

1 Introducción

Los motores de combustión interna que son la fuente de energía de los automóviles modernos, han cambiado muy poco desde sus diseños iniciales, ya casi un siglo atrás. A diferencia de otros avances de alta tecnología, los motores alternativos aun dependen de la comprensión de los principios básicos de termodinámica y mecánica de fluidos. Por supuesto que se han producido cambios a lo largo de todos estos años, pero han sido lentos y orientados a las dimensiones y materiales de los motores, más que al diseño y ciclo de funcionamiento del mismo.

El estudio cualitativo de los conductos y cámaras de combustión para motores alternativos de encendido por chispa de alta performance (motores de competición) fue inicialmente abordado por el Ing. Ángel Zanotti, graduado de la UTN - Facultad Regional Córdoba, que actualmente esta realizando su doctorado en mecánica computacional en el CIMEC - INTEC, Santa Fe. Junto con él, el autor de este trabajo hizo sus primeras incursiones en el campo de la simulación del flujo en motores de combustión, campo que por cierto es muy amplio y en constante evolución.

El presente trabajo se inicia con motivo del congreso de Mecánica Computacional MECOM 2005, llevado a cabo en la ciudad de Buenos Aires en el mes de Noviembre de ese año. La idea era comparar los resultados experimentales del flujo en una tapa de cilindros (realizadas en un flujómetro) con los resultados numéricos de una simulación, hecho que obliga a la construcción de un modelo de la tapa de cilindros. La construcción del modelo ha sido la tarea mas complicada y la que demanda la mayor cantidad de tiempo. Sin embargo, los resultados numéricos fueron tan cercanos a los resultados experimentales (errores del orden del 4 % en el peor de los casos), que es optimista pensar que lo inverso también es posible, llevar a la realidad un diseño que nace de un modelo de simulación. El trabajo gano el primer premio en la sección posters de estudiantes de grado.

En el diseño de motores alternativos de alta performance tres números adimensionales juegan un rol dominante: estos son el **coeficiente de descarga**, el **índice de swirl** y **tumble**. El primero es una medida de las pérdidas de presión introducidas por la combinación válvula, conducto de admisión y cilindro; el segundo es un índice del movimiento rotacional de la carga alrededor de un eje que es paralelo al eje del cilindro, mientras que el tercero es un índice del movimiento rotacional de la carga alrededor de un eje normal al eje del cilindro.

Cabe destacar que existe una competencia entre el coeficiente de descarga y los índices de swirl y tumble. Una modificación en un conducto en post de mejorar el índice ya sea de swirl o de tumble, trae aparejado un aumento de pérdida de carga, con su consiguiente reducción de coeficiente de descarga. No obstante, en el motor, no necesariamente se traduce en una perdida de potencia, ya que si bien la cantidad de carga introducida va a ser menor, la calidad de la misma resulta superior, favoreciendo la evolución del frente de llama.

Un cuarto número adimensional, conocido como **índice de Mach**, también proporciona valiosa información acerca del flujo en el conducto de admisión. Es una medida de la velocidad del flujo en el conducto, promediada en todo el intervalo de apertura de la válvula. Permite evaluar la eficiencia del motor para distintas alzadas y diámetros de válvulas.

A lo largo del texto, se explicaran de forma cualitativa los tipos de combustión y los métodos para intensificarla, los macro movimientos de tumble y swirl y su influencia en el funcionamiento del motor. Finaliza con los resultados numéricos mencionados y una breve explicación de los fenómenos físicos que se observan en cada caso.

La idea es continuar con esta línea de investigación y profundizar el estudio de la física del flujo. Se prevé mejorar el modelo actual y agregarle los elementos para realizar mediciones numéricas concretas del índice de tumble y swirl, para interactuar de forma mas directa con los casos reales que se presentan en la practica. Se está a plena disposición para interactuar y trabajar en forma conjunta con la UTN – Facultad Regional Santa Fe, tratando así de investigar, divulgar y perfeccionar esta rama de los motores de combustión interna.

2 Combustión en el cilindro

2.1 Combustión normal

Para explicar cómo se desarrolla la combustión se han elaborado varias teorías, la mayor parte de ellas fundadas en datos experimentales. Ellas difieren entre sí por ciertos aspectos, pero en general concuerdan al distinguir dos fases principales: una de **preparación** o precombustión y una de **combustión** propiamente tal. Durante la fase de preparación la chispa proporcionada por la bujía genera una reacción local que da lugar a la formación de algunos reaccionantes intermedios. Éstos a su vez crean las condiciones para el inicio y la propagación de la combustión. Cuando salta la chispa, el combustible proveniente del carburador o sistema de inyección está ya vaporizado porque ha sido expuesto al calor de la compresión y está íntimamente mezclado con el aire necesario para la combustión. Alrededor de la chispa se forma la llama inicial, a partir de la cual la combustión se propaga gradualmente a toda la carga según un frente de llama representado por la superficie más o menos irregular de separación entre la parte de mezcla ya quemada y aquella carga que aún no lo está. A medida que la combustión avanza y se completa, la presión en el cilindro aumenta rápidamente, pero de manera suave y regular.

