VI.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN DE TURBINAS DE GAS

pfernandezdiez.es

VI.1.- INTRODUCCIÓN

Una cámara de combustión de turbina de gas consta de:

- Un armazón exterior que resiste las presiones de los gases y que puede ser de acero ferrítico

- Un armazón interior sometido a temperaturas elevadas que, al menos en su parte superior en las verticales, o donde van los quemadores en las horizontales, se debe construir de acero austenítico o de material refractario; la sustentación del armazón interior debe permitir la libertad de las dilataciones

Los principales factores a tener en cuenta en el diseño de la cámara de combustión de una turbina de gas, dependen de sus condiciones operativas, de entre las que podemos destacar las siguientes:

La combustión tiene que ser estable, para permitir las fuertes variaciones de la relación aire-combustible que para los ciclos regenerativos está entre $\frac{60}{1}$ *y* $\frac{120}{1}$*, y para los no regenerativos entre* $\frac{100}{1}$ *y* $\frac{200}{1}$*.*

La velocidad del fluido oscila, en la mayor parte de los casos, entre 30 y 60 m/seg.

En las turbinas de gas usadas en aviación, el problema de la estabilidad de la llama es aún más complejo, a causa de la variación de $\begin{cases} \textit{las presiones de combustión debido a la altura} \\ \textit{la velocidad de vuelo} \\ \textit{el grado de carga (despegue, ascensión, aproximación)} \end{cases}$

VI.2.- AIRE UTILIZADO EN EL PROCESO DE COMBUSTIÓN

La masa de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1 kg de combustible se determina a partir de las reacciones estequiométricas de la combustión; para los combustibles líquidos utilizados normalmente en las turbinas de gas, la relación aire-combustible estequiométrica está entre 14,7 ÷15. La cantidad de aire real suministrada al combustible es mayor que la teórica, definiéndose un *coeficiente de aire*$_{exceso}$, como la relación entre la cantidad real de aire y la estequiométrica, por kg de combustible.

Para que la combustión tenga lugar totalmente dentro de la cámara de combustión, es necesario que todos los procesos se realicen con suficiente rapidez, ya que se tienen que efectuar en una corriente de aire a una velocidad determinada. Por esta razón, la combustión en estas cámaras sólo es posible cuando la velocidad de propagación de la llama sea del mismo orden que la velocidad de la corriente.

La temperatura de la combustión y, en consecuencia, la velocidad de propagación de la llama, dependen del coeficiente de $aire_{exceso}$, obteniéndose su valor máximo para un coeficiente de $aire_{exceso}$, $e = 1$, aproximadamente.

- Para mezclas ricas, e < 1, la temperatura de combustión disminuye debido a la combustión incompleta

- Para mezclas pobres, e > 1, la temperatura de combustión también disminuye debido a la dilución por el aire de los productos de combustión

Como la relación aire/combustible de funcionamiento global es del orden de 60/1 para las condiciones de diseño, mientras que la estequiométrica es de aproximadamente 15/1, es necesario que el aire suministrado por el compresor se introduzca progresivamente en la cámara de combustión.

En el proceso de inyección de aire se pueden distinguir tres fases que dan lugar a lo que se conoce como $aire_{primario}$ (combustión), $aire_{secundario}$ (refrigeración de la combustión) y $aire_{terciario}$ (dilución de los gases de combustión), Fig VI.1

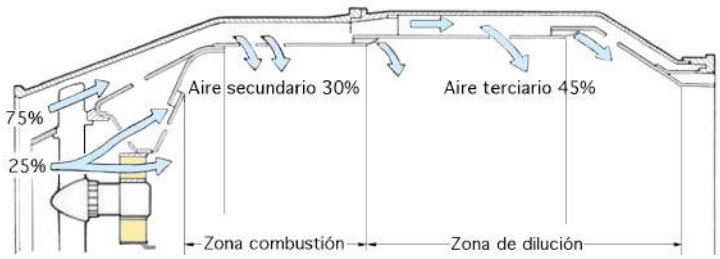


Fig VI.1.- Distribución del flujo de aire

Aire primario.- Se corresponde aproximadamente con un 25% del aire total y se introduce alrededor del chorro de combustible creando una mezcla de aire-combustible relativamente rica con el objeto de obtener una temperatura elevada, necesaria para una combustión rápida, $r = 1$.

Aire secundario.- Se corresponde aproximadamente con un 30% del aire total; se introduce a través de orificios practicados en el tubo de llama para completar y refrigerar la combustión (eliminación de NO_x); para que el rendimiento sea elevado, hay que inyectar el aire en los puntos adecuados a fin de evitar que la llama se enfríe localmente dando lugar a una drástica disminución de la velocidad de combustión en esa zona.

El $aire_{secundario}$ proporciona un coeficiente de $aire_{exceso}$ del orden de e ≈ 1,5, ó riqueza $r = \frac{1}{1,5} = 0,67$.

Aire terciario.- El aire restante, 45%, se conoce también como aire de dilución y se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de reducir su temperatura hasta la requerida a la entrada de la turbina, por las condiciones impuestas por el punto metalúrgico a la entrada de los álabes de la turbina. Hay que procurar una turbulencia suficiente para que las corrientes caliente y fría se mezclen a fondo y así conseguir una distribución de temperaturas a la salida acorde con el punto metalúrgico.

Ciertos motores de aviación se denominan turbofan (motores de ventilador) de alta relación de derivación; con este diseño, la turbina de gas tiene un ventilador a la entrada aguas arriba del compresor de BP. Gran parte del aire de admisión por el ventilador pasa a través de un tipo de carcasa anular que se ajusta alrededor del compresor, que no sólo proporciona más refrigeración, sino que también interviene en el rendimiento de la turbina, energía desarrollada, flujo de masa total, etc.

VI.3.- ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN

El aire procedente del compresor entra en la cámara de combustión a una velocidad de hasta 150 m/seg; dado que esta velocidad es demasiado alta para la combustión, lo primero que hace la cámara es desacelerarla y elevar su presión estática. Como la velocidad de combustión del keroseno a relaciones de mezcla normales es de solo unos pocos m/seg, cualquier combustible encendido incluso en la corriente de aire difundido, que ahora tendría una velocidad del orden de 25 m/seg se apagaría, por lo que en la cámara se debe crear una región de baja velocidad axial, de forma que la llama permanezca encendida en toda la gama de condiciones operativas del motor.

En funcionamiento normal, la relación total aire/combustible de una cámara de combustión puede variar entre 45/1 y 130/1. Para el caso particular del keroseno, éste sólo arde eficazmente a una relación del orden de 15/1, en lo que se llama zona de combustión primaria, por lo que se quema con solo una parte del aire total que entra en la cámara.

El proceso de la combustión ha de tener lugar, en su totalidad, dentro de la cámara de combustión, a fin de evitar que los álabes de la turbina estén sometidos a las elevadas temperaturas de las llamas. Las turbinas de gas funcionan con un elevado $aire_{exceso}$ para que la temperatura de los productos de combustión, al incidir en los álabes, no sea excesiva y no se produzcan problemas de corrosión o fatiga en los mismos, y mantener los efectos derivados de la deformación plástica dentro de límites aceptables (límite metalúrgico).

El índice de $aire_{exceso}$ con el que trabajan las turbinas suele estar comprendido entre $2{,}75 \div 5$.

Las turbinas de gas pueden utilizar dos tipos de combustibles:

- *Gaseosos: gas natural, propano*
- *Líquidos: gasóleo, gasolinas y en algunos casos fuel de bajo contenido en S*

Los inyectores de combustible pueden ser:

- *De tipo simple, utilizando combustibles líquidos y gaseosos*

- De combustible dual, utilizando combustible gaseoso o líquido en diferentes momentos de la operación

- Bi-fuel, que pueden quemar una mezcla de gas y combustible líquido

Los combustibles empleados tienen que estar libres de partículas e impurezas sólidas para evitar erosiones en los álabes de la turbina.

La ausencia de S en la composición del combustible permite un nivel de recuperación del calor contenido en los gases de escape superior al que se puede conseguir con otros combustibles. Por este motivo y por razones económicas, un combustible muy adecuado en la actualidad para las turbinas de gas es el gas natural, y su posibilidad de empleo en la postcombustión que se realiza normalmente mediante quemadores en vena de aire, que tiene por objeto elevar la temperatura de los gases de escape de la turbina, utilizando como comburente los mismos gases, para de esta forma mejorar el rendimiento de la caldera de recuperación.

Los combustibles líquidos presentan, frente a los gaseosos, desventajas como el sistema de filtrado que es más complicado; además es necesario atomizar el combustible a una presión elevada, resultando una menor calidad en la formación de la mezcla, por lo que el rendimiento de la turbina es inferior.

En el caso del gas natural, al tratarse de un suministro por canalización y aunque también se necesitan unos requisitos de presión de suministro que son función de la turbina a instalar, la elevación de presión solamente se debe realizar desde la presión de suministro hasta la presión de utilización en el aparato.

Las pérdidas de carga en la cámara de combustión de una turbina de gas han de ser mínimas, ya que afectan al consumo específico y a la potencia específica de la turbina; generalmente las normas de diseño tienden a mejorar el proceso de la combustión, como la formación de la mezcla, estabilidad de la llama, etc, y conducen a su vez a un aumento de las pérdidas de carga.

Pérdidas térmicas mínimas a través de las paredes y por combustión incompleta.

Debe evitarse la formación de depósitos de carbón, pues estas pequeñas partículas al ser arrastradas por el flujo, erosionan los álabes de la turbina; asimismo, bloquean y distorsionan el flujo de aire a lo largo de las paredes, causando sobrecalentamientos locales que disminuyen la vida de la cámara; hay que tener en cuenta, que el carbón depositado en las paredes se puede desprender a causa de las vibraciones y causar serios desperfectos en los álabes de la turbina.

La emisión de gases de escape, desde el punto de vista de la contaminación ambiental, es otro de los factores a tener en cuenta, tanto en las turbinas de gas industriales, como en las de aviación. En las turbinas de gas de ciclo regenerativo, el ensuciamiento del cambiador de calor por el hollín de escape, reduce el rendimiento de la máquina, existiendo el riesgo de destrucción del intercambiador por incendio.

Tiene que existir una cierta facilidad y seguridad en el encendido de la cámara; las bajas presio-

nes y las altas velocidades dificultan el arranque, aspecto que en las turbinas de gas de aviación adquiere una importancia considerable.

Estos factores pueden llegar a ser incompatibles entre sí, por lo que resulta obvio la complejidad que presenta el diseño de una cámara de combustión, sobre todo si el régimen de funcionamiento tiene que ser variable.

VI.4.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

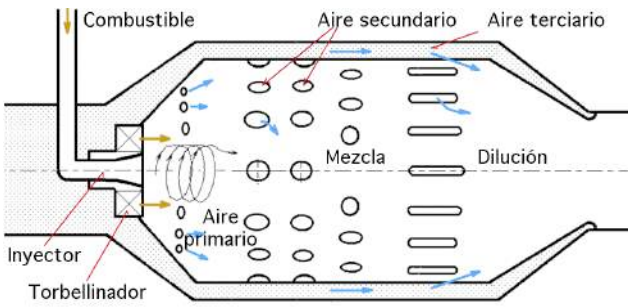
Existen tres tipos principales de cámaras de combustión:

- *Cámaras de combustor can (multican) o tubulares*
- *Cámaras de combustor anular*
- *Cámaras de combustor can-anular o tuboanulares*

Cámaras de combustión tubulares, CAN y MULTICAN.- Las cámaras de combustión individuales (can), Fig VI.2a, o independientes en número variable de $5 \div 10$ (multican), Fig VI.2b, se emplearon en los primeros motores de aviación y, en la actualidad, en pequeñas turbinas de gas industriales y marinas, siendo las más empleadas en turbinas de gas de compresor centrífugo y en algunos axiales. Van situadas alrededor del eje que une el compresor y la turbina; constan cada una de ellas (can) de su propio inyector procedente de una línea de suministro común, de una doble pared o tubo, de los cuales el interior se denomina *tubo de llama* por estar en contacto directo con la combustión, alrededor del cual hay una carcasa de aire. El aire pasa a través de la boca de entrada del tubo de llama y también entre el tubo y la carcasa exterior. Dos de las cámaras de combustión van dotadas de bujía de encendido; la razón de llevar dos bujías es exclusivamente por seguridad, pues una sola sería suficiente.

