de esperar, tanto la etapa de alta presión como la de descarga al condensador no mantienen una relación de presiones que pueda suponerse constante. Esto es así porque tanto la presión de entrada a la turbina como la de salida se suponen fijas. Para el resto de etapas se observa cómo la hipótesis de considerar una relación de presiones salida / entrada constante es válida.

Para el cálculo de la presión de salida de la etapa de alta presión se ha parametrizado la curva que representa la evolución de dicha presión con el flujo másico que entra a dicha etapa. Según distintos valores del flujo másico y de la relación de presiones a distintas cargas se calcula la expresión que mejor ajusta dicha variación. En el gráfico A.I.4 se recoge la variación de la relación de presiones con el flujo másico.

■ FIGURA A.I.4

Evolución de la presión de extracción de la TA con el flujo másico que la atraviesa

Como se observa, el ajuste se reduce a una expresión lineal del tipo $y = a x + b$.

En cuanto a la relación de presiones en la etapa de descarga al condensador, ésta no hace falta puesto que se conoce la presión de salida considerada fija.

El cálculo de la temperatura de salida de cada una de las extracciones se obtiene mediante la eficiencia isoentrópica. Se sabe que ésta relaciona las propiedades de entrada con las de salida atendiendo a la irreversibilidad ocasionada por pérdidas internas y de calor, es decir, mide la desviación de la expansión real con respecto a la ideal. Al conocerse las propiedades de entrada de la anterior etapa y la presión de la extracción conocida por la relación de presiones, conociendo la eficiencia isoentrópica se determina la temperatura de salida.

En la tabla A.I.2 se recogen los valores de las eficiencias isoentrópicas reales de operación para diferentes cargas de cada una de la etapas de la turbina de vapor. Se presenta también el valor medio y su desviación típica o estándar.

■ TABLA A.I.2

Eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor

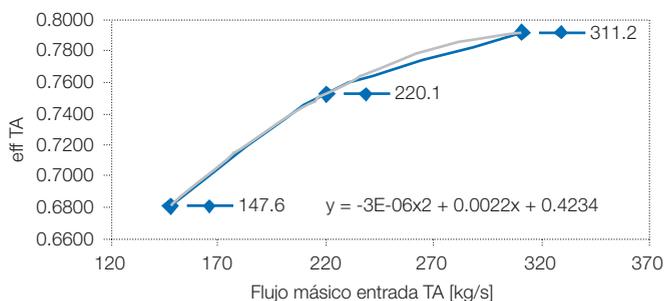
	$\eta_{s100\%}$	$\eta_{s75\%}$	$\eta_{s50\%}$	eff_{med}	Desv. estándar
AP	0.7922	0.7524	0.6804	0.7417	0.0567
TM1	0.8059	0.7736	0.7584	0.7793	0.0243
TM2	0.8952	0.8943	0.8853	0.8916	0.0055
TB1	0.8708	0.8619	0.8648	0.8658	0.0045
TB2	0.9158	0.9138	0.9156	0.9151	0.0011
TB3	0.9134	0.9110	0.9052	0.9099	0.0042
TB4	0.3247	0.4565	0.4055	0.3956	0.0665

Se observa cómo las etapas de media TM2 y de baja TB1, TB2 y TB3 mantienen una eficiencia prácticamente constante hasta el 50% de reducción de carga. Por ello, en la simulación puede considerarse sin mayor problema que dichas eficiencias permanecen constantes. No ocurre lo mismo para la etapa de alta presión, la de media presión TM1 y la de descarga al condensador TB4. En este caso, se hace lo mismo que para el cálculo de la presión de salida de la etapa de alta, es decir, se determina el ajuste de la variación de dichas eficiencias isoentrópicas con el flujo másico de entrada a la etapa.

La curva con su ajuste para la etapa de admisión (alta presión), se recoge en la figura A.I.5.

■ FIGURA A.I.5

Evolución de la presión de extracción de la TA con el flujo másico

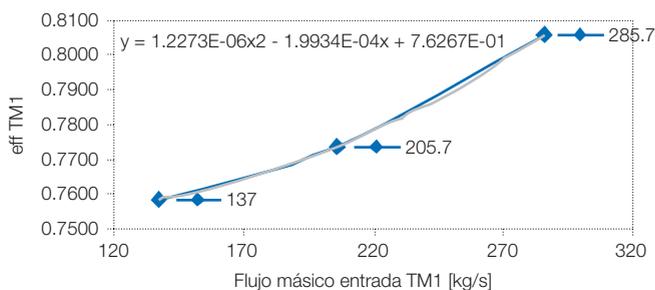


El ajuste se realiza mediante función polinómica de segundo grado de la forma $y = a x^2 + b x + c$.

La curva con su ajuste para la etapa de media presión TM1 se muestra en la figura A.I.6. Se observa también como el ajuste debe ser polinómico de grado 2.

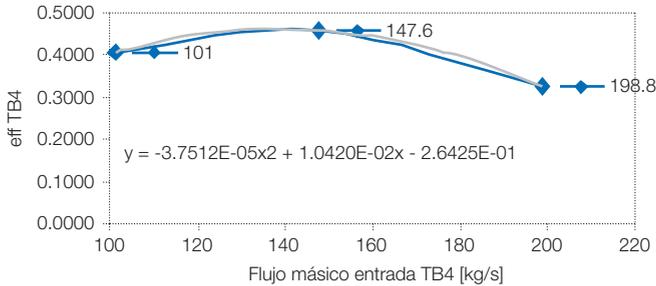
■ FIGURA A.I.6

Evolución de la presión de extracción de la TA con el flujo másico



La parametrización de la evolución de la eficiencia isoentrópica de la etapa de escape a condensador con el flujo másico que la atraviesa se recoge en la figura A.I.7. El ajuste debe ser también polinómico de grado 2. En esta etapa, con la eficiencia se determina la calidad del vapor en lugar de la temperatura puesto que como se conoce de los datos reales el escape contiene un porcentaje determinado de humedad, siendo la temperatura la correspondiente a la de saturación a la presión de trabajo del condensador. En la mayoría de las ocasiones para aprovechar el salto entálpico se admite hasta un 15% de humedad en el vapor.

■ FIGURA A.I.7

Evolución de la presión de extracción de la TA con el flujo másico**Simulación del circuito de condensado**

En la simulación, el circuito de condensado se encuentra formado por el condensador, bomba de condensado y tres calentadores abiertos. El condensador recoge la expansión de la turbina de vapor y la condensa. Además recoge el drenaje principal del calentador de menos presión N1, el cual ha recogido los drenajes de los anteriores calentadores N2 y N3. El condensador también recoge la salida de la extracción de la etapa de media TM2 que no va a desgasificador sino que se utiliza para otros usos en la propia planta. El agua de condensado que sale del pozo del condensador sale hacia el desgasificador y se va calentando en los calentadores N1, N2 y N3 mediante el aporte de las extracciones de la turbina de vapor. Para aprovechar la energía de los drenajes de los calentadores, éstos se llevan al calentador de inmediata presión inferior, donde sufren una súbita evaporación y posterior condensación que incrementa su aporte energético. El gradiente de presión entre calentadores es suficiente para una circulación natural del drenaje.

El condensado sale del pozo del condensador con un subenfriamiento constante para todas las cargas con respecto a la temperatura de saturación a la presión de trabajo del condensador de 0.84 °C. Al atravesar la bomba de condensado, según los datos reales de operación, se ha observado cómo el incremento de temperatura sufrido por el agua de condensado por el efecto de bombeo permanece constante en reducciones de carga a partir del 75% de la carga nominal e igual a 0,9 °C y es de 0,8°C para el 100% de la carga nominal. En la simulación se ha considerado un incremento de 0,85 °C.

A fin de reducir las ecuaciones se ha considerado una pérdida de carga nula a lo largo de el circuito de condensado considerando que la presión de descarga de la bomba de condensado es igual a la presión de trabajo del desgasificador, la cual corresponde en la simulación a la de extracción de la etapa de turbina de media TM2. Esta hipótesis se supone razonable puesto que el trabajo consumido en operación real y no considerado en la simulación es despreciable frente a la producción de trabajo por la turbina. La causa es el menor volumen específico de un líquido frente a un vapor reflejado en un diagrama T-S por la proximidad de las isobaras en la zona de líquido subenfriado. Esto justifica el pequeño salto de temperatura sufrido por el agua en el bombeo y el no considerar pérdidas de carga.

En el primer calentador de baja presión, N1 se ha observado que la temperatura de salida del condensado (T_s) de dichos equipos mantiene un diferencial constante con la carga con res-

pecto a la temperatura de entrada de la extracción procedente de la turbina de vapor (T_{EXT}). En la tabla A.I.3 se recogen los datos relativos a dichas temperaturas y a sus diferencias.

■ TABLA A.I.3

Temperaturas calentador abierto N1

	100%			75%			50%			$\Delta T_{\Delta EM}$	STDV
	T_S	T_{EXT}	ΔT	T_S	T_{EXT}	ΔT	T_S	T_{EXT}	ΔT		
N1	64.40	69.40	-5.00	57.50	62.70	-5.20	49.90	54.90	-5.00	-5.07	0.12

Para los dos calentadores restantes de baja presión, N2 y N3, la temperatura de salida del agua de condensado del calentador (T_S) se ha comprobado que se mantiene constante en un diferencial negativo de 3,3 °C y de 3,5 °C respectivamente con respecto a la temperatura de saturación de la extracción de vapor de la turbina de vapor dirigida a dicho calentador (T_{EXT_sat}) (tabla A.I.4).

■ TABLA A.I.4

Temperaturas calentador abiertos N2 y N3

	100%			75%			50%			$\Delta T_{\Delta EM}$	STDV
	T_S	T_{EXT_sat}	ΔT	T_S	T_{EXT}	ΔT	T_S	T_{EXT}	ΔT		
N2	89.50	92.80	-3.30	81.30	84.61	-3.31	72.00	75.24	-3.24	-3.28	0.04
N3	127.60	131.10	-3.50	117.70	121.20	-3.50	106.10	109.50	-3.40	-3.47	0.06

Los drenajes de los calentadores se consideran como líquido saturado. Se ha comprobado con los datos reales de operación. Su caudal se calcula por balance de masa. El drenaje, antes de entrar al condensador se estrangula isoentálpicamente hasta la presión del propio condensador.

Conocidas todas las propiedades de los flujos en este sistema, realizando el balance de energía y de masa a cada uno de los intercambiadores de calor cerrados, N1, N2 y N3 se obtiene el caudal de extracción de cada una de las etapas.

Simulación del circuito de agua de alimentación

En el circuito de agua de alimentación se encuentra el propio desgasificador, la bomba de alimentación y dos calentadores abiertos N5 y N6. En cuanto a los intercambiadores de calor N5 y N6, su configuración es la misma que la de los intercambiadores de condensado excepto en el detalle constructivo requerido para manejar fluidos a presiones más elevadas. El desgasificador se considera como un intercambiador de calor abierto que recoge los drenajes de los calentadores de alta presión y la extracción de la etapa de media TM2 de la turbina de vapor. Al tomarse el agua de alimentación del tanque del desgasificador se puede suponer que éste es líquido saturado a la presión de trabajo del desgasificador. La presión de trabajo viene determinada en la simulación, como ya se ha dicho, por la presión de extracción de la etapa de media TM2. Para comprobar esta hipótesis se recoge la tabla A.I.5 que muestra para tres cargas de operación con respecto a la nominal, las presiones de trabajo del desgasificador (P_{desg}), la temperatura de saturación correspondiente a esta presión de trabajo (T_{sat}), la temperatura real de

operación de salida del agua de alimentación hacia bomba de alimentación (T_{op}) y la diferencia entre esta temperatura y la de saturación (DT). Se observa cómo el DT es máximo para carga máxima y se reduce casi a cero para carga del 50% de la máxima. Al ser las temperaturas tan elevadas, el considerar un error absoluto, por ejemplo a carga máxima, de $0,89^{\circ}\text{C}$, el error porcentual es de alrededor un $0,5\%$.

■ TABLA A.I.5

Propiedades desgasificador

Carga [%]	Pdesg [bar]	Tsat [C]	Top [C]	DT
100	7.84	169.6	168.7	0.8884
75	5.74	157.1	156.4	0.7181
50	3.91	142.8	142.9	-0.09836

Del mismo modo y por la misma razón que en el circuito de condensado se ha considerado el circuito de alta presión con pérdidas de carga nulas, siendo la presión de descarga de la bomba de alimentación igual a la presión del vapor vivo. Esto supone que la presión de descarga de la bomba de alimentación sea conocida. El incremento de temperatura del flujo que atraviesa la bomba de alimentación se ha observado que se mantiene alrededor de $2,1^{\circ}\text{C}$ para cargas hasta el 75% de la nominal. Para el 50% de la carga este incremento es aproximadamente nulo. En la simulación se ha considerado el valor de $2,1^{\circ}\text{C}$ con el fin de ajustar mejor a cargas elevadas.

Analizando los valores de temperatura del calentador N5 se ha observado cómo hay poca variación del sobrecalentamiento del agua de alimentación ante variaciones de carga ($T_s - T_{Ent}$). Éste aspecto se puede observar en la tabla A.I.6. En la simulación se ha tomado este valor igual al valor medio $40,6^{\circ}\text{C}$ (DT_M).

■ TABLA A.I.6

Temperaturas calentador abierto N5

	100%			75%			50%			ΔT_M	STDV
	T_s	T_{Ent}	ΔT	T_s	T_{Ent}	ΔT	T_s	T_{Ent}	ΔT		
N5	213.70	170.90	42.80	199.20	158.50	40.70	181.10	142.90	38.20	40.57	2.30

En el calentador N6, los datos disponibles muestran cómo se mantiene con poca variación la diferencia de temperaturas entre la temperatura de salida del agua de alimentación y la de saturación de la extracción dirigida a dicho calentador. Para la simulación se ha tomado el valor medio igual a $0,27^{\circ}\text{C}$.

■ TABLA A.I.7

Temperaturas calentador abierto N6

	100%			75%			50%			ΔT_M	STDV
	T_s	T_{EXT_sat}	ΔT	T_s	T_{EXT_sat}	ΔT	T_s	T_{EXT_sat}	ΔT		
N6	254.40	254.60	-0.20	235.60	235.20	0.40	215.00	214.40	0.60	0.27	0.42

En el calentador N5 se ha observado que existe un subenfriamiento constante de salida del drenaje hacia desgasificador de 34,0 °C. Con este dato de temperatura y presión de la extracción junto con el balance de masa y el proceso de estrangulación isoentálpico se calculan las propiedades del drenaje tanto de salida como de entrada a desgasificador.

En el calentador N6 se ha observado como la salida del drenaje mantiene un incremento constante de temperatura de 5,6 °C con respecto a la temperatura de entrada del agua de alimentación al propio calentador. Con este dato de temperatura y presión de la extracción junto con el balance de masa y el proceso de estrangulación isoentálpico se calculan las propiedades del drenaje tanto de salida como de entrada a calentador N5.

SIMULACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

La potencia térmica requerida en cada momento por el ciclo de vapor de la central térmica se abastece mediante la combustión de carbón pulverizado con unas propiedades consideradas homogéneas y un exceso de aire constante.

A partir del dato calculado de potencia térmica requerida con la simulación del ciclo de vapor se calcula la cantidad de carbón necesaria y por lo tanto se calcula la composición de los gases de combustión generados y sus propiedades.

Los datos de partida son:

- Potencia térmica requerida por el ciclo de vapor (calculada en la simulación del ciclo de vapor)
- Composición másica del carbón

■ TABLA A.1.8

Composición másica del carbón

	Kgi/kg _{carbón} (Base seca)	Kgi/kg _{carbón} (Base húmeda)
C	52,13	42,18
h	3,36	2,72
n	0,86	0,70
o	8,74	7,07
s	5,89	4,77
w	0,00	19,09
z	29,02	23,47

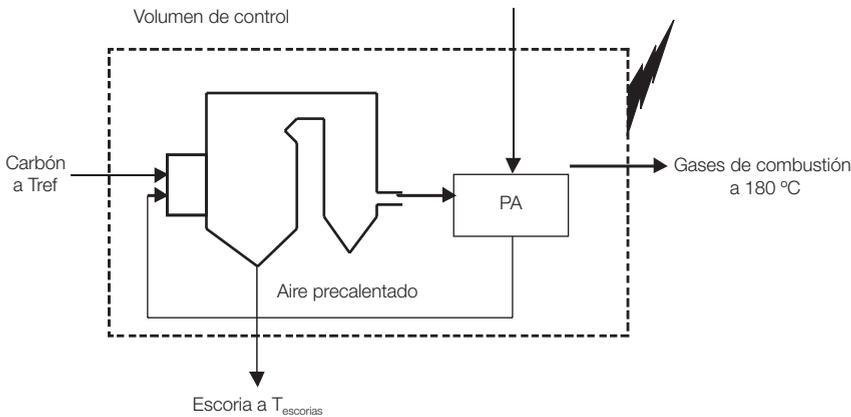
- PCI_h (Poder calorífico inferior en base húmeda y considerando materia mineral). 3792,92 kCal/kg
- PCS_h (Poder calorífico superior en base húmeda y considerando materia mineral) 4044,32 kCal/kg
- Exceso de aire del 39% en masa. Se considera aire seco con 21% molar de O_2 y 79% molar de N_2 .
- Temperatura de salida del gas de combustión del precalentador de aire 180°C. Viene impuesta por la temperatura de rocío.
- 80% de cenizas volantes que escapan con los gases de combustión
- calor específico a presión constante c_p de las cenizas 1,2 kJ/kg-K
- peso molecular cenizas 100 kg/kmol

- by-pass DGC del 25% (dependiente de la temperatura de salida de la DGC hacia stack que tiene que ser mayor que 80°C)
- temperatura de salida de la DGC 50 °C. Impuesta por las condiciones de operación de la unidad desulfuradora
- eficiencia de la DGC 90%
- relación molar $\text{CaCO}_3/\text{SO}_2$ en la DGC de 2 a 1
- presión constante a lo largo del circuito de 1,013 bar

Se calcula el caudal de carbón con el balance energía al volumen de control constituido por la caldera y el precalentador de aire (supuesto único). Se conocen la temperatura de entrada del aire a 25°C, temperatura de entrada del carbón a 25 °C, temperatura de salida del gas de combustión del precalentador, potencia térmica requerida y se suponen nulas el resto de pérdidas distintas a las del propio gas de combustión excepto la pérdida de la escoria. Se ponen todos los caudales de gases formados en la combustión y el aire de entrada en función del caudal de carbón que puede hacerse porque se conocen las fracciones másicas que lo constituyen y se conoce el exceso de aire a introducir sobre el estequiométrico.

■ FIGURA A.I.8

Volumen de control considerado para cálculo de caudal de gases



El balance de energía al volumen de control es (figura A.I.8):

$$m_{\text{carbón}} \cdot \text{PCI}_h = m_{\text{gases}} \cdot \overline{c_p}_{\text{gases}} \cdot (180 - T_{ref}) + m_{\text{escorias}} \cdot \overline{c_p}_{\text{escorias}} \cdot (T_{\text{escorias}} - T_{ref}) + Q_{cv}$$

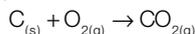
Las variables desconocidas en esta ecuación son el flujo másico del carbón ($m_{\text{carbón}}$), el flujo másico de los gases de combustión formados (m_{gases}), el flujo másico de las escorias formadas (m_{escorias}) y la temperatura adiabática de combustión. El PCI_h se conoce, la temperatura de referencia es de 25 °C y la potencia térmica requerida por el ciclo de vapor (Q_{cv}) viene dada por la simulación del ciclo de vapor.