Un proceso de combustión que se desarrolle de la manera descrita se define como combustión normal. El encendido se produce en el instante deseado como consecuencia de la chispa y las partículas individuales comienzan a quemarse cuando son alcanzadas por el frente de llama y no antes. No se tienen otros inicios de combustión causados por depósitos de carbón o por partes sobrecalentadas de la bujía o de la cámara de combustión; la combustión se desarrolla de manera gradual, por lo que el desarrollo de energía por parte de la mezcla en combustión es progresivo y regular.

2.2 Velocidad de propagación del frente de llama

En una mezcla homogénea el frente de llama se desplaza en la cámara de combustión con una velocidad que depende de la **velocidad de combustión** y de otra velocidad que llamaremos de **traslación**.

La velocidad de combustión se refiere al avance de la reacción química de oxidación del combustible. La velocidad de traslación se refiere en cambio al movimiento físico del frente de llama con relación a las paredes de la cámara, causado por la *diferencia de presión* entre los gases quemados y los que aún están por quemarse.

Para hacer más claro el fenómeno nos referimos a la Fig. 2.1. Dividamos la cámara de combustión en tres partes A-B-C e imaginemos que la llama avanza de izquierda a derecha. Si la masa de mezcla A está completamente quemada, se expande y comprime las partes de mezcla B y C a volúmenes más pequeños y de mayor densidad. El frente de llama ha avanzado en la zona A con la velocidad de combustión, y ha sido ulteriormente desplazado como consecuencia de la traslación. Cuando el frente de llama avanza en la zona B, ésta se expande a su vez comprimiendo ulteriormente el gas C a un espacio aún menor, comprimiendo también en cierta medida los gases de la zona A. Si se presupone que el número de las divisiones es infinito, el resultado es el de una llama que avanza gradualmente no sólo porque se completa la reacción química, sino también por efecto de la traslación debida a la expansión de los gases.

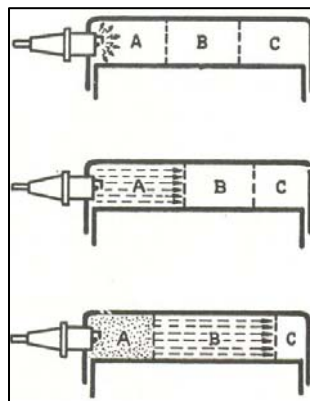


Fig. 2.1: Propagación del frente de llama

El análisis fotográfico del fenómeno (conseguido con 15000 a 20000 fotogramas por segundo a través de una ventanilla de cuarzo) indica que al atravesar la cámara de combustión la llama avanza inicialmente a velocidad relativamente baja. En efecto, al comienzo, la masa de carga quemada es pequeña y la propagación se debe sobre todo a la reacción química. Por otra parte los electrodos de la bujía están casi al ras de la pared de la superficie de la cámara y por lo tanto la chispa salta en un estrato de gas adherido a la pared donde la turbulencia es reducida, por lo que la reacción es relativamente lenta. Apenas la llama alcanza una zona de mayor turbulencia y afecta a una mayor masa de mezcla, avanza más rápidamente con velocidad más bien constante. Es la que normalmente llamamos velocidad de la llama. Hacia el final del recorrido el volumen de los gases por quemar es pequeño, el efecto de traslación resulta despreciable así como también el de la reacción química como consecuencia de la disminución de la turbulencia, por lo que la velocidad de la llama disminuye.

Son de gran importancia para el rendimiento del ciclo el momento en el que comienza la combustión y el tiempo empleado por ésta para completarse.

En efecto, la combustión no se produce instantáneamente en el P.M.S. como está previsto en el ciclo ideal, sino que comienza un poco antes y se desarrolla durante un cierto tiempo después del P.M.S. Por esto la presión hacia el final de la carrera de compresión aumenta, incrementando el trabajo de compresión, y disminuye al comienzo de la carrera de expansión reduciendo el trabajo útil. Como consecuencia el rendimiento del ciclo real es inferior al del ciclo ideal en un porcentaje tanto mayor cuanto mayor es la duración de la combustión. Los factores de los cuales depende el tiempo necesario para la combustión son:

- la velocidad de propagación del frente de llama
- la longitud del recorrido que el frente de llama debe realizar, recorrido que depende de las dimensiones y forma de la cámara de combustión y de la posición de la bujía.

2.3 Variación de la presión durante la combustión

La velocidad de aumento de la presión, o **gradiente de presión**, durante la combustión ejerce una notable influencia sobre la presión máxima y sobre la progresividad con la que la fuerza desarrollada por el fluido es transmitida al pistón.