El motor de reacción, no necesita encendido continuo una vez que el motor ha arrancado, dado que al haber un foco encendido e inyectar permanentemente combustible, la combustión se mantiene sin necesidad de llevar conectado el sistema. Se conectará en despegue, toma de tierra y ciertas condiciones anormales de turbulencia, ingestión de agua volando en lluvia fuerte, etc.

Para que la combustión alcance todas las cámaras de combustión independientes, los tubos de llama van unidos por unos tubos de propagación de la llama denominados *interconectores de llama*.



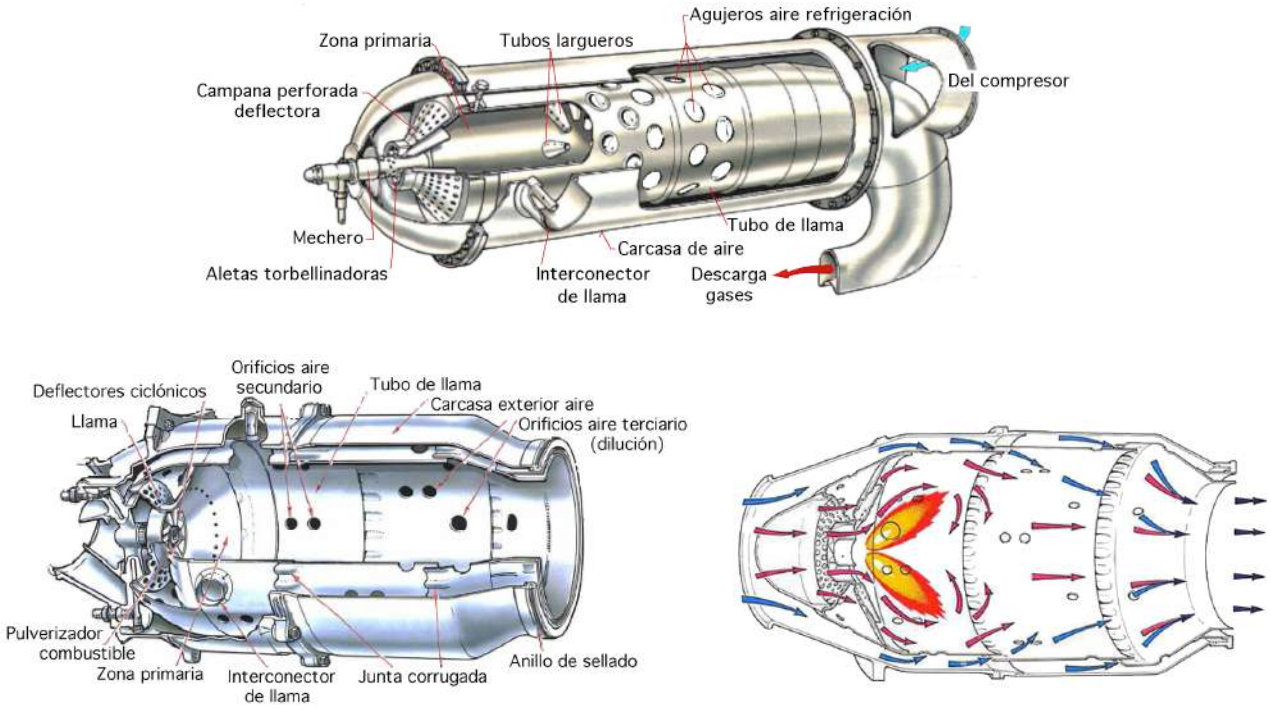


Fig VI.2a.- Esquemas de cámaras de combustión tubular, CAN

El aire de descarga del compresor al entrar en la cámara se divide en dos:

- El aire de combustión o aire$_{primario}$, 25% del total, entra por el centro de la cámara para realizar la combustión. La mezcla combustible aire en peso es, aproximadamente, de 15 partes de aire por 1 de combustible

- El 75% restante del aire, pasa entre el tubo de llama y la carcasa exterior de la cámara, y se utiliza para formar una capa de aire alrededor de los gases de combustión y bajar la temperatura.

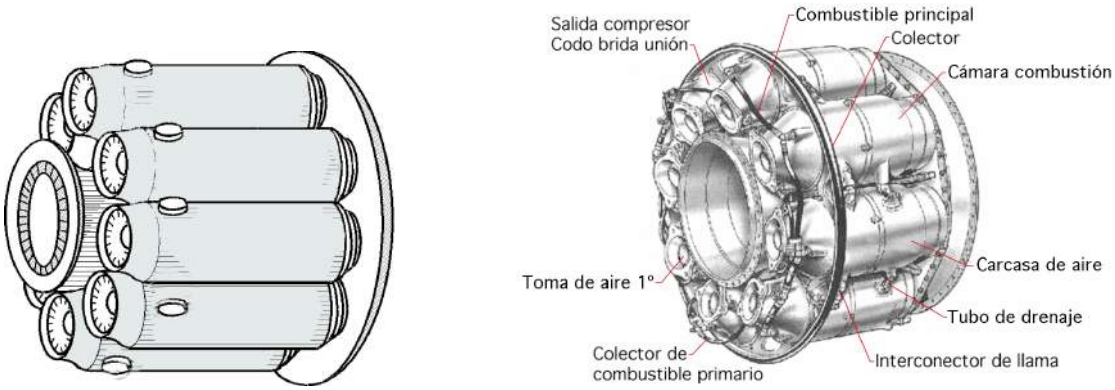


Fig VI.2b.- Esquemas de cámaras de combustión tubular, MULTICAN

El tubo de llama lleva una serie de orificios por los que penetra el *aire$_{secundario}$* que reduce la temperatura de los gases desde 1800ºC que alcanza en la zona de combustión, a unos 1000ºC que puede permitir la turbina, formando una capa de aire de refrigeración entre la cámara y el exterior. Estas cámaras de combustión, tienen una buena resistencia estructural y ligereza de peso, además de un mantenimiento y sustitución mas sencillo, pero su rendimiento es inferior a las anulares. Puede ocurrir, si se presentan averías en algunos inyectores, que los álabes del primer escalón de la

turbina estén sometidos a diferencias de temperatura que produzcan deformaciones en dichos álabes. Este tipo de cámara se presta muy bien para turbinas de gas que trabajan con compresores centrífugos, en los que el flujo de aire es dividido por los álabes del difusor en corrientes separadas, alimentando cada una de ellas la cámara tubular correspondiente.

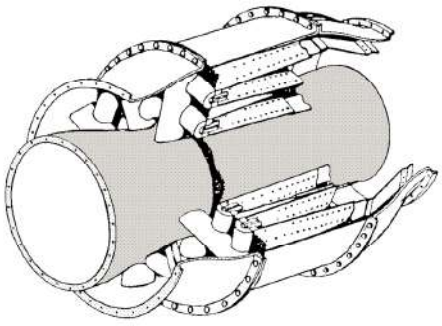
Cámaras de combustión anulares.- Estos tipos de cámaras de combustión constan de un único tubo de llama de forma anular, Fig VI.3, que está contenido entre dos carcasas, una interior y otra exterior, alrededor del conjunto de la turbina; el número de inyectores oscila entre $12 \div 20$.

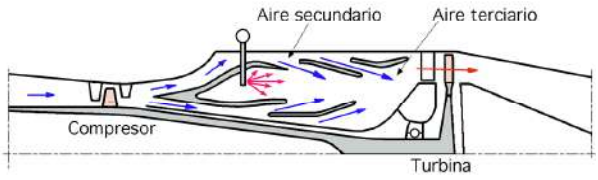
El flujo de aire comprimido a través del tubo de llama es similar al descrito anteriormente, siendo la cámara de combustión abierta a la salida del compresor y en la parte posterior a la salida de los álabes guía de entrada en la turbina; el $aire_{primario}$ se mezcla con el combustible para la combustión, y el aire de refrigeración y dilución reduce la temperatura de los gases calientes que llegan a los álabes guía en la primera etapa de entrada en la turbina.

La cámara de combustión anular proporciona un volumen de combustión más grande por unidad de área de metal expuesto y, por lo tanto, de peso de metal. Su principal ventaja es que, para la misma potencia de salida, la longitud de la cámara es sólo el 75% de la de un sistema tubo-anular del mismo diámetro, lo que origina un considerable ahorro de peso y coste de producción. Otra ventaja es la eliminación de problemas de propagación de la combustión de una cámara a otra.

En comparación con el sistema de combustión tubo-anular, tienen un rendimiento más alto, ya que el área de la pared de la cámara anular es mucho menor, por lo que la cantidad de aire de refrigeración requerido para evitar que la pared del tubo de llama se queme es menor, del orden de un 15%; esta reducción del aire de refrigeración eleva la eficiencia de la combustión eliminando prácticamente el combustible inquemado, y oxidando el CO a CO_2, reduciendo así la contaminación del aire. Por lo tanto relacionan mejor la mezcla aire-combustible y presentan menores pérdidas de presión.

La introducción de una boquilla de pulverización de combustible mejora en gran medida la preparación del combustible para la combustión, aireando las bolsas más ricas de vapor de combustible próximas a la boquilla de pulverización, lo que redunda en una gran reducción en la formación inicial de carbonilla.





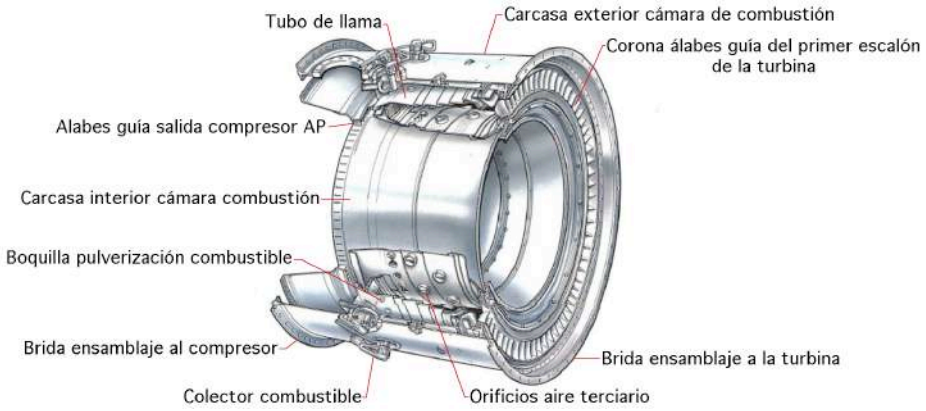


Fig VI.3.- Cámara de combustión anular

Este modelo de cámara de combustión presenta los siguientes inconvenientes:

- Resulta muy difícil obtener una distribución uniforme de la relación combustible-aire a pesar de utilizar un gran número de inyectores

- Como consecuencia de lo anterior, se presentan problemas a la salida de la cámara para conseguir una distribución uniforme de temperatura

- Estructuralmente es más débil, por lo que es difícil impedir que se produzcan deformaciones en las paredes calientes del tubo de llama, problema que es preocupante en motores de gran diámetro

- No se puede quitar normalmente el tubo de llama sin desmontar el motor del avión, lo que implica mayores problemas de costos y tiempo de mantenimiento

Cámaras de combustión tubo-anulares o CAN-ANULAR.- Los inconvenientes anteriores han permitido desarrollar un tipo de cámara mixta, que consiste en una serie de tubos de llama tubulares espaciados uniformemente y dispuestos en el interior y alrededor de una carcasa anular común, lo que implica una reducción de peso y facilidad de construcción.

El suministro de $aire_{secundario}$ a los tubos de llama se hace a través de la carcasa común, mientras que el $aire_{primario}$ para la combustión se suministra a través de tomas de aire individuales. Este sistema es también conocido como cámara de combustión can-anular. Se utiliza en los grandes motores de aviación; en la Fig VI.4 se representa un esquema de cámara tubo-anular.