Calculo del flujo másico de los gases de combustión y de las escorias

El flujo másico de los gases se pone en función del flujo másico del carbón a partir de los datos de fracciones másicas, suponiendo que existe una combustión completa sin formación de NO_x y conociendo el exceso de comburente y su composición másica y / o molar.

La evolución de los componentes del carbón sufrida tras la reacción de combustión es la que se incluye a continuación:

Al suponerse combustión completa, todo el carbono fijo del carbón se oxida a CO_2 .



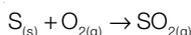
Lo que implica que por cada mol de carbono oxidado se forma 1 mol de CO_2 y se consume 1 mol de O_2 . Conociendo la fracción másica del carbono en el combustible carbón (c) se puede poner el flujo másico de CO_2 formado ($m_{\text{CO}_2\text{gc}}$) en función del flujo másico de carbón ($m_{\text{carbón}}$) conociendo la relación de pesos moleculares entre el CO_2 y el carbono.

$$m_{\text{CO}_2\text{gc}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{44}{12} \left[\frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}_c} \right] \cdot c \left[\frac{\text{kg}_c}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{s}} \right]$$

El O_2 consumido en esta reacción en unidades de masa ($m_{\text{O}_2/\text{CO}_2}$) y en función también del flujo másico de carbón ($m_{\text{carbón}}$) y de la relación de pesos moleculares entre el O_2 y el carbono es de:

$$m_{\text{O}_2} / \text{CO}_2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{32}{12} \left[\frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_c} \right] \cdot c \left[\frac{\text{kg}_c}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{s}} \right]$$

Del mismo modo, el azufre del carbón se oxida completamente a SO_2 .



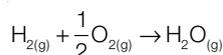
Por cada mol de S oxidado se forma un mol de SO_2 y se consume un mol de O_2 . El flujo másico que se forma de SO_2 ($m_{\text{SO}_2\text{gc}}$) por la combustión de cierta cantidad de carbón ($m_{\text{carbón}}$) y en función de la fracción másica de azufre en el carbón (s) y de la relación de pesos moleculares entre el SO_2 y el azufre es:

$$m_{\text{SO}_2\text{gc}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{64}{32} \left[\frac{\text{kg}_{\text{SO}_2}}{\text{kg}_s} \right] \cdot s \left[\frac{\text{kg}_s}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

Y el flujo másico de O_2 ($m_{\text{O}_2/\text{SO}_2}$) consumido en la oxidación del azufre depende también del flujo másico de carbón ($m_{\text{carbón}}$), de la fracción másica de azufre en el combustible (s) y de la relación de pesos moleculares del O_2 y del azufre.

$$m_{\text{O}_2/\text{SO}_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{32}{32} \left[\frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_s} \right] \cdot s \left[\frac{\text{kg}_s}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

El hidrógeno que contiene el carbón se oxida para formar agua que sale en forma de vapor ya que los gases no condensan.



Por cada mol de H_2 oxidado se forma un mol de H_2O y se requiere medio mol de O_2 . El flujo másico de H_2O formado ($m_{\text{H}_2\text{Ogc/h}}$) dependerá también del flujo másico de carbón ($m_{\text{carbón}}$) que-
mado, de la fracción másica de H_2 en el carbón (h) y de la relación de pesos moleculares del H_2 y del H_2O .

$$m_{\text{H}_2\text{Ogc/h}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{18}{2} \left[\frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}_c} \right] \cdot h \left[\frac{\text{kg}_h}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

El oxígeno consumido depende del flujo másico de carbón ($m_{\text{carbón}}$), de la relación de pesos moleculares entre el O_2 y el H_2O y la fracción másica del hidrógeno en el carbón (h).

$$m_{O_2/H_2O} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{32}{18} \left[\frac{\text{kg}_{O_2}}{\text{kg}_{H_2O}} \right] \cdot h \left[\frac{\text{kg}_H}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

El nitrógeno que contiene el carbón se considera inerte en la combustión y por lo tanto sale como tal y no consume oxígeno. El flujo másico ($m_{N_{2gc}}$) será función de la fracción másica de nitrógeno en el carbón (n) y el flujo másico de carbón quemado ($m_{\text{carbón}}$).

$$N_{2(g)} \rightarrow N_{2(g)}$$

$$m_{N_{2gc}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = n \left[\frac{\text{kg}_N}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

La humedad del carbón (w) sale como tal con los gases de combustión habiendo absorbido potencia térmica del combustible. En este caso tampoco consume oxígeno por estar ya completamente oxidado el hidrógeno. El flujo másico de este vapor que sale con los gases ($m_{H_2Ogc/w}$) depende de la fracción másica de agua en el carbón (w) y del flujo másico de carbón utilizado en la combustión ($m_{\text{carbón}}$).

$$H_2O_{(l)} \rightarrow H_2O_{(g)}$$

$$m_{H_2Ogc/w} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = w \left[\frac{\text{kg}_w}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

El oxígeno del carbón se consume completamente en el proceso de combustión aportando comburente a los elementos que se oxidan. El flujo másico de este oxígeno ($m_{O_2/\text{carbón}}$) se pone también como función del flujo másico del carbón quemado y de la fracción másica del oxígeno en el carbón (o).

$$m_{O_2/\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = o \left[\frac{\text{kg}_o}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right]$$

Las cenizas que escapan con los gases de combustión (cenizas volantes) se ha supuesto que son el 80% en masa de todas las cenizas que contiene el carbón. El 20% restante de las cenizas (escorias) se separan de forma natural de los gases en la caldera.

$$m_{z_{\text{volantes}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = z \left[\frac{\text{kg}_z}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right] \cdot 0.8$$

$$m_{z_{\text{escorias}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = z \left[\frac{\text{kg}_z}{\text{kg}_{\text{carbón}}} \right] \cdot m_{\text{carbón}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{carbón}}}{\text{sg}} \right] \cdot 0.2$$

En cuanto al flujo másico de aire a introducir para combustión se ha considerado un exceso de aire del 39% con respecto al estequiométrico, dato conocido por operación real de planta. Este exceso de aire se supone sobre el mínimo requerido para la oxidación completa de todos los componentes del carbón menos el oxígeno que se consume del propio carbón. La composición de este aire se ha supuesto del 21% molar de O_2 y del 79% molar de N_2 , esto supone un 23% en masa de O_2 y un 77% en masa de N_2 en el aire teniendo en cuenta la relación de pesos moleculares de 32 a 28 respectivamente. La suma del consumo de oxígeno cal-

culado anteriormente en cada una de las reacciones corresponde al oxígeno estequiométrico ($m_{O_2\text{aire-est}}$) a introducir con el carbón. Como el propio carbón tiene cierta cantidad de oxígeno ($m_{O_2/\text{carbon}}$), habrá que descontar este del total necesario.

$$m_{O_2\text{aire-est}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = (m_{O_2/\text{CO}_2} + m_{O_2/\text{SO}_2} + m_{O_2/\text{H}_2\text{O}}) - m_{O_2/\text{carbon}}$$

Siempre se introduce más oxígeno del estequiométrico para reducir los efectos de combustión incompleta por falta de oxígeno en ciertos lugares de la caldera. En este caso se ha dicho que este exceso es del 39% en masa. Por lo tanto, el oxígeno total a introducir a la caldera ($m_{O_2\text{aire}}$) será el estequiométrico ($m_{O_2\text{aire-est}}$) aumentado en el exceso del 39%.

$$m_{O_2\text{aire}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = m_{O_2\text{aire-est}} \times 1.39$$

Conociendo la composición másica del aire, 23% de O_2 y 77% de N_2 se calcula el flujo másico total de aire a introducir a la caldera y el flujo másico total de N_2 que entra con el aire ($m_{N_2\text{aire}}$).

$$m_{\text{AIRE}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{m_{O_2}}{0.23}$$

$$m_{N_2\text{aire}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = \frac{m_{O_2}}{0.23} \cdot 0.77$$

De este flujo total de aire introducido a la caldera (m_{AIRE}), el flujo de nitrógeno que entra con él ($m_{N_2\text{aire}}$) sale directamente con los gases de combustión.

El flujo másico total de vapor de agua que sale con los gases de combustión ($m_{H_2O\text{gc}}$) será la suma del procedente de la oxidación del hidrógeno del carbón y de la humedad que éste contiene.

$$m_{H_2O\text{gc}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = m_{H_2O\text{gc}/h} + m_{H_2O\text{gc}/w}$$

El flujo másico de oxígeno que sale con los gases de combustión ($m_{O_2\text{gc}}$) será la diferencia entre todo el oxígeno que entra con el aire ($m_{O_2\text{aire}}$) y el oxígeno consumido por los componentes oxidados (carbono, hidrógeno y azufre). Hay que tener en cuenta que no se suma el que tiene el propio carbón puesto que ya se ha considerado en el cálculo del oxígeno de entrada con el aire.

$$m_{O_2\text{gc}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = m_{O_2\text{aire}} - (m_{O_2/\text{CO}_2} + m_{O_2/\text{SO}_2} + m_{O_2/\text{H}_2\text{O}})$$

Por lo tanto, el flujo másico de los gases de combustión será la suma de cada uno de los gases formados en la combustión por la oxidación del carbono, del hidrógeno y del azufre, más las cenizas volantes, más el vapor de agua formado por la vaporización del agua del carbón, más el oxígeno introducido en exceso y más todo el nitrógeno que entra tanto del aire como del que tiene el propio carbón.

$$m_{\text{gases}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{sg}} \right] = m_{\text{CO}_2\text{gc}} + m_{\text{SO}_2\text{gc}} + m_{H_2O\text{gc}} + m_{O_2\text{gc}} + m_{N_2\text{gc}} + m_{Z_{\text{volantes}}}$$

Repasando las expresiones incluidas anteriormente se puede observar cómo el flujo másico de gases queda dependiente únicamente del flujo másico de carbón que se quema en la caldera de vapor.

Calculo de la temperatura adiabática de combustión

Como se sabe, la temperatura adiabática de llama es aquella que se consigue al quemar un combustible de forma completa mediante aire estequiométrico. Ésta es una temperatura ideal que no se consigue principalmente por dos motivos: el primero de ellos es que no se introduce como se ha dicho nunca aire estequiométrico, lo que diluye los gases y reduce su temperatura y la otra es que debido a las elevadas temperaturas alcanzadas hay enlaces que se rompen y se vuelven a formar, reduciendo también dicha temperatura. En la simulación, para tener en cuenta la pérdida debida a la salida de escorias, que se supone que salen de la caldera sin ceder energía, se considera que la pérdida es la ocasionada por estar éstas a la temperatura adiabática de combustión. Esto supone una mayoración de las pérdidas, ya que como se sabe las escorias ceden parte de su energía desde la temperatura adiabática hasta una temperatura determinada que puede ser de unos 400 °C. La temperatura adiabática de combustión se obtiene teniendo en cuenta las pérdidas que suponen introducir más aire que el estequiométrico. Teniendo en cuenta el volumen de control de la figura A.I.9, el balance de energía se reduce a igualar las dos expresiones siguientes:

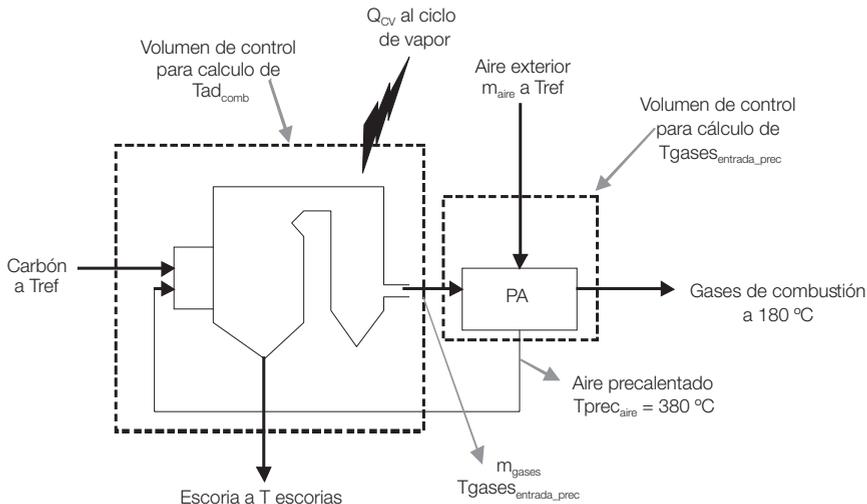
$$Q_{entrada} = m_{\text{carbón}} \cdot \overline{PCI}_h + m_{\text{AIRE}} \cdot \overline{cp}_{\text{aire}} \cdot (T_{\text{prec}_{\text{AIRE}}} - T_{\text{ref}})$$

$$Q_{salida} = m_{\text{gases}} \cdot \overline{cp}_{\text{gases}} \cdot (T_{\text{ad}_{\text{comb}}} - T_{\text{ref}}) + m_{\text{escorias}} \cdot \overline{cp}_{\text{escorias}} \cdot (T_{\text{ad}_{\text{comb}}} - T_{\text{ref}}) + Q_{CV}$$

El volumen de control en este caso incluye únicamente a la caldera, por lo que es necesario disponer de otro dato que corresponde o bien con la temperatura de precalentamiento del aire de combustión para contar la energía que entra con dicho aire o bien la temperatura de salida de los gases de combustión de la caldera para hacer el balance de energía correspondiente y calcular esa temperatura de precalentamiento. De los datos de operación de la planta se sabe que el aire precalentado tiene una temperatura de unos 380 °C, de ahí que se tome dicho valor

■ FIGURA A.I.9

Volumen de control considerado para cálculo de T_{ad}



para la simulación. Además, con este dato, se puede determinar la temperatura de salida de los gases de combustión de la caldera mediante el balance de energía correspondiente al precalentador de aire.

$$m_{\text{gases}} \cdot \overline{cp}_{\text{gases}} \cdot (T_{\text{gases}_{\text{entrada_prec}}} - 180) = m_{\text{aire}} \cdot \overline{cp}_{\text{aire}} \cdot (T_{\text{prec}_{\text{aire}}} - T_{\text{ref}})$$

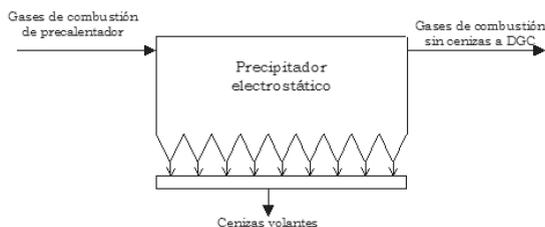
Precipitador electrostático y unidad de desulfuración de gases de combustión

Una vez que los gases de combustión abandonan el precalentador de aire se dirigen hacia el precipitador electrostático con el fin de reducir al máximo las cenizas de los gases de combustión. La temperatura de entrada a este equipo debe estar alrededor de 180 °C, la cual es conseguida en la operación del precalentador de aire, que además, como ya se ha dicho es necesaria para evitar condensación ácida. La salida del precipitador se dirige hacia la unidad de desulfuración de gases para reducir la cantidad de azufre hasta los límites necesarios a cumplir por la legislación. El ventilador de tiro inducido que existe para mantener la depresión en el hogar de la caldera no se tiene en cuenta en la simulación.

El precipitador electrostático se simula únicamente teniendo en cuenta que su función es la de eliminar la ceniza volante que va con los gases de combustión. Se considera que se reduce completamente el contenido en cenizas. Por lo tanto, la expresión a introducir en el simulador consiste en restar el flujo másico de cenizas al flujo total que sale del precalentador de aire y calcular las nuevas concentraciones con ese flujo másico reducido. Lo mismo para el cálculo de la composición molar.

■ FIGURA A.I.10

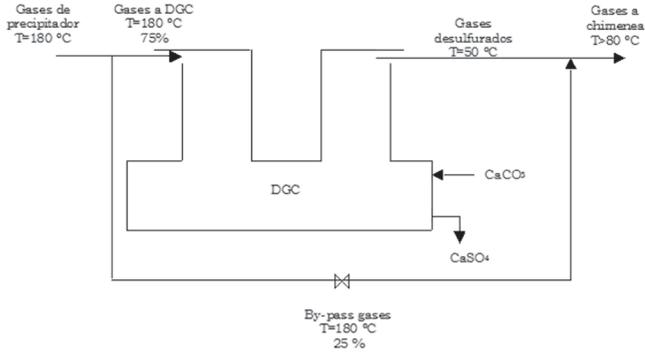
Volumen de control considerado del electrofiltro



A la unidad de Desulfuración de Gases de Combustión (DGC) entran los gases procedentes del precipitador electrostático a la misma temperatura. Ya se ha dicho que existe un ventilador de tiro inducido que no se tiene en cuenta en la simulación. La DGC tiene un by-pass que consigue no introducir todos los gases de la combustión en el equipo. De este modo, se pueden mezclar estos gases by-paseados a 180°C con los que salen de la DGC a 50°C para calentarlos hasta como mínimo 80 °C. En la simulación se ha encontrado este valor mínimo de by-pass en el 25% del total de gases que vienen del precipitador. Teniendo en cuenta este by-pass y mezcla posterior junto con la eficiencia de desulfuración del 90% se obtiene la composición del gas de combustión que saldrá por chimenea.

La simplificación más importante tenida en cuenta en la DGC es que se ha considerado desulfuración seca en lugar de desulfuración húmeda. De este modo se ha considerado la introducción de una cantidad de CaO y CO₂ equivalente a la utilización de CaCO₃ necesario para la

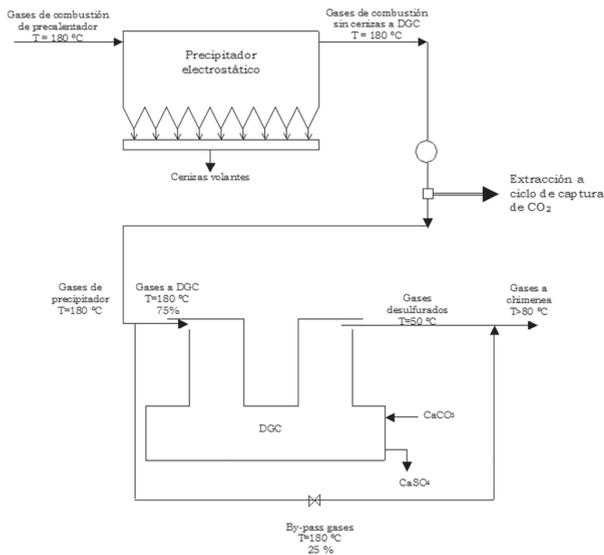
■ FIGURA A.I.11

Volumen de control considerado del DGC

desulfuración. Se ha supuesto una relación de 2 a 1 molar de CaCO_3 con respecto al SO_2 de entrada. No se ha tenido en cuenta la reducción de O_2 por su consumo en la reacción real puesto que tampoco se ha tenido en cuenta el oxígeno auxiliar introducido en la operación real.

Para tener en cuenta la posterior incorporación del proceso de captura, se ha simulado una extracción antes de la DGC tras el precipitador y su regreso al proceso después de la DGC tras la mezcla con el by-pass. El caudal de salida se ha simulado como un porcentaje del gas de combustión que se selecciona en la propia simulación.

■ FIGURA A.I.12

Extracción de gases para carbonatación

Tanto para el cálculo de la entalpía del gas de combustión como para el cálculo de se calor específico se han introducido en la simulación sendas funciones que calculan dichas propiedades en función del valor de la propiedad individual de cada componente del gas según su temperatura y de su fracción másica en dicho gas de combustión.

