

# Desarrollo del sistema de combustión secuencial para la familia de turbinas a gas GT24/GT26

**Las turbinas a gas GT24 (165 MW, 60 Hz) y GT26 (265 MW, 50 Hz) son los dos primeros miembros de la nueva familia de turbinas de gas de ABB basadas en la combustión secuencial. Estas turbinas ofrecen más potencia y rendimiento (4%) que las turbinas que se utilizan actualmente. Mientras que el primer combustor del sistema de combustión secuencial emplea la acreditada tecnología de cámaras de combustión EV, el segundo combustor de premezcla pobre, con autoignición, es el resultado de un programa de I+D que ha incluido experimentos en túnel de viento y canal de agua, cálculos computacionales de mecánica de fluidos (CFD, Computational Fluid Dynamics) y pruebas de combustión, tanto a presión atmosférica como a alta presión. También se ha desarrollado una innovadora tecnología de refrigeración para responder a las necesidades del combustor de premezcla con autoignición. El amplio programa de ensayos ha demostrado, además, que el sistema de combustión secuencial reduce las emisiones de NO<sub>x</sub> a valores de un solo dígito.**

La familia de turbinas de gas GT24/GT26 utiliza una tecnología acreditada, aplicándola de una manera única en su género para resolver un problema que ha sido un reto para el sector eléctrico desde la introducción de las tecnologías avanzadas: la falta de correlación entre rendimiento y emisiones.

En los diseños estándar de turbinas de gas, la necesidad de una mayor temperatura a la entrada de la turbina para conseguir más rendimiento da lugar a altos niveles de emisión y a mayores costes de material y del ciclo de vida útil.

Dicho problema se supera con el ciclo de combustión secuencial. Dicho ciclo es la base de las turbinas avanzadas de gas GT24 (60 Hz) y GT26 (50 Hz) de ABB, que combinan un diseño compacto y una alta potencia específica, alto rendimiento, alta fiabilidad y bajas emisiones.

## Prestaciones de las turbinas GT24/GT26

Con una potencia nominal de 165 MW, la turbina GT24 suministra un 50% más de potencia que una turbina GT11N2 convencional aunque ocupa aproximadamente

el mismo espacio, 10 × 5 m<sup>2</sup>. La mayor producción de energía es resultado de la mayor relación de presión del ciclo y de la aplicación de un ciclo de combustión secuencial. Además, la temperatura a la salida de las turbinas GT24/GT26 es de 610 °C (1.130 °F), lo que es ideal para el funcionamiento en ciclo combinado (central con turbinas de gas y vapor). Véase la *Tabla 1*.

Diseñada a partir de la GT24, la turbina GT26 se destina al mercado de 50 Hz, con una potencia de 265 MW y un rendimiento del 38,2% funcionando en modo de ciclo simple y del 58,5% en ciclo combinado.

La densidad de potencia de esta familia de turbinas de gas es aproximadamente un 20% superior a la de las demás unidades de esta clase. Esto permite que su diseño sea más compacto, que la longitud de los álabes sea menor y que las velocidades de las puntas de los álabes sean menores, dando por lo tanto lugar a una reducción de las tensiones y a una mayor fiabilidad.

## Sistema de combustión secuencial

Visto desde fuera, el canal de flujo de las turbinas GT24/GT26 tiene un aspecto muy similar al de una turbina convencional de gas, con un sistema de accionamiento del generador en el lado frío, el sistema de aspiración de aire perpendicular al eje, un escape axial en la turbina y todas las envueltas y soportes de álabes divididos horizontalmente. Los principales desarrollos que han conducido al avanzado y compacto diseño de las turbinas GT24/GT26 han demostrado ya su fiabilidad en numerosas centrales eléctricas.

La avanzada tecnología en que se basan las turbinas GT24/GT26 es el sistema de combustión secuencial **2**. Con una relación de presión de 30:1, el compresor permite duplicar la relación de presión de un

**Dr. Franz Joos**  
**Philipp Brunner**  
**Dr. Burkhard Schulte-Werning**  
**Dr. Khawar Syed**

ABB Power Generation

**Dr. Adnan Eroglu**  
ABB Corporate Research

Este artículo se basa en la ponencia de idéntico título presentada en la ASME Turbo Expo '96 que tuvo lugar en Birmingham, Reino Unido. Recibió el título de «Mejor Ponencia Técnica» concedido por el Comité de Compañías Eléctricas y Cogeneración en la Turbo Expo '97 y el Premio ASME 1996 por su notable contribución a la literatura sobre turbinas de gas y centrales eléctricas en la ASME TURBO EXPO '98.

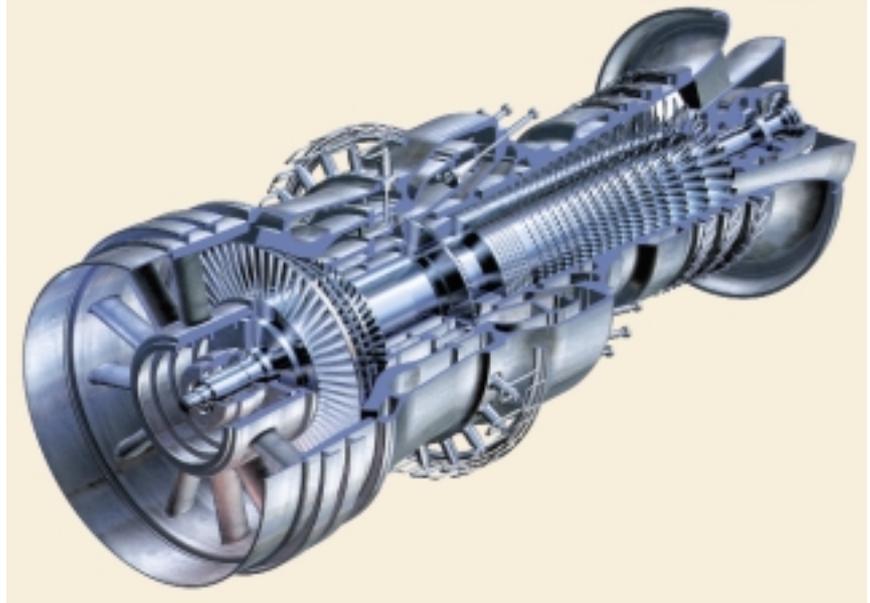
compresor convencional, aunque queda dentro de los límites de la tecnología que se ha aplicado [14]. El aire comprimido es calentado en la primera cámara de combustión (combustor EV). Después de añadir aproximadamente el 60% del combustible (a plena carga), los gases de combustión se expanden en el primer escalón de la turbina. En esta turbina del alta presión (AP) y un solo escalón, la presión se reduce desde 30 bar hasta aproximadamente 15 bar.

El combustible restante es añadido en una segunda cámara de combustión (combustor SEV), donde los gases se calientan de nuevo hasta la temperatura máxima de entrada en la turbina. Seguidamente se produce la expansión final en la turbina de baja presión (BP) de cuatro escalones. En 3 se muestra el ciclo termodinámico del proceso de combustión secuencial, mientras que en 4 se compara el ciclo del proceso de combustión secuencial con un ciclo convencional. Puede observarse que, para la misma potencia de salida, en el ciclo de combustión secuencial se necesita una temperatura menor a la entrada de la turbina.

La combustión secuencial no es un proceso nuevo en la generación de energía eléctrica. Ya durante los años cincuenta y sesenta, ABB suministró 24 centrales con diferentes combinaciones de refrigeración intermedia en el compresor y con combustión de dos fases en la turbina. Nueve de dichas centrales continúan en funcionamiento. ABB, por lo tanto, tiene varias décadas de experiencia en los sistemas de combustión secuencial [7].

**Características de diseño  
el combustor EV de las turbinas  
GT24/GT26**

El primer combustor es una cámara anular de combustión equipada con 30 quemadores secos EV con baja emisión de NO<sub>x</sub>, de eficacia suficientemente acreditada. El quemador EV (las siglas EV proceden del término «environmental») [16] tiene la ventaja de realizar una combustión con bajas emisiones de NO<sub>x</sub> sin inyección de agua o vapor. Probados comercialmente por primera vez en 1990 en la compañía Midland Cogene-



**Vista seccionada de la avanzada turbina a gas GT24/GT26 de ABB**

**1**

ration Venture de Michigan (USA), las centrales que hoy utilizan los quemadores EV han superado las 800.000 horas de funcionamiento con una alta fiabilidad.