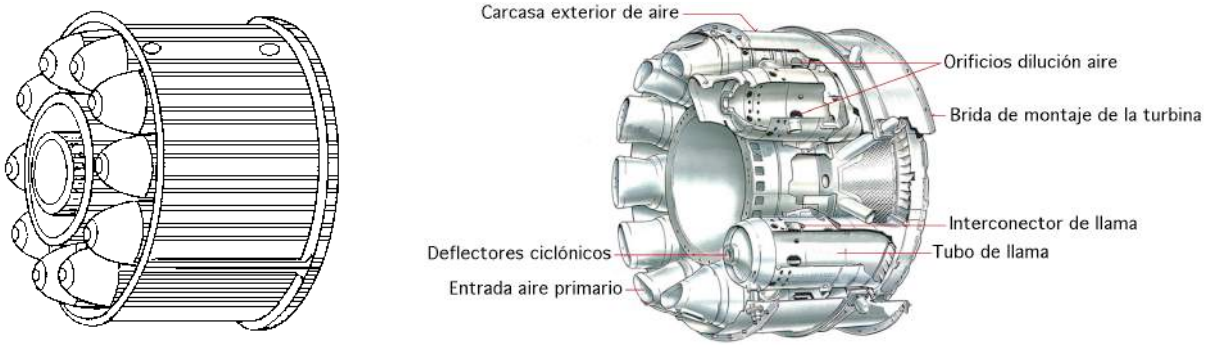


Fig VI.4.- Esquema de cámara tubo-anular

Cámaras de combustión de flujo inverso.- La mayor parte de las cámaras de combustión son de flujo directo, ya que el aire fluye en el mismo sentido a ambos lados del tubo de llama, lo que a veces no es posible por la configuración del motor.

En motores donde la longitud total es crítica, algunos fabricantes han optado por usar *cámaras de combustión de flujo inverso*, también llamadas *cámaras de alta densidad de combustión*, pues permiten velocidades de combustión altas, superiores a los 30 m/seg, con la ventaja de que pueden ser de reducidas dimensiones, Fig VI.5

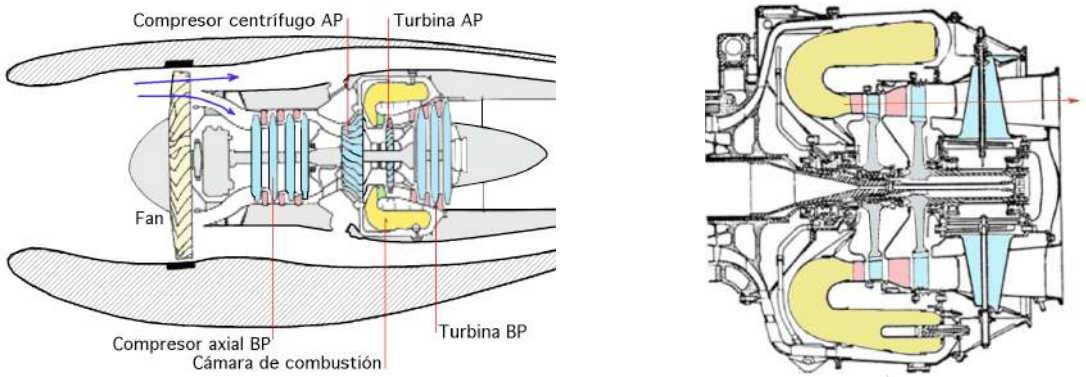


Fig VI.5.- Esquema de cámara de combustión de flujo inverso

Turbinas de gas industriales.- En las turbinas de gas industriales, el espacio ocupado por el sistema de combustión tiene solamente una importancia relativa.

En las primeras turbinas de gas, la combustión se podía realizar en una o dos cámaras de gran tamaño conectadas con la admisión de la turbina por medio de un caracol; si el ciclo era regenerativo, estas cámaras estaban precedidas por el regenerador. En las turbinas de gas industriales medianas o grandes se utilizaban con cierta frecuencia, cámaras de combustión como la representada en la Fig VI.6, de forma que el flujo de aire circulaba en contracorriente con el de los productos de la combustión. Este tipo de cámaras tenía su origen en las antiguas calderas Velox que se desarrollaron a partir de los años 50 para responder a las exigencias impuestas por la utilización de combustibles de mala calidad. El aire procedente del compresor barría la zona exterior del tubo evitándose de esta forma problemas de oxidación en el mismo.

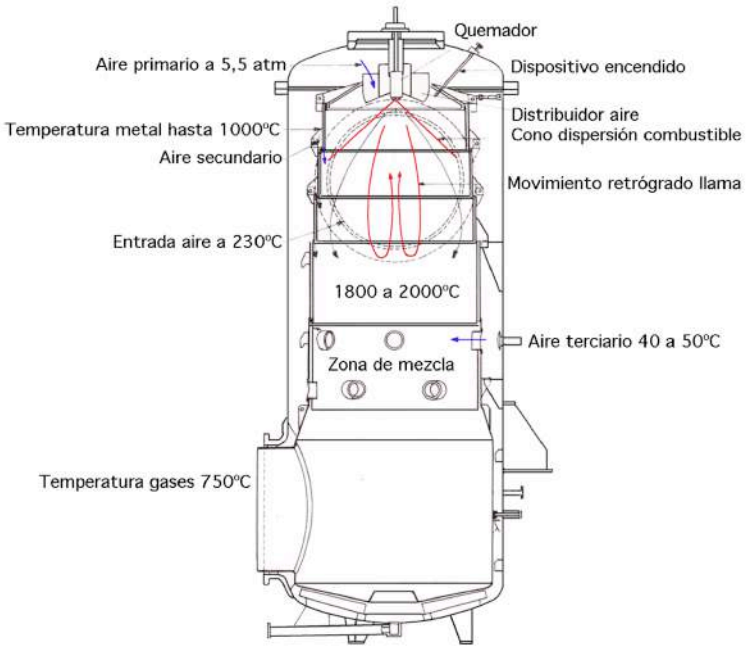


Fig VI.6.- Cámara de combustión vertical turbina industrial antigua

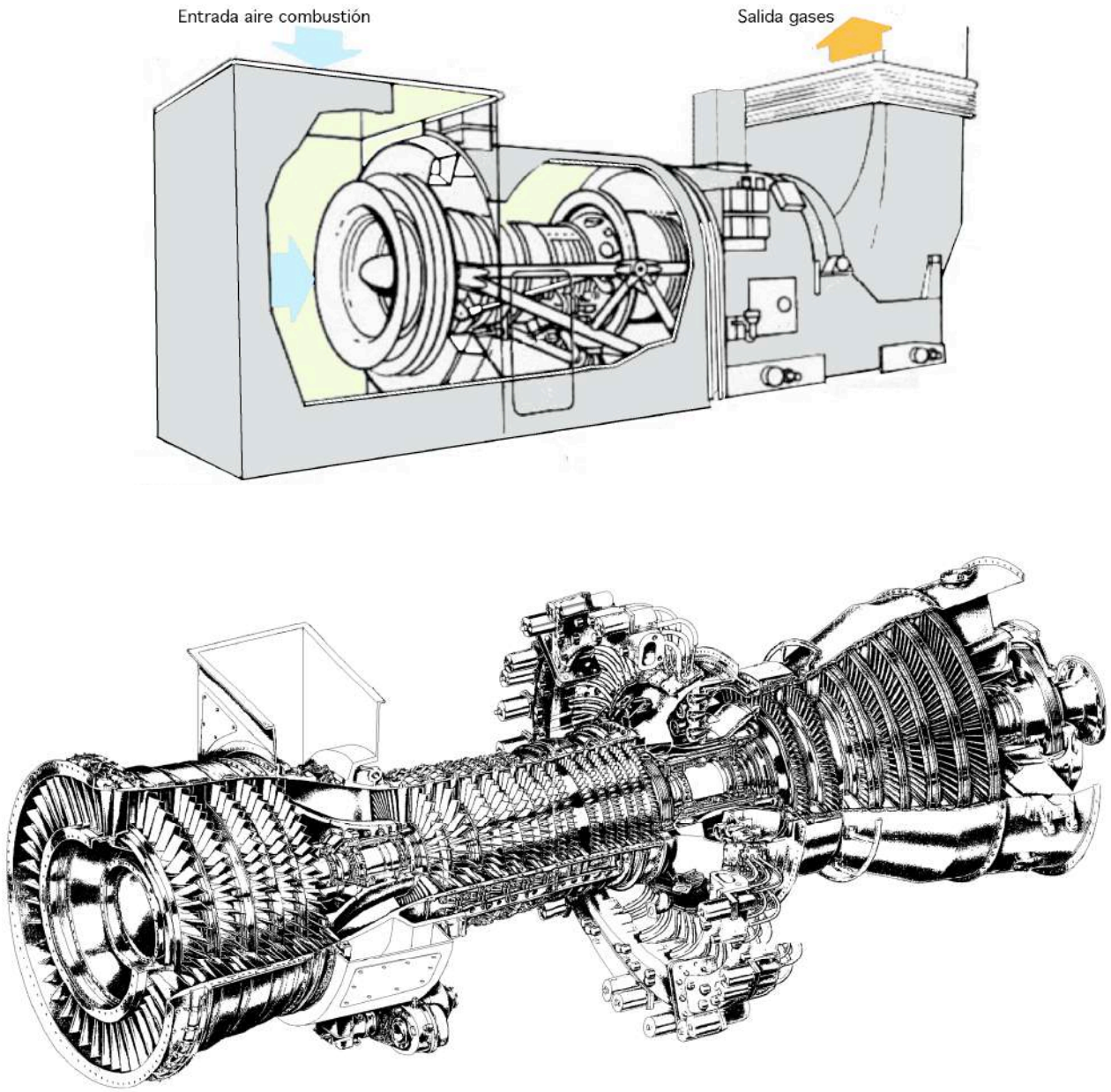


Fig VI.7.- Turbinas de gas industriales modernas

El quemador estaba situado en el centro de la parte superior de la cámara, asegurándose la pulverización del combustible, que se calentaba por radiación de la llama y por las paredes de la cámara que estaban a una temperatura suficiente, del orden de 1000°C, vaporizándose y ardiendo.

El $aire_{primario}$ se distribuía en remolino alrededor del quemador, movimiento helicoidal que aseguraba en la parte central una velocidad de flujo reducido y produciendo además corrientes de retorno que facilitaban la combustión. El $aire_{primario}$ de mezcla no se inyectaba demasiado pronto a fin de dejar que la combustión tuviese el tiempo necesario para efectuarse por completo; la mezcla tenía lugar en la parte inferior de la cámara, asegurándose una penetración adecuada del $aire_{secundario}$ en el interior de la masa de los gases de combustión, disponiendo cierto número de chorros perpendiculares a las paredes.

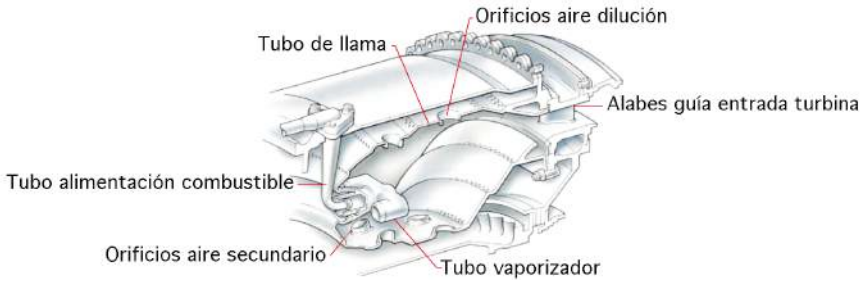


Fig VI.8.- Detalle de la cámara de combustión

Materiales empleados en las cámaras de combustión.- Para elegir el material, se deben tener en cuenta una serie de fenómenos, a los que están sometidas las cámaras de combustión durante su funcionamiento, como son, oxidación, fatiga, fluencia y que presente buenas propiedades de conductividad y fácil soldadura en caso de fisuras. Así mismo el material estará sometido a muy altas temperaturas y pequeños esfuerzos mecánicos, al ser un componente estático y con pequeñas cargas; unos materiales muy empleado son:

- El Nimonic 75, cuya base es el Ni (75%), aleado con Cr, Ti, Al y Co

- El Díscaloy, material modificado del acero inoxidable con la adición de Mo, W y Ti, que mejora las características en caliente

- El Nimoplay, compuesto por un núcleo de Cu plaqueado con Nimonic 75

VI.5.- ESTABILIDAD DE LA COMBUSTIÓN

El procedimiento de introducción del aire por zonas no es suficiente para conseguir la estabilización total del proceso de combustión en una corriente de aire que se mueve con una velocidad superior a la velocidad de la llama.