Para el cálculo de la composición del gas de combustión (F_{ij}), en cada uno de los puntos (j) se ha tenido en cuenta el flujo másico del gas (M_j) y el flujo másico de cada uno de sus componentes (M_{ij}).

$$F_{ij} = \frac{M_{ij}}{M_j}$$

$$M_j = \sum_{i=1}^n M_{ij} \text{ para cada punto } j$$

Del mismo modo, la fracción molar (X_{ij}) en cada uno de los puntos (j) se ha tenido en cuenta el flujo molar del gas ($KMOL_j$) y el flujo molar de cada uno de los componentes del gas ($KMOL_{ij}$).

$$KMOL_{ij} = \frac{KMOL_{ij}}{KMOL_j}$$

$$KMOL_j = \sum_{i=1}^n KMOL_{ij} \text{ para cada punto } j$$

El peso molecular del gas en cada punto (PM_j) se calcula como el cociente entre el flujo másico y el flujo molar en cada punto.

$$PM_j = \frac{F_j}{KMOL_j}$$

ANEXO A.II. Formulación del problema de optimización para la integración de ciclos de vapor

INTRODUCCIÓN

Las redes de vapor juegan un papel importante en la mayoría de las plantas de proceso industriales (Favrat y Marèchal, 2006). Representan la mejor conexión entre las corrientes de las *utilities* y de los procesos permitiendo la producción combinada de calor y trabajo. Según la formulación del problema de optimización en la integración de *utilities* y procesos descrita en el capítulo 2 dentro de la fase de generación, la consideración de la integración de una red de vapor, requiere definir un modelo determinado de esta red que pueda tratarse conjuntamente con el problema de la cascada térmica e integración de *utilities*. Por ello, el modelo de la red de trabajo de vapor debe basarse en una formulación lineal para poder respetar la formulación del problema MILP. La formulación de la red de vapor se encuentra definida en detalle en Marèchal (1995) aunque se va a describir en parte en este anexo.

La red de vapor se basa en la definición de una superestructura, propuesta por vez primera por Papoulias y Grossmann (1983a), y adaptada por Marèchal y Kalitventzeff (1999) para tener en cuenta los perfiles de entalpía-temperatura en la producción de vapor (precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento) y el consumo de vapor (desobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento). Una de las mayores dificultades que se han encontrado en la formulación de dicha superestructura ha sido el mantener la linealidad de las ecuaciones al tratar de man-

tener consistencia en los balances de masa y energía. Dicha dificultad, se ha solucionado atendiendo a una formulación especial, descrita en este anexo, para los balances de masa en los colectores de la superestructura de la red de vapor que hace que el modelo no sea exacto pero sí una buena herramienta para un análisis preliminar de targeting. En cuanto a los efectos a integrar en el problema de optimización (EMO), las corrientes frías y calientes de la red de vapor se integran en el modelo que define la cascada térmica como utilities mientras que las expansiones en las turbinas de la red se añaden a los balances de potencia.

Una de las características de estas redes de vapor es que deben estar definidas las propiedades de los colectores que la definen, atendiendo a su presión y temperatura o calidad para determinar su entalpía, aspecto que se selecciona a partir del análisis de las curvas compuestas globales. Por ello, al resolver dicha configuración con el resto de los procesos y utilities, lo que se optimiza son los diferentes flujos másicos de la red de vapor. Debido a la configuración de la superestructura, donde se permite intercambio de calor entre las diferentes corrientes de la red de vapor, se determinan también los flujos másicos óptimos extraídos para precalentamiento del agua. Por lo tanto, el modelo desarrollado puede ser utilizado como una herramienta que permite evaluar de forma rápida los ciclos de vapor de centrales termoeléctricas tal y como se ha propuesto en este trabajo.

DEFINICIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA DE LA RED DE VAPOR

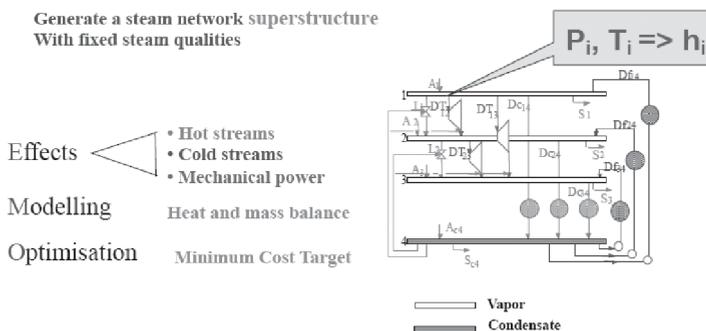
La superestructura de la red de vapor viene definida por cinco elementos:

- Condensación de vapor (efecto de calor caliente)
- Producción de vapor (efecto de calor frío)
- Turbinas para la producción de potencia mecánica (efecto de trabajo)
- Colectores de vapor que recogen y distribuyen el vapor
- Los colectores de condensado que recogen y distribuyen el condensado

La figura A.II.1 muestra un esquema de una superestructura generada a partir de una lista de 3 colectores de vapor y un colector de condensado.

■ FIGURA A.II.1

Esquema de una red de vapor (Favrat and Maréchal, 2006)



Definición de colectores

La definición de un colector se realiza a partir de su etalpia, de este modo es necesario determinar a priori la presión o temperatura que lo definen. Para ello es posible hacer uso de la aproximación de la producción combinada de calor y trabajo desarrollada por Marèchal y Kalitventzeff (1997) haciendo uso de la curva compuesta global balanceada (figura A.II.2). Esta aproximación, derivada de los resultados obtenidos principalmente por Townsend y Linnhoff (1983) pero mejorada, hace uso de conceptos y análisis termodinámico. El análisis de la integración de ciclos Rankine muestra cómo éstos pueden ser integrados en la curva compuesta global balanceada mediante la integración de rectángulos aprovechando las zonas autosuficientes. Las bases horizontales de dichos rectángulos vienen definidas por las temperaturas de evaporación y de condensación del ciclo Rankine. La potencia mecánica producida se estima a partir del ciclo de Carnot. Según se integre el ciclo Rankine por encima o por debajo del pinch del proceso, la expresión que permite estimar el trabajo obtenido es diferente (ec A.II.1 por encima del pinch y ecuación A.II.2 por debajo del pinch), pero siempre máximo cuando se incrementa la diferencia de temperaturas entre la de evaporación y la de condensación (altura del rectángulo) y se aumenta la potencia térmica intercambiada (base del rectángulo). Las características del ciclo Rankine, niveles de presión, temperatura de sobrecalentamiento, etc, se pueden derivar de la definición de dicho rectángulo para la maximización de la potencia producida en el problema de integración.

$$W_a = \left(\frac{T_v - T_c}{\frac{T_v}{\eta_c} - (T_v - T_c)} \right) Q_a(T_c) = A \left(\frac{1}{\frac{T_v}{\eta_c} - (T_v - T_c)} \right) \quad (\text{ec. A.II.1})$$

$$W_a = \eta_c \left(\frac{T_v - T_c}{T_v} \right) Q_b(T_v) = \eta_c \left(\frac{A}{T_v} \right) \quad (\text{ec. A.II.2})$$

Según la curva compuesta balanceada de la figura A.II.2, se define una red de vapor formada por dos colectores de vapor con temperaturas de 600 K y 500 K a 80 bar y 27.5 bar respectivamente. Dichas presiones se pueden calcular mediante simulación, tablas, o por expresiones como las utilizadas por Marèchal (1995) derivadas de Perry (1985), donde según la expresión A.II.3, a partir de la temperatura seleccionada según la curva (T_v) se obtiene la presión de vapor (P_v) correspondiente a esa temperatura y con la expresión A.II.4 se calcula el sobrecalentamiento en base a la presión de evaporación (T_s).

$$P_v = \left(\frac{T_v - 273}{100} \right)^4 \quad (\text{ec. A.II.3})$$

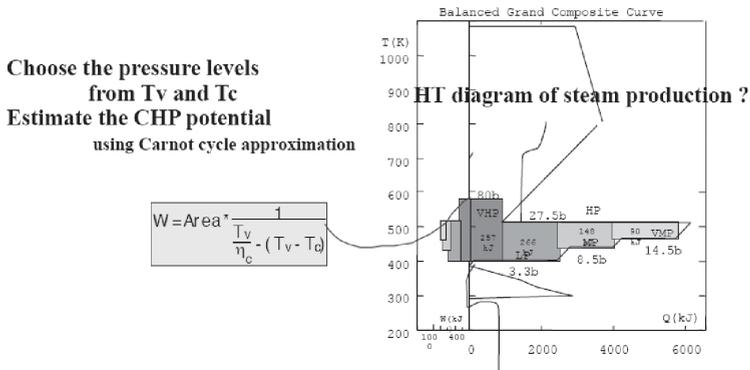
$$T_s = T_v + 50 \ln(P_v) \quad (\text{ec. A.II.4})$$

El nivel térmico (altura del rectángulo) a 600 K de la producción de vapor a 80 bar viene definida por alguna limitación (podría haber sido superior) mientras que la potencia térmica intercambiada (base del rectángulo) viene definida por la forma de la curva atendiendo a la zona autosuficiente. Townsend y Linnhoff (1983) no hacen uso de las zonas autosuficientes. Considerando la producción de potencia dentro de la zona autosuficiente se demuestra que se optimiza la producción de potencia al mínimo coste Marèchal y Kalitventzeff (1997). La formación de vapor a 500 K con una presión de 27.5 bar viene definida por la zona autosuficiente, de la que, debido tam-

bién a los diferentes niveles de temperatura que recogen calor del proceso se definen tres ciclos Rankine (definidos por las presiones de 3.3, 8.5 y 14.5 bar, correspondientes a las presiones de condensación). El uso de la expresión A.II.1, permite estimar la producción de trabajo en cada uno de esos cuatro rectángulos que definen cuatro ciclos Rankine simples.

■ FIGURA A.II.2

Ejemplo de selección de niveles de presión y temperatura según la curva compuesta global balanceada (Favrat y Marèchal, 2006)

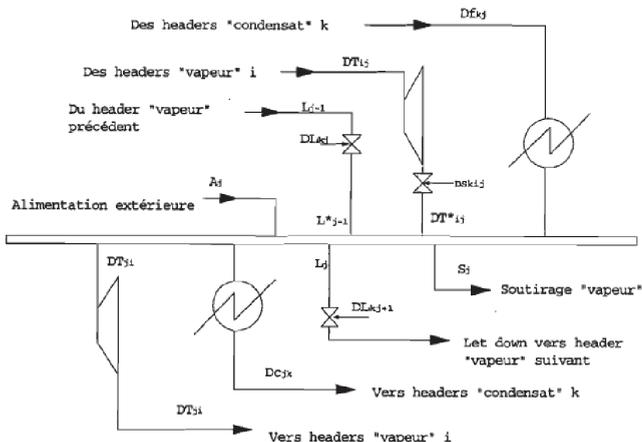


Balances de masa y energía en los colectores

La figura A.II.3 presenta cada una de las entradas y salidas consideradas en la definición de un colector de vapor.

■ FIGURA A.II.3

Superestructura de un colector de vapor (Marèchal, 1995)



En cuanto a los diferentes flujos másicos que pueden salir del colector j son el flujo S_j , que considera el posible flujo de vapor que puede extraerse del ciclo, el flujo DT_{ij} , que es el utilizado en la expansión hacia el colector inferior para la producción de trabajo, el flujo DC_{jk} , que representa el flujo utilizado para proporcionar el efecto caliente bien como utility para el proceso bien para calentamiento del agua del propio ciclo de vapor, el flujo L_j , que se dirige hacia el colector de vapor inmediatamente inferior, corrigiendo la entalpía de la expansión (se explica posteriormente).

En cuanto a los flujos que pueden entrar a un colector de vapor se encuentra el flujo Df_{ij} , que representa el flujo másico extraído del colector de condensado k (efecto de calor), el flujo A_j permite considerar la incorporación de vapor exterior al propio ciclo de vapor. La potencia mecánica producida (W_{ij}) por expansión del vapor del colector i al colector j se calcula multiplicando la potencia específica w_{ij} por el flujo másico extraído del colector i que puede ser cualquier colector superior (DT_{ij}). La contribución del efecto $W_{ij}=DT_{ij} w_{ij}$ se introduce al problema de optimización en el balance de potencia. En el caso de tener múltiples niveles de presión, w_{ij} se calcula considerando una turbina multietapa donde la salida de una de ellas define la entrada de la siguiente. La potencia específica w_{ij} viene definida por la expresión A.II.5.

$$w_{ij} = \min \left((h_i - h_j), \sum_{k=i}^{j-1} w_{k(k+1)} \right) \quad \forall i = 1, \dots, n_v - 1 \quad (\text{ec. A.II.5})$$

$$\forall j = i + 1, \dots, n_v$$

con n_v el número de headers de vapor y $w_{k(k+1)}$ la potencia específica producida por la expansión de vapor del colector k al colector $k+1$. En una primera fase como es la que corresponde a este paso se puede suponer una eficiencia isoentrópica constante del expansor (ec. A.II.6)

$$w_{k(k+1)} = \eta \cdot [h_k - h_{is}(P_{k+1}, s(P_k, h_k))] \quad (\text{ec. A.II.6})$$

$$\text{donde } h_k = h_{(k-1)} - w_{(k-1)k} \quad \text{si } k=i+1, \dots, n_v \quad (\text{ec. A.II.7})$$

$$\text{y } h_k = h_i \quad \text{si } k=i \quad (\text{ec. A.II.8})$$

Debido a que las entalpías de cada uno de los headers ya están definidas (h_i, h_j), cuando se calcula a partir de la expresión A.II.6 y se deriva de ella la entalpía del header inferior h_k con la expresión A.II.7, seguramente no coincidirá con el valor definido h_j . Por ello, la expresión A.II.5 tomará el menor valor definido bien por el cálculo de la expansión según la ecuación A.II.6 y A.II.7 o por el valor de la entalpía del colector ya definida. A fin de mantener la coherencia del modelo para que la entalpía de entrada a un colector coincida con la que la define, los mismos autores han incluido una serie de flujos auxiliares de enfriamiento del flujo de salida de la turbina o de bypass de la propia turbina. A pesar de dichas consideraciones, el método permite evaluar en una primera fase de análisis su integración en los procesos mediante una formulación sencilla lineal (Marèchal, 1997, Bolliger et al, 2005)

Cuando la expansión en la turbina del flujo de vapor del header i a j da lugar a una entalpía h_k inferior a la que define el header (h_j), lo que viene representado por $(h_i - w_{ij} > h_j)$ entonces hay que considerar una inyección de agua (DS_{ij}) a la salida de la expansión para reducir la entalpía hasta h_j . El flujo másico de entrada a dicho header (DT_{ij}^*) será entonces el flujo másico expandido más el flujo másico inyectado de agua. El agua inyectada define la restricción incluida en la expresión A.II.9.

$$DT_{ij}^* = \frac{h_i - w_{ij} - h_{kj}}{h_j - h_{kj}} = DT_{ij} \cdot k_{ij} \quad (\text{ec. A.II.9})$$

Con h_{kj} le entalpía específica del agua en el header de condensado k cuya presión es la más cercana a la del header de vapor aumentada por la energía debida al bombeo. Con dicha restricción se asegura que la entalpía de entrada al header j será h_j debido a que para el cálculo de w_{ij} se utiliza la expresión A.II.5. Cuando la función es activada, $k_{ij}=1$, siendo entonces la potencia mecánica calculada por (h_j-h_i) . Esta situación es equivalente a bypassar la turbina para tener la entalpía h_j del header de vapor j . Para tener en cuenta el enfriamiento del caudal bypassado (L_{j-1}) de la entalpía h_i hasta la h_j se utiliza una corriente de agua del header de condensado más próximo (DL_{kj}) que se mezcla con dicha corriente. Por lo que el caudal de entrada al header j (L_{j-1}^*) viene expresado por la ecuación A.II.10.

$$L_{j-1}^* = L_{j-1} \cdot \left(1 + \frac{h_{j-1} - h_{kj}}{h_j - h_{kj}} \right) = L_{j-1} \cdot r_{j-1} \quad (\text{ec. A.II.10})$$

Definidos los flujos que forman parte de cada uno de los colectores de vapor y atendiendo al esquema de la figura A.II.3. se puede definir el correspondiente balance de masa (ec. A.II.11).

$$L_{j-1} \cdot r_{j-1} + A_j + \sum_{i=1}^{j-1} k_{ij} \cdot DT_{ij} + \sum_{k=1}^{n_{co}} Df_{kj} - \sum_{i=j+1}^{n_v} DT_{ij} - \sum_{k=1}^{n_{co}} Dc_{jk} - S_j - L_j = 0 \quad \forall j = 1, \dots, n_v \quad (\text{ec. A.II.11})$$

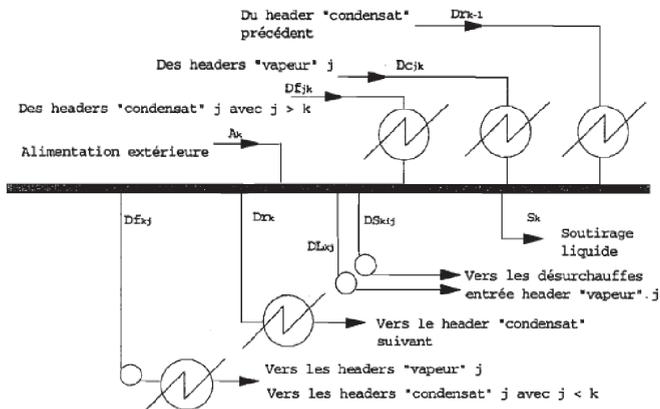
Debido a que la entalpía de todos los headers se ha considerado constante, el balance de masa representa también el balance de energía.

En cuanto al colector de condensado k , la definición es similar a los colectores de vapor. Son colectores con entalpía definida y constante que recogen y distribuyen los condensados hacia los colectores de vapor, definiendo por lo tanto corrientes frías para el proceso. La figura A.II.4 muestra la definición de un header de condensado atendiendo a todos los flujos que entran y salen del mismo a partir del cual se plantean los balances de masa y energía.

Los flujos de entrada corresponden a A_{kj} , que representa un aporte exterior, Dc_{jk} , que es el flujo que define el efecto caliente procedente de un colector de vapor j , Df_{jk} , que es el flujo que

■ FIGURA A.II.4

Definición de un colector de condensado (Marèchal, 1995)



puede venir de un colector de condensado j con entalpía inferior, Dr_{k-1} el flujo procedente del colector de condensador precedente.