El diseño anular compacto de la cámara de combustión es otro de los componentes clave del sistema de combustión secuencial. Ha sido probado ya en las turbinas de gas GT10 (25 MW) y GT13E2 (165 MW)

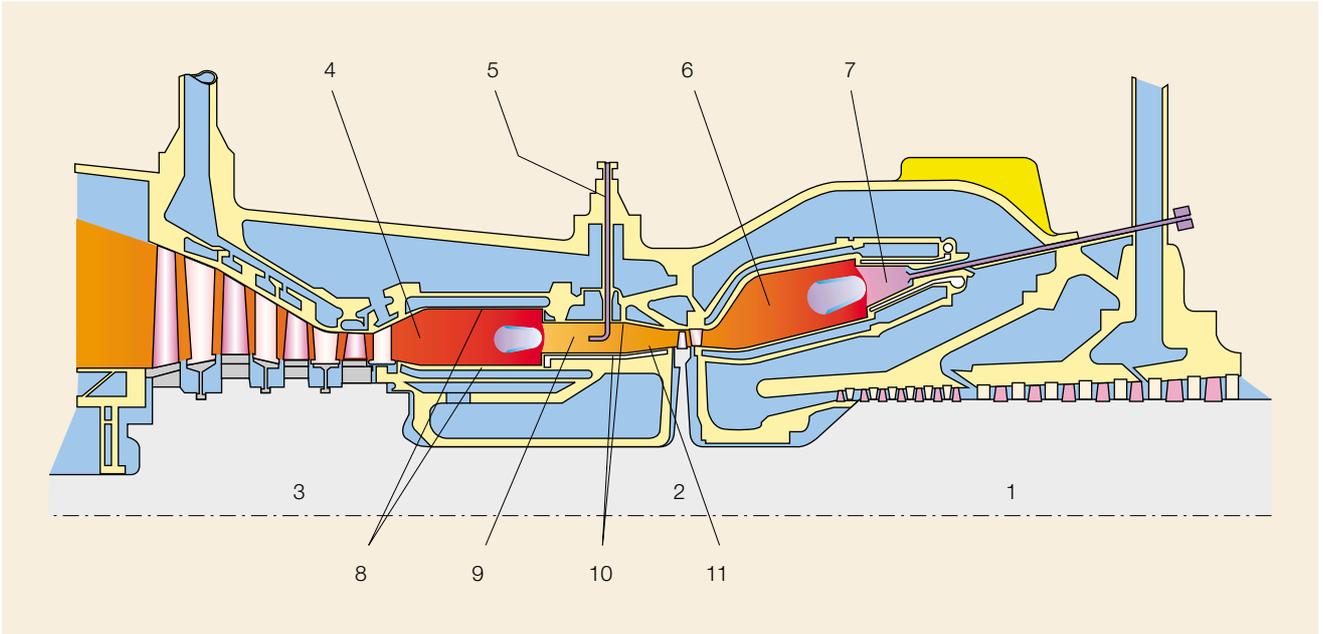
[1, 17]; estas últimas fueron puestas en funcionamiento con éxito en Japón en 1993. Presentadas en 1991, hasta la fecha se han pedido 53 unidades de la GT13E2, 48 de las cuales ya están en funcionamiento.

Esta cámara de combustión, muy compacta, tiene una estructura portante con revestimientos segmentados, refrigerados por convección. No existen películas de re-

**Tabla 1:  
Datos técnicos de las turbinas a gas GT24 y GT26  
(ciclo simple, metano)**

		GT24	GT26
Potencia neta*	MW	165	265
Rendimiento (PCI)*	%	37.9	38.2
Rendimiento térmico (PCI)*	Btu/kWh	9,000	8,930
Relación de compresión	-	30	30
Caudal másico a la salida	kg/s	378	545
Temperatura a la salida	°C	610	610
Velocidad del eje	rpm	3,600	3,000
Emisiones de NO <sub>x</sub>	vppm	< 25	< 25
Número de etapas			
compresor	-	22	22
turbina	-	5	5
Número y tipo de combustores anulares	-	1 EV	1 EV
	-	1 SEV	1 SEV
Numero de quemadores EV/SEV	-	30/24	30/24

\* = en los terminales del generador



Sección del sistema de combustión secuencial en la turbina GT24/GT26

2

- |                           |   |   |
|---------------------------|---|---|
| 1 Compresor               | 5 Inyector de combustible                         | 9 Zona de mezcla                        |
| 2 Turbina de alta presión | 6 Combustor EV                                    | 10 Generadores de torbellino            |
| 3 Turbina de baja presión | 7 Quemador EV                                     | 11 Quemador SEV refrigerado por efusión |
| 4 Combustor SEV           | 8 Refrigeración del revestimiento, por convección |   |

refrigeración en el lado caliente de las paredes. Virtualmente, todo el aire que entra en el compresor es conducido a los quemadores EV, donde un proceso de combustión de premezcla pobre asegura que las emisiones de  $\text{NO}_x$  sean extremadamente bajas. Los quemadores EV utilizan el principio de «ruptura del vórtice», no siendo necesario utilizar ni soportes mecánicos para la llama ni tubos calefactores transversales. Todos los quemadores EV funcionan en toda la gama de potencia. El perfil de temperatura de los gases calientes que salen de la cámara de combustión es muy uniforme en sentido circunferencial (debido al diseño anular), así como en sentido radial (principalmente debido a la mezcla previa de todo el aire con el combustible y a la ausencia de película de refrigeración en los revestimientos interior y exterior del combustor). Esta importante característica mejora la fiabilidad y eficiencia de este primer escalón de la turbina, prolongando la vida útil de los componentes en contacto con los gases calientes.

### Combustor SEV, consideraciones básicas

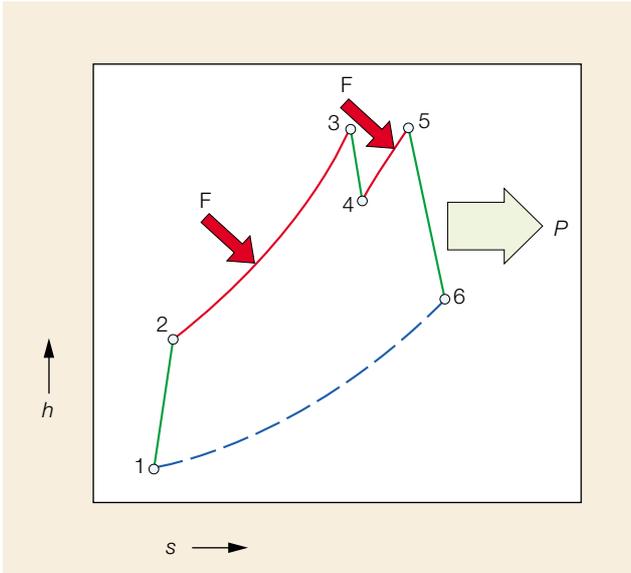
Los resultados experimentales muestran que, en el caso de muchos combustibles, el límite débil de extinción corresponde a una relación de equivalencia  $\Phi$  de aproximadamente 0,5 en condiciones atmosféricas y que además es relativamente independiente de la presión. Por el contrario, el intervalo de inflamabilidad se amplía considerablemente al aumentar la temperatura de entrada **5**. Esta ampliación del intervalo de inflamabilidad se atribuye generalmente a la mayor temperatura de la llama, que refuerza las fuentes de ignición por difusión en el proceso de propagación de la llama [5].

Cuando las temperaturas son considerablemente superiores se observa una región en la que se produce la autoignición del combustible **5**, no siendo necesaria fuente externa de ignición para la propagación de la llama.

El retardo de la ignición espontánea se define como el tiempo que transcurre entre la formación de una mezcla combustible,

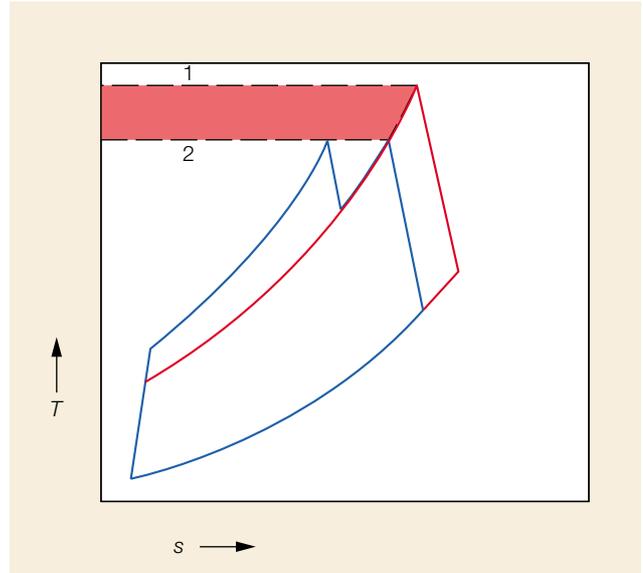
obtenida mediante la inyección de combustible en el aire a altas temperaturas, y la formación de la llama. En vista de su importancia práctica, se han realizado mediciones del retardo de la ignición espontánea en muchos combustibles bajo condiciones ambientales muy diversas [18, 19]. En **6** se compara el retardo de la autoignición del metano con el de un gas natural típico y el fuel-oil nº 2.