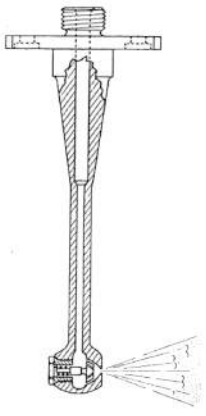


Fig VI.9
Inyector con torbellinador

La configuración gasodinámica del flujo viene determinada por la forma y colocación de los dispositivos de admisión de $aire_{primario}$ y $aire_{secundario}$ en el tubo de llama de la cámara de combustión. Por ello, estos dispositivos juegan un papel muy importante en la estabilización de la llama.

En las cámaras con torbellinador, el combustible se inyecta en la misma dirección que la corriente de aire, mientras que el $aire_{primario}$ se introduce a través de unos álabes radiales torsionados, conocidos como álabes torbellinadores, creándose en el tubo de llama una corriente de aire que gira con relación al eje de la cámara como se muestra en la Fig VI.10.

De esta forma se crea cerca del eje de la cámara una zona de bajas presiones y a consecuencia de ésto se originan contracorrientes de aire que aseguran la estabilidad de la llama, creando en la zona de combustión superficies con pequeñas velocidades de aire del orden de 15÷25 m/seg; estas contracorrientes garantizan una buena mezcla del combustible con el aire, mejo-

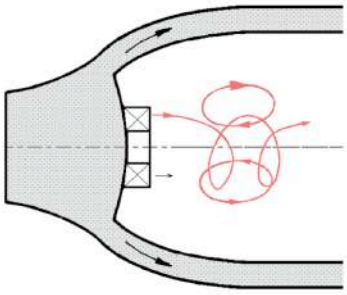


Fig VI.10.- Cámara con torbellinador

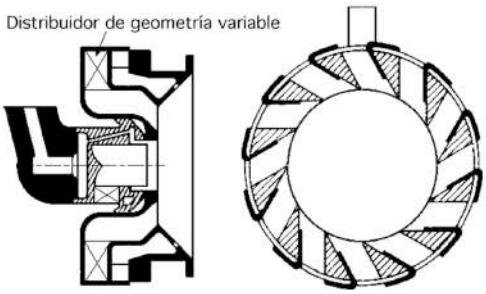


Fig VI.11.- Sistema de inyección de geometría variable

rándose la vaporización del combustible y la inflamación de la mezcla fresca.

A veces, el efecto de la turbulencia creada por el torbellinador se aumenta inyectando $aire_{secundario}$ por medio de conductos tangenciales cortos practicados en el tubo de llama, en vez de hacerlo a través de orificios planos. Parte de este $aire_{secundario}$ se ve arrastrado a su vez hacia la zona de baja presión y dirigido hacia los chorros de combustible.

Hay que tener en cuenta que el empleo del torbellinador ocasiona mayores pérdidas hidráulicas.

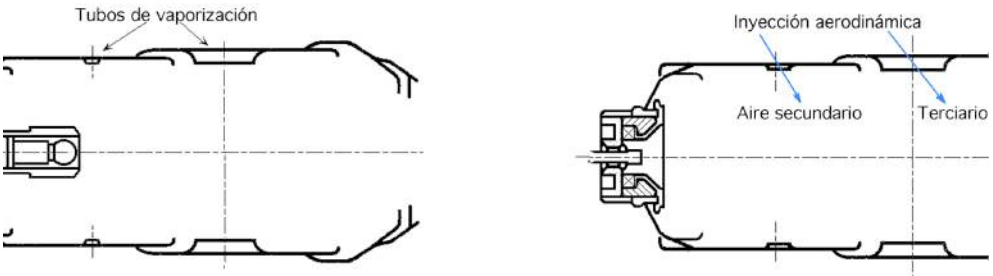


Fig VI.12.- Sistemas de inyección en cámaras de combustión de turbinas de aviación

Existen otros métodos que prescinden del torbellinador para crear una configuración gasodinámica adecuada para la estabilidad de la llama, siendo algunos tipos de cámaras de combustión, los :

- *En algunas cámaras de combustión se consigue una adecuada distribución, tanto de la corriente en la zona de combustión, como de la estabilidad de la llama, introduciendo la mayor parte del* $aire_{primario}$ *a través de las paredes laterales del tubo de llama, a cierta distancia del inyector, Fig VI.13, y dirigiéndola hacia éste.*

Una mínima parte de este $aire_{primario}$ *entra a través de unos orificios practicados en la superficie frontal para refrigerar el inyector.*

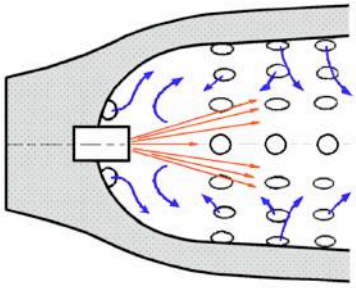


Fig VI.13

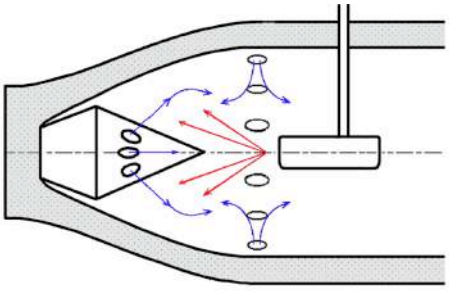


Fig VI.14

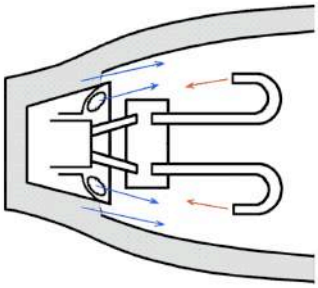


Fig VI.15

- Otra posibilidad consiste en efectuar la inyección hacia atrás, lo cual proporciona una buena mezcla del combustible con el aire$_{primario}$; sin embargo resulta muy difícil impedir que el inyector se recaliente y en consecuencia se deteriore. Por esta razón, este procedimiento se utiliza más en cámaras de postcombustión de turbinas de gas de aviación, Fig VI.14, en las que los postquemadores sólo actúan en períodos cortos para incrementar el empuje

- En la Fig VI.15 se representa un sistema vaporizador en el que se inyecta el combustible a baja presión en unos tubos en forma de bastón situados en la zona primaria. De los tubos del vaporizador sale una mezcla rica de vapor de combustible y aire en sentido contrario al flujo, mezclándose con el aire$_{primario}$ restante que sale de unos orificios situados en una pantalla alrededor de los conductos de suministro de combustible.

Con este sistema se consigue superar la dificultad de obtener una buena distribución de la mezcla a lo largo de todo el margen operativo de gasto de combustible. El problema fundamental que se presenta es el de evitar la formación de depósitos de carbón por el craking del combustible en los tubos del vaporizador, que traen como consecuencia sobrecalentamientos locales de los mismos.

Para cualquier cámara de combustión existe un límite de mezcla pobre más allá del cual la llama resulta inestable. Se suele tomar como límite la relación aire-combustible a la que la llama se apaga, si bien la inestabilidad se presenta, generalmente, antes de que se alcance dicho límite. Esto se pone de manifiesto por un funcionamiento duro, que origina vibraciones aerodinámicas que acortan la vida de la cámara y ocasionan vibraciones en los álabes de la turbina.

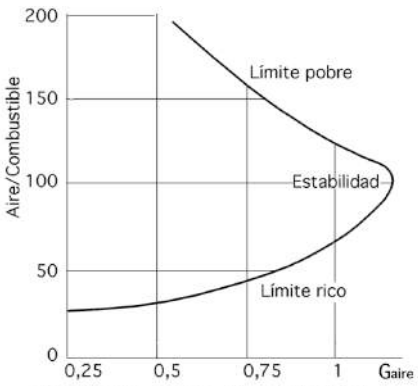


Fig VI.16.- Curva de estabilidad

En la Fig VI.16 se ha representado la curva de estabilidad, representando en ordenadas la relación aire-combustible y en abscisas el gasto de aire, que es el cociente entre la relación estequiométrica y la relación aire-combustible:

$$Gasto\ de\ aire = \frac{1}{Riqueza}$$

Para que una cámara de combustión resulte adecuada para una cierta función, su margen operativo, que viene definido por la curva de estabilidad, debe cubrir el margen de relaciones aire-combustible, y de los gastos másicos requeridos por la turbina. También es preciso comprobar situaciones límite, como las que se presentan en las aceleraciones y deceleraciones.

En una aceleración se produce un rápido aumento del gasto de combustible inyectado, mientras que el gasto de aire no alcanza su nuevo régimen, por lo que transitoriamente bajará la relación aire/combustible, mezcla rica. Mediante un dispositivo que lleva el sistema de regulación se limita el aumento del gasto de combustible a fin de que la llama no se apague.

Otro factor a tener en cuenta es que la curva de estabilidad depende de la presión en el interior de la cámara, estrechándose los límites de estabilidad al decrecer la presión debido a la consiguiente disminución de la velocidad de la combustión.

Por lo tanto, para las turbinas de gas de aviación conviene comprobar que, para la máxima altura de vuelo, los límites sean suficientemente amplios. Si los límites de estabilidad son demasiado estrechos habrá que intensificar la recirculación en la zona primaria.

VI.6.- INYECTORES CENTRÍFUGOS

Aunque cada vez se presta más atención a los sistemas vaporizadores, en la mayoría de las cámaras de combustión se emplean sistemas de inyección de combustible de alta presión, en los que el combustible se inyecta a través de un orificio de pequeño diámetro, dando lugar a una pulverización de finas gotas, en forma de cono, en el seno de la zona de aire comprimido. Conviene señalar que cuando se utilizan sistemas vaporizadores, es necesario disponer de un quemador auxiliar para iniciar la combustión.

El inyector es una boquilla especial que pulveriza un chorro de combustible al exterior, disgregándole en gotas finísimas. Los inyectores centrífugos o de remolino pulverizan el combustible en las cámaras de combustión en las turbinas de gas de aviación, así como en los motores cohete de combustible líquido.

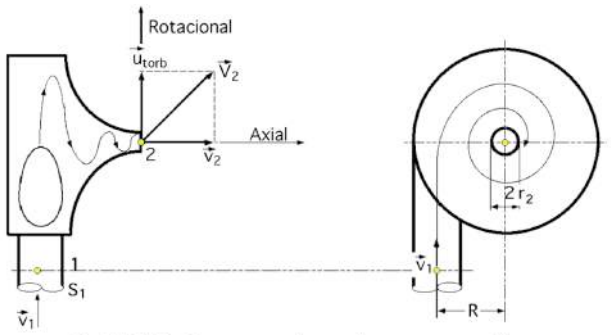


Fig VI.17.- Esquema de un inyector centrífugo

El principio del funcionamiento del inyector centrífugo consiste en comunicar al combustible un movimiento de rotación y un estrechamiento, Fig VI.17. El momento de la cantidad de movimiento debido al suministro tangencial del combustible permanece, aproximadamente, constante durante su paso en el interior del inyector, por lo que, mientras el flujo se va estrechando, la componente rotatoria de la velocidad $\vec{u}_{torb}$ aumenta considerablemente, surgiendo potentes fuerzas centrífugas que presionan al combustible contra las paredes, formando una capa fina que al salir del inyector, se disgrega en gotas muy pequeñas.