Los flujos de salida de un colector de condensado son Df_{kij} , que define el flujo de salida hacia un colector de vapor o un colector de condensado, Dr_k es el flujo que se dirige al colector de condensado siguiente, DS_{kij} define el flujo de agua que sale del colector de condensado k para enfriar la corriente expansionada en la turbina de entrada de vapor del colector de vapor i al j (ec. A.II.12). El flujo DL_{kij} representa la cantidad de agua que sale del colector de condensado k para enfriar la corriente que bypassa la turbina del colector de vapor i al j (ec. A.II.13).

$$DS_{kij} = DT_{ij} \cdot (k_{ij} - 1) \quad (\text{ec. A.II.12})$$

$$DL_{kij} = L_{j-1} \cdot (r_{j-1} - 1) \quad (\text{ec. A.II.13})$$

La ecuación b.14 representa tanto el balance de masa como el de energía del colector de condensado.

$$Dr_{k-1} + A_k + \sum_{j=1}^{n_v} Dc_{jk} + \sum_{u=k+1}^{n_{co}} Df_{uk} - \sum_{i=1}^{k-1} Df_{ki} - S_k - Dr_k - \sum_{i=1}^{n_v} \sum_{j=i+1}^{n_v} (k_{ij} - 1) \cdot DT_{ij} - \sum_{j=1}^{n_v-1} (r_j - 1) \cdot L_j = 0 \quad \forall k(\text{ec. A.II.14})$$

$$\forall k = 1, \dots, n_{co}$$

Integración en el problema de optimización

Los flujos másicos (o molares) de la red de trabajo de vapor se calculan junto con el resto de flujos de las utilities haciendo uso de un MILP cuya función objetivo es el CMER (aunque otras pueden ser la maximización de la producción de potencia, la minimización de emisiones de CO_2 , la minimización de pérdidas exergéticas, la minimización de los costes de inversión).

La red de vapor define corrientes frías y calientes con flujos másicos desconocidos. Las corrientes calientes, ligadas a Dc_{jk} , corresponden a la condensación de vapor de un header de vapor j a un header de condensado k que define una necesidad de calor del proceso o un calentamiento de la propia red de vapor (una extracción). Generalmente, cada corriente caliente define un enfriamiento, una condensación y una refrigeración siendo la presión de condensación la presión más elevada (la del header de vapor). La temperatura inicial y final así como la temperatura de condensación se utilizan para obtener los intervalos de temperatura que definen la cascada térmica.

Otro tipo de corrientes calientes es el calor intercambiado entre dos headers de condensado (Dr_{ij}). Las corrientes frías corresponden al agua caliente producida (Df_{ki}) y al vapor producido incluyendo precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. La presión en este caso es la correspondiente al header de destino. El estado inicial de la corriente fría se corrige teniendo en cuenta el bombeo requerido para elevar la presión. Tanto la producción de potencia mecánica como la consumida por bombeo se tienen en cuenta en el problema de optimización. Para el intervalo de temperatura r la expresión viene dada en la ecuación A.II.15.

$$\sum_{i=1}^{n_v} \sum_{k=1}^{n_{co}} Dc_{kj} \cdot q_{kjr} - \sum_{k=1}^{n_{co}} \sum_{i=1}^{n_v} Df_{ki} \cdot q_{kir} - \sum_{k=1}^{n_{co}-1} Dr_k \cdot q_{kr} \quad (\text{ec. A.II.15})$$

Siendo:

q_{kjr} la carga térmica molar del flujo k_j (caliente o frío) en el intervalo de temperaturas r .

q_{kr} la carga térmica molar del agua de refrigeración del header de condensado k al header de condensado siguiente $k+1$ en el intervalo r .

D_{ik} el flujo que alimenta el header i procedente del header de condensado k

D_{cik} el flujo de salida de vapor que alimenta los intercambios de calor entre el header de vapor i y el de condensado k .

D_{rk} el flujo de agua de refrigeración del header de condensado k dirigido al header de condensado siguiente $k+1$

Las variables de la red de vapor (DT_{ij} , Df_{ikj} , Dc_{jk} , S_j , L_j , A_j , Dr_{k-1}) se añaden a la lista de variables así como las ecuaciones de los balances de masa (A.II.11, 14). Una variable entera se asocia a cada flujo másico de la red de vapor que junto con la definición de los límites máximos y mínimos de estos flujos, permite el cálculo de dichas variables dentro de los límites correctos. La función objetivo es el coste total de las utilities utilizadas para proporcionar el MER del proceso incluyendo los costes de la red de vapor (aunque como se ha descrito existe la posibilidad de tener en cuenta otras funciones objetivo).

La potencia producida por la red de vapor viene dada por la ecuación A.II.16.

$$\sum_{i=1}^{n_v-1} \sum_{j=i+1}^{n_v} \frac{1}{\eta_a} DT_{ij} \cdot w_{ij}^* \quad (\text{ec. A.II.16})$$

con η_a el rendimiento del alternador y $w_{ij}^* = w_{ij}$ si $h_i < h_j - w_{ij}$ y $w_{ij}^* = h_i - h_j$ si $h_i > h_j - w_{ij}$

También se tiene en cuenta el consumo de potencia mecánica por las bombas de la red de vapor (ec. A.II.17).

$$-\sum_{i=1}^{n_{co}} \sum_{j=1}^{n_v+n_{co}} \eta_m \cdot Df_{ikj} \cdot w_{pki} \quad (\text{ec. A.II.17})$$

Con η_m la eficiencia del motor eléctrico y w_{pki} la energía específica de la bomba entre la presión del header de condensado k y del header de vapor i .

ANEXO A.III. Software utilizado en las simulaciones termodinámicas e integración energética

Para la simulación termodinámica se ha optado por utilizar el software Engineering Equation Solver (EES) (EES, 2007) que permite una resolución simultánea (equation oriented model) de las ecuaciones así como una optimización NLP basada en el algoritmo de aproximaciones cuadráticas. Como proponen algunos autores con amplia experiencia en la integración de procesos industriales (Marèchal, 1995, Kontopoulos et al., 1991) la resolución simultánea ha proporcionado mejores resultados cuando se resuelve un programa de optimización.

Como se sabe, la resolución secuencial resuelve por módulos o equipos utilizando las salidas del módulo resuelto como entradas del siguiente módulo. Esto hace que la selección de los valores iniciales presenten menos problemas que en la resolución simultánea en la que todas las ecuaciones puestas en el programa se resuelven a la vez. No obstante se requiere una correcta selección del orden de la secuencia de cálculo, lo que puede hacer complicada la posterior modificación de la configuración. En la simulación simultánea esto no presenta ningún problema. Además, el posible problema acerca de la inicialización de los valores de las variables, se resuelve fácilmente por el conocimiento de valores reales de la planta.

En cuanto al proceso de integración energética desarrollado para la integración de un nuevo ciclo de vapor con el ciclo de captura, el programa utilizado ha sido Easy (Energy Analysis y SYnthesis of industrial processes). Easy es un programa que presenta una lógica de integración energética cuya función es el determinar el mejor intercambio energético posible entre diferentes

flujos calientes y fríos. Implementa la aproximación Effect Modelling y Optimisation (EMO), (Maréchal y Kalitventzeff, 1997) haciendo uso de la optimización MILP buscando la mejor integración energética y medioambiental de procesos industriales ya descrita en el capítulo 2. Ha sido desarrollado por el Laboratoire d'Analyse et de Synthèse des Systèmes Chimiques (L.A.S.S.C.) de la universidad de Liège a partir de las herramientas ya creadas por el mismo grupo de investigación de dicha universidad incluidas en un programa informático denominado SYNEP hace más de 30 años (Maréchal, 1995).

El Laboratoire d'Energétique Industriel (L.E.N.I.) de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne (E.P.F.L), dentro de su división de síntesis de sistemas energéticos, también hace uso de dicho programa explotando sus utilidades (Leniwiki, 2007, Bolliger 2005, Palazzi et al., 2004). A tal efecto, LENI, está desarrollando una rutina en MATLAB denominada OSMOSE (Maréchal et al., 2004, Bolliger, 2005), Palazzi et al., 2004, Palazzi et al., 2007) en la que se establece una conexión entre los diferentes programas de simulación termodinámica, el propio software de integración energética EASY2 y un algoritmo de optimización desarrollado también en LENI denominado MOO (MultiObjective Optimiser) (Leyland, 2002, Molyneaux, 2002).

Easy2 contiene dos tipos de unidades:

- Los procesos
- Las utilities

La primera categoría, los procesos, contiene todas las unidades cuyos estados termodinámicos son conocidos, principalmente los flujos másicos y los niveles de temperatura. Easy2 calcula la energía sobrante o requerida por las corrientes, respectivamente calientes y frías, determinando el mejor intercambio entre ellas.

La segunda categoría, las utilities, son las unidades de las que se conoce su nivel de temperatura pero se desconoce su nivel de utilización (o flujo másico). En Easy2, se determina este nivel de utilización, generalmente el flujo másico que se produce en ellas, optimizando su uso como flujo energético junto con los procesos.

Easy2 permite, entre otras:

- Encontrar el MER generando informes y gráficos (curvas compuestas, curvas compuestas globales, curvas exergéticas, curvas compuestas integradas, etc).
- Seleccionar las utilities. El propio programa tiene predefinidas diferentes utilities entre las que se incluyen turbinas de gas, motores térmicos, ciclos frigoríficos y turbinas de vapor. Estas utilities son representadas, en los casos más simples, por corrientes frías y calientes. Para su uso será suficiente seleccionar su nivel de temperatura y de presión y Easy2 se encargará de integrarlas en el proceso.
- Integrar de forma óptima de las utilities seleccionadas según el objetivo CMER según el problema de optimización planteado MILP.
- Tener en cuenta diferentes restricciones en las combinaciones para el cálculo del CMER
- Analizar la selección del DT_{\min} mediante un cálculo sucesivo del MER o CMER variando dicho DT_{\min} .
- Permite integrar consumos y producciones de potencia mecánica
- Calcular mediante MILP los flujos de calor que satisfacen el MER y el mínimo número de combinaciones.
- Simulación y optimización de la red de intercambio de calor.

ANEXO A.IV. Resultados de la simulación para diferentes configuraciones del ciclo de captura

■ TABLA A.IV.1

Variables de operación del sistema integrado. Configuración la

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.0										
0.05	27.39	2.681	0	0.337	68.46	24.89	11.68	383097	993790	27.45
0.1	54.08	2.528	0	0.3271	72.29	24.90	23.05	389678	981190	28.99
0.2	105.5	2.232	4290	0.3096	79.91	25.33	44.93	397751	957313	32.05
0.3	154.7	1.952	22402	0.2943	87.51	25.92	65.81	390396	935514	35.09
0.4	201.8	1.686	39637	0.2809	94.84	26.29	85.77	383470	915134	38.03
0.5	246.9	1.432	56079	0.269	101.90	26.59	104.9	376927	896013	40.88
0.6	290.4	1.188	71801	0.2585	108.80	26.86	123.3	370732	878017	43.65
0.7	332.2	0.9548	86865	0.249	115.60	27.10	140.9	364851	861033	46.35
0.8	372.6	0.7304	101324	0.2404	122.10	27.33	158	359257	844964	48.99
0.9	411.6	0.5143	115227	0.2326	128.50	27.54	174.4	353927	829725	51.55

■ TABLA A.IV.2

Variables de operación del sistema integrado. Configuración Ib

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.0										
0.05	27.4	2.683	0	0.3384	67.88	21.43	10.78	382438	994360	27.22
0.1	54.14	2.53	0	0.3298	71.15	21.43	21.29	388383	982293	28.53
0.2	105.8	2.236	1345	0.3143	77.61	21.7	41.55	398412	959270	31.12
0.3	155.1	1.958	18153	0.3005	84.17	22.28	60.91	391322	938234	33.75
0.4	202.5	1.692	34176	0.2883	90.47	22.62	79.45	384625	918506	36.28
0.5	248	1.438	49487	0.2774	96.60	22.88	97.24	378282	899947	38.74
0.6	291.8	1.194	64147	0.2675	102.50	23.12	114.4	372261	882437	41.13
0.7	334.1	0.9601	78211	0.2586	108.30	23.33	130.8	366533	865872	43.45
0.8	374.9	0.7348	91725	0.2505	114.00	23.52	146.7	361074	850167	45.73
0.9	414.4	0.5177	104732	0.2431	119.50	23.71	162.1	355862	835245	47.95

■ TABLA A.IV.3

Variables de operación del sistema integrado. Configuración Ic

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.0										
0.05	27.5	2.726	0	0.3423	66.46	16.94	7.128	380159	997675	26.65
0.1	54.5	2.614	0	0.3372	68.34	16.87	14.13	383905	988744	27.41
0.2	107.1	2.396	0	0.3276	72.04	16.94	27.76	391201	971459	28.89
0.3	157.9	2.186	797.8	0.3189	75.70	17.1	40.92	397392	954926	30.36
0.4	207.1	1.985	11869	0.3107	79.49	17.5	53.67	392318	939506	31.88
0.5	254.9	1.79	22562	0.303	83.15	17.74	66.02	387442	924776	33.34
0.6	301.2	1.602	32902	0.2959	86.71	17.92	78.01	382748	910682	34.77
0.7	346.2	1.419	42912	0.2893	90.20	18.07	89.65	378226	897176	36.17
0.8	389.9	1.242	52611	0.2831	93.62	18.21	101	373864	884215	37.54
0.9	432.5	1.07	62019	0.2772	96.97	18.34	112	369652	871760	38.89

■ TABLA A.IV.4

Variables de operación del sistema integrado. Configuración Id

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.0										
0.05	27.37	2.68	0	0.3356	69.03	28.28	12.57	383755	993222	27.68
0.1	54.02	2.525	0	0.3245	73.43	28.3	24.8	390971	980091	29.44
0.2	105.3	2.227	7222	0.3051	82.20	28.89	48.3	397094	955371	32.96
0.3	154.3	1.947	26623	0.2884	90.84	29.49	70.68	389480	932823	36.43
0.4	201	1.68	45053	0.2739	99.18	29.9	92.04	382329	911807	39.77
0.5	245.9	1.426	62608	0.2612	107.20	30.24	112.5	375593	892142	43.02
0.6	288.9	1.182	79372	0.25	115.10	30.55	132.1	369229	873679	46.17
0.7	330.4	0.9495	95414	0.2401	122.70	30.83	150.9	363201	856293	49.23
0.8	370.4	0.726	110797	0.2311	130.20	31.09	169.1	357479	839876	52.22
0.9	408.9	0.511	125574	0.2231	137.50	31.34	186.6	352037	824336	55.13

■ TABLA A.IV.5

Variables de operación del sistema integrado. Configuración II

360 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	55.37	2.588	0	0.3308	70.12	18.75	24.1	399281	1.004E+06	28.31
0.2	107.5	2.274	5885	0.3164	76.22	19.09	46.75	404429	975443	30.69
0.3	156.9	1.98	24467	0.3036	82.26	19.55	68.14	395316	948944	33.04
0.4	203.8	1.703	41977	0.2922	88.04	19.85	88.42	386807	924414	35.3
0.5	248.5	1.441	58534	0.282	93.62	20.1	107.7	378832	901602	37.47
0.6	291.1	1.191	74235	0.2727	99.01	20.32	126.1	371333	880302	39.57
0.7	335.9	0.9309	90617	0.2636	104.7	20.54	145.3	363578	858417	41.81
0.8	371.1	0.7274	103391	0.2568	109.3	20.71	160.4	357580	841587	43.59
0.9	408.7	0.5107	116978	0.2498	114.2	20.89	176.6	351247	823907	45.501

370 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	56.94	2.661	0	0.3307	69.68	18.92	24.81	410377	1.032E+06	28.32
0.2	110.5	2.338	7089	0.3164	75.94	19.14	48.11	414547	1.002E+06	30.7
0.3	161.2	2.035	26232	0.3037	82.11	19.52	70.09	405117	974966	33.04
0.4	209.3	1.749	44257	0.2924	88.02	19.79	90.91	396321	949427	35.28
0.5	255.1	1.479	61290	0.2822	93.73	20.03	110.7	388083	925710	37.45
0.6	298.8	1.223	77432	0.2731	99.24	20.25	129.5	380343	903591	39.54
0.7	344.7	0.9553	94266	0.264	105.10	20.47	149.3	372342	880890	41.76
0.8	380.8	0.7463	107387	0.2572	109.70	20.64	164.8	366157	863448	43.53
0.9	419.3	0.5239	121338	0.2503	114.80	20.81	181.3	359629	845138	45.44

380 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	58.51	2.734	0	0.3305	69.26	19.15	25.53	421476	1.062E+06	28.34
0.2	113.5	2.401	8309	0.3163	75.68	19.21	49.48	424650	1.029E+06	30.71
0.3	165.5	2.089	28016	0.3037	81.97	19.52	72.05	414902	1.001E+06	33.04
0.4	214.9	1.795	46559	0.2925	88.01	19.76	93.41	405817	974523	35.27
0.5	261.8	1.518	64067	0.2825	93.84	19.97	113.7	397315	949877	37.42
0.6	306.6	1.254	80652	0.2734	99.48	20.18	133	389332	926921	39.51
0.7	353.5	0.9797	97937	0.2644	105.40	20.4	153.2	381085	903386	41.72
0.8	390.4	0.7652	111405	0.2577	110.20	20.56	169.1	374712	885320	43.48
0.9	429.8	0.537	125719	0.2508	115.30	20.74	186	367989	866371	45.38

390 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	60.1	2.809	0	0.3302	68.85	19.45	26.26	432578	1.090E+06	28.37
0.2	116.6	2.465	9545	0.3162	75.42	19.31	50.86	434740	1.057E+06	30.73
0.3	169.9	2.144	29821	0.3038	81.85	19.53	74.02	424670	1.027E+06	33.04
0.4	220.4	1.842	48882	0.2927	88.01	19.73	95.93	415293	999712	35.26
0.5	268.5	1.557	66868	0.2827	93.97	19.93	116.7	406526	974111	37.41
0.6	314.3	1.286	83894	0.2737	99.72	20.12	136.5	398299	950297	39.48
0.7	362.4	1.004	101631	0.2648	105.80	20.33	157.2	389805	925911	41.68
0.8	400	0.7842	115444	0.2581	110.70	20.5	173.4	383245	907210	43.43
0.9	440.3	0.5502	130121	0.2512	115.90	20.67	190.7	376327	887610	45.32

400 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	61.7	2.883	0	0.3299	68.45	19.83	26.99	443683	1.119E+06	28.39
0.2	119.6	2.53	10799	0.316	75.18	19.43	52.25	444816	1.085E+06	30.75
0.3	174.3	2.199	31646	0.3037	81.73	19.55	76.01	434420	1.054E+06	33.05
0.4	226	1.888	51228	0.2928	88.03	19.71	98.46	424750	1.025E+06	35.26
0.5	275.2	1.595	69692	0.2829	94.10	19.89	119.7	415716	998420	37.39
0.6	322	1.318	87161	0.274	99.97	20.07	140	407244	973727	39.45
0.7	371.2	1.029	105349	0.2651	106.20	20.28	161.2	398503	948471	41.65
0.8	409.7	0.8031	119507	0.2584	111.10	20.44	177.8	391755	929122	43.39
0.9	450.9	0.5633	134546	0.2516	116.50	20.61	195.5	384642	908860	45.27

410 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	63.32	2.959	0	0.3295	68.08	20.29	27.74	454792	1.149E+06	28.43
0.2	122.7	2.595	12070	0.3158	74.96	19.58	53.66	454877	1.113E+06	30.78
0.3	178.6	2.255	33494	0.3037	81.63	19.6	78.02	444152	1.080E+06	33.07
0.4	231.6	1.935	53598	0.2928	88.05	19.71	101	434187	1.050E+06	35.26
0.5	281.9	1.634	72541	0.2831	94.24	19.86	122.8	424884	1.022E+06	37.38
0.6	329.8	1.35	90452	0.2742	100.20	20.03	143.5	416167	997216	39.43
0.7	380	1.053	109091	0.2654	106.60	20.22	165.2	407178	971070	41.62
0.8	419.4	0.8221	123594	0.2588	111.60	20.38	182.1	400242	951060	43.35
0.9	461.4	0.5765	138993	0.252	117.10	20.55	200.2	392933	930124	45.22