En un combustor convencional de premezcla pobre (por ejemplo, la cámara de combustión EV) debe evitarse la combustión espontánea ya que puede ser causa de sobrecalentamiento de los componentes del combustor y de emisiones contaminantes inaceptablemente altas. Para obtener una construcción sencilla y robusta puede diseñarse un sistema de combustión de tipo recalentamiento, como el de la cámara de combustión SEV (EV secuencial), que aproveche el efecto de autoignición. Para el combustor SEV de las turbinas GT24/GT26 se seleccionaron unas temperaturas de entrada superiores a 1000 °C en todo el inter-



**Ciclo termodinámico del sistema de combustión secuencial**

h Entalpía  
s Entropía  
F Aportación de combustible  
P Energía al generador



**Comparación entre el ciclo termodinámico de un sistema de combustión secuencial y el de un sistema convencional**

T Temperatura  
s Entropía  
1 Turbina a gas estándar: alta temperatura de entrada a la turbina  
2 Combustión secuencial

valo de operación con el fin de conseguir una ignición espontánea fiable con gas natural ampliando al mismo tiempo el intervalo de estabilidad.

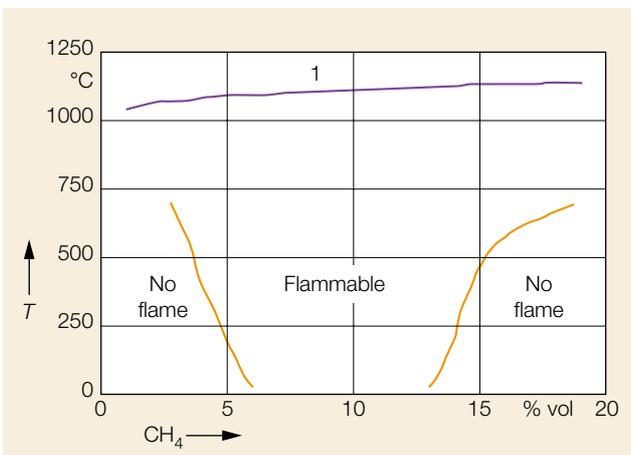
El buen funcionamiento del combustor SEV exige que, además de estar asegura-

da la autoignición, el nivel de emisiones sea bajo. Para conseguir bajas emisiones de  $\text{NO}_x$ , el combustible y los gases calientes que salen de la turbina AP deben ser mezclados íntimamente antes de la ignición. Si no se hace así, la combustión tendrá lugar

en las regiones ricas en combustible y las altas temperaturas de la llama provocarán altas tasas de generación de  $\text{NO}_x$ . Es deseable, por lo tanto, conseguir una relación óptima entre el retardo de la autoignición y el grado de premezcla, lo cual implica que

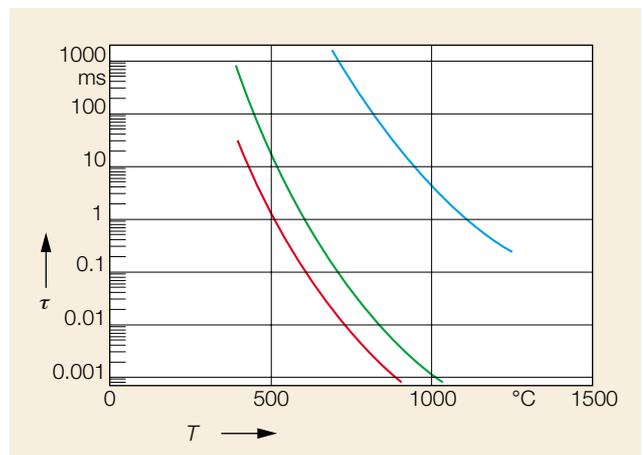
**Límites de inflamabilidad con autoignición ( $p = 15 \text{ bar}$ )**

T Temperatura de entrada  
 $\text{CH}_4$  Metano  
1 Autoignición después de 1 ms



**Retardo de la ignición del metano, gas natural y fuel-oil n° 2 (presión = 15 bar, relación de equivalencia  $\Phi = 1,0$  [18, 19])**

$\tau$  Retardo de la ignición  
T Temperatura de la mezcla  
Azul Metano  
Verde Gas natural  
Rojo Fuel-oil n° 2

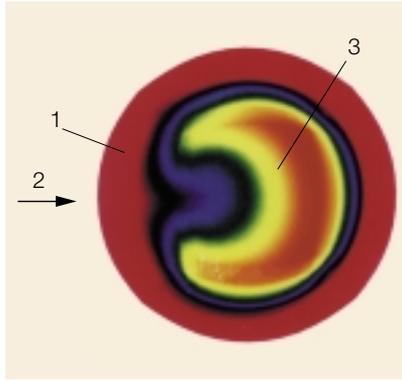


el retardo sea corto para asegurar la autoignición y limitar las dimensiones del combustor. Además, esta relación óptima debería mantenerse para diversas composiciones del combustible (mezcla de diversos gases naturales) y para distintos caudales del mismo, que varían con la carga del combustor.

**Inyección de combustible**

En el combustor SEV de las turbinas GT24/GT26, la relación óptima anteriormente mencionada se consigue utilizando aire portador, es decir, aire suministrado por el compresor e inyectado en el quemador SEV conjuntamente con el combustible. El aire portador mejora la premezcla, ya que mantiene la cantidad de movimiento del chorro de combustible (un factor crítico para conseguir una premezcla de alta calidad) y al mismo tiempo controla la ignición.

El diseño del inyector es crucial para que el aire portador sea efectivo en las funciones descritas anteriormente. La lanza de combustible fue desarrollada a lo largo de toda una serie de pruebas exhaustivas, así como



**Fracción calculada en masa de combustible a la salida del inyector** 7

- 1 Aire portador
- 2 Corriente principal (gases a la salida de la turbina AP)
- 3 Combustible

mediante análisis por ordenador. La figura 7 muestra el contorno de la concentración media de combustible a la salida de la boquilla, que fue obtenido mediante cálculo tridimensional de la corriente turbulenta y de la mezcla en el interior de la lanza de combustible. La figura muestra que el combus-

tible permanece confinado en la parte central del chorro y que está totalmente circundado por el aire portador.

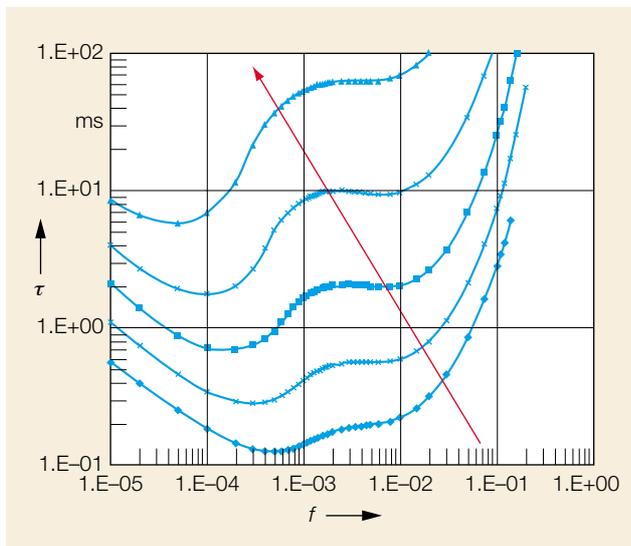
El retardo del proceso de ignición, resultado de la disposición del aire portador, aparece ilustrado en 8, que muestra el retardo de la ignición en función de las concentraciones de combustible y de aire portador en un punto típico del combustor SEV. La figura muestra los resultados de los cálculos de flujo ideal, realizados para cada estado de mezcla inicial discreta utilizando el código CHEMKIM [13]. Los retardos más cortos de la ignición se producen para mezclas muy pobres, ya que la temperatura de la mezcla se eleva al aumentar la concentración inicial de gases calientes que salen de la turbina AP.

Al lanzar un chorro de combustible en los gases calientes de salida de la turbina AP se producirá un corto retardo de la ignición en un intervalo más amplio que el indicado en 8. Tal como se ha dicho anteriormente, el proceso de ignición se inicia en las mezclas que se encuentran en las extremidades del chorro de combustible. Aunque dichas regiones son muy pobres, pudiendo dar lugar

**Retardo de la ignición (basado en la fracción molar máxima de CH) en función de la composición inicial en un sistema SEV típico**

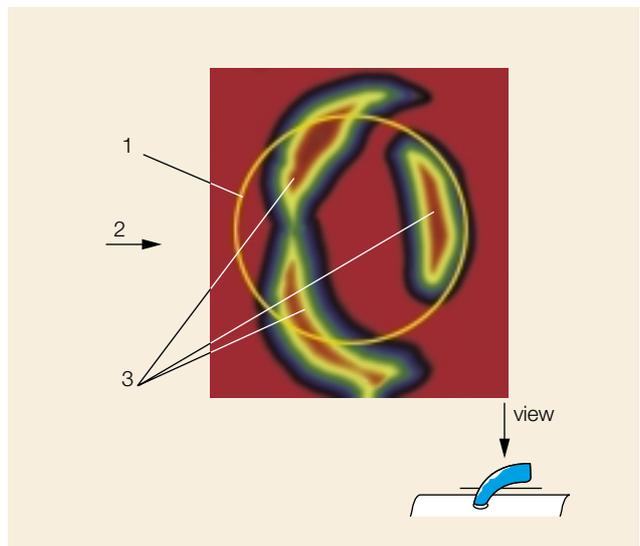
- $\tau$  Retardo de la ignición
- $f$  Fracción másica inicial de combustible