A lo largo del eje del inyector se forma un torbellino gaseoso con una presión superficial que, a la salida, se aproxima a la reinante en la cámara de combustión. El flujo del líquido no llena totalmente el orificio de salida del inyector de diámetro $2r_2$ ya que el flujo tiene una sección transversal anular, cuya parte central está ocupada por un remolino gaseoso de diámetro $2r_{torb}$ por lo que aparece un coeficiente de contracción ε que para el inyector es generalmente mucho menor que la unidad.

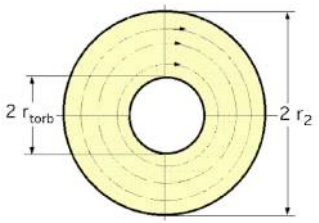


Fig VI.18.- Sección transversal del remolino en un inyector

En consecuencia y dado que la resultante de la velocidad relativa $\vec{V}$ del inyector no es perpendicular a la superficie del orificio, el coeficiente de gasto del inyector es siempre bastante menor que la unidad y varía ampliamente dependiendo de la forma y de las dimensiones del inyector.

El gasto másico del inyector Q se calcula, como en cualquier orificio, en la forma:

$$Q = \mu\ S\ \sqrt{2\,g\,H}$$

en la que μ es el coeficiente de contracción del chorro y H la energía disponible.

Para el cálculo de un inyector con un combustible líquido ideal se pueden tener en cuenta los siguientes principios:

- La ecuación de Bernoulli entre las secciones 1 y 2, de la forma:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2\,g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V^2}{2\,g} \quad \Rightarrow \quad H = \frac{V^2}{2\,g} = \frac{u_{torb}^2 + v_2^2}{2\,g}$$

siendo v_2 y u_{torb} las componentes axial y rotatoria de la velocidad en la superficie del remolino, sección 2.

- La ecuación de la conservación del momento de la cantidad de movimiento del líquido combustible para las mismas secciones, respecto al eje del inyector:

$$Q\ \rho\ R\ v_1 = Q\ \rho\ u_{torb}\ r_{torb} \quad \Rightarrow \quad u_{torb} = \frac{v_1\ R}{r_{torb}}$$

donde r_{torb} es el radio del remolino en la sección 2, Fig VI.18.

- La ecuación de continuidad, que permite determinar:

$$v_1\ S_1 = v_2\ S_2\ \varepsilon \quad ; \quad v_1 = \frac{v_2\ S_2\ \varepsilon}{S_1}$$

$$\varepsilon = \frac{S_2 - S_{torb}}{S_2} = 1 - \frac{r_{torb}^2}{r_2^2} \quad \Rightarrow \quad r_{torb} = r_2\sqrt{1 - \varepsilon}$$

Teniendo en cuenta lo anterior, se obtiene:

$$u_{torb} = \frac{v_1\ R}{r_{torb}} = \frac{v_1\ R}{r_2\sqrt{1-\varepsilon}} = \left| v_1 = \frac{v_2\ S_2\ \varepsilon}{S_1} \right| = \frac{v_2\ S_2\ \varepsilon}{S_1}\ \frac{R}{r_2\sqrt{1-\varepsilon}} = A\ \frac{\varepsilon\ v_1}{\sqrt{1-\varepsilon}}$$

$$\textit{siendo } A = \frac{S_2\ R}{S_1\ r_2} \text{ un parámetro constructivo}$$

Introduciendo la expresión de u_{torb} en la ecuación de Bernoulli, se obtiene:

$$H = \frac{v_2^2}{2\,g}\left(1 + A^2\,\frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon}\right) \quad ; \quad v_2 = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{1 + A^2\,\frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon}}}$$

y el gasto másico de combustible, con μ coeficiente de gasto del inyector, es:

$$Q = \varepsilon\ S_2\ v_2 = \varepsilon\ S_2\ \sqrt{\frac{2\,g\,H}{1 + A^2\,\frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon}}} = \left| \mu = \frac{1}{\sqrt{1 + A^2\,\frac{\varepsilon^2}{1-\varepsilon}}} = \frac{1}{\varepsilon\ \sqrt{\frac{1}{\varepsilon^2} + \frac{A^2}{1-\varepsilon}}} \right| = \mu\ S_2\sqrt{2\,g\,H}$$

La intensidad del remolino es desconocida, lo cual implica que el coeficiente e también lo sea; para su determinación hay que introducir una condición complementaria, que es suponer que el remolino es estable cuando sus dimensiones aseguran un gasto de combustible máximo Q para una altura de carga dada H, o que para cuando se establece un régimen de derrame para un gasto dado, se necesita una altura de carga mínima.

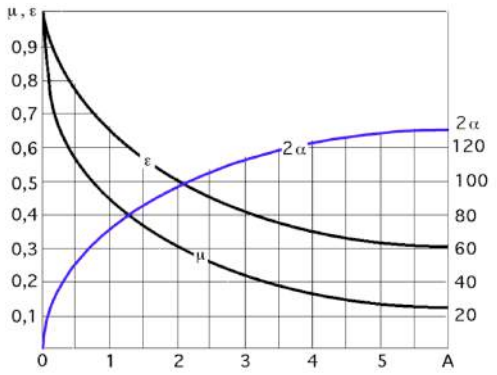


Fig VI.19.- Gráficas de ε, μ y α, en función de A

El valor de ε correspondiente al coeficiente máximo de gasto μ se obtiene diferenciando la ecuación anterior e igualándola cero, por lo que:

$$\frac{d\mu}{d\varepsilon} = - \frac{- \frac{2\,\varepsilon}{\varepsilon^4} + \frac{A^2}{(1-\varepsilon)^2}}{2\sqrt{\frac{1}{\varepsilon^2} + \frac{A^2}{1-\varepsilon}}} \Big/ \left(\frac{1}{\varepsilon^2} + \frac{A^2}{1-\varepsilon} \right) = 0 \quad \Rightarrow \quad A = (1-\varepsilon)\sqrt{\frac{2}{\varepsilon^3}}$$

que permite construir la gráfica de ε en función de A, Fig VI.19, mediante la cual y la ecuación que proporciona el valor de μ, se pueden calcular los valores de μ para diferentes valores del parámetro A; en la gráfica se observa que el coeficiente μ disminuye al aumentar el parámetro A.

El fenómeno consiste en que al aumentar A se incrementa la rotación del flujo a la salida del inyector, creciendo cada vez más la velocidad de rotación u_{torb}, en comparación con la velocidad de entrada v_1 y, por consiguiente, la intensidad del remolino en el inyector; por eso crece el diámetro del remolino, disminuyendo el área de la sección del flujo; además, una parte cada vez mayor de la energía disponible H se utiliza en generar la velocidad de rotación del combustible líquido.

Cuando A = 0 $\Rightarrow$ μ = 1, es decir, cuando la rotación del flujo es nula, el inyector funciona como una tobera corriente. El ángulo α de pulverización del líquido del combustible, (ángulo de llama del inyector), se determina teniendo en cuenta las ecuaciones anteriores. Cuando el parámetro A aumenta, el ángulo α crece, pero el coeficiente de gasto μ disminuye; por éso, al construir un inyector, el parámetro A se elige de forma que asegure un ángulo de cono a la salida α bastante grande, hasta 60º, sin que el valor del coeficiente μ se reduzca demasiado.

La teoría expuesta para el inyector sirve para un combustible que se comporta como un líquido ideal. Durante el paso del fluido por el inyector, la viscosidad del líquido se manifiesta de forma que el momento de la cantidad de movimiento no es constante, sino que disminuye según el líquido se va aproximando a la salida del inyector, por lo que las componentes rotatorias de la velocidad resultan menores en la sección de salida y el gasto mayor que durante el derrame de un líquido ideal, lo que a primera vista parece paradójico.

La influencia de la viscosidad se puede equiparar a una cierta disminución del parámetro A por lo que se puede utilizar el concepto de parámetro equivalente A_{equiv} de la forma:

$$A_{equiv} = \frac{A}{1 + \frac{\lambda_{iny}}{2} \left(\frac{\pi R^2}{S_1} - A \right)}$$

siendo λ_{iny} el coeficiente de rozamiento del líquido en el inyector, Tabla VI.1.

Tabla VI.1.- Coeficiente de rozamiento del líquido en el inyector

Re	*1500*	*3000*	*5000*	*10000*	*20000*	*50000*
λ_{iny}	*0,22*	*0,11*	*0,077*	*0,055*	*0,04*	*0,03*

en la que el número de Reynolds se calcula según el diámetro del orificio y la velocidad a la entrada del inyector. A partir del parámetro A_{equiv} se determinan el coeficiente de gasto μ y el ángulo α, según la Fig VI.19, teniendo en cuenta la viscosidad del líquido, en la que en vez de tomar A se toma A_{equiv}. Cuando se tiene en cuenta la viscosidad, $A_{equiv} < A$, el coeficiente μ resulta algo mayor y el ángulo α menor que sin ella.

Inyector simple.- Un inyector de este tipo se esquematiza en la Fig VI.20. El combustible se inyecta a una cámara de torbellino cónica por medio de lumbreras tangenciales que inducen en el flujo una fuerte componente tangencial. La cámara de torbellino no se llena totalmente de combustible sino que tiene un núcleo de vapor de combustible/aire. Como consecuencia de la combinación de las componentes axial y tangencial de la velocidad, el combustible se encuentra aproximadamente sobre la superficie de un cono. El ángulo de conicidad viene determinado por la relación entre las dos componentes de la velocidad.

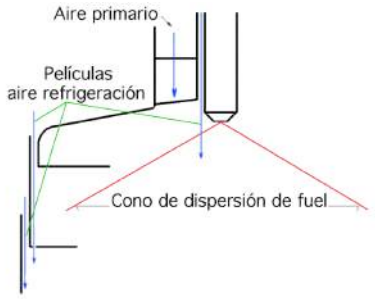


Fig VI.20.- Inyector simple y refrigeración de las paredes de la cámara de combustión

Inyector con torbellinador.- Para obtener la rotación del flujo en los inyectores de algunas turbinas de gas, o en los motores cohete de combustible líquido, se emplea a menudo, en lugar del suministro tangencial de líquido, un formador de torbellinos, torbellinador, Fig VI.21.

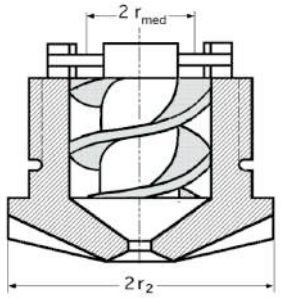


Fig VI.21.- Esquema de un torbellinador

La teoría del inyector centrífugo expuesta se puede aplicar a este caso, pero es necesario calcular el coeficiente A, según la ecuación:

$$A = \frac{S_0 \, r_{med} \cos \varphi}{S_n \, n \, r_0}$$

en la que:

r_{med} *es el radio medio de la rosca helicoidal*

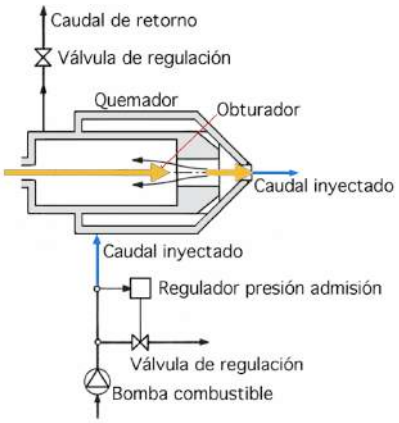


Fig VI.22.- Quemador con orificio de salida regulable

S_n *es el área de la sección normal del canal helicoidal*

n es el número de pasos o entradas del tornillo

φ *es el ángulo del cono de salida del torbellinador*

En las turbinas de gas modernas se emplean con frecuencia inyectores centrífugos regulables, cuyo coeficiente de gasto o área del orificio de salida cambia automáticamente según la variación de la presión del combustible. La aplicación de estos inyectores permite ampliar los límites del consumo de combustible, siendo invariables los límites de presiones, conservando al mismo tiempo la calidad de la pulverización.