■ TABLA A.IV.6

Variables de operación del sistema integrado. Configuración IIa

360 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	55.65	2.601	0	0.327	71.89	25.03	23.74	400816	1009000	29
0.2	108.5	2.296	5464	0.3096	79.73	25.37	46.26	407985	984648	32.06
0.3	159.1	2.007	24138	0.2944	87.51	25.88	67.73	400357	961857	35.09
0.4	207.4	1.733	41894	0.2811	95.01	26.22	88.24	393179	940583	38.01
0.5	253.7	1.471	58822	0.2693	102.30	26.51	107.9	386405	920649	40.85
0.6	298.3	1.221	75000	0.2588	109.30	26.77	126.7	379993	901910	43.62
0.7	345.4	0.957	92005	0.2485	116.90	27.04	146.6	373320	882531	46.57
0.8	382.6	0.7499	105355	0.2408	123.00	27.24	162.3	368130	867541	48.92
0.9	422.5	0.5279	119641	0.2331	129.50	27.45	179.2	362623	851716	51.48

370 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	57.22	2.674	0	0.3269	71.50	25.25	24.43	411957	1.038E+06	29.01
0.2	111.6	2.36	6652	0.3096	79.56	25.44	47.6	418206	1.012E+06	32.07
0.3	163.4	2.063	25892	0.2945	87.51	25.87	69.66	410302	988315	35.09
0.4	213	1.78	44172	0.2813	95.20	26.17	90.72	402871	966118	38
0.5	260.5	1.511	61588	0.2696	102.60	26.44	110.9	395862	945349	40.83
0.6	306.2	1.253	78221	0.2591	109.90	26.7	130.2	389234	925848	43.58
0.7	354.5	0.9822	95696	0.2488	117.60	26.96	150.6	382340	905702	46.52
0.8	392.5	0.7694	109409	0.2412	123.80	27.16	166.7	376980	890135	48.87
0.9	433.4	0.5416	124078	0.2335	130.50	27.37	184	371296	873713	51.42

380 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	58.8	2.748	0	0.3267	71.13	25.55	25.14	423100	1.067E+06	29.03
0.2	114.6	2.424	7857	0.3095	79.40	25.54	48.95	428414	1.039E+06	32.09
0.3	167.8	2.118	27666	0.2945	87.53	25.87	71.61	420231	1.014E+06	35.09
0.4	218.7	1.827	46472	0.2814	95.39	26.14	93.21	412544	991750	38
0.5	267.4	1.55	64376	0.2698	103.00	26.39	113.9	405300	970121	40.81
0.6	314.1	1.286	81465	0.2594	110.40	26.63	133.7	398454	949838	43.55
0.7	363.5	1.007	99411	0.2492	118.30	26.88	154.6	391338	928908	46.48
0.8	402.5	0.7889	113486	0.2416	124.70	27.08	171.1	385808	912751	48.82
0.9	440.2	0.5782	127058	0.2347	130.80	27.27	187	380519	897381	51.1

390 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	60.4	2.823	0	0.3264	70.77	25.94	25.85	434247	1.096E+06	29.06
0.2	117.7	2.489	9079	0.3094	79.25	25.68	50.32	438610	1.068E+06	32.11
0.3	172.2	2.174	29461	0.2945	87.57	25.9	73.57	430143	1.041E+06	35.1
0.4	224.3	1.875	48794	0.2815	95.60	26.12	95.73	422198	1.017E+06	37.99
0.5	274.2	1.59	67188	0.27	103.40	26.35	116.9	414718	994972	40.8
0.6	322.1	1.318	84734	0.2596	110.90	26.58	137.2	407653	973886	43.53
0.7	372.6	1.033	103150	0.2495	119.00	26.82	158.6	400313	952154	46.45
0.8	412.5	0.8085	117587	0.242	125.50	27.02	175.5	394613	935393	48.77
0.9	455.3	0.5689	133018	0.2343	132.50	27.23	193.5	388573	917741	51.3

400 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	62.01	2.898	0	0.3261	70.44	26.42	26.57	445397	1.125E+06	29.09
0.2	120.8	2.554	10318	0.3092	79.12	25.84	51.7	448792	1.096E+06	32.14
0.3	176.7	2.23	31276	0.2945	87.61	25.95	75.54	440039	1.068E+06	35.12
0.4	230	1.922	51140	0.2816	95.82	26.12	98.26	431834	1.043E+06	38
0.5	281.1	1.63	70025	0.2701	103.70	26.32	120	424114	1.019E+06	40.79
0.6	330.1	1.351	88029	0.2599	111.50	26.53	140.7	416829	998001	43.51
0.7	381.7	1.058	106914	0.2498	119.80	26.77	162.6	409266	975446	46.42
0.8	422.5	0.8281	121712	0.2423	126.40	26.96	179.9	403395	958069	48.73
0.9	466.2	0.5825	137524	0.2347	133.50	27.16	198.4	397176	939783	51.25

410 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	63.64	2.974	0	0.3257	70.12	27	27.3	456551	1.155E+06	29.13
0.2	123.9	2.62	11575	0.309	79.01	26.04	53.09	458960	1.124E+06	32.17
0.3	181.2	2.286	33114	0.2944	87.68	26.02	77.54	449917	1.096E+06	35.14
0.4	235.8	1.97	53511	0.2816	96.06	26.13	100.8	441449	1.069E+06	38
0.5	288	1.67	72888	0.2702	104.10	26.3	123	433490	1.044E+06	40.79
0.6	338.1	1.383	91350	0.2601	112.00	26.5	144.3	425983	1.022E+06	43.49
0.7	390.9	1.083	110705	0.25	120.50	26.72	166.7	418195	998791	46.39
0.8	432.5	0.8477	125864	0.2426	127.20	26.9	184.3	412153	980783	48.7
0.9	477.2	0.5962	142055	0.235	134.60	27.1	203.2	405756	961851	51.2

■ TABLA A.IV.7

Variables de operación del sistema integrado. Configuración IIb

360 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	55.71	2.603	0	0.3297	70.72	21.57	21.93	399484	1.010E+06	28.54
0.2	108.8	2.3	2422	0.3143	77.37	21.76	42.77	408679	986717	31.14
0.3	159.5	2.013	19754	0.3006	84.08	22.26	62.68	401328	964729	33.75
0.4	208.2	1.74	36264	0.2885	90.53	22.57	81.74	394390	944139	36.27
0.5	254.9	1.478	52029	0.2776	96.81	22.82	100	387824	924793	38.71
0.6	299.8	1.227	67116	0.2679	102.90	23.05	117.6	381595	906560	41.09
0.7	347.4	0.9626	82997	0.2582	109.40	23.27	136.1	375096	887658	43.64
0.8	385	0.7546	95478	0.2509	114.60	23.45	150.8	370031	873007	45.68
0.9	425.4	0.5315	108847	0.2435	120.30	23.63	166.5	364646	857511	47.89

370 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	57.29	2.677	0	0.3295	70.30	21.78	22.57	410587	1.039E+06	28.56
0.2	111.8	2.365	3514	0.3142	77.14	21.84	44.01	418935	1.014E+06	31.15
0.3	163.9	2.069	21372	0.3007	83.99	22.26	64.47	411319	991344	33.75
0.4	213.8	1.787	38371	0.2886	90.60	22.53	84.04	404138	969865	36.26
0.5	261.7	1.518	54592	0.2779	97.02	22.77	102.8	397347	949709	38.69
0.6	307.8	1.26	70107	0.2681	103.20	22.99	120.8	390909	930735	41.06
0.7	356.6	0.988	86430	0.2585	109.90	23.21	139.8	384196	911085	43.6
0.8	395	0.7744	99253	0.2513	115.30	23.38	154.9	378966	895869	45.63
0.9	436.5	0.5453	112983	0.244	121.10	23.56	171	373409	879788	47.83

380 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	58.87	2.751	0	0.3293	69.89	22.07	23.22	421693	1.068E+06	28.58
0.2	114.9	2.43	4621	0.3141	76.92	21.96	45.26	429178	1.042E+06	31.17
0.3	168.4	2.125	23009	0.3007	83.92	22.28	66.28	421296	1.018E+06	33.76
0.4	219.5	1.834	40498	0.2888	90.68	22.51	86.36	413869	995692	36.26
0.5	268.6	1.557	57178	0.2781	97.25	22.73	105.6	406852	974703	38.68
0.6	315.8	1.292	73121	0.2684	103.60	22.93	124.1	400203	954968	41.04
0.7	365.7	1.013	89886	0.2588	110.40	23.15	143.6	393275	934554	43.57
0.8	405.1	0.7941	103051	0.2517	115.90	23.32	158.9	387880	918760	45.59
0.9	447.5	0.5591	117141	0.2444	121.80	23.5	175.5	382150	902081	47.78

390 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	60.48	2.826	0	0.329	69.51	22.45	23.88	432802	1.097E+06	28.6
0.2	118	2.495	5743	0.314	76.72	22.1	46.53	439408	1.070E+06	31.2
0.3	172.8	2.181	24665	0.3007	83.87	22.32	68.09	431256	1.045E+06	33.77
0.4	225.3	1.882	42648	0.2888	90.78	22.51	88.69	423583	1.021E+06	36.26
0.5	275.5	1.598	59786	0.2782	97.48	22.7	108.4	416337	999784	38.67
0.6	323.9	1.325	76159	0.2686	104.00	22.89	127.3	409477	979268	41.02
0.7	374.9	1.039	93366	0.2591	111.00	23.1	147.3	402332	958070	43.54
0.8	415.3	0.814	106872	0.252	116.50	23.26	163	396771	941686	45.55
0.9	458.6	0.573	121322	0.2447	122.60	23.44	179.9	390868	924397	47.73

400 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	62.09	2.902	0	0.3287	69.14	22.91	24.54	443914	1.126E+06	28.64
0.2	121.1	2.56	6882	0.3138	76.53	22.27	47.8	449627	1.098E+06	31.23
0.3	177.3	2.237	26341	0.3006	83.83	22.37	69.92	441201	1.072E+06	33.79
0.4	231	1.93	44820	0.2889	90.88	22.52	91.03	433278	1.047E+06	36.26
0.5	282.5	1.638	62418	0.2783	97.73	22.68	111.2	425802	1.025E+06	38.67
0.6	331.9	1.358	79221	0.2688	104.40	22.86	130.6	418729	1.003E+06	41.01
0.7	384.2	1.065	96871	0.2594	111.50	23.05	151	411367	981640	43.51
0.8	429.9	0.8087	112225	0.2516	117.80	23.23	168.9	405020	962816	45.73
0.9	469.7	0.5868	125527	0.2451	123.40	23.39	184.4	399564	946740	47.69

410 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCl} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	62.09	2.902	0	0.3287	69.14	22.91	24.54	443914	1.126E+06	28.64
0.2	124.2	2.627	8038	0.3135	76.36	22.48	49.09	459832	1.127E+06	31.26
0.3	181.8	2.294	28038	0.3005	83.80	22.45	71.77	451129	1.099E+06	33.81
0.4	236.8	1.979	47015	0.2889	91.00	22.54	93.4	442954	1.074E+06	36.27
0.5	289.5	1.678	65075	0.2784	97.99	22.67	114.1	435247	1.050E+06	38.67
0.6	340	1.391	82309	0.269	104.80	22.83	133.9	427960	1.028E+06	41
0.7	393.4	1.09	100401	0.2596	112.00	23.02	154.8	420381	1.005E+06	43.49
0.8	435.5	0.8537	114588	0.2526	117.90	23.17	171.3	414488	987663	45.49
0.9	480.8	0.6007	129756	0.2454	124.20	23.34	188.9	408237	969116	47.65

■ TABLA A.IV.8

Variables de operación del sistema integrado. Configuración IIc

360 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	56.08	2.69	0	0.337	67.83	17.09	14.54	394877	1.017E+06	27.42
0.2	110.2	2.465	0	0.3276	71.63	17	28.56	402381	999426	28.9
0.3	162.4	2.249	1832	0.3189	75.41	17.16	42.1	407660	982253	30.37
0.4	213	2.041	13242	0.3107	79.28	17.5	55.2	402410	966159	31.88
0.5	262	1.84	24257	0.3031	83.02	17.71	67.9	397366	950800	33.34
0.6	309.6	1.646	34904	0.2961	86.67	17.88	80.21	392515	936117	34.76
0.7	360.3	1.44	46219	0.2889	90.59	18.04	93.33	387384	920684	36.29
0.8	400.7	1.276	55187	0.2833	93.74	18.16	103.8	383337	908576	37.52
0.9	444.3	1.1	64865	0.2775	97.17	18.28	115.1	378988	895630	38.86

370 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	57.67	2.766	0	0.3368	67.34	17.41	14.96	405850	1.046E+06	27.44
0.2	113.3	2.535	0	0.3275	71.23	17.1	29.38	413565	1.027E+06	28.91
0.3	167	2.312	2879	0.3188	75.13	17.24	43.29	417917	1.009E+06	30.39
0.4	218.9	2.098	14630	0.3107	79.07	17.52	56.75	412489	992940	31.89
0.5	269.2	1.891	25969	0.3032	82.90	17.7	69.78	407278	976931	33.34
0.6	318	1.691	36924	0.2962	86.63	17.85	82.42	402267	961641	34.75
0.7	370.1	1.479	48561	0.2891	90.65	18	95.88	396971	945585	36.28
0.8	411.4	1.311	57782	0.2836	93.87	18.11	106.6	392794	932998	37.5
0.9	456.2	1.129	67728	0.2778	97.38	18.23	118.2	388308	919550	38.83

380 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	59.28	2.843	0	0.3366	66.86	17.83	15.38	416826	1.075E+06	27.46
0.2	116.4	2.605	0	0.3273	70.84	17.26	30.2	424751	1.056E+06	28.93
0.3	171.5	2.375	3939	0.3187	74.85	17.33	44.49	428164	1.037E+06	30.41
0.4	224.9	2.155	16033	0.3107	78.88	17.55	58.31	422557	1.019E+06	31.9
0.5	276.5	1.942	27697	0.3033	82.79	17.7	71.68	417176	1.003E+06	33.34
0.6	326.5	1.736	38961	0.2963	86.60	17.84	84.63	412005	987266	34.75
0.7	379.8	1.518	50921	0.2892	90.71	17.97	98.44	406542	970569	36.27
0.8	422.2	1.345	60394	0.2838	94.00	18.08	109.4	402235	957490	37.48
0.9	468.1	1.159	70610	0.2781	97.59	18.19	121.3	397611	943526	38.81

390 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCi} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	60.9	2.921	0	0.3362	66.40	18.37	15.81	427804	1.105E+06	27.49
0.2	119.6	2.675	0	0.327	70.47	17.45	31.03	435941	1.085E+06	28.95
0.3	176.1	2.439	5013	0.3185	74.59	17.45	45.7	438400	1.065E+06	30.43
0.4	230.8	2.212	17452	0.3106	78.70	17.6	59.87	432612	1.046E+06	31.91
0.5	283.8	1.993	29442	0.3033	82.69	17.72	73.58	427061	1.029E+06	33.35
0.6	335	1.782	41016	0.2964	86.59	17.83	86.86	421729	1.013E+06	34.75
0.7	389.7	1.557	53301	0.2894	90.78	17.95	101	416098	995644	36.26
0.8	433.1	1.38	63027	0.284	94.14	18.05	112.2	411661	982060	37.47
0.9	480	1.188	73512	0.2783	97.81	18.16	124.4	406898	967567	38.79

400 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCi} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	62.54	2.999	0	0.3358	65.96	19.03	16.24	438783	1.135E+06	27.52
0.2	122.7	2.746	0	0.3267	70.12	17.7	31.86	447135	1.113E+06	28.98
0.3	180.8	2.503	6101	0.3183	74.35	17.6	46.92	448626	1.093E+06	30.46
0.4	236.8	2.269	18887	0.3105	78.53	17.68	61.45	442654	1.074E+06	31.93
0.5	291.1	2.044	31205	0.3032	82.60	17.75	75.5	436931	1.056E+06	33.36
0.6	343.6	1.827	43091	0.2965	86.58	17.84	89.11	431437	1.038E+06	34.76
0.7	399.5	1.597	55700	0.2895	90.87	17.94	103.6	425637	1.020E+06	36.26
0.8	448.8	1.394	66770	0.2836	94.68	18.04	116.4	420571	1.005E+06	37.6
0.9	492	1.218	76434	0.2785	98.05	18.13	127.5	416168	991680	38.78

410 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCi} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	64.19	3.079	0	0.3354	65.54	19.84	16.68	449765	1.165E+06	27.56
0.2	125.9	2.818	0	0.3264	69.79	18	32.71	458332	1.142E+06	29.01
0.3	185.4	2.568	7204	0.3181	74.12	17.77	48.15	458840	1.121E+06	30.49
0.4	242.9	2.327	20340	0.3104	78.38	17.77	63.04	452684	1.102E+06	31.95
0.5	298.4	2.096	32988	0.3032	82.54	17.8	77.44	446787	1.083E+06	33.38
0.6	352.2	1.873	45185	0.2965	86.59	17.86	91.37	441129	1.065E+06	34.76
0.7	409.4	1.636	58120	0.2895	90.96	17.94	106.2	435160	1.046E+06	36.26
0.8	454.8	1.449	68353	0.2842	94.47	18.02	118	430461	1.031E+06	37.46
0.9	504	1.247	79378	0.2787	98.29	18.11	130.7	425421	1.015E+06	38.77

■ TABLA A.IV.9

Variables de operación del sistema integrado. Configuración II

360 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/TCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	55.58	2.598	0	0.3245	73.05	28.43	25.54	402145	1.008E+06	29.45
0.2	108.3	2.291	8491	0.3051	82.07	28.91	49.73	407295	982594	32.97
0.3	158.6	2.001	28493	0.2885	90.92	29.44	72.74	399396	959018	36.42
0.4	206.6	1.726	47477	0.2741	99.47	29.82	94.69	391984	937076	39.75
0.5	252.6	1.465	65549	0.2615	107.70	30.15	115.7	385007	916574	42.98
0.6	296.8	1.214	82795	0.2504	115.80	30.45	135.8	378420	897348	46.12
0.7	343.4	0.9516	100901	0.2396	124.40	30.75	157	371580	877511	49.48
0.8	380.2	0.7452	115100	0.2316	131.20	30.99	173.7	366270	862200	52.15
0.9	419.7	0.5244	130280	0.2236	138.70	31.24	191.7	360647	846063	55.05

370 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/TCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	57.15	2.671	0	0.3243	72.70	28.65	26.3	413323	1.036E+06	29.47
0.2	111.3	2.355	9775	0.3051	81.96	28.96	51.17	417483	1.010E+06	32.98
0.3	162.9	2.056	30381	0.2886	91.02	29.41	74.81	409295	985320	36.42
0.4	212.2	1.773	49923	0.2743	99.77	29.75	97.34	401620	962426	39.74
0.5	259.4	1.504	68512	0.2618	108.20	30.07	118.9	394401	941063	42.96
0.6	304.6	1.247	86241	0.2507	116.50	30.36	139.5	387590	921055	46.08
0.7	352.4	0.9765	104844	0.2399	125.30	30.66	161.3	380522	900435	49.42
0.8	390	0.7646	119425	0.232	132.30	30.89	178.4	375038	884533	52.09
0.9	430.5	0.5379	135009	0.224	139.90	31.14	196.8	369233	867789	54.97