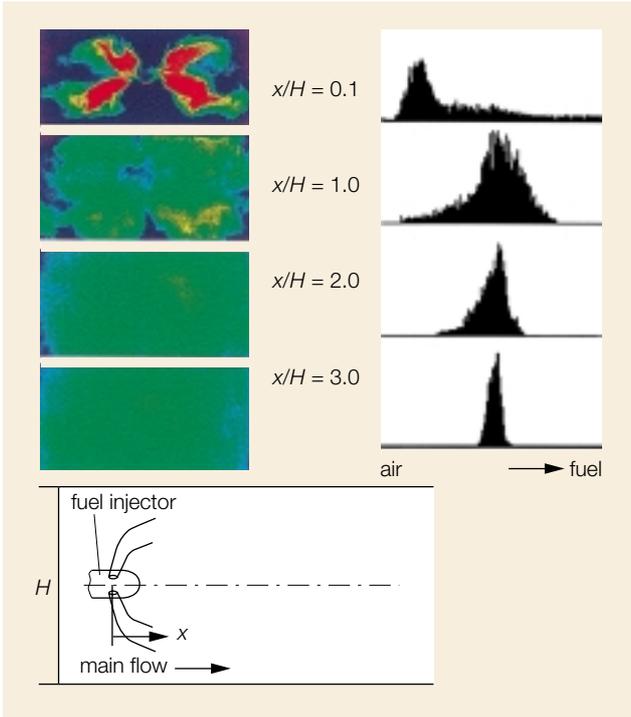
Flecha roja Concentración creciente de aire portador



**Velocidad de mezcla fina entre el combustible y los gases de salida de la turbina AP en el plano situado a una distancia de 0,8 diámetros del chorro de salida del inyector** 9

- 1 Perforación de inyección
- 2 Corriente principal (gases de salida de la turbina AP)
- 3 Altas velocidades de mezcla entre los gases de salida de la turbina AP y el combustible

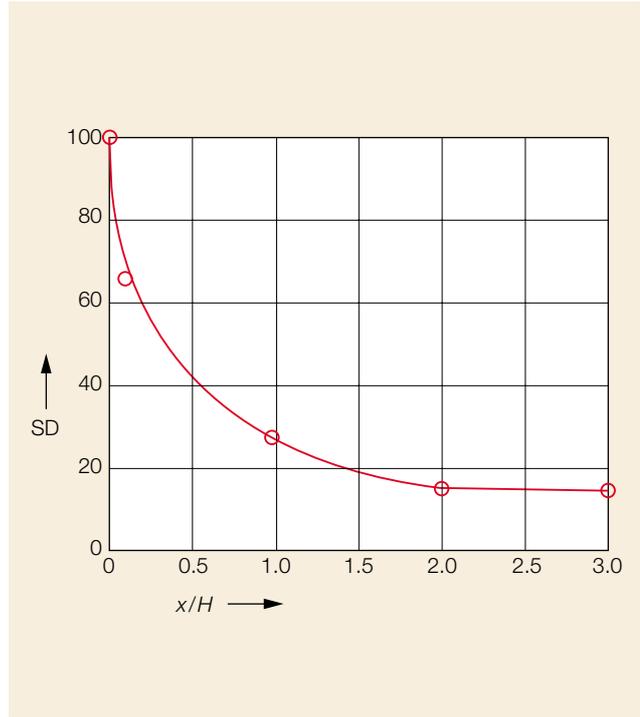




**Imágenes LIF e histogramas asociados de los planos transversales a lo largo de la sección de mezcla**

10

*x* Coordenada axial  
*H* Altura del canal



**Coefficiente de variación (desviación estándar/media, SD) de la calidad de la mezcla en función de la distancia axial normalizada  $x/H$**

11

*x* Coordenada axial  
*H* Altura del canal

a que el aumento de la temperatura sea muy pequeño, la ignición se propagará muy rápidamente a otras regiones, ya que el efecto de mezcla turbulenta transporta el calor y los radicales desde la fuente de ignición hasta las regiones próximas. Un proceso clave del control del retardo de la ignición y de las emisiones es, por lo tanto, la mezcla turbulenta del combustible, del aire portador y de los gases de escape de la turbina AP.

**Premezcla de combustible y aire**

Para entender mejor la relación entre la mezcla turbulenta localmente y la química de la ignición se estudió mediante CFD las mezclas combustible/aire portador y combustible/gases de escape de la turbina AP. Para ello se utilizó el paquete comercial de programas CFDS-FLOW3D [2], realizándose una modelización del flujo turbulento con ayuda de variables de densidad pon-

derada. El estado turbulento se representó con el modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  de dos ecuaciones.

Dada la dependencia no lineal de la química de ignición respecto del estado de la mezcla, es necesario conocer el estado instantáneo en vez de las características medias de la mezcla que se obtienen mediante las ecuaciones de equilibrio ponderado. Este planteamiento ha sido incorporado de forma efectiva a la modelización de la combustión turbulenta no mezclada, en la que el campo termoquímico puede ser relacionado con una función escalar única, por ejemplo de la fracción mezclada, calculando la forma de la función de densidad de probabilidad (PDF, *Probability Density Function*) de la fracción de la muestra a partir de sus dos primeros momentos. Estos se obtienen resolviendo las ecuaciones de equilibrio apropiadas [4].

Sin embargo, en las circunstancias dadas, y teniendo en cuenta que se trata de tres flujos distintos –combustible, aire por-

tador y gases de escape de la turbina AP–, el campo de la mezcla se describe mediante dos funciones escalares. Además, la correlación entre estos flujos es esencial para inferir el comportamiento del retardo de la ignición. Para una concentración instantánea dada del combustible, la velocidad instantánea de las reacciones de ignición depende de la concentración instantánea del aire portador y de la concentración instantánea de los gases calientes. Por lo tanto se precisa una función de densidad de probabilidad (PDF) conjunta bidimensional.

Dentro del programa de desarrollo de los combustores SEV no es viable un planteamiento basado en la obtención de la PDF conjunta solucionando su ecuación de transporte [15], debido a la complejidad de los flujos tridimensionales y a la necesidad de evaluar rápidamente las ventajas de los diferentes diseños. En vez de ello, se ha seguido el trabajo descrito en [8], en el que se deduce la PDF conjunta a partir de un número limitado de momentos. El modelo se

basa en la hipótesis de una función PDF beta multivariable para las variables escalares. La PDF se construye seguidamente a partir de los primeros momentos de cada una de las componentes y de la energía escalar turbulenta.

El modelo mencionado se ha utilizado para investigar el proceso de mezcla turbulenta y su relación con los fenómenos químicos, así como para evaluar los atributos de los diferentes diseños de la lanza de combustible en términos de mezcla y, por lo tanto, del proceso de ignición. La figura 9 muestra los resultados del cálculo de la velocidad de disipación escalar en función del combustible y de los gases de escape de la turbina AP, es decir, la velocidad a la que el combustible y los gases calientes se mezclan a nivel molecular, un proceso necesario para que prosiga la reacción química. En 7 se muestran las condiciones límites del chorro de combustible aplicadas en el cálculo. La figura 9 muestra la región más crítica para la autoignición.

**Aerodinámica y mezcla combustible y oxidante en el quemador**

Igual que en el quemador EV, la distribución y mezcla de combustible en el interior del quemador SEV se consigue con la ayuda de un flujo vorticial. La llama queda anclada en la posición de ruptura del vórtice. Los vórtices son generados por alas delta con forma de rampa, situadas en las paredes del quemador SEV.

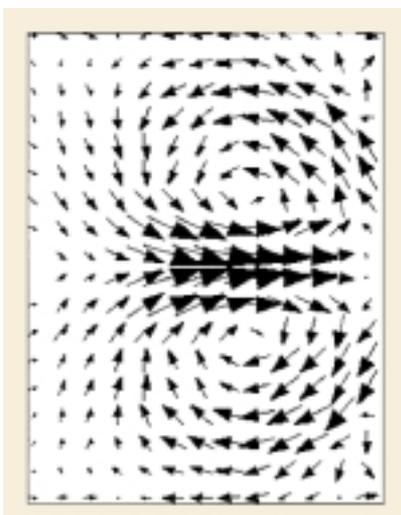
Durante el desarrollo del combustor SEV se realizaron numerosos ensayos con modelos hidráulicos con el fin de establecer y optimizar la aerodinámica del quemador. Los ensayos previos se hicieron en un canal recto simulando segmentos anulares, primero simples y luego dobles, del combustor SEV. Con este sistema de ensayos, relativamente sencillo, se investigaron numerosos conceptos para la inyección y mezcla de combustible y para la estabilización de la llama, siempre en relación con la calidad de la mezcla y con la distribución de la velocidad a lo largo de la sección de mezcla. Otro de los requisitos fue un suministro único de