Entre los inyectores regulables más difundidos están los de { *- dos toberas* ; *- dos etapas* ; *- válvulas de paso* }

Tienen en común que todos ellos están dotados de una válvula, la cual, al aumentar la presión, abre o cierra un canal complementario aumentando así el coeficiente de gasto o el área del orificio de salida.

Inyector de dos toberas.- En el inyector de dos toberas, Fig VI.23, existen dos colectores de combustible alimentando a sendos orificios independientes; tenemos de hecho dos inyectores, uno de los cuales va dispuesto dentro del otro.

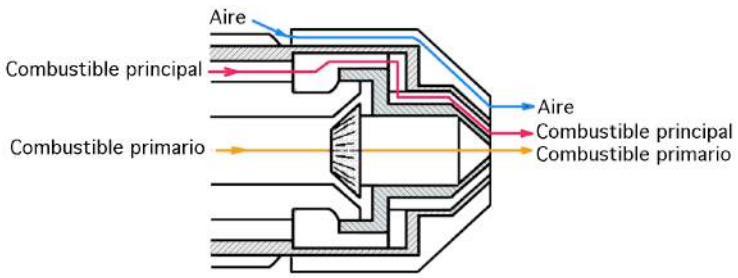


Fig V.23.- Esquema de un inyector de dos toberas

Si la presión es reducida, la válvula está cerrada y funciona el primer inyector interior; al aumentar la presión p_1, la válvula se abre y el segundo inyector se pone en funcionamiento a la presión p^*, aumentando bruscamente el suministro del combustible. El pequeño orificio central sólo se utiliza para regímenes reducidos, mientras que en los regímenes elevados entra en acción el orificio anular que rodea al anterior. En la figura se observa un tercer anillo a través del cual pasa aire con objeto de refrigerar el inyector y evitar se formen depósitos de carbón.

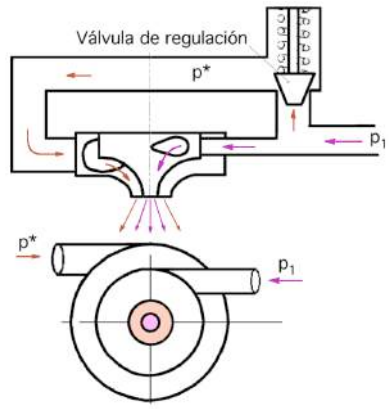


Fig VI.24
Esquema de un inyector de dos etapas

A veces las dos líneas de suministro de combustible alimentan una única cámara torbellinador, con un solo orificio de salida, a través de dos grupos de lumbreras tangenciales; esta versión se conoce como inyector de doble canal.

Inyector de dos etapas.- En el inyector de dos etapas, Fig VI.24, hay una tobera y una cámara común de formación de remolinos, y

dos canales de entrada. Si la presión es reducida, el combustible se proporciona a través de uno de éstos, y si es elevada a través de ambos, por lo que el parámetro A disminuye y el coeficiente μ aumenta.

Inyector con retorno.- El inyector con válvula de paso para el combustible, Fig VI.25, está provisto de una línea de rebose, en la cual va colocada una válvula. Cuanto menor es la presión del combustible, tanto más se abre la válvula, cerrando completamente la línea de rebose cuando la presión es máxima. De este modo, si la presión se reduce, la velocidad en la entrada es grande, lo que equivale a la disminución del área a la entrada; ésto implica un aumento del parámetro equivalente A_{equiv} y la disminución de μ, que es lo que se necesita para ampliar los límites de consumo.

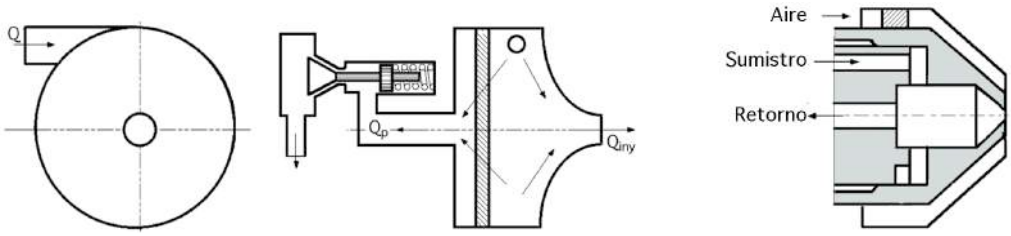


Fig VI.25.- Esquema de un inyector con derivación

En consecuencia funciona como un inyector simple que va provisto de un conducto a través del cual se puede expulsar el combustible en exceso desde la cámara torbellinadora. La regulación se hace variando la presión en la línea de retorno, manteniéndose la presión de suministro en el valor necesario para un buen grado de pulverización. El inconveniente que presentan es que, cuando se recircula gran cantidad de combustible hasta la entrada de la bomba, éste puede calentarse indeseablemente.

Grado de atomización.- La calidad de la pulverización se mide por el grado de atomización o grado de pulverización que es función del diámetro de gota medio.

Suele utilizarse como parámetro de medida el denominado diámetro medio de Sauter, que es el diámetro de una gota cuya relación $\frac{superficie}{volumen}$ es la misma que la media de la pulverización. En la práctica, el valor de este parámetro es del orden de $50 \div 100$ micrones.

El grado de pulverización depende fundamentalmente del salto de presiones del combustible a través del orificio del inyector, siendo la velocidad de salida proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de presiones. Cuanto mayor sea la presión de suministro, más pequeño será el diámetro medio de las gotas. Ahora bien, unas gotas demasiado pequeñas penetrarán poco en la corriente de aire y, por el contrario, si son demasiado grandes el tiempo de evaporación será más largo, por ello hay que llegar a una situación de compromiso.

El gasto másico de combustible inyectado varía según la carga; para un combustible líquido basta regular la presión de inyección, que a carga reducida puede ser insuficiente para asegurar una

buena pulverización y, por tanto, la combustión no sería completa. Es necesario disponer un conducto de purga en la parte inferior de la cámara para eliminar el combustible no quemado que se acumula principalmente durante los arranques y cuya presencia podría producir incidentes durante el funcionamiento.

Gasto de combustible.- En condiciones de funcionamiento, el gasto de combustible de la turbina varía entre límites muy amplios. Si se regula el combustible variando la presión de suministro, el inyector siempre presentará un grado de pulverización muy diferente del régimen máximo a los regímenes reducidos.

Si por ejemplo se diseña el inyector para obtener un determinado grado de pulverización a plena carga, presiones de suministro de $40 \div 60$ atm, resulta que en regímenes reducidos, el salto de presiones a través del orificio del inyector disminuye tanto que se obtiene un grado de pulverización inadmisible.

VI.7.- SISTEMAS DE ENCENDIDO

Para arrancar una turbina de gas es necesario acelerar el compresor hasta que suministre un gasto másico de aire capaz de mantener la combustión. Esto se puede conseguir inyectando aire comprimido de una fuente exterior, directamente a la turbina que acciona el compresor. Sin embargo, normalmente se utiliza un motor eléctrico o una pequeña turbina de gas auxiliar conectada al eje principal mediante una caja reductora y un embrague. Esta turbina de gas auxiliar se puede alimentar, bien con aire comprimido, o bien con un cartucho, como en la aviación militar; el dispositivo de encendido se conecta durante el periodo de aceleración y se inyecta combustible a través del inyector de encendido; al finalizar la puesta en marcha, el dispositivo de encendido se desconecta.

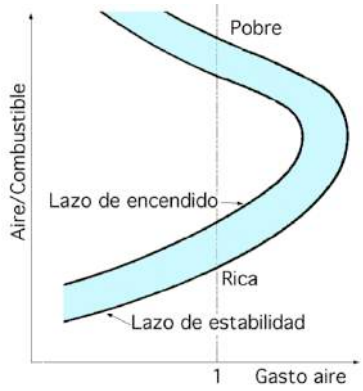


Fig VI.26.- Curvas de encendido

En las cámaras anulares se montan varios dispositivos de encendido distribuidos por el tubo de llama anular, próximos a los inyectores principales.

En las cámaras tubulares sólo se montan dispositivos de encendido en algunas de ellas, generalmente en dos, mientras que la llama se transmite a las restantes, una vez estabilizada, mediante tubos que conectan el tubo de llama de cada cámara con los de las vecinas.

El comportamiento del encendido se puede expresar por una curva de encendido semejante a la curva de estabilidad estudiada anteriormente, pero interior a ésta, Fig VI.26; ésto significa que para un gasto másico de aire dado, el margen de relaciones aire/combustible dentro del cual es posible el encendido de la mezcla es más reducido que aquel en el cual es posible la combustión estable una vez que se ha producido el encendido.

En las turbinas de gas de aviación, el dispositivo de encendido tiene que garantizar la posibilidad de reencendido en el vuelo. La dificultad que ésto presenta se debe al empeoramiento de las condiciones de inflamación de la mezcla, (ya que la alta velocidad hace que el aire se refleje en un estrechamiento de la curva de encendido) y a la disminución de la velocidad de combustión (presión y temperatura de la cámara más bajas). Para el arranque en tierra, o en turbinas de gas industriales, resultan muy adecuadas unas bujías de alta tensión similares a las utilizadas en los motores alternativos de encendido provocado, MEP; sin embargo en los motores de aviación se presenta la necesidad de asegurar el reencendido de los motores en pleno vuelo, lo que obliga a utilizar dispositivos que proporcionen una chispa de mucha mayor energía.

Existen sistemas que suministran chispas de alta energía de $4 \div 12$ julios a razón de $1 \div 4$ por segundo. La corriente de descarga puede ser de varios cientos de amperios, con una duración de unos pocos milisegundos. Un sistema empleado es el de descarga superficial que se representa en la Fig VI.27 y que consiste en un electrodo central y otro exterior que rodea al primero, separados por un aislante cerámico excepto en la punta, donde la separación se hace por medio de una capa de material semiconductor.

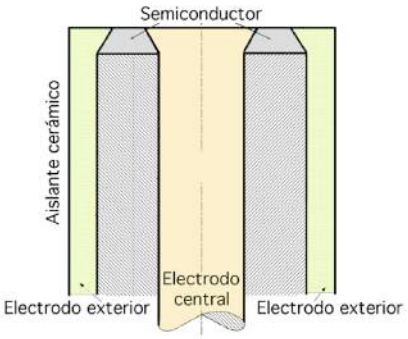


Fig VI.27.- Bujía de alta tensión

El principio de funcionamiento consiste en la descarga de un condensador a través del semiconductor que separa los electrodos. De esta forma, dicho material se pone incandescente y proporciona un camino ionizado de baja resistencia para la energía almacenada en el condensador. Una vez que se ha producido la ionización, tiene lugar la descarga principal en forma de un arco de gran intensidad.

Para el buen funcionamiento del sistema, éste debe situarse de forma que sobresalga de la capa de aire refrigerante en el interior del tubo de llama, llegando hasta el borde exterior del combustible pulverizado, aunque no tanto como para que resulte mojado en demasía.

En las cámaras de combustión que utilizan sistemas vaporizadores, como ya se indicó anteriormente al hablar de los sistemas de inyección, el dispositivo de encendido consiste en una bujía y un inyector auxiliar, antorcha de encendido. Este sistema resulta más voluminoso y pesado que el anterior, y es más adecuado para turbinas de gas industriales.

El inyector auxiliar se puede alimentar con combustibles ligeros de un depósito separado del principal, siempre que el combustible que utilice la turbina sea un combustible pesado.

En un quemador el combustible llega a una determinada presión, del orden de 30 atm, que se mantiene constante mediante el regulador de presión de la admisión que actúa como válvula de descarga. En el interior del quemador, el combustible desciende hasta el extremo del armazón en forma de niebla fina.

La velocidad de rotación que caracteriza la calidad de la pulverización depende de la diferencia

entre la presión de inyección y la que reina en la cámara, diferencia que varía poco con respecto a la marcha en vacío a plena carga; el gasto se regula mediante una válvula de retorno que evacúa el exceso de combustible.