380 MW _e										
PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η _{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/TCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWeh]
0.1	58.73	2.745	0	0.3241	72.36	28.96	27.06	424504	1.066E+06	29.49
0.2	114.4	2.419	11077	0.305	81.86	29.05	52.63	427657	1.037E+06	33
0.3	167.3	2.111	32291	0.2887	91.13	29.4	76.9	419177	1.011E+06	36.42
0.4	217.8	1.82	52392	0.2745	100.00	29.71	100	411236	987865	39.73
0.5	266.1	1.543	71499	0.262	108.70	30	122.1	403773	965618	42.93
0.6	312.5	1.279	89711	0.251	117.10	30.28	143.2	396738	944808	46.05
0.7	361.4	1.001	108811	0.2403	126.20	30.57	165.5	389441	923386	49.37
0.8	399.9	0.7839	123774	0.2324	133.30	30.8	183.1	383783	906883	52.03
0.9	441.3	0.5514	139760	0.2245	141.20	31.05	201.9	377795	889519	54.9

390 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	60.33	2.819	0	0.3238	72.03	29.36	27.82	435688	1.094E+06	29.51
0.2	117.4	2.483	12397	0.3049	81.77	29.18	54.09	437818	1.065E+06	33.02
0.3	171.7	2.167	34222	0.2887	91.25	29.42	79	429042	1.038E+06	36.43
0.4	223.4	1.867	54885	0.2746	100.40	29.68	102.7	420833	1.013E+06	39.72
0.5	272.9	1.582	74512	0.2622	109.20	29.94	125.3	413125	990245	42.92
0.6	320.3	1.311	93207	0.2513	117.80	30.21	147	405863	968612	46.02
0.7	370.4	1.026	112803	0.2406	127.10	30.5	169.8	398336	946370	49.33
0.8	409.8	0.8032	128148	0.2328	134.40	30.72	187.7	392503	929253	51.97
0.9	452.1	0.5648	144535	0.2249	142.40	30.97	207	386334	911258	54.84

400 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	61.94	2.895	0	0.3235	71.73	29.86	28.6	446877	1.124E+06	29.54
0.2	120.5	2.548	13735	0.3048	81.70	29.33	55.57	447964	1.093E+06	33.04
0.3	176.1	2.223	36175	0.2887	91.38	29.46	81.12	438890	1.065E+06	36.44
0.4	229.1	1.914	57402	0.2747	100.70	29.66	105.4	430410	1.039E+06	39.72
0.5	279.7	1.622	77549	0.2624	109.80	29.9	128.6	422454	1.015E+06	42.9
0.6	328.2	1.343	96729	0.2516	118.60	30.15	150.8	414965	992476	45.99
0.7	379.4	1.051	116821	0.2409	128.00	30.43	174.1	407208	969394	49.29
0.8	424	0.7977	134257	0.2323	136.30	30.68	194.4	400550	949736	52.21
0.9	462.9	0.5783	149334	0.2253	143.60	30.89	212.1	394848	933010	54.78

410 MW_e

PORC	Mg [kg/s]	CO _{2,a} [MTCO ₂ /año]	P _{ad} [kWe]	η_{en}	C _a [M€/año]	C _{ev} [€/tCO ₂]	Mvrc [kg/s]	P _{eb} [kWe]	Q _{PCI} [kWt]	COE [€/MWh]
0.1	63.56	2.97	0	0.3231	71.45	30.46	29.39	458069	1.153E+06	29.58
0.2	123.6	2.614	15092	0.3046	81.65	29.53	57.07	458096	1.121E+06	33.07
0.3	180.5	2.279	38152	0.2886	91.54	29.52	83.26	448719	1.092E+06	36.46
0.4	234.8	1.962	59945	0.2747	101.00	29.66	108.1	439966	1.065E+06	39.73
0.5	286.6	1.661	80614	0.2626	110.30	29.87	131.9	431762	1.039E+06	42.89
0.6	336.2	1.376	100278	0.2518	119.30	30.1	154.5	424044	1.016E+06	45.97
0.7	388.4	1.076	120865	0.2412	128.90	30.37	178.4	416056	992463	49.26
0.8	429.5	0.842	136972	0.2335	136.60	30.59	197.1	409872	974077	51.88
0.9	469.3	0.6164	152472	0.2264	144.10	30.8	215.2	403975	956661	54.44

ANEXO A.V. Resultados de la simulación para diferentes configuraciones del ciclo de captura

■ FIGURA A.V.1

Evolución de las emisiones de CO₂ anuales según la cantidad de gases carbonatados (configuración Ia, Ib, Ic, Id)

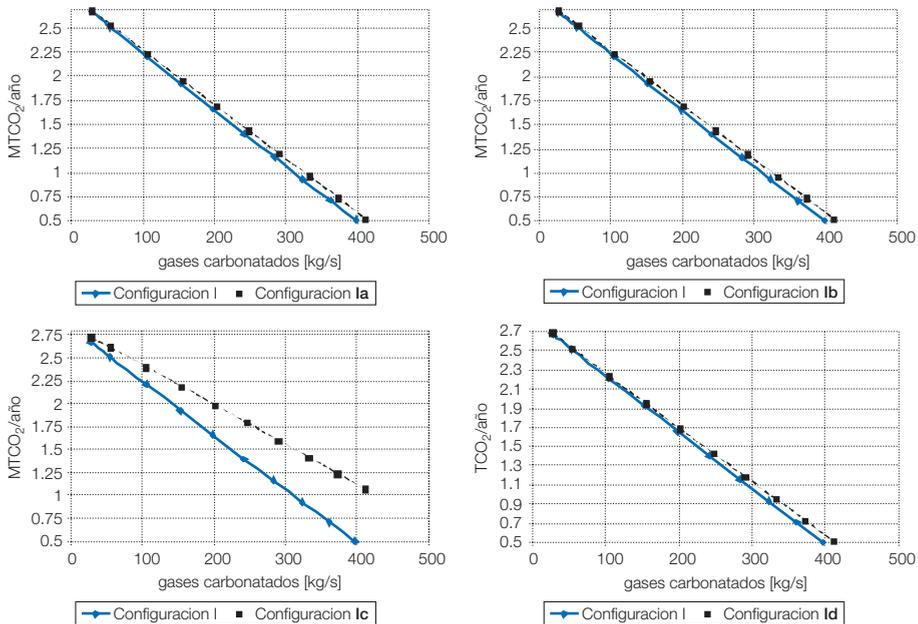


FIGURA A.V.2

Evolución del COE anuales según la cantidad de gases carbonatados (configuración Ia, Ib, Ic, Id)

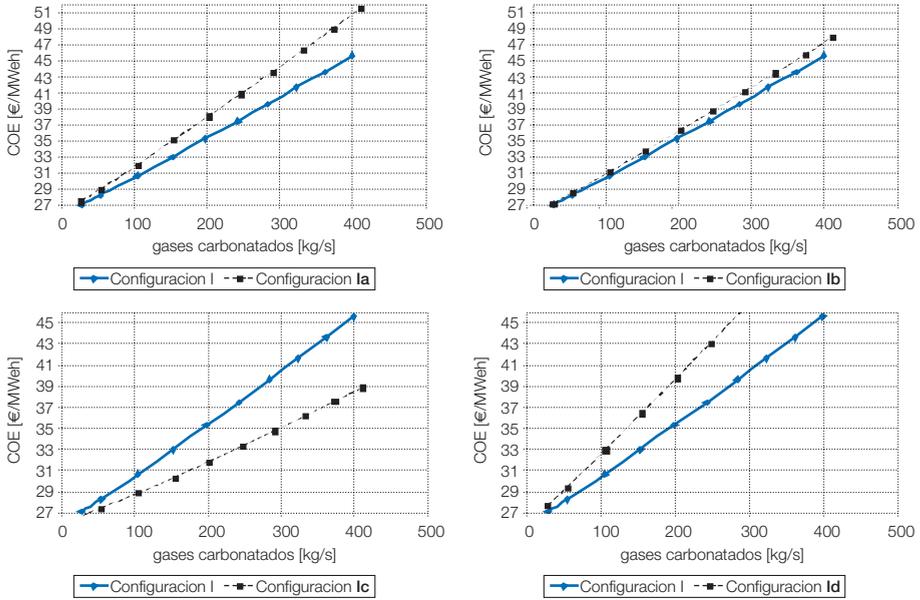


FIGURA A.V.3

Evolución de las emisiones de CO₂ anuales según la cantidad de gases carbonatados (configuración IIa, IIb, IIc, IId)

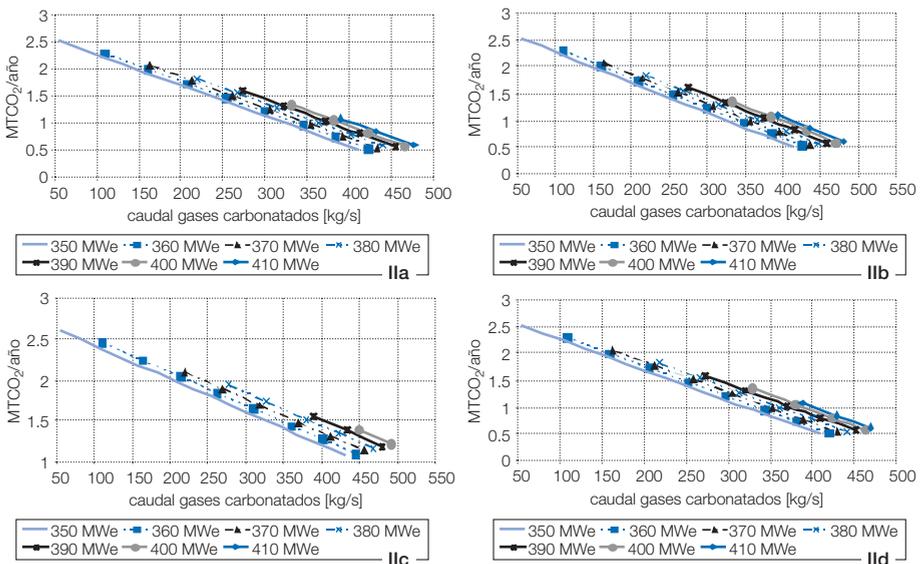


FIGURA A.V.4

Evolución de las emisiones de CO₂ anuales según la cantidad de gases carbonatados (configuración IIa, IIb, IIc, IId)

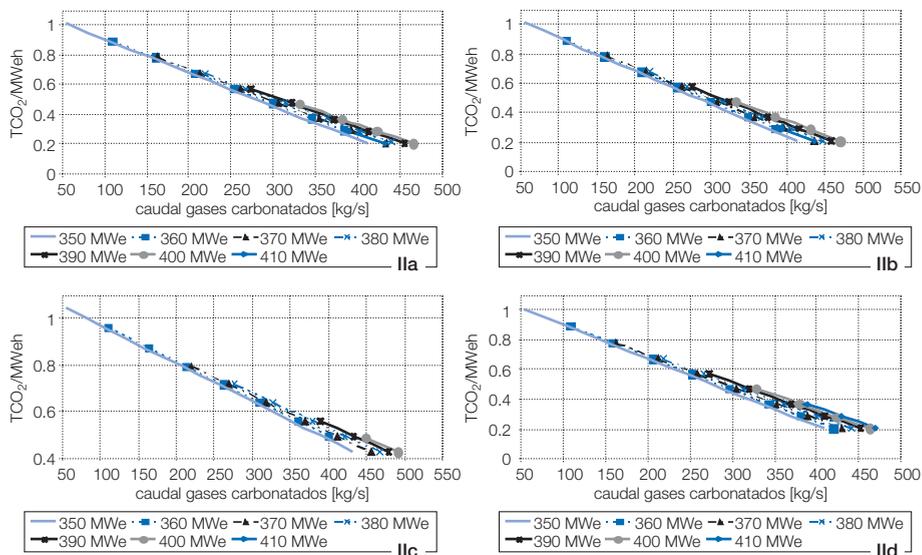
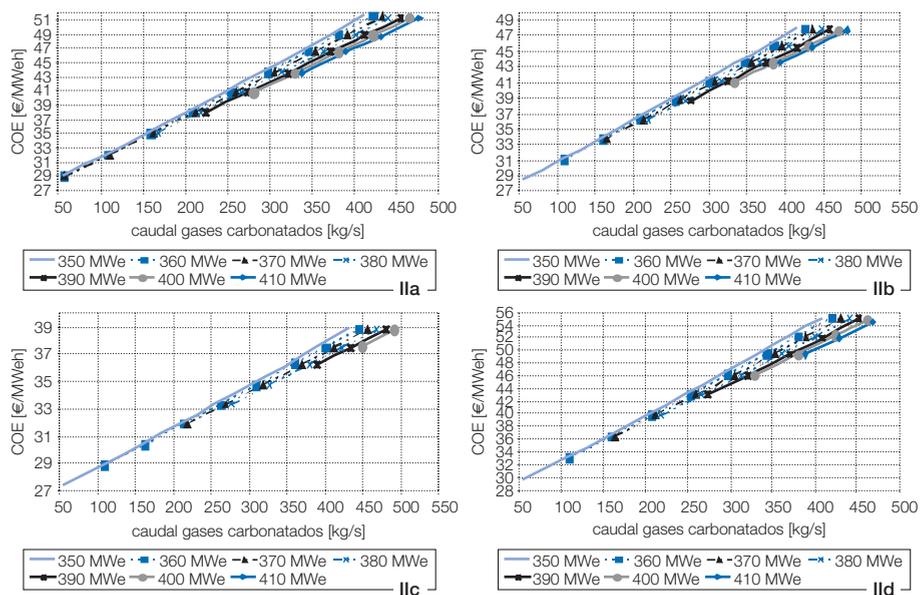


FIGURA A.V.5

Evolución del COE anuales según la cantidad de gases carbonatados (configuración IIa, IIb, IIc, IId)



Referencias bibliográficas

- Abanades, J. C., Oakey, J. E., Alvarez, D., Hämäläinen, J. *Novel combustion cycles incorporating capture of CO₂ with CaO*. 6th International Conference on Greenhouse Gas Technologies. GHGT-6. Paper I4-3. Kyoto, Japan, Oct. (2002)
- Abanades, J.C. *The Maximum Capture Efficiency of CO₂ using a Carbonation/Calcination Cycle of CaO/CaCO₃*. Chemical Engineering Journal 90, 303-306. (2002)
- Abanades, J.C. y Oakey, J. *Procedimiento de combustión con separación integrada de CO₂ mediante carbonatación*. (2003)
- Abanades, J.C., Alvarez, D. *Conversion Limits in the Reaction of CO₂ with Lime*. Energy fuels. 17 (2), 308-315. (2003)
- Abanades, J.C., Alvarez, D., Anthony, E.J., Lu, D. *In-Situ Capture of CO₂ in a Fluidized Bed Combustor*. Proceedings of the 17th International (ASME) Conference on Fluidized Bed Combustion. May 18-21. Paper N10. (2003)
- Abanades, J.C., Rubin, E.S., Anthony, E.J. *Sorbent cost and performance in CO₂ capture systems*. Ind. Eng. Chem. Res. 43. 3462-3466. (2004)
- Abanades, J.C., Anthony, E.J., Alvarez, D., Lu, D., Salvador, C. *Capture of CO₂ from Combustión Gases in a Fluidized Bed of CaO*. AIChE J. 50 (7), 1614-1622. (2004a)
- Abanades, J.C., Anthony, E.J., Wang, J., Oakey, J.E. *Fluidized Bed Combustion Systems Integrating CO₂ Capture with CaO*. Environmental Science Technology. 39, 2861-2866. (2005)
- Alvarez, D., Abanades, J.C. *Pore-Size and shape effects on the recarbonation performance of calcium oxide submitted to repeated calcination/recarbonation cycles*. Energy & Fuels 19, 270-278. (2005)
- Abanades, J.C., Grasa, G., Alonso, M., Rodríguez, N., Anthony, E.J., Romeo, L.M. *Cost Structure of a postcombustion CO₂ capture system using CaO*. Environ. Sci. Technol. 41, 5523-5527. (2007)
- Ahiara, M., Nagau, T., Matsushita, J., Negishi, Y., Ohya, H. *Development of porous solid reactant for thermal-energy storage and temperature upgrade using carbonation/decarbonation reaction*. Appl. Ener. 69. 225-238. (2001)
- Astarita, G., Savage, D., Bisio, A. *Gas Treating with Chemical Solvents*. J. Wiley & Sons (1983)
- Barchas, R., Davis, R. *The Kerr-McGee/ABB Lummus Crest Technology for the recovery of CO₂ from stack gases*. Energy Conversion and Management, 33 (5-8), 333-340. (1992)
- Bathia, S.K., Perlmutter, D.D. *Effect of the product layer on the kinetics of the CO₂ lime reaction*. AIChE J. 39, 79-86. (1983)
- Bauer, G., Joyce, J. *The Benefits of Parallel Repowering Existing Steam Turbines with Gas Turbines*. Siemens AG. Power Generation Group. (1996)
- Bauer, G., Finckh, H. *Comparative Example of Topping Versus Parallel Repowering of 600 MW-Class Steam Turbine Plant*. 9th CEPSI, Hong Kong, Nov 23-27 (vol. 2, pp. 222-230). (1992)
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. *Thermal design and optimization*. New York, John Wiley and Sons. (1996)
- Bejan, A., Mamut, E. *Thermodynamic Optimization of Complex Energy Systems*. Kluwer Academic Publishers. (1999)
- Boehm. *Design analysis of thermal systems*. John Wiley and Sons. (1987)
- Bolliger, R. *Développement d'une méthodologie pour la conception et l'optimisation thermo-économique de cycles thermodynamiques avancés*. Mater Thesis. EPFL. (2004)
- Bolliger, R., Marèchal, F., Favrat, D. *Advanced power plant design methodology using process integration and multi-objective thermo-economic optimisation*. Proceedings of ECOS 2005. Trondheim, Norway, june 20-22. (2005)

- BP. *BP Statistical Review of World Energy*. (2002)
- Brueckner, H., Finckh, H., Veenema, J. *Topping of Groningen Steam Turbine Plant with a gas Turbine*. ASME Paper 87-GT-38 presentado en la 32 Conferencia Internacional de Turbinas de Gas, Anaheim, CA. 31 Mayo a 4 Junio, (1987)
- Brueckner, H., Bergmann, D., Termuehlen, H. *Various Concepts for Topping Steam Plants with Gas Turbines*. American Power Conference. Chicago, Illinois, april 13-15. (1992)
- Bürer, M., Favrat, D., Pelster, S. *Thermoeconomic optimization of the retrofit of an existing steam cycle power plant*. (1999)
- CADDET. *Repowering of Thermal Power Plant to use Exhaust Reburning*. Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies. Agosto (1996)
- CE. *Comisión staff working document. The market for solid fuels in the Community in 2003 and 2004*. (2005)
- Cerdà, I., Westerberg, A., Mason, D., Linnhoff, B. *Minimum utility usage in heat exchange network synthesis. A transportation problem*. Chemical Engineering Science. Vol. 38, n 3, pp 378-387. (1983)
- Chapel, D.G., Mariz, C.L., Ernest, J. *Recovery of CO₂ from flue gases: commercial trends*. Paper No. 340 at the annual meeting of the Canadian Society of Chemical Engineering, Saskatoon, Canada, October. (1999)
- Chase, David L. *Combined-Cycle Development. Evolution and Future*. GE Power Systems. GER-4206. (2001)
- Chou, C., Shih, Y. *A thermodynamic approach to the design and synthesis of plant utility systems*. Ind Chem Eng Res 26:108. (1987)
- Colmenares, T., Seider, W. *Heat and power integration of chemical processes*. AIChE Journal. Vol 33, n°6. June. (1987)
- Curran, G.P., Fink, C.E., Gorin, E. *Carbon dioxide acceptorn gasification process. Studies of acceptor properties*. Adv. Chem. Serv. 69 141. (1967)
- Curti, V., von Sapakovsky, M., Favrat, D. *An approach for the environomic modeling and optimization of a heat pump/furnace district heating and cooling system*. Applied Thermal Engineering, Pergamom. (1997)
- Curti, V. *Modélisation et optimisation environomiques de systèmes de chauffage urbain alimentés par pompes a chaleur*. PhD. Dissertation. Swiss Federal Institute of Technology of Lausanne. Lausanne. (1998)
- Curti, V., von Spakovsky, M., Favrat, D. *An environomic approach for the modeling and optimization of a district heating network based on centralized and decentralized heta pumps, cogeneration and/or gas furnace. (Part I: Methodology and part II: Application*. International Journal of Thermal Sciences 39 (7): 721-741. (2000)
- Daledda, K. et al. *Repowering of steam power plants with gas turbines in the united states*. Power-Gen Europe, Cologne, (vol. 8, pp 201-212) May 17-19. (1994)
- De Ruyck, J., Laric, V., Baetens, D., Plescu, V. *Broadening the capabilities of pinch analysis through virtual heat exchanger networks*. Energy Conversion and Management. 44:2321-2329. (2003)
- Dedman, A.J., Owens, A.J. *Calcium cyanamide synthesis. Part 4-The reaction CaO+CO₂=CaCO₃*. Trans. Faraday Soc. 58. 2072-2035. (1962)
- Dhole, V., Zheng, J. *Conceptual design of commercial power plants using the combined pinch and exergy approach*. ASME Cogen Turbo Power '94, New York. ASME. (1994)