**Configuración calculada de la corriente secundaria en el plano de inyección de combustible (semianchura del canal)** 12

combustible por segmento para mejorar la fiabilidad de la inyección y asegurar la sencillez y resistencia del diseño. Teniendo en cuenta todas estas restricciones se estableció un gran número de variantes para cada

**Representación vectorial de las componentes de velocidad radial y circunferencial en el plano de inyección de combustible, medidas con LDA en un modelo rectangular de plexiglás (semianchura del canal)** 13

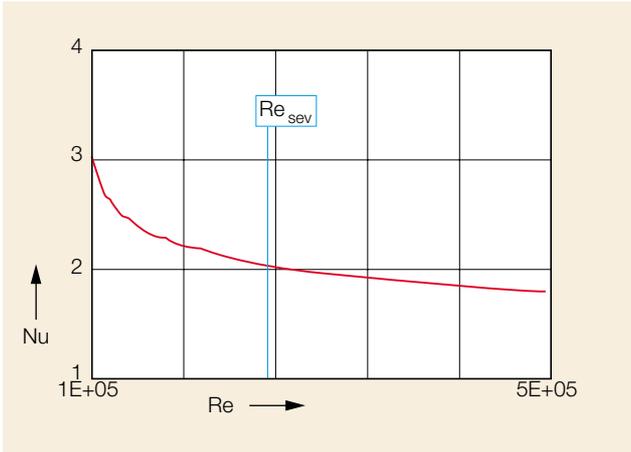


uno de los conceptos alternativos, someténdolos a prueba en una instalación de prueba de plexiglás.

Se utilizó la anemometría Doppler por láser para evaluar las velocidades medias y turbulentas a lo largo de la sección de mezcla y del combustor. Se midieron las tres componentes de la velocidad. Con estas mediciones se buscaba conseguir una velocidad axial a lo largo de la sección de mezcla suficiente para tener bastante margen de seguridad contra el retorno de la llama. Adicionalmente se midieron las componentes vorticiales de la velocidad con el fin de optimizar la geometría de estabilización de la llama 13.

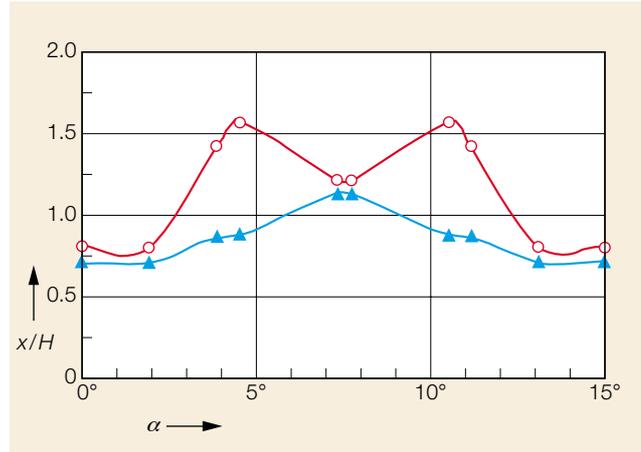
La distribución del combustible y la calidad de la mezcla se midieron con el método LIF (Laser Induced Fluorescence), de fluorescencia inducida por láser. En esta técnica, el flujo de combustible se simula con una solución acuosa de una sustancia disódica fluorescente (un colorante láserico que emite una fuerte luz fluorescente cuando es iluminado con una longitud de onda de 488 nm). Se observó que la corriente principal estaba exenta de colorante. La línea azul de un láser de iones de argón es transmitida a la sección de prueba por medio de un cable de fibra óptica, convirtiéndola en una lámina mediante una lente cilíndrica o un espejo giratorio. Esta lámina luminosa ilumina un plano de 1 mm de espesor que se desplaza a lo largo de la sección de mezcla, permitiendo observar las secciones transversales seleccionadas mediante una cámara CCD. Las imágenes obtenidas con esta cámara se digitalizan y, a continuación, se evalúan en un ordenador con el fin de obtener valores estadísticos tales como la desviación estándar y la desviación media. En 10 se muestra una serie de imágenes en escala de grises para un inyector y una configuración del dispositivo de mezcla dados, de distintas secciones transversales consecutivas a partir del punto de inyección.

Junto a cada imagen, un histograma muestra la distribución de los píxeles según los valores de una escala determinada de grises. Dichos histogramas se concentran en la región pobre del chorro



**Mejora del número de Nusselt tras un aumento brusco de sección**

Nu Número de Nusselt  
Re Número de Reynolds



**Longitud de reunión, adimensional, tras un aumento brusco de sección del quemador SEV, obtenida mediante simulación CFD**

$x/H$  Longitud de reunión  
 $\alpha$  Ángulo entre las dos paredes del quemador SEV

○ Revestimiento exterior del SEV  
▲ Revestimiento interior SEV

de combustible. Un pico en el extremo izquierdo del diagrama indica que se trata de aire puro. Para  $x/H = 0,1$ , el pico corresponde a agua exenta de colorante, mientras que la relación  $x/H = 3,0$  corresponde a una mezcla perfecta. En estos histogramas se puede observar que el proceso de mezcla evoluciona rápidamente hacia una distribución muy estrecha. La evolución de la desviación estándar de la relación media (definida como coeficiente de variación) se representa en la figura 11.

Los cálculos CFD se realizaron durante el desarrollo del combustor, paralelamente a los ensayos de combustión e hidráulicos, con el fin de obtener un diseño robusto en el menor tiempo posible y al mínimo coste. En lo que se refiere al diseño aerodinámico del quemador SEV, se utilizaron los cálculos CFD para:

- Realizar un análisis previo rápido de los diseños iniciales y de las modificaciones subsiguientes, así como de la influencia de todas las condiciones límite bajo las cuales opera el combustor.
- Analizar mejor los datos de los ensayos mediante un estudio detallado de los procesos.

Dadas las corrientes turbulentas que se producen dentro del combustor SEV, es

esencial que los cálculos CFD estén en estrecha relación con los ensayos para poder evaluar los resultados y estimar el grado de fiabilidad del método de cálculo. La comparación de los resultados obtenidos en los ensayos hidráulicos y con los cálculos CFD ha demostrado que la precisión de los datos de aerodinámica es suficiente para aceptar el uso de CFD cuando se quiere evaluar las modificaciones de la geometría y de las condiciones límite.

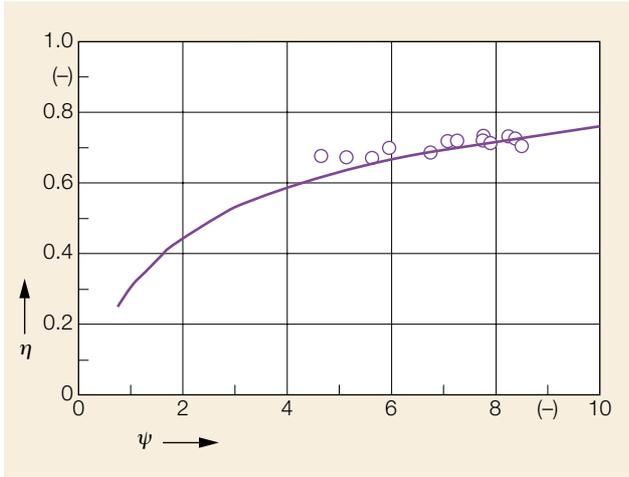
En 12 se muestra la configuración del flujo secundario calculada en el interior del quemador SEV, después de los generadores de vórtice. Los cálculos fueron realizados con el programa CFDS-FLOW3D y el modelo estándar de turbulencia  $k-\epsilon$  para asegurar la compatibilidad de las ecuaciones de equilibrio medio. Aunque dicho modelo  $k-\epsilon$  no es el más adecuado para corrientes turbulentas, la estrategia adoptada ha dado lugar a un buen equilibrio entre la precisión de los resultados y la duración, aceptable, de los cálculos por ordenador.

En las figuras 12 y 13 se comparan los resultados calculados y medidos del campo de corriente secundaria, pudiendo constatarse que están bien reproducidas las principales características del flujo.

**Tecnología de refrigeración del combustor SEV**

ABB ha desarrollado un innovador sistema de refrigeración que cumple todos los requisitos de la cámara de combustión SEV con premezcla y autoignición. La minimización del consumo de aire de refrigeración en el combustor fue un objetivo importante durante el desarrollo del sistema de combustión secuencial, debido a que el aire de refrigeración del combustor SEV no pasa por la turbina AP. Dichos requisitos entran en contradicción con los de un combustor de turbina de gas de ciclo estándar, refrigerado por convección, en cuyo caso la caída de presión debe de reducirse al mínimo y por lo tanto debe utilizarse para la refrigeración la mayor posible cantidad de aire. También se prestó especial atención a la robustez de los componentes utilizados y a que las variaciones de las condiciones límite sólo tendrían una influencia mínima en la efectividad de la refrigeración.