Cuando el combustible es gas de horno alto están previstas una serie de toberas de inyección, concéntricas al dispositivo de distribución de $aire_{primario}$, que originan el remolino.

Una misma instalación tiene mejor rendimiento térmico con gas natural o combustibles líquidos, que con gas de horno alto, en el que el CO constituye el elemento combustor principal, siendo la diferencia del orden del 4%.

Las cámaras de combustión alimentadas con gas van provistas con frecuencia de un quemador de fuel-oil que permite un caldeo mixto, caldeo con combustible líquido; durante el calentamiento con gas, el inyector retrocede para no estar sometido a una temperatura demasiado elevada.

VI.8.- DIMENSIONES DE LAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

En las turbinas de gas de aviación es muy importante que el tamaño de la cámara de combustión sea pequeño, por lo que su diseño debe tender a cumplir dicha exigencia, lo que implica volumen y peso reducidos. Las secciones frontales máximas del motor vienen determinadas frecuentemente por el tamaño de la cámara de combustión, teniendo éste detalle una gran influencia en la resistencia aerodinámica del motor.

En las turbinas de gas industriales, el tamaño de la cámara de combustión no es un factor preponderante en el diseño. Las dimensiones principales de una cámara de combustión se eligen, fundamentalmente, tomando como base datos experimentales de cámaras similares ya existentes. Una vez construido un primer prototipo se ensaya y se introducen las modificaciones necesarias para conseguir un comportamiento óptimo. Este comportamiento viene definido por su rendimiento, pérdida de presión de remanso, límites de estabilidad de la combustión, perfil de temperaturas del flujo a la salida de la cámara, etc.

Aunque la forma y disposición de las cámaras de combustión son bastante flexibles, se puede establecer una normativa basada en datos experimentales, que sirva de ayuda para el diseño del volumen, sección transversal, longitud, y tamaño y disposición de los orificios del tubo de llama.

El volumen de la cámara de combustión depende de la intensidad de la combustión, de forma que definidos los valores de este parámetro, se puede hacer una primera aproximación del volumen de la misma.

Para seleccionar el *área de la sección transversal de la cámara de combustión* se define el concepto de velocidad de referencia

$$c_{ref} = \frac{G_{aire}}{\rho_2 \, \Omega_m}$$

en la que:

G_{aire} *es el gasto másico de aire*

ρ_2 *es la densidad del aire a la entrada de la cámara de combustión, salida del compresor*

$\Omega_m = \frac{\pi\, D^2 n}{4}$ *es el área de la sección transversal máxima de la cámara tubular, siendo n el número de cámaras y D el diámetro de cada celda de combustión*

Para las cámaras anulares y tuboanulares se tiene $\Omega_m = \frac{D_e^2 - D_1^2}{4}$, en la que D_e y D_i son los diámetros exterior e interior, respectivamente, de la cámara de combustión.

La velocidad de referencia c_{ref} es un parámetro teórico y puede que no se llegue a alcanzar en ninguna sección de la cámara. Sus valores no superan generalmente los 35 m/seg, correspondiendo los más bajos a las turbinas de gas industriales con cámaras de flujo en contracorriente.

Desde el punto de vista del diseño es conveniente expresar la pérdida de presión de remanso en la cámara de combustión mediante un parámetro adimensional denominado coeficiente de pérdida de carga c_L de la forma:

$$c_{\text{pérdida de carga}} = c_L = \frac{2\ \Delta p_{c.comb.}}{\rho_2\ c_{ref}^2} = \frac{2\ \Delta p_2}{\rho_2\ c_{ref}^2}$$

en la que $\Delta p_2 = p_2 - p_{2^*}$ es la caída de presión, o pérdida de carga total, $P = \frac{1}{2}\ \rho_2\ c_L\ c_{ref}^2$

Los valores del coeficiente de pérdida de carga c_L son muy variables y pueden ser del orden de 15 para velocidades de referencia de 35 m/seg, hasta más de 100 para velocidades de referencia de 8 m/seg.

Para los grados de calentamiento $\frac{T_3}{T_2} = \frac{\Phi}{\Delta}$ utilizados en la práctica, la relación óptima entre la superficie total de la sección transversal ocupada por el tubo, o tubos de llama, y el área de la sección transversal máxima de la cámara oscila entre $0{,}55 \div 0{,}65$. La relación óptima implica que para una velocidad de referencia dada, el coeficiente de pérdida de carga será mínimo.

El coeficiente de pérdida de carga se puede poner en la forma:

$$\frac{\Delta p_{cám}}{p_2} = \frac{\Delta p_{cám}}{\frac{G_{aire}^2}{2\ \rho_2\ \Omega_m^2}}\ \frac{\frac{G_{aire}^2}{2\ \rho_2\ \Omega_m^2}}{p_2} = \left| \begin{array}{l} c_{ref} = \frac{G_{aire}}{\rho_2\ \Omega_m} \\ c_L = \frac{2\ \Delta p_{cám}}{c_{ref}^2\ \rho_2} \end{array} \right| = \frac{2\ \Delta p_{cám}}{c_{ref}^2\ \rho_2}\ \frac{\frac{G_{aire}^2}{2\ \rho_2\ \Omega_m^2}}{p_2} = \left| \begin{array}{l} p_2 v_2 = R\ T_2 \\ \rho_2 = \frac{p_2}{R\ T_2} \end{array} \right| = c_L\ \frac{R}{2}\ \frac{G_{aire}^2 T_2}{\Omega_m^2\ p_2^2}$$

Mediante esta ecuación se pueden comparar cámaras de combustión de formas diferentes.

Por lo que respecta a su longitud, la experiencia demuestra que las cámaras de combustión que tienen un diseño similar, mantienen aproximadamente la misma relación {longitud-diámetro}; en esta relación, para cámaras tubulares típicas, oscila entre $3 \div 6$, si se refiere al tubo de llama, y entre

$2 \div 4$ si se refiere a dimensiones de la cámara; los valores más bajos se corresponden con el caso de que exista torbellinador.

Para las cámaras anulares se pueden aceptar los valores anteriores, pero tomando como diámetro el interior y el exterior del tubo llama.

El objetivo principal de cualquier disposición de los orificios del tubo de llama va encaminado a conseguir un coeficiente de $aire_{exceso}$ $\begin{cases} próximo\ a\ la\ unidad\ en\ la\ zona\ primaria,\ mezcla\ estequiométrica \\ del\ orden\ de\ 1{,}5\ en\ la\ zona\ secundaria,\ zona\ de\ combustión \end{cases}$

Dimensionado de los orificios.- La influencia de la posición y del tamaño de los orificios del tubo de llama en las condiciones de flujo en la zona primaria es muy difícil de calcular, si no imposible. En la práctica, se ha observado que estos orificios no deben tener un diámetro mayor de 1/10 del diámetro del tubo de llama.

Si se utiliza un *torbellinador* como única fuente de $aire_{primario}$, el margen de funcionamiento estable y alto rendimiento será más estrecho; en muchos casos se utiliza una combinación de torbellinador y orificios en el tubo de llama.

El dimensionado de los orificios de la zona de dilución, $aire_{terciario}$, depende del perfil de temperaturas que se desee obtener. La penetración del chorro de aire es aproximadamente proporcional a su diámetro y es mayor para orificios alargados, en dirección axial, que para los redondos.

VI.9.- RECUPERADORES

Los recuperadores están constituidos por un haz tubular en el que se mueven los gases calientes que salen de la turbina, mientras que el aire a recalentar circula alrededor de los tubos; normalmente los fluidos circulan en contracorriente.

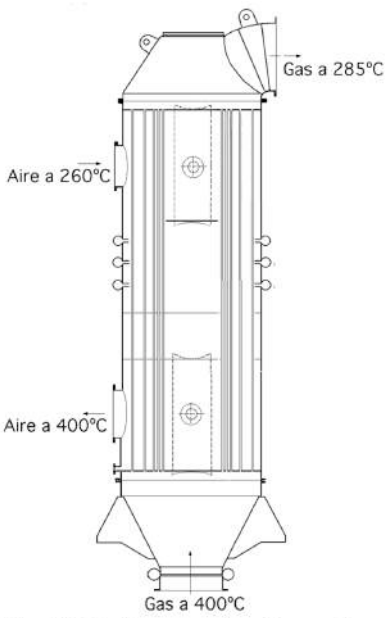


Fig VI.28.- Recuperador Brown-Boveri

La presión en el armazón es del orden de $5 \div 10$ atm y las temperaturas de las paredes no sobrepasan los 400°C. No se corren riesgos de corrosión, pues el aire que entra en el recuperador está, debido a la compresión, a una temperatura muy superior a los 100°C de manera que la temperatura de las paredes de los tubos está por encima del punto de rocío del ácido sulfúrico, que es el elemento más corrosivo que pudiera aparecer en el proceso.

Existe el peligro de incendio debido a los depósitos de hollín en los tubos; se puede suprimir mediante lavados periódicos o instalando un sistema de soplado con aire comprimido.

En las instalaciones de circuito cerrado no existe este peligro, ya que el gas está limpio y se pueden reforzar, del lado de baja presión, los tubos de aletas onduladas que al disminuir los diámetros

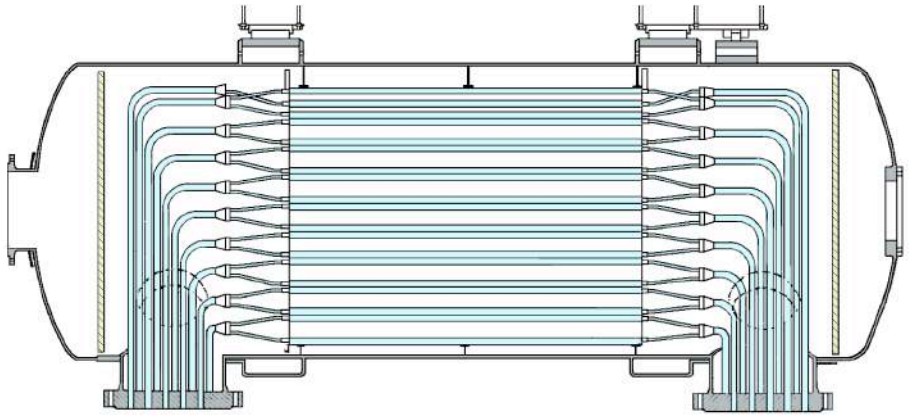


Fig VI.29.- Recuperador Escher-Wyss

hidráulicos conducen a mejores coeficientes de transmisión de calor, por lo que las dimensiones del aparato son más reducidas.

VI.10.- PERDIDAS DE CARGA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Las pérdidas da carga que se producen en la cámara de combustión pueden ser:

- *Pérdidas hidráulicas*
- *Pérdidas debidas al proceso de aportación de energía térmica al fluido*

Pérdidas hidráulicas.- La velocidad del aire a la salida del compresor alcanza valores del orden de 175 m/seg; a fin de garantizar un proceso normal de combustión, la velocidad media del aire tiene que ser del orden de los 60 m/seg, por lo que para disminuir la velocidad del aire, se coloca un difusor al comienzo de la cámara de combustión.

Las pérdidas hidráulicas en la cámara de combustión son debidas fundamentalmente a:

- *Pérdidas en el difusor*
- *Pérdidas en el torbellinador*
- *Pérdidas en la mezcla de los chorros de aire$_{secundario}$ y aire$_{terciario}$, con la corriente de aire$_{primario}$*

Las pérdidas por rozamiento de la corriente con las paredes tienen poca importancia.

En general, cuanto más efectiva sea la mezcla, mayor será la pérdida de carga, por lo que es necesario llegar a una solución de compromiso entre la uniformidad de la distribución de temperaturas a la salida y unas pérdidas de carga reducidas.

En las turbinas de gas de aviación, el conducto comprendido entre la salida de la cámara de combustión y la entrada en la turbina es muy corto, por lo que el compromiso que se alcanza es tal que la no uniformidad de la temperatura llega a ser de hasta un ±17% del valor medio.