- Donatelli, R. U. *Combustion Turbine Repowering at Lauderdale Plant*. 1990 ASME COGEN-TURBO. 4th Internacional Symposium on Gas Turbines in Cogeneration, Repowering and Peak-load Power Generation. The American Society of Mechanical Engineers. New Orleans, Louisiana, august 27-29. (1990)
- Duran, M., Grossmann, I. *Simultaneous optimization and heat integration of chemical processes*. AIChE journal, vol 32, nº 1, January. (1986a)
- Duran, M., Grossmann, I. *A mixed-integre Nonlinear Porgramming algorithm for process systems synthesis*. AIChE journal, vol 32, nº 4, pp 592-606. (1986b)
- EC. *A European Strategy for Sustainable, Competitive and Secure Energy*. European Commission Paper. (2006)
- EES. *Engineering Equation Solver*. F-Chart Software. (2007) www.fchart.com
- Elewaut, E., Koelewijn, D., van der Straaten, R., Bailey, H., Holloway, S., Barbier, J., Lindeberg, E., Miller, H. y Gaida, K. *Inventory of the Theoretical Storage Capacity of the European Union and Norway*. In: S. Holloway, (Ed.), 'The Underground Disposal of Carbon dioxide' Final Report of the Joule II Project CT92-0031. (1996)
- El-Sayed, Y. y Evans, R. *Journal of engineering for Power*, 92, 27, January. (1970)
- Eurostat. <http://Epp.eurostat.ec.europa.eu>. (2007)
- EU emissions trading scheme 2005 results for the UK. Summary Sheet 17: The carbon market. Point Carbon. www.defra.gov.uk. (2005)
- Escosa, J.M., Cortés, C., Romeo, L.M. *Repowering of fósil fuel power plants and reversible carbonation/calcination cycle for CO₂ abatement*. Proceedings of ASME IMECE2005-79883. November 2005, Orlando, Florida, USA. (2005)
- Escosa, J.M., Romeo, L.M., Valero, A. *Repowering y transformación a ciclo combinado de centrales térmicas para la reducción de emisiones de CO₂*. Revista de Ingeniería Energética y Medioambiental, ed. Alción, nº 179, julio-agosto 2004, pp. 58-62. (2004)
- Evans, R. *Thermodynamic availability as a resource and a tool for system optimization*. Appendix II of the report by Tribus: Thermodynamic and economic consideration in the preparation of water from the sea, revised september 1960. Department of Engineering revised report nº 59-34, University of California at Los Angeles. (1960)
- Evans, R. *A contribution to the theory of thermo-economics*. Master's thesis. Department of engineering, University of California at Los Angeles, December 1961. (1961)
- Falck, E. *Computational chemistry study of solvents for carbon dioxide absorption*. PhD Thesis. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim, August. (2005)
- Falk-Pedersen, O., Bjerve, Y., Glittum, G., Ronning, S. *Separation of carbon dioxide from offshore gas turbine exhaust*. Energy Convers Mgmt Vol. 36, nº 6-9. Pergamon Elsevier Science LTd. (1995)
- Feng, X., Zhu, X. *Combining Pinch and Exergy Analysis for Process Modifications*. Applied Thermal Engineering. Vol 17, nº 3, pp. 249-261. (1997)
- Feron, P. *Membranes for carbon dioxide recovery from power plants*. In carbon dioxide chemistry, environmental issues. J. Paul, CM. Pradier (eds.). The Royal Society of Chemistry, Cambridge, UK, 236-249. (1994)
- Finckh, H., Joyce, J. *How to improve the operating economy and environmental compatibility of existing steam power plants*. Power-Gen Europe, Paris, (vol. 9, pp 23-28) May 25-27. (1993)
- Flower, J., Linnhoff, B. *A thermodynamic analysis in the design of process networks*. Computers and Chemical Engineering, Vol. 3, pp. 283-291. (1979)

- Frangopoulos, C. *Optimization of Shyntesis design operation of a cogeneration systems by the intelligent functional approach*. Proceeding of the Florence World Energy Research Symposium, Firenze, Italy 28 May-1 June. (1990)
- Frangopoulos, C. *Introduction to environomics. Second Law analysis. Industrial and Environmental applications*. ASME. (1991)
- Frangopoulos, C. *Comparison of thermoeconomic and thermodynamic optimal designs of a combined cycle plant*. Proceedings of the International conference on the analysis of Thermal and Energy Systems, Athens, Greece, June 3-6. (1991)
- Frangopoulos, C. *Optimal Synthesis and operation of thermal systems by the thermoeconomic functional approach*. Journal of engineering for gas turbines and power, October. (1992)
- Frangopoulos, C. y Boulmetis, V. *Thermodynamic, economic and environmental optimization of a combined cycle plant*. Gruppi Combinatti Prospettive Technique ed Economiche. A. Bosio, A. Massardo y A. Satta editors. SGEEditoriali, Padova, Italy, Genova Italy, pp. 719-734, November 12-13. (1992)
- Fränkle, M. *SRS: The Standardized Repowering Solution for 300 MW steam power plants in Russia*. Siemens Power Generation (PG) Germany. (2006)
- Gale, J., Davidson, J. *Transmission of CO₂. Safety and Economic Considerations*. 6th Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, Kyoto. (2002)
- Gambini, M., Vellini, M. *CO₂ emissions abatement from fossil fuel power plants by exhaust gas treatment*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 125(1): 365-373. (2003)
- García-Labiano, F., Abad, A., de Diego, L.F., Gayán, P., Adanes, J. *Calcination of calcium-based sorbents at pressure in a broad range of CO₂ concentrations*. Chemical Engineering Science 57 2381-2393. (2002)
- Grasa, G.S., Simms, N., Oakey, J., Abanades, J.C. *In-duct sorbent injection for CO₂ capture*. GHG Control Technologies Vol III. Wilson, Morris, Gale, Thamimuthi (eds.). Elsevier, Ltd., UK. (2005)
- Grasa, G., Alvarez, D., Abanades, J.C. *The Kinetics of Carbonation of CaO Particles Cycling in a CO₂ Capture Loop*. GHGT-8. (2006)
- Grasa, G.S., Abanades, J.C. *CO₂ capture capacity of CaO in Long series of carbonation/calcination cycles*. Ind. Eng. Chem. Res. 45. 8846-8851. (2006)
- Grasa, G.S., Abanades, J.C., Alonso, M., González, B. *Reactivity of Highly Cycled Particles of CaO in a Carbonation/Calcination Loop*. Chemical Engineering Journal. Doi 10.1016/j.cej.2007.05.017. (2007)
- Green, D.A., Turk, B.S., Gupta, R.P., Portzer, J.W., McMichael, W.J., Harrison, D.P. *Capture on carbon dioxide from flue gas using regenerable sorbents*. 19th annual International Pittsburgh Coal Conference. September 23-27, USA. (2002)
- Hendriks, C. *Carbon dioxide removal from coal-fired power plants*. Kluwer Academic Publishers. (1994)
- Hendriks, C. *Carbon dioxide removal from coal-fired power plants*. Dissertation, Utrecht University, Netherlands. (1994)
- Herzog, H., Golomb, D., Zemba, S. *Feasibility, modelling and economics of sequestering power plant CO₂ emissions in the deep ocean*. Environmental Progress, 10 (1), 64-74. (1991)
- Hoffman, J.S., Fauth, D.J., Pennline, H.W. *Development of novel dry regenerable sorbents for CO₂ capture*. 19th annual International Pittsburgh Coal Conference. September 23-27, USA. (2002)

- Hohman, E. *Optimum networks for heat exchange*. PhD Thesis, Univ of Southern California. (1971)
- Holland, J. *Adaptation in natural and artificial systems*. Ann Arbor: The University of Michigan Press. (1975)
- Holloway. *The Underground Disposal of Carbon Dioxide*. Final Report of the Joule II Project CT92-0031. (1996)
- Horlock, J. H. *Advanced Gas Turbine Cycles*. Elsevier Science Ltd. 1ª ed. (2003)
- IEA GHG. *Leading options for the capture of CO₂ emissions at power stations*. Report PH3/14, February 2000, IEA Greenhouse Gas R&D Programme, Cheltenham, UK. (2000b)
- IEA GHG. *Putting carbon back into the ground*. IEAGHG R&D Programme. February. (2001)
- IEA. *World Energy Outlook 2002*. IEA/OECD, Paris, France. (2002)
- IEA. *Annual Energy Outlook 2003*. DOE/IEA-0383. January. (2003)
- IEA. *30 Years of Energy Use in IEA Countries*. IEA/OECD, Paris, France. (2004)
- IEA/OECD. *Prospects for CO₂ Capture and Storage. Energy technology analysis*. OECD/IEA. (2004)
- IEA. *World Energy Outlook. 2004 Insights*. IEA/OECD, Paris, France. (2004a)
- IEA. *Key World Energy Statistics 2005*. Edition (2005)
- IEA. *Annual Energy Outlook 2006. With projections to 2030*. US Department of Energy. www.eia.doe.gov/oiaf/aeo. (2006)
- Ingeniería Química. *Fichero de turbinas de gas*. Ingeniería Química, ed. Alción. www.alcion.es. Marzo 2004, pp. 103-108. (2004)
- IPCC. Climate Change. *The third assessment report of the intergubernamental Panel on Climate Change*. Cambridge University Press. Cambridge UK. (2001)
- Ishibashi, M., Otake, K., Kanamori, S., Yasutake, A. *Study on CO₂ removal technology from flue gas of thermal power plant by physical adsorption method*. Greenhouse Gas Control Technologies. Riemer, Eliasson, Wokaun (eds.), Elsevier Science, Ltd. UK, 95-100. (1999)
- Ishida, M., Ohba, T. *A new approach to energy-utilization diagrams for evaluation of energy of chemical systems*. In R.Rivero, L. Monroy, R. Pulido y G. Tsatsaronis editors. Energy-Efficient, Cost-Effective and Environmentally-Sustainable Systems and Processes. Pp. 845-852. Instituto Mexicano del Petroleo. (2004)
- Kalitventzeff, B., Maréchal, F. *Optimal insertion of energy saving Technologies in industrial processes: a web based tool helps in developments and coordination of a European r&d Project*. Applied Thermal Engineering, 20 (15-16)(276):1347-1364. (2000)
- Kammaing, P. *Boosting Steam Plant Thermal Efficiency and Power Output by Adding Gas Turbines*. Montreux. ASME COGEN-TURBO Symposium, pag 363. (1987)
- Kehlhofer, R. H., Warner, J., Nielsen, H., Bachmann, R. *Combined-Cycle Gas Steam Turbine Power Plants*. PennWell Publishing Company. 2ªed. (1999)
- Kohl, A. y Nielsen, R. *Gas Purification*. Fifth Edition, Gulf Publishing: Houston, TX, (1997)
- Koike, T., Noguchi, Y. *Repowering of Thermal Power Plants as Fully-Fired Combined Cycle Generating Plants*. Power point presentation. Chubu electric Power Co, & Hitachi Ltd.
- Kontopoulos, A., Heyen, G., Maréchal, F. *Sequential modular and equation solving approaches for simulation and optimization: a comparative case study of refrigeration network*. Proceeding of the 22nd symposium of the working party on use of computers in chemical engineering, COPE'91, Barcelona. (1991)
- Kotas, T. *The Exergy method of thermal plant analysis*. Krieger. (1995)

- L.A.S.S.C. *SYNEP User's Manual*. Belsim s.a. (1994)
- Leniwiki. <http://leniwiki.epfl.ch>. (2007)
- Leyland, G. *Multi-Objective optimisation applied to industrial energy problems*. PhD thesis, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne. (2002)
- Li, H. *Environomic modeling and multi-optimization of integrated energy systems for power and cogeneration*. PhD. Dissertation. Swiss Federal Institute of Technology of Lausanne. Lausanne. (2006)
- Li, H., Marèchal, F., Favrat, D., Bürer, M. *Multi-objective Optimization of an advanced combined cycle power plant including CO₂ separation options*. Energy. The International Journal. Vol. 31, n° 15. pp 3177-3134. Elsevier Press. UK. (2006)
- Linnhoff, B., Townsend, D., Bolland, P., Hewitt, G., Thomas, B., Guy, A., Marsland, R. *A user guide on process integration for the efficient use of energy*. The Institution of Chemical Engineers. (1982)
- Linnhoff, B., Dhole, V. *Shatwork Targets for Low Temperature Process design*. Chem Eng. Sci., vol 4, n° 8, 2081-2091. (1992)
- Loh, H., Lyons, J., White, C. *Process equipment cost estimation*. Final report. NETL, DOE. (2002)
- Lozano, M.A., Valero, A., Serra, L. *Theory of exergetic cost and thermoeconomic optimization*. Proceedings of The Internal Conference ENSEC'93. Energy Systems and Ecology. Eds. J. Szargut, Z. Kolenda, G. Tsatsaronis y A. Ziebig. Vol. 1, pp. 339-350. July 5-9, Cracow, Poland. (1993)
- Lozza, G. *Turbine a Gas e Cicli Combinati*. Società Editrice Esculapio s.r.l. (1996)
- Mackencie, A., Granatstein, D., Anthony, E., Abanades, J. *Economics of CO₂ Capture Using the Calcium Cycle with a Pressurized Fluidized Bed Combustor*. Energy & Fuels, 21, 920-926. (2007)
- Manninen, J., Zhu, X. *Thermodynamic analysis and mathematical optimisation of power plants*. Computers and Chemical Engineering: 22:S537-S544. (1998)
- Manninen, J., Zhu, X. *Optimal gas turbine integration to the process industries*. Ind. Chem. Eng. Res. Vol. 38 pp. 4317-4329. (1999)
- McMullan et al. *Fossil-fuel power generation within the European Research Area*. PowerClean Thematic Network. EC. (2003)
- McMullan, J. *Contemporary energy technologies. Key factors for development*. Summer School on Optimisation of Energy Systems and Processes. Gliwice, Poland, 24-27 June (2003)
- Marèchal, F., Boursier, I., Kalitventzeff, B. *SYNEP1: a methodology for energy integration and optimal heat exchanger network synthesis*. Computers Chem. Eng. Vol 13. No° 4/5. pp 603-610. (1989)
- Marechal, F., Kalitventzeff, B. *Heat and power integration: a milp approach for optimzal integration of utility systems*. Proceedings of the 22nd Symposium of the working party on use of computers in chemical engineering, COPE'91. Barcelona. (1991)
- Marèchal, F. *Méthode d'analyse et des synthèse énergétiques des procédés industriels*. PhD Thesis. LASSC. University of Liège. Belgium. (1995)
- Marèchal, F., Kalitventzeff, B. *Targeting the minimum cost of energy requirements: a new graphical technique for evaluating the integration of utility systems*. Computers Chem. Eng. 20(Suppl.):s225-s230. (1996)

- Maréchal, F., Dumont, M., Kalitventzeff, B. *Pinch point method in optimization of advanced combined cycles*. Quadrennial international conference on power stations. Liege, Belgium. 13/14/15 October. (1997a)
- Marechal, F., Kalitventzeff, B. *Identification the optimal pressure levels in steam networks using integrated combined heat and power method*. Chemical Engineering Science. 52(17):2977-2989. (1997b)
- Marechal, F., Kalitventzeff, B. *Effect modelling and optimization, a new methodology for combined energy and environment synthesis of industrial proceses*. Applied Thermal Engineering, vol. 17, nos.8-10, pp. 981-992. (1997c)
- Marechal, F., Kalitventzeff, B. *Process integration: Selection of the optimzal utility system*. Computers and Chemical Engineering. 22(Supplement 1):S149-S156. (1998)
- Maréchal, F., Kalitventzeff, B. *Targeting the optimal integration of steam networks*. Computers and Chemical Engineering. 23:s133-s136. (1999)
- Maréchal, F., Favrat, D. *Combined exergy and pinch analysis for the optimal integration of energy conversion technologies*. In press elsevier science. (2006)
- Maréchal, F., Favrat, D. *Optimal design of integrated energy systems*. Document lecture, Doctoral Course Ey2-2. EPFL, Lausanne, May. (2006)
- Maslak, C. E., Tomlinson, L. O. *GE Combined-Cycle Experience*. GE Industrial & Power Systems Report GER-3651D. (1996)
- Molyneaux, A. *A practical evolutionary method for the multi-objective optimisation of complex integrated energy systems including vehicle drivetrains*. PhD thesis, Ecole Polytecbique Federale de Lausanne. (2002)
- Metz, B., Davidson, O., Coninck, H., Loos, M., Meyer, L.. *Special Report on Carbon Dioxide Capture and Storage*. Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge Univ. Press. (2005)
- Mimura, T., Shimojo, S., Suda, T., Iijima, M., Mitsuoka, S. *Research and Development on Energy Saving Technology for Flue Gas Dioxide Recovery and Steam Systems in Power Plant*. Energy Conversion and Management. Vol 36, No.6-9, pags 397-400. Junio-septiembre (1995)
- Mimura, T., Satsumi, S., Iijima, M., Mitsuoka, S. *Development on energy saving technology for flue gas carbon dioxide recovery by chemical absorption method and steam system in power plant*. Green house control technologies. Riemer, Eliasson, Wokaun (eds), Elsevier Science, Ltd. UK, 71-76. (1999)
- Mimura, T., Nojo, T., Iijima, M., Yoshiyama, T., Tanaka, H. *Recent developments in flue gas CO₂ recovery technology*. Greenhouse Gas Control Technologies, Proceedings of the 6th International Conference on Green House Control Technologies (GHGT-6), 1-4 Oct. 2002, Kyoto, Japan. Gale y Kaya (eds.) Elsevier Science Ltd, Oxford, UK. (2003)
- Nakagawa, K., Ohashi, T. *A novel method of CO₂ capture from high temperature gases*. Journal Electromech, Soc., 145 (4):1344-1346. (1998)
- Nishio, M., Itoh, J., Shiroko, K., Umeda, T. *A Thermodynamic approach to steam power design*. Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development: (19)306-312. (1980)
- Odenberger, M., Svensson, R. *Transportation Systems for CO₂ – Application to Carbon Sequestration*. Technical report n° T2003-273. Department of Energy Conversion Chalmers University of Technology, Suiza. (2003)
- Office of Fossil Energy. US DOE. *Strategic Plan & Multi-year Program Plans*. Coal and Power Systems. (1999)