Esencialmente se utiliza un sistema de refrigeración de tipo de contracorriente con recuperación total del calor, en el que prácticamente todo el aire de refrigeración se mezcla antes de la llama con los gases calientes procedentes de la turbina AP. Después de haber refrigerado por convección

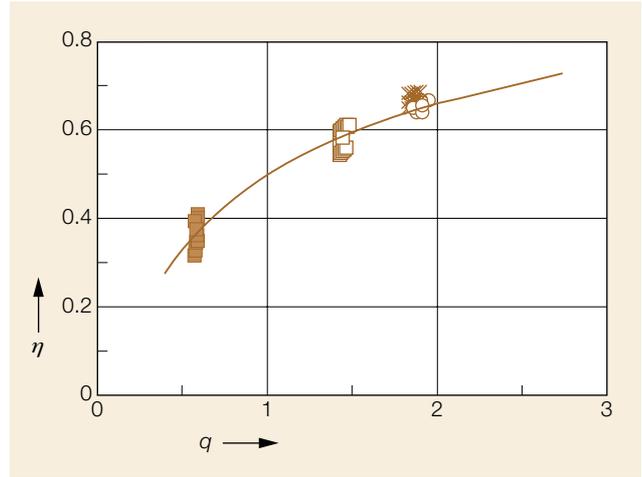


**Efectividad de la refrigeración del revestimiento SEV, medida durante la prueba de alta presión**

16

η Efectividad de la refrigeración  
 ψ Función de flujo másico del refrigerante

○ Mediciones  
 — Tendencia ideal



**Desarrollo axial de la efectividad de la refrigeración por efusión del quemador SEV, medida durante la prueba de alta presión**

17

η Efectividad de la refrigeración  
 q Parámetro de carga térmica local

■ Generadores de torbellino  
 □ Inyección de combustible  
 × Zona de mezcla  
 ○ Escalón que mira hacia atrás  
 — Tendencia ideal

las paredes del combustor, el aire de refrigeración es inyectado en la corriente de gases calientes a través de la refrigeración por efusión del quemador. La totalidad del aire de refrigeración se utiliza para reducir las temperaturas en la zona de la llama y por lo tanto las emisiones de NO<sub>x</sub>.

Debido a que el flujo tiene un elevado número de Reynold (Re) y a las condiciones de premezcla de la llama, el mecanismo dominante de transmisión de calor en el combustor SEV es la convección. Sólo la quinta parte de la transmisión total de calor es debida a la radiación de la llama no luminosa.

Los picos de transmisión de calor a través de las paredes del combustor SEV están dominados por la convección del flujo reactivo resultante de la expansión súbita a la salida del quemador SEV. La capa turbulenta deslizante que se inicia en la cara trasera del escalón vuelve a unirse a la pared variadas alturas de escalón después, produciendo un pico local en la transmisión de calor. Para una relación de expansión dada, el número de Nusselt (Nu) máximo de una corriente no turbulenta varía según Re<sup>2/3</sup>

(número de Reynolds), mientras que en una corriente totalmente desarrollada el número de Nusselt crece según Re<sup>0.8</sup>. La extrapolación de los datos disponibles [20, 3] para valores de Re más altos da lugar a un factor 2 de incremento del número de Nusselt detrás de la cara trasera del escalón de la sección 14.

Las simulaciones CFD detalladas 15 indican que la longitud media de reunión del flujo turbulento en el quemador SEV es de sólo 1,2 veces la altura del canal de premezcla, lo que es sólo 2/3 del valor para un flujo turbulento tubular simple [6]. Este adelanto de la reunión se atribuye tanto al flujo multiturbulento dentro del quemador SEV como a la geometría anular de la cámara de combustión.

La modelización de la transmisión de calor de los gases calientes se basó, por lo tanto, en el valor indicado del número de Nusselt (Nu), admitiendo que se produce un desarrollo típico de la capa límite después de la posición calculada del contacto del flujo con la pared, e incluyendo la radiación de la llama.

En los últimos años, ABB ha acumulado una gran cantidad de experiencia en la utilización de revestimientos aislantes (barreras térmicas TBC, *Thermal Barrier Coating*) en los sistemas de refrigeración de los combustores. La capa protectora, que reduce la carga térmica en su propia fuente (en el lado de gases calientes), se forma con un revestimiento de óxido de circonio (ZrO<sub>2</sub>) proyectado. La ventajas de dicho revestimiento TBC fueron utilizadas principalmente para reducir la temperatura de las paredes hasta un nivel en que las mejores propiedades del metal permiten prolongar significativamente la vida útil de los componentes.

Todo el aire de refrigeración SEV penetra en el sistema de refrigeración de las paredes cerca de la turbina BP, refrigerando por lo tanto localmente la zona de transición a la turbina mediante una chapa de choque. Luego, el aire se desplaza hacia adelante.

La sección transversal del canal de refrigeración se reduce gradualmente para contrarrestar el efecto del calor absorbido por el aire de refrigeración y para regular la efectividad de la refrigeración local en función de

la aportación, variable, de calor por los gases calientes. Además, la transmisión de calor aumenta gracias a los generadores de turbulencias situados en las paredes del canal caliente [10, 11].

La figura 16 muestra la efectividad medida (es decir, la temperatura pared-metal adimensional en el lado de gases calientes) de la refrigeración de las paredes como función del caudal másico de refrigerante. Esta se define como la relación entre la capacidad térmica del aire de refrigeración y la de la superficie mojada por los gases calientes, y por tanto como la inversa del número de unidades de transmisión de calor utilizadas en la teoría de intercambiadores de calor [12]. En los ensayos a alta presión bajo condiciones reales de la turbina, todas las temperaturas de las paredes del combustor permanecían bastante por debajo de 800°C, lo que confirma empíricamente la modelización del proceso de transmisión de calor.

Después de haber refrigerado las paredes de la cámara de combustión, el aire es descargado en una cámara impelente que

circunda a los quemadores SEV. Esta cavidad amortigua todos los posibles defectos de uniformidad del flujo por delante de la refrigeración del quemador, de forma que una presión previa común produce la refrigeración por efusión.

La refrigeración por efusión, a veces llamada refrigeración por película de plena cobertura [12], es un desarrollo relativamente reciente de la tecnología de refrigeración de combustores que hasta ahora no se ha aplicado con frecuencia. En la pared monocapa que va a ser enfriada se taladra un gran número de pequeñas perforaciones rectas, dispuestas de manera que se produzca la interacción de tres mecanismos de transmisión de calor para garantizar un enfriamiento altamente efectivo:

- Película de refrigerante en el lado de gases calientes
- Convección interna dentro de las perforaciones de efusión
- Transmisión de calor en la pared trasera por donde el refrigerante penetra en las perforaciones

Se ha propuesto un modelo de refrigeración por efusión [9] conjuntamente con los parámetros clave para correlacionar los datos medidos en los experimentos de transmisión de calor por efusión y los diferentes efectos de dicha transmisión.

Antes de establecer el diseño de la refrigeración del quemador, se utilizó este modelo para definir la serie de pruebas básicas a realizar en condiciones atmosféricas, midiendo la eficiencia de la refrigeración en las diferentes chapas para ensayos de efusión, con la siguiente variación de los parámetros de los distintos mecanismos de refrigeración. También se investigó con detalle la influencia de los vórtices longitudinales del quemador sobre el desarrollo de la refrigeración por película. Se estableció una correlación de todos los datos medidos con los tres diferentes factores que contribuyen a la transmisión de calor, tal como se ha dicho anteriormente, con el fin de deducir unas pautas de base física para la refrigeración por efusión.

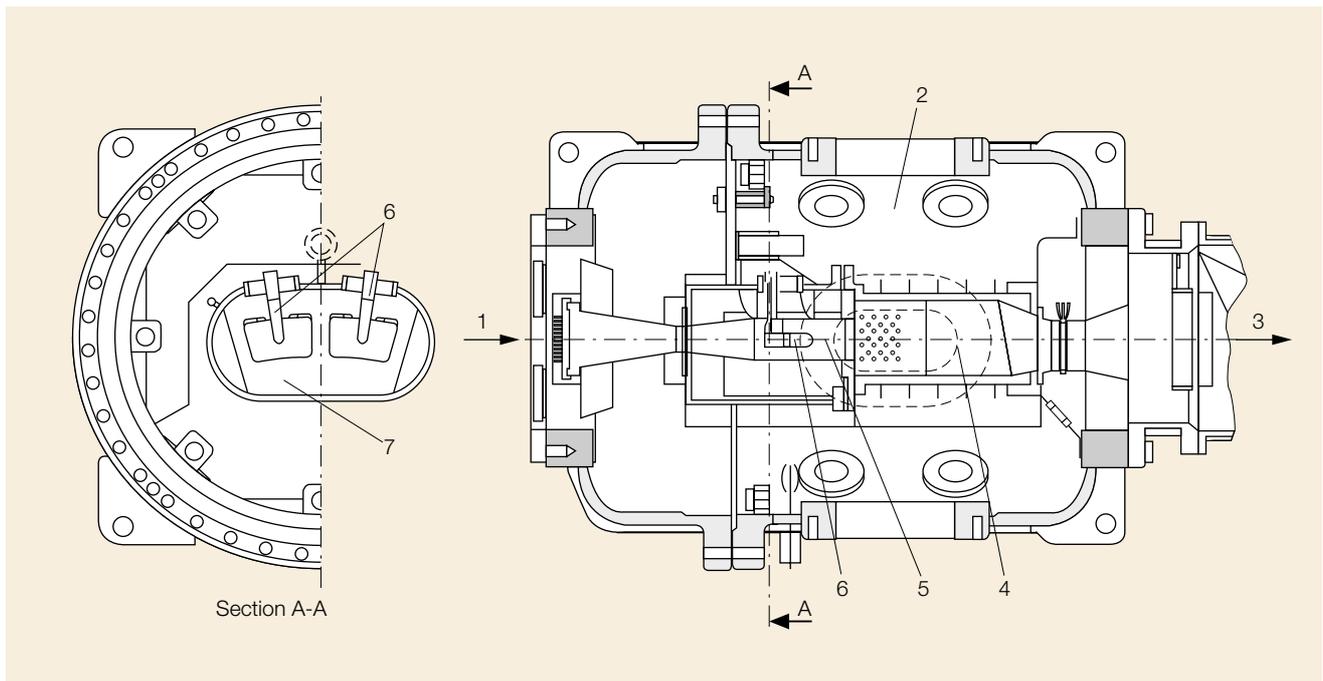
**Instalación de prueba del combustor SEV**