En turbinas de gas industriales la longitud de dicho conducto es mayor, pudiendo ser más uniforme la distribución de temperaturas, si bien a expensas de mayores pérdidas de carga.

Representación de la pérdida de carga durante la combustión, en el diagrama (T-s).- En la transformación (2'3) la transmisión de calor va acompañada de una pérdida de presión Δp_2 disminuyendo la energía Q_1 transmitida al gas, que se corresponde con un incremento de entropía $s_{ba} = s_{33'}$; estas pérdidas de carga durante la combustión vienen representadas por el área (33'ab), igual al área (2'3'nm), Fig VI.30. Las pérdidas térmicas en la cámara de combustión se recuperan parcialmente en la turbina por cuanto el trabajo de rozamiento de los gases se transforma en calor que aumenta su entalpía en la expansión, y el área del ciclo aumenta por pasar del punto 3 al 3'; estas pérdidas vienen dadas por el área (m2'3'n) ó el (33'ab).

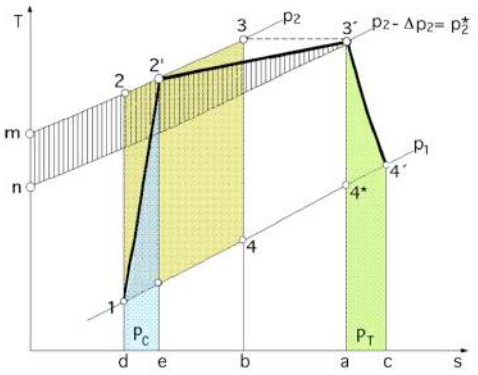


Fig VI.30.- Pérdidas de carga durante la combustión

Todo ello equivale a una disminución del rendimiento de la turbina, de forma que el nuevo rendimiento se puede poner en la forma:

$$\eta_{T^*} = k\,\eta_T = 1 - \frac{\Delta}{\Delta - 1}\,\frac{\gamma - 1}{\gamma}\,\frac{\Delta p_2}{p_2}\,\eta_T$$

siendo: $\Delta p_2 = \Delta p_{cám.combustión}$ y la relación $\dfrac{\Delta p_2}{p_2}$ una magnitud relativamente pequeña

Pérdidas térmicas.- Son debidas al hecho de que siempre que se aporta energía térmica a un fluido que circula a través de un conducto, aunque no exista fricción, se produce un aumento de su volumen específico y una pérdida de presión.

Cuando se aporta calor a un gas que circula a velocidad constante por un conducto, sin fricción, éste tiene que ser divergente por la ecuación de continuidad, ya que al calentarse el gas su volumen específico aumenta, al tiempo que disminuye la presión.

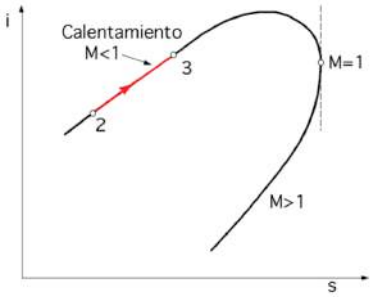


Fig VI.31.- Curva de Rayleigh

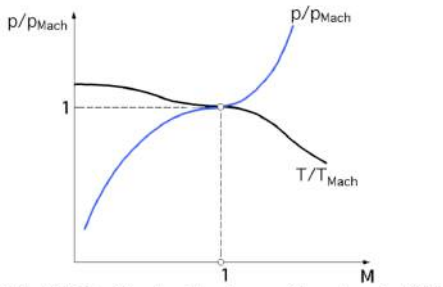


Fig VI.32.- Variación de p y T según el nº M

En el proceso de aportar calor a un gas que circula por un conducto de sección constante en ausencia de rozamientos, como se desprende del estudio de la curva de Rayleigh del flujo compresible unidimensional, el estado final del proceso 3 se encuentra sobre la curva de Rayleigh que pasa por el

estado inicial 2 del proceso, Fig VI.31. Esto es lo que sucede en una cámara de combustión en la que se tiene un flujo subsónico y por ello los puntos 2 y 3 se encuentran sobre la rama superior de la curva de Rayleigh.

Cuando se trata de un aporte de calor, tanto si el flujo es subsónico como supersónico, la presión disminuye.

La variación de $\frac{p}{p_{Mach}}$ y $\frac{T}{T_{Mach}}$, para un proceso de transferencia térmica a un fluido compresible que circula por un conducto de sección constante, sin rozamiento, según una línea de Rayleigh, se presenta en la Fig VI.32. En las cámaras de combustión de las turbinas de gas los números M de Mach a la entrada tienen valores pequeños $0,17 < M < 0,15$, lo que unido a unos valores del grado de calentamiento $\frac{T_3}{T_2} = \frac{\Phi}{\Delta}$, del orden de $2 \div 3$, da como resultado unas pérdidas, por este concepto, pequeñas.

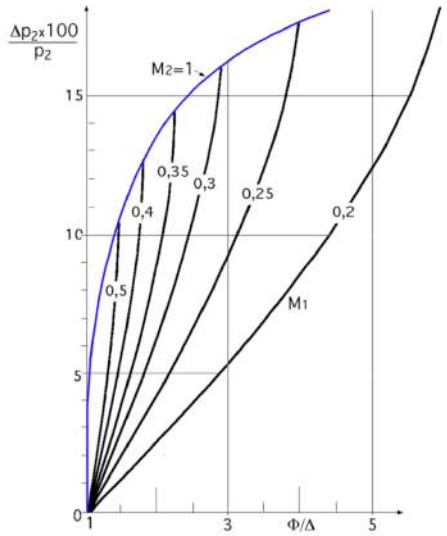


Fig VI.33.- Pérdidas para diversos grados de calentamiento, en función del nº M de Mach

En la Fig VI.33 se han representado estas pérdidas en función del grado de calentamiento para distintos valores del número de Mach a la entrada de la cámara de combustión.

La línea en azul representa el límite para el cual el nº de Mach a la salida M_2, alcanza un valor igual a la unidad.

La pérdida de presión total en la cámara de combustión de una turbina de gas industrial, puede llegar a ser de un 2% de la presión de entrada, mientras que en la de una turbina de gas de aviación está entre el $4 \div 7\%$, y llega a ser, incluso, superior a un 17% en las cámaras de postcombustión de los turborreactores.

VI.11.- RENDIMIENTO DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El balance térmico en la cámara de combustión de una turbina de gas se puede poner en la forma:

$$G_{aire}\frac{c_{aire}^2}{2} + G_{comb}\frac{c_{comb}^2}{2} + G_{aire}(\Delta i_{fa} + i_2) + G_{comb}(\Delta i_{fc} + i_{2c}) = Q_{pérd} + G_{gases}(\Delta i_{fg} + i_3) + G_{gases}\frac{c_{gases}}{2}$$

en la que:

Δi_{fa}, Δi_{fc} y Δi_{fg} son las entalpías de formación por unidad de masa del aire, del combustible y de los productos de la combustión

i_2 es la entalpía de entrada del aire en la cámara de combustión

i_{2c} es la entalpía de entrada del combustible en la cámara de combustión

i_3 es la entalpía de entrada de los productos de la combustión en la turbina

G_{aire}, G_{comb} y G_{gases} son el número de kg de aire, kg de combustible y kg de gases de la combustión.

Si se resta a ambos miembros de la ecuación anterior el valor $G_{gases}\,\Delta i^0_{fg}$, en el que Δi^0_{fg} representa la entalpía de formación por unidad de masa de los productos de la combustión completa, en el supuesto de que éstos sean los correspondientes a las condiciones normales de temperatura, se tiene:

$$G_{aire}\,\frac{c_a^2}{2} + G_{comb}\,\frac{c_c^2}{2} + (G_{aire}\,\Delta i_{fa} + G_{comb}\,\Delta i_{fc} - G_{gases}\,\Delta i^0_{fg}) + G_{aire}\,i_2 + G_{comb}\,i_{2c} =$$

$$= Q_{pérd} + G_{gases}\,(\Delta i_{fg} - \Delta i^0_{fp}) + G_{gases}\,i_3 + G_{gases}\,\frac{c_g^2}{2}$$

en la que: $\begin{cases} G_{aire}\,\Delta i_{fa} + G_{comb}\,\Delta i_{fc} - G_{gases}\,\Delta i^0_{fg}\text{, es la energía aplicada por el combustible} \\ Q_{pérd}\text{, son las pérdidas térmicas} \end{cases}$

*La **energía aportada por el combustible** es:*

$$Q_1 = G_{aire}\Delta i_{fa} + G_{comb}\Delta i_{fc} - G_{gases}\Delta i^0_{fg} = G_{comb}\,(\frac{1}{F}\,\Delta i_{fa} + \Delta i_{fc} - \frac{1+F}{F}\,\Delta i^0_{fg}) = G_{comb}\,P_{ci}$$

con:

- *(1 + F) el número de kg de la mezcla combustible estequiométrica, F kg de combustible por 1 kg de aire*

- *P_{ci} la potencia calorífica del combustible a presión constante, que se define como la cantidad de calor desprendida de la combustión completa de 1 kg de combustible en condiciones normales de presión y temperatura, saliendo los gases residuales a la misma presión y temperatura*

*Las **pérdidas por combustión incompleta** son:*

$$P_{comb.\ incompleta} = G_{gases}\,(\Delta i_{fg} - \Delta i^0_{fg})$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación del balance térmico de la cámara de combustión, se tiene:

$$Q_1 = G_{gases}\,(i_3 + \frac{c_g^2}{2}) - G_{aire}\,(i_2 + \frac{c_a^2}{2}) - G_{comb}\,(i_{2c} + \frac{c_c^2}{2}) + Q_{pérd} + P_{comb.\ incompleta}$$

*El **rendimiento de la cámara de combustión** es:*

$$\eta_{cám\ comb} = \frac{G_{gases}\,(i_3 + \frac{c_g^2}{2}) - G_{aire}\,(i_2 + \frac{c_a^2}{2}) - G_{comb}\,(i_{2c} + \frac{c_c^2}{2})}{G_{gases}\,(i_3 + \frac{c_g^2}{2}) - G_{aire}\,(i_2 + \frac{c_a^2}{2}) - G_{comb}\,(i_{2c} + \frac{c_c^2}{2}) + Q_{pérd} + P_{comb.\ incompleta}}$$

Si se desprecian los términos de energía cinética resulta:

$$\eta_{cám.\ comb.} = \frac{G_{gases}\ i_3 - G_{aire}\ i_2 - G_{comb}\ i_{2c}}{G_{comb}\ P_{ci}} = \frac{G_T\ i_3 - G_C\ i_2 - G_{comb}\ i_{2c}}{G_{comb}\ P_{ci}}$$

y si se desprecia la entalpía sensible del combustible:

$$\eta_{cám.\ comb.} = \frac{(G_{aire} + G_{comb})\, i_3 - G_{aire}\ i_2}{G_{comb}\ P_{ci}} = \left| \begin{array}{c} G_{gases} = G_T = G_{aire} + G_{comb} \\ G_{aire} = 1 \ \Rightarrow \ G_{comb} = F \end{array} \right| = \frac{(1 + F)\, i_3 - i_2}{F\, P_{ci}}$$

Si se desprecian las energías cinéticas del aire y de los productos de la combustión, resulta:

$$\eta_{cám.\ comb.} = \frac{(1 + F)\, i_3 - i_2}{F\, P_{ci}}$$

El rendimiento de la cámara de combustión depende de las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara y a la combustión incompleta, que viene ocasionada por los siguientes factores:

- Defectos de formación de la mezcla, debido a que los inyectores pueden dirigir las gotas de forma que se vean arrastradas a lo largo de las paredes del tubo de llama.

- Enfriamiento local de la llama en puntos de entrada del aire$_{secundario}$, impidiendo el normal desplazamiento del equilibrio químico hacia la formación del CO_2.

La influencia del equilibrio químico es poco importante si no se da la situación anterior.