- Olsommer, B. *Méthode d'optimisation thermoéconomique appliquée aux centrales d'incinération d'ordures à cogénération avec a ppoint énergétique*. PhD. Dissertation. Swiss Federal Institute of Technology of Lausanne. Lausanne. (1998)
- OMEL. *Mercado de electricidad, Electricity market*. Documento www.ree.es. (2006)
- Palazzi et al. Manual OSMOSE. (2007)
- Palazzi, F., Autissier, N., Marèchal, F., Favrat, D. A methodology for thermo-economic modeling and optimization of solid oxide fuel cell systems. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, issue 16, November 2007, pp. 2703-2712. (2007)
- Papoulias, A., Grossmann, E. *A structural optimization aproach in process synthesis-I. Utility systems*. *Computers and chemical engineering*, vol. 7, no. 6, pp 695-706. (1983)
- Papoulias, A., Grossmann, E. *A structural optimization aproach in process synthesis-II. Heat recovery networks*. *Computers and chemical engineering*, vol. 7, no. 6, pp 707-721. (1983)
- Papoulias, A., Grossmann, E. *A structural optimization aproach in process synthesis-III. Total processing systems*. *Computers and chemical engineering*, vol. 7, no. 6, pp 723-734. (1983)
- Pedersen, F., Gronvold, O., Dammström, H., Stuksrund, D., Ronning, O. *CO₂ removal from offshore gas turbine exhaust*. (2000)
- Pelster, S. *Environomic modeling and optimization of advanced combined cycle cogeneration power plants including CO₂ separation*. PhD. Dissertation. Swiss Federal Institute of Technology of Lausanne. Lausanne. (1998)
- Pelster, S., Favrat, D., von Spakovsky, M. *The thermoeconomic and environomic modeling and optimization of the synthesis, design and operation of combined cycle with advanced options*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Transactions of the ASME, vol. 123:717-726. (2001)
- Perry, R., Chilton, C. *Chemical engineers' hand book*. 6th ed. McGraw Hill, New York. (1985)
- Reichle et al. *Carbon Sequestration. State of the art*. Working paper on carbon sequestration science and technology. U.S. Department of Energy. (1999)
- Riemer, P., Ormerod, W. *International perspectives and the results of carbon dioxide capture disposal and utilisation studies*. *Energy conversion and Management*, 36 (6-9), 813-818. (1995)
- Rodriguez, N., Alonso, M., Grasa, G.S., Abanades, J.C. *Heat Requirements in a Calciner of CaCO₃ Integrated in a CO₂ Capture System Using CaO*. *Chemical Engineering Journal*. Doi 10.1016/j.cej.2007.06.005. (2007)
- Romeo, L.M., Escosa, J.M. *Confinamiento de CO₂*. *Revista Energía*, ed. Alción. Nº 182, noviembre-diciembre 2005, pp. 81-87. (2004)
- Romeo, L.M., Escosa, J.M. *Repowering con turbina de gas de una central termoeléctrica de carbón de 335 MW_e*. *Revista Energía*, ed. Alción. Nº 184, marzo-abril 2005, pp. 50-56. (2005)
- Romeo, L.M., Abanades, J.C., Ballesteros, J.C., Valero, A., Escosa, J.M., Giménez, A., Cortés, C., Paño, J. *Process optimization in post-combustion CO₂-capture by means of repowering and reversible carbonation/calcination cycle*. 8th International Congress on Green House Gas Control Technologies-GHGT-8. Trondheim, Norway. Junio. (2006)
- Roosen, P., Unlenbruck, S., Lucas, K. *Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision suport tool for trading off investment vs. Operating cost*. *International Journal of Thermal Sciences* 42, 553-560. (2003)
- Ryu, H.J., Grace, J.R., Lim, C.J. *Effects of Number of Cycles and SO₂ Concentration on CO₂ Capture Capacity of Three Limestones in a Fluidized Bed Reactor*. 8th International Congress on Green House Gas Control Technologies-GHGT-8. Trondheim, Norway. Junio. (2006)

- Sabugal, S., Gómez, F. *Teoría y Proyecto de las Centrales Térmicas de Ciclo Combinado*. Endesa. (2002)
- Salvador, C., Lu, D.Y., Anthony, E.J., Abanades, J.C. *Enhancement of CaO for CO₂ Capture in a FBC Environment*. Chem. Eng. J. 96, 187-195. (2003)
- Sander, M.T., Mariz, C.L. *The Fluor Daniel Econamine FG Process: Past experience enad present day focus*. Energy Conversion Management, 33 (5-8), 341-348. (1992)
- Staine, F., Favrat, D. *Energy integration of industrial processes based on the pinch analysis methos extended to include exergy factors*. Applied Thermal Engineering. 16:497-507. (1996)
- Shimizu, T., Hiramata, T., Hosoda, H., Kitano, K., Inagaki, M.; Tejima, K. *A twin fluid-bed reactor for removal of CO₂ from combustion proceses*. Trans Ichem. (1999)
- Schretter, J., Williams, S., Brandett, J. *Repowering: Financially Compelling Method to Improve Existing Assets*. Beacon Energy, LLC y ALSTOM Power Inc. (2003)
- Snoeck, J., Piroette, G., Turin, J. M., Frans, F. *Le Repowering des Centrales Classiques*. MECA 2420 Compléments d'énergétique Séminaire d'énergétique TERM. UCL-FSA. 4 marzo. (2005)
- SOAPP. *State of the art of Power Plant software*. EPRI. www.soapp.com. (2007)
- Stoll, H. G., Smith, R. W., Tomlinson, L. O. *Performance and Economic Considerations of Repowering Steam Power Plants*. GE Industrial & Power Systems Report GER-3644D. (1994)
- The Federation Companies of Japan. *Electricity Review Japan*. (2003) www.fepec.or.jp/english/erj/index.html
- Termuehlen, H. *100 Years of Power Plant Development*. ASME PRESS. New York. (2001)
- Thambimuthu, K. *Gas Cleaning for advanced coal based power plant generation*. IEA Coal Research, London, report no. IEACR/53. (1993)
- Torres, C., Serra, L., Valero, A., Lozano, M.A. *The productive structure and thermoeconomic theories of system optimization*. ASME. AES, Vol. 36, Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems. Eds. A.B. Duncan, J. Fiszdon, D. O'Neal y K. Den Braven, ASME Book No. G0122, pp. 429-436. Atlanta, (1996)
- Torres, C., Valero, A., Rangel, V., Zaleta, A. *On the cost formation process of the residues*. Proceedings of the 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. ECOS06, Aghia Pelagia, Crete, Greece, 12-14 July 2006, Vol. I, pp 415-423. (2006)
- Townsend, D., Linnhoff, B. *Heat and power networks in process design. Part 1: Criteria palacement of heat engines and heat pumps in process networks*. AIChE Journal, 21(5):742-748. (1983)
- Tribus, M. *Thermodynamic and economic considerations in the preparation of fresh water from sea water*. Department of Engineering report n° 56-16, University of California at los Angeles. (1957)
- Tribus, M. y Evans, R. *Thermoeconomics*. Department of Engineering report n° 62-63, University of California at los Angeles. (1962)
- Tsatsaronis, G. *Thermoeconomic analysis and optimizatin of energy systems*. Progress in energy and combustion Science. Vol. 19, Pergamon. (1993)
- Tveit, T.-M., Laukkanen, T., y Manninen, J. *Application of a hybrid method for power plant optimisation*. In Proceedings of ECOS'01 (July 2001), A. Östürk y Y. A. Göğüs, Eds., vol. 2, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, pp. 853-858. (2001)

- Tveit, T. *A systematic procedure for analysis and design of energy systems*. PhD Dissertation. Helsinki University of Technology, Department of Mechanical Engineering, Laboratory of Energy Engineering and Environmental Protection. (2006)
- Umeda, T., Harada, T., Shiroco, K. *A thermodynamic approach to the synthesis of heat integration in systems in chemical processes*. Computers and Chemical Engineering, vol. 3, pp 273-282. (1979)
- UNFCCC. *Unidos por el clima. Guía de la Convención sobre el Cambio Climático y el Protocolo de Kyoto*. UNFCCC. (2007)
- Unlenbruck, S., Lucas, K. *Exergoeconomically-aided evolution strategy applied to a combined cycle plant*. International Journal of Thermal Sciences 43, 289-296. (2004)
- Valero, A., Lozano, M.A., Muñoz, M. *A general theory of exergy saving. I. On the exergetic cost*. ASME. AES, Vol. 2-3. Computer-Aided Engineering and Energy Systems. Vol. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. R.A. Gaggioli, ASME Book No. H0341C, pp. 1-8. New York. (1986)
- Valero, A., Lozano, M.A. *Structural theory of thermoeconomics*. ASME. AES, Vol. 30. Ed. H.J Richter, ASME Book No. H00874, pp. 189-198. (1993)
- Valero, A. *Thermodynamic process of cost formation*. Encyclopedia of Life Support systems. EOLSS Publishers, Oxford UK, www.eolss.net. (2006)
- Van der Suijs, J., Hendriks, C., Blok, K. *Feasibility of polymer membranes for carbon dioxide recovery from flue gases*. Energy Conversion Management, 33 (5-8), 429-436. (1992)
- VGB. Brussels, March 2003. <ftp://ftp.ptc.enel.it/VGB%20PowerTech/>. (2003)
- von Spakovsky, M.R. y Frangopoulos, C.A. *The environomic analysis and optimization of energy systems (Part II)*. Proceedings of the International Conference on Energy Systems and Ecology: ENSEC'93. Vol. I, pp. 133-144. ASME, Cracow, Poland, July. (1993)
- von Spakovsky, M.R., Frangopoulos, C.A. *Analysis and optimization of energy systems with sustainability considerations*. Chapter to the encyclopedia on Water, Energy, the Environment and Global Food Security. Edited by Al-Gobaisi and Y. El-Sayed. International Foundation for Water Science and Thechnology, USA, UNESCO-EOLSS Joint Committe. (2006)
- Walters, A. *Partial Repowering – A New Gas Market Opportunity*. The Energy Daily's 3rd Annual Conference on Advanced Combustion Turbines. May (1996)
- Wang, S., Jones, S., Hurt, J., Poojara, J., Slettehaugh, R. *Identifying Winning Repowering Opportunities*. Black & Veatch Corporation. Creado en Internet el 26 de Noviembre de (2001)
- Wang, J., Anthony, E.J., Abanades, J.C. *A Simulation Study for Fluidized Bed Combustion of Petroleum Coke with CO₂ Capture*. Proceedings of the 17th International (ASME) Conference on Fluidized Bed Combustion. May 18-21. Paper N169. (2003)
- Wang, J., Anthony, E.J., Abanades, J.C. *Clean and Efficient Use of Petroleum Coke for Combustion and Power Generation*. Fuel 83, 1341-1348. (2004)
- Watson, D. *Feed Water Repowering Using High Efficiency Aeroderivates*. Rolls-Royce Technical Paper Power Plant Refurbishment. Prague. Creado en internet el 14 de Abril de (2000)
- White, C., Strazisar, B., Granite, E., Hoffman, J. *Separation and Capture of CO₂ from large stationary sources and sequestration in geological formations-coalbeds and deep saline aquifers*. Journal of the Air and Waste Management Association, 53 pages 645-715. (2003)
- Williams, S. *The Repowering Solution*. Public Power. September-October (2005)
- Yokoyama, T. *Japanese R&D on CO₂ capture*. Greenhouse Gas Control Technologies, Proceedings of the 6th International Conference on Green House Control Technologies (GHGT-6),

- 1-4 Oct. 2002, Kyoto, Japan. Gale y Kaya (eds.) Elsevier Science Ltd, Oxford, UK. 13-18. (2003)
- Yong, Z., Mata, V., Rodríguez, A.E. *Adsorption of carbon dioxide at high temperature. A review.* Sep. Purif. Technology. 26. 195-205. (2002)
- Zheng, J., Dhole, V. *Targeting for Efficiency Improvement in the Design of Commercial Power Stations.* ASME Cogen Turbo Power'95. Vienna, Austria. (1995)
- Zheng, J. *Combined Pinch and Exergy Analysis for Commercial Power Plant Design.* PhD Thesis UMIST, UK. (1996)

Consejo Económico y Social de Aragón

COMPOSICIÓN DEL PLENO (a 31/12/2008)

PRESIDENCIA

D.^a Ángela Abós Ballarín (en representación del Gobierno de Aragón)

VICEPRESIDENCIAS

D.^a Marta Arjol Martínez (en representación de las Organizaciones Sindicales)

D. José Luis López Garcés (en representación de las Organizaciones Empresariales)

SECRETARÍA GENERAL

D.^a Belén López Aldea (en representación del Gobierno de Aragón)

VOCALÍAS

En representación del Gobierno de Aragón

Titulares

D.^a Ángela Abós Ballarín
 D. José Luis Gracia Abadía
 D. Guillermo Herraiz Medel
 D.^a Belén López Aldea
 D. Antonio Mostalac Carrillo
 D.^a Eva Pardos Martínez
 D. Mariano Ramón Gil
 D. José Félix Sáenz Lorenzo
 D. Marcos Sanso Frago

Suplentes

D. José Aixala Pasto
 D. José Luis Briz Velasco
 D. Javier Celma Celma
 D. Jesús Díez Grijalvo
 D.^a María José González Ordovás
 D.^a Carmen Magallón Portolés
 D. José Montón Zuriaga
 D. Jorge Pardo Navarro
 D. Elisardo Sanchís Sancho

En representación de las Organizaciones Sindicales

Designados por la Unión General de Trabajadores (UGT Aragón):

Titulares

D. Daniel Alastuey Lizáldez
 D.^a Carmen García Nasarre
 D. Julián Lóriz Palacio
 D. Agustín Redondo Aínsa
 D. Luis Tejedor Cadenas

Suplentes

D. Javier Asensio Galdeano
 D. Luis Laguna Miranda
 D. Raúl Machín Lapeña
 D.^a Carmina Melendo Vera
 D. Ricardo Rodrigo Martínez

Designados por la Unión Sindical de Comisiones Obreras (CC.OO. Aragón):

D.^a Marta Arjol Martínez
 D. Julián Buey Suñén
 D. Andrés Esteban Portero
 D. Eduardo Navarro Villarreal

D. Carmelo Javier Asensio Bueno
 D.^a Rosina Lanzuela Irazo
 D.^a Margarita Lasmariás Bustín
 D. Javier Sánchez Ansó

En representación de las Organizaciones Empresariales

Designados por la Confederación Regional de Empresarios de Aragón (CREA):

Titulares

D. José Luis López Garcés
 D. Carlos Mor Sanz
 D. Jesús Morte Bonafonte
 D. José Enrique Ocejo Rodríguez
 D.^a Rosa Santos Fernández

Suplentes

D. Jorge Alonso Vallejo
 D.^a Beatriz Callén Escartín
 D. Juan Carlos Dehesa Conde
 D. José María García López
 D. Víctor Hinojosa Luna

Designados por la Confederación de la Pequeña y Mediana Empresa Aragonesa (CEPYME ARAGÓN):

Titulares

D. Enrique Bayona Rico
 D. Salvador Corede Bergua
 D. Aurelio López de Hita
 D. Carmelo Pérez Serrano

Suplentes

D.^a Pilar EliceGUI Motis
 D.^a Pilar Gómez López
 D. Antonio Hinojal Zubiaurre
 D. Carlos Salcedo Merino

COMISIÓN PERMANENTE

PRESIDENCIA

D.^a Ángela Abós Ballarín

VICEPRESIDENCIAS

D.^a Marta Arjol Martínez
 D. José Luis López Garcés

SECRETARIO GENERAL

D.^a Belén López Aldea

VOCALÍAS

D. Antonio Mostalac Carrillo
 D. Carmelo Pérez Serrano
 D. Agustín Redondo Aínsa
 D. Marcos Sanso Frago
 D.^a Rosa Santos Fernández

COMISIONES DE TRABAJO

COMISIÓN DE TRABAJO SOCIAL Y DE RELACIONES LABORALES

- PRESIDENCIA:** D.^a Ángela Abós Ballarín
SECRETARÍA: D. Agustín Redondo Aínsa
VOCALÍAS: D. José M^a García López
D. Antonio Hinojal Zubiaurre
D.^a Marta Arjol Martínez
D. José Félix Sáenz Lorenzo

COMISIÓN DE TRABAJO DE ECONOMÍA

- PRESIDENCIA:** D. Marcos Sanso Frago
SECRETARÍA: D.^a Pilar Elicegui Motis
VOCALÍAS: D. Carmelo Javier Asensio Bueno
D. José María García López
D.^a Eva Pardos Martínez
D. Agustín Redondo Aínsa

COMISIÓN DE TRABAJO SOBRE COMPLEMENTARIEDAD TERRITORIAL EN EL SECTOR DEL TURISMO

- PRESIDENCIA:** D. Antonio Mostalac Carrillo
SECRETARÍA: D. José María García López
VOCALÍAS: D. José Aixalá Pasto
D. Carmelo Javier Asensio Bueno
D. Carmelo Pérez Serrano
D. Agustín Redondo Aínsa

ÚLTIMAS PUBLICACIONES DEL CONSEJO ECONÓMICO Y SOCIAL DE ARAGÓN

Informes anuales

- Informe sobre la situación económica y social de Aragón 2008.

Memoria de actividades

- Memoria de Actividades 2008.

Colección estudios

- Aquitania y Aragón. Proximidad y turismo sostenible.
- Condiciones de vida y pobreza relativa de la población en Aragón.
- Posibilidades y viabilidad para la reapertura del Canfranc.

Colección Tesis Doctorales

- Interacciones especiales en envase-alimento: alta temperatura y envase activo antimicrobiano.

Colección Proyectos de Investigación “Ángela López Jiménez”

- Estructura productiva y actualización del marco input-output de Aragón 2005.

Dictámenes emitidos

- Dictamen 1/2009 sobre el Proyecto de Decreto regulador del Plan Aragonés para facilitar el acceso a la vivienda y fomentar la rehabilitación 2009-2012.
- Dictamen 2/2009 sobre el Anteproyecto de Ley de Educación de Aragón.
- Dictamen 3/2009 sobre el Anteproyecto de Ley de Reforma de la Ley 6/2003, de 27 de febrero, del Turismo de Aragón.
- Dictamen 4/2009 sobre el Proyecto de Decreto del Gobierno de Aragón por el que se regula el ejercicio del derecho a la segunda opinión médica.
- Dictamen 5/2009 sobre el Proyecto de Decreto que modifica el Decreto 60/2009, de 14 de abril, por el que se regula el Plan aragonés para facilitar el acceso a la vivienda y fomentar la rehabilitación 2009-2012.
- Dictamen 6/2009 sobre el Anteproyecto de Ley de Reforma de la Ley 1/1989, de 24 de febrero, de Artesanía de Aragón.
- Dictamen 7/2009 sobre el Anteproyecto de Ley de Reforma de la Ley 1/2007, de 27 de febrero, de Actividades Feriales Oficiales de Aragón.
- Dictamen 8/2009 sobre el Proyecto de Decreto que regula el Consejo Aragonés de Servicios Sociales.