18

- 1 Entrada de gases
- 2 Recipiente a presión
- 3 Salida de gases

- 4 Combustor
- 5 Quemador
- 6 Inyector de combustible

7 Sector con dos quemadores





**Instalación de prueba del combustor SEV con alimentador de gases calientes (izquierda) y recipiente a presión SEV (derecha)** **19**

La separación entre las perforaciones de efusión se estableció buscando obtener un equilibrio óptimo entre la velocidad de transmisión interna de calor y el efecto de la refrigeración por película, reduciendo el gradiente de temperatura a través del quemador. La relación entre la cantidad de movimiento del chorro de efusión y la de los gases calientes se mantuvo por debajo de la unidad, obteniéndose un desarrollo bien definido de la película, mientras que se impide que los chorros de refrigeración asciendan al interior de la vena de gases calientes. Debido a la gran superficie a través de la cual se realiza la efusión del aire de refrigeración y a las buenas propiedades de mezcla del movimiento turbulento helicoidal dentro del quemador, la mezcla por delante de la llama es muy uniforme. Una característica adicional de esta refrigeración por efusión es la existencia de una capa de combustible fría y pobre junto a la pared, que inherentemente impide que la llama se desplace hacia atrás a través de la región de baja velocidad próxima a dicha pared.

En **17** se indica la efectividad de la refrigeración por efusión dentro del quemador SEV con respecto a la posición axial, medida en la prueba de alta presión con los componentes reales de la turbina. El parámetro

de carga térmica se define como el cociente entre los coeficientes de transmisión térmica del refrigerante local y de los gases calientes, multiplicado por la superficie mojada. Las temperaturas de las paredes del quemador permanecen muy por debajo de 850 °C.

Este resultado, combinado con la refrigeración por convección de la pared, da lugar a un sistema de refrigeración muy efectivo y robusto que reduce el consumo de aire de refrigeración hasta sólo 1/10 del caudal de escape de la cámara de combustión.

#### **Validación del diseño de la cámara de combustión SEV**

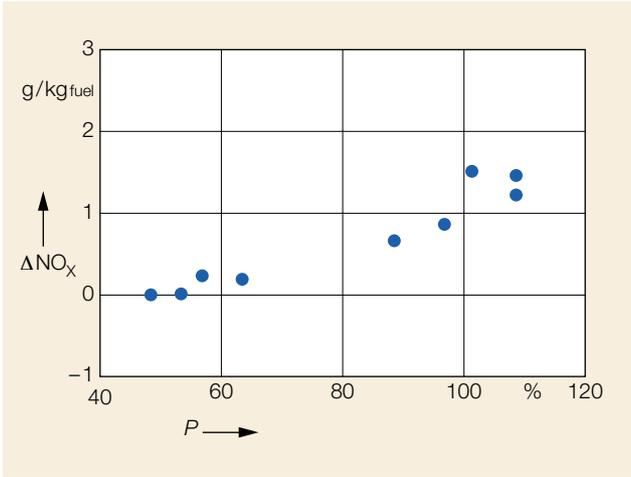
Durante el desarrollo del combustor SEV se ha realizado una serie de ensayos de forma escalonada. Se hicieron ensayos previos y estudios preliminares de fiabilidad bajo condiciones de presión atmosférica para demostrar la viabilidad de la autoignición. Los ensayos posteriores estuvieron dedicados al estudio de la influencia cualitativa de los diferentes parámetros, tales como las condiciones de entrada y las diferentes configuraciones de los inyectores y de los generadores de turbulencia.

El paso siguiente fue realizar pruebas a presión elevada para demostrar el principio básico de la premezcla y de la autoignición bajo las condiciones de funcionamiento de la turbina. En estos ensayos se investigó también la formación de  $\text{NO}_x$  y la combustión completa del CO. La instalación de ensayos del combustor SEV está formada por dos combustores independientes montados en serie. El primer combustor actúa como generador de gases calientes y simula las condiciones de entrada del combustor SEV, mientras que el segundo combustor es el sistema SEV que va a ser sometido a prueba.

El diseño final del combustor fue validado utilizando una instalación de ensayos a escala natural, con dos secciones funcionando en las mismas condiciones de explotación que la turbina. Una serie de componentes, como los quemadores, las lanzas de combustible y los segmentos de la envuelta, eran idénticos a los de la turbina real.

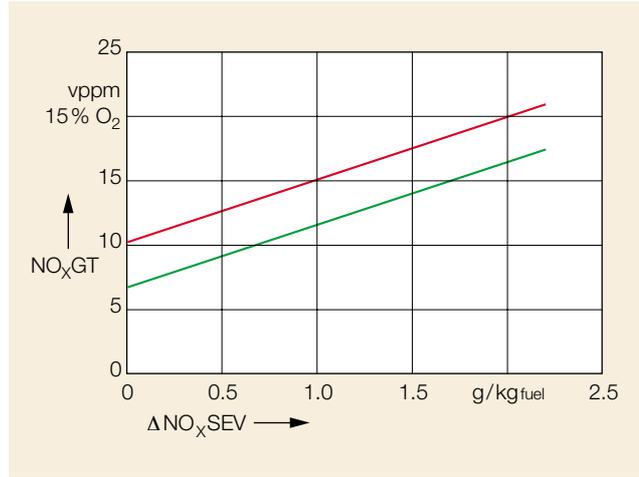
En **18** se muestra la instalación de ensayos a alta presión con el modelo en dos sectores del combustor SEV dentro de un recipiente a presión. Las condiciones reales de entrada fueron simuladas con un combustor EV que suministra gases calientes al combustor SEV. Esta disposición de ensayos permitió regular correctamente la presión del aire a la entrada del combustor, las temperaturas del aire y los caudales máxicos.

El equipo de medida está formado por termopares situados en diferentes puntos entre la lanza del quemador y los segmentos del revestimiento. Las emisiones a la salida podían ser medidas en tres posiciones axiales utilizando sondas integrales refrigeradas por agua, cada una de ellas con 5 perforaciones situados radialmente. La caída de presión en las perforaciones de muestreo era tal que se aseguraba el enfriamiento bajo todas las condiciones. En la salida del combustor se instalaron cinco sondas, situadas en diferentes posiciones circunferenciales. La sección de mezcla del quemador, desde el punto de inyección de combustible hasta el combustor, podía ser observada con un sistema de vídeo.



**Formación de NO<sub>x</sub> medido en el combustor SEV en función de una carga P simulada de turbina (instalación de prueba de dos sectores)**

20



**Emisiones de NO<sub>x</sub> de la turbina en función de las emisiones de NO<sub>x</sub> de los combustores SEV y EV**

21

NO<sub>xGT</sub> Emisiones de NO<sub>x</sub> en la turbina de gas  
 ΔNO<sub>xSEV</sub> Producción de NO<sub>x</sub> en el combustor SEV

Rojo Hipótesis de emisión de 18 vppm de NO<sub>x</sub> en el combustor EV  
 Verde Hipótesis de emisión de 12 vppm de NO<sub>x</sub> en el combustor EV

En 19 se incluye una vista de la instalación de prueba a alta presión con los dos combustores. Los ensayos fueron realizados bajo condiciones que iban desde la ignición hasta el funcionamiento a plena carga. En el combustor podía observarse la combustión, estable en todas las condiciones de funcionamiento.

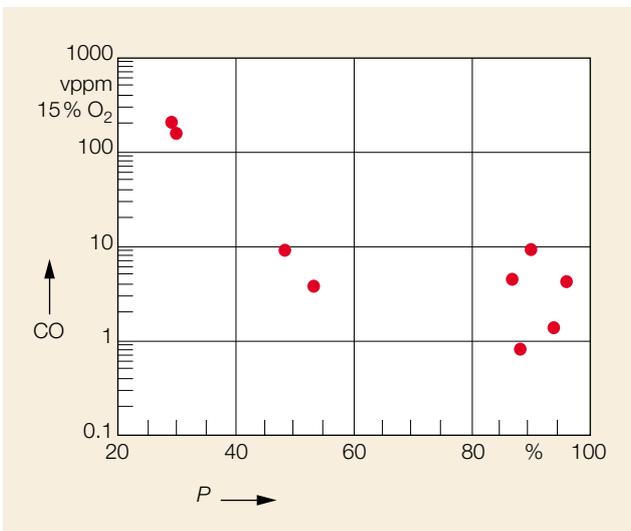
El NO<sub>x</sub> formado en el combustor SEV aparece indicado en 20 en función de la carga simulada de la máquina. Como unidad se utiliza g<sub>NO<sub>x</sub></sub>/kg<sub>fuel</sub>, que proporciona los valores de las emisiones sin la influencia del contenido de O<sub>2</sub> en los gases de salida. No se observó formación de NO<sub>x</sub> en el combustor en condiciones de carga baja.

La formación de NO<sub>x</sub> aumenta hasta aproximadamente 1 g/kg<sub>fuel</sub> para una carga del 100%.

Para obtener las emisiones de NO<sub>x</sub> de la máquina extrapolando el NO<sub>x</sub> producido por el combustor SEV es necesario tener en cuenta los caudales máxicos del combustible en ambos combustores. La figura

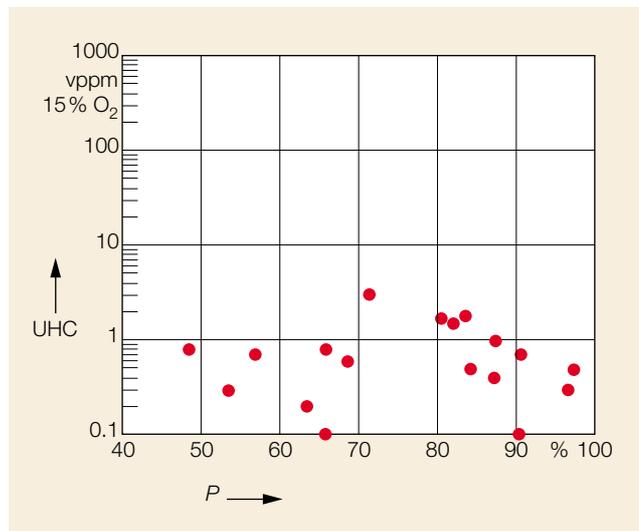
**Emisiones medidas de monóxido de carbono (CO) bajo condiciones de carga simulada de la turbina (P) (instalación de prueba de dos sectores)**

22



**Emisiones medidas de hidrocarburos no quemados (UHC) bajo condiciones de carga simulada de la turbina (P) (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, instalación de prueba de dos sectores)**

23



**21** muestra las emisiones de NO<sub>x</sub> previstas de la turbina en condiciones típicas de funcionamiento a plena carga, admitiendo unas emisiones de NO<sub>x</sub> en el combustor EV de 18 y 12 vppm. Si no se produce NO<sub>x</sub> en el combustor SEV, las emisiones de NO<sub>x</sub> del combustor EV se reducirían de 18 vppm a 11 vppm. Si en el combustor SEV se forma NO<sub>x</sub> a razón de 1 g/kg<sub>fuel</sub>, las emisiones previstas de la máquina tendrían un valor de 15 vppm (15 % O<sub>2</sub>) suponiendo para el combustor EV una cantidad de 18 vppm de NO<sub>x</sub>.

Estos estudios indican claramente que existe la posibilidad de reducir la emisiones a niveles de un solo dígito.

El volumen del combustor ha sido diseñado para conseguir la combustión total del CO incluso en régimen de carga baja, midiendo las emisiones en condiciones de máquina real a varias distancias axiales en un combustor inicial de prueba. En la figura **22** se muestran los resultados del ensayo de validación de los dos sectores que se realizó posteriormente. Las emisiones medidas de hidrocarburos no quemados (UHC) son muy bajas, tal como puede verse en **23**.

## Resumen

Se escogió la combustión secuencial para las turbinas GT24/GT26 buscando conseguir una alta eficiencia del ciclo para temperaturas moderadas de entrada a la turbina, así como unas temperaturas óptimas de los gases de salida para el ciclo de vapor en aplicaciones de ciclo combinado. El diseño del primer combustor, el combustor EV, ha sido probado a lo largo de más de 800.000 horas de funcionamiento. La fiabilidad del segundo combustor, el combustor SEV, ha sido validada mediante varias investigaciones fundamentales, así como mediante pruebas con los propios componentes de la turbina en condiciones reales de funcionamiento. Dichas pruebas han evidenciado la seguridad del funcionamiento y el bajo valor de las emisiones de NO<sub>x</sub>, CO y UHC de este diseño.

## Bibliografía

- [1] M. Aigner, A. Mayer, P. Schiessel, W. Strittmatter: Second generation low emission combustors for ABB gas turbines: tests under full engine conditions. ASME 90-GT-308, 1990.
- [2] CFDS-FLOW3D; release 3.3: user manual. AEA Technology, 1994, Harwell, England.
- [3] J. Baughn, M. Hoffmann, R. Takahashi, B. Launder: Local heat transfer downstream of an abrupt expansion in a circular channel with constant wall heat flux. Journal of Heat Transfer, 1984, vol 106, 789-796.
- [4] R.W. Bilger: Turbulent jet diffusion flames. Progress in energy and combustion science, 1976; vol 1, 87-109.
- [5] H.F. Coward, G.W. Jones: Limits of flammability of gases and vapors. US Bureau of Mines, Washington, 1976, bulletin 503.
- [6] P. Dellenback, J. Sanger, D. Metzger: Heat transfer in coaxial jet mixing with swirled inner jet. Journal of Heat Transfer, 1994, vol 116, 864-870.
- [7] H.U. Frutschi: Las nuevas turbinas de gas GT24/GT26: el segundo plano histórico del «Advanced Cycle System». Revista ABB 1/94, 21-25.
- [8] S.S. Girimaji: Assumed beta- pdf model for turbulent mixing: validation and extension to multiple scalar mixing. Comb Sci Tech, 1991, vol 78, 177-196.
- [9] W. Hahn, G. Urner: Untersuchungen zu effusionsgekühlten Brennkammerelementen. Brennstoff-Wärme-Kraft, 1994, vol 46, no12,33-39.
- [10] J. Han: Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators. ASME Journal of Heat Transfer, 1998, vol 110, 321-328.
- [11] J. Han, J. Park: Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. Int Journal of Heat and Mass Transfer, 1988, vol 31, no 1, 183-195
- [12] W.M. Kays, M.E. Crawford: Convective heat and mass transfer. McGraw- Hill, New York, 1993.
- [13] R.J. Kee, F.M. Rupley, J.A. Miller: CHEMKIN-II: A Fortran chemical kinetics package for the analysis of gas phase che-

mical kinetics. Sandia Report SAN89-8009B UC-706, 1989.

- [14] T. Meindl, F. Farkas, R. Klussmann: The development of a multistage compressor for heavy duty industrial gas turbines. ASME Houston, 95-GT-371, 1995.
- [15] S.B. Pope: PDF methods for turbulent reactive flows. Progress in Energy and Combustion Science, 1985, vol 11, 119-192.
- [16] T. Sattelmayer, M. Felchlin, J. Haumann, J. Hellat, D. Steyner: Second generation low emission combustors for ABB gas turbines: burner development and tests at atmospheric pressure. ASME 90-GT-162, 1990.
- [17] P. Senior, E. Lutum, W. Polifke, T. Sattelmayer: Combustion technology of the ABB GT13E2 annular combustor. 20th CIMAC G22 1993 London.
- [18] L.J. Spadaccini, J.A. TeVelde: Autoignition characteristics of aircraft type fuels. Combustion and Flame 46:283-300, 1982
- [19] L.J. Spadaccini, M.B. Colket: Ignition delay characteristics of methane fuels. Prog Energy Comb Sci, 1994, vol 20, 431-460.
- [20] P. Zemanick, R. Dougall: Local heat transfer downstream of abrupt circular channel experiment. ASME Journal of Heat Transfer, 1970, vol 92, 53-60.

## Direcciones de los autores

Dr. Franz Joos  
 Philipp Brunner  
 Dr. Burkhard Schulte-Werning  
 Dr. Khawar Syed  
 ABB Power Generation Ltd  
 P.O. box  
 CH-5401 Baden, Suiza  
 Telefax: +41 56 205 8254  
 E-mail:  
 franz.joos@chkra.mail.abb.com  
 philipp.brunner@chkra.mail.abb.com

Dr. Adnan Eroglu  
 ABB Corporate Research  
 Segelhof  
 CH-5405 Baden-Dättwil, Suiza  
 Telefax: +41 56 486 7359  
 E-mail:  
 adnan.eroglu@chcrc.mail.abb.com