En la Fig. 2.2 se ha trazado el diagrama de la variación de la presión en el cilindro durante la combustión normal. El gradiente de presión, calculado como valor del aumento de presión por cada grado de rotación del cigüeñal (tangente del ángulo γ), influye sobre el área del ciclo indicado y en consecuencia sobre la potencia del motor.

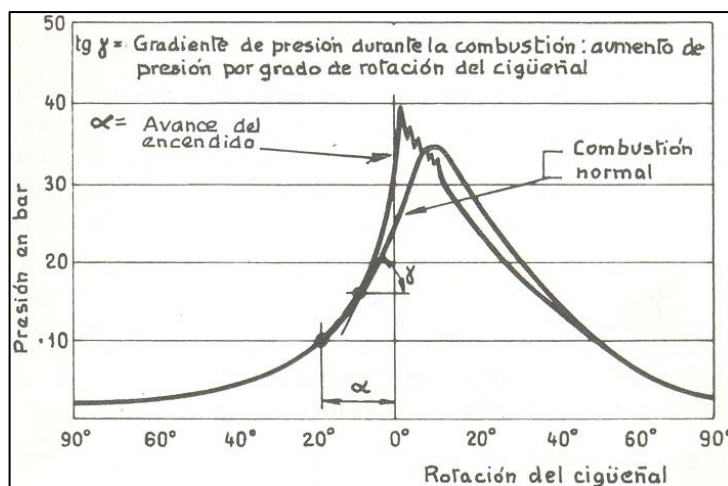


Fig. 2.2: Diagrama de variación de presión dentro del cilindro

El gradiente de presión depende de la rapidez con la cual se desarrolla la combustión. Al comienzo la cantidad de mezcla que se quema en la unidad de tiempo es pequeña porque la combustión avanza con velocidad relativamente baja, el gradiente de presión es pequeño, pero en cuanto se ve afectada una mayor cantidad de mezcla y aumenta la velocidad de propagación del frente de llama el gradiente de presión aumenta rápidamente. Después tiende a disminuir cuando el frente de llama se reduce de nuevo

al llegar, en cualquier dirección, a tocar con las paredes de la cámara, hasta que termina el proceso de combustión. El movimiento del pistón, al hacer variar el volumen de la cámara durante la combustión, tiene, evidentemente, influencia en la variación de la presión.

En la Fig. 2.3 se indican las curvas de la presión para tres valores diferentes de gradiente de presión: alto, medio y bajo. Nótese que con un gradiente bajo es necesario encender la mezcla antes que en los demás casos, porque la combustión requiere de un tiempo mayor. Con los gradientes de presión más altos, consecuencia de altas velocidades de combustión, generalmente los picos de presión máxima están más próximos al P.M.S., y esto hace aumentar el área del ciclo indicado y por lo tanto la potencia. Pero razones funcionales limitan el aumento del gradiente de presión: si éste es demasiado alto las fuerzas que actúan sobre el pistón no son lo suficientemente progresivas y el funcionamiento del motor resulta áspero. Además se puede caer en el fenómeno de la detonación.

El investigador inglés H. Ricardo ha descubierto que un gradiente de presión de unos 2 bar por grado proporciona la potencia máxima. Para conseguir gradientes más elevados, siempre dentro de los límites de una combustión normal, se necesita una fuerte turbulencia, la cual sin embargo cuando es excesiva aumenta las pérdidas de calor y causa una disminución de la potencia.

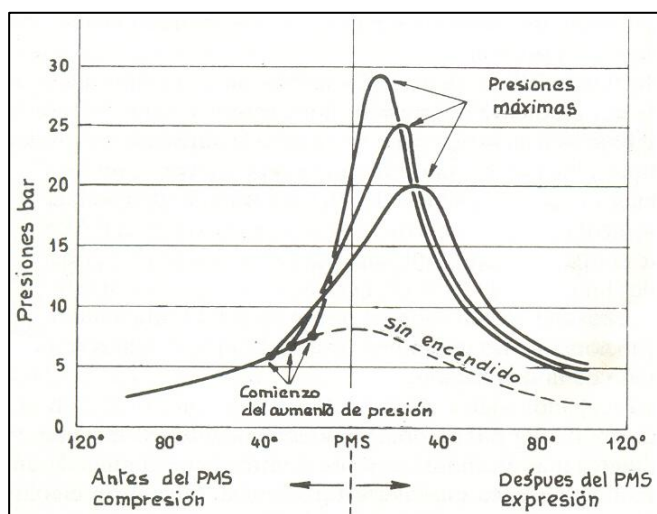


Fig. 2.3: Diagrama de variación de presión para tres gradientes distintos

2.4 Proceso de combustión por chispa

Las características del aumento de presión dentro del cilindro durante la carrera de expansión se pueden examinar por el diagrama indicador de presión en función de la carrera, Fig. 2.4, o por el diagrama de un indicador de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal, Fig. 2.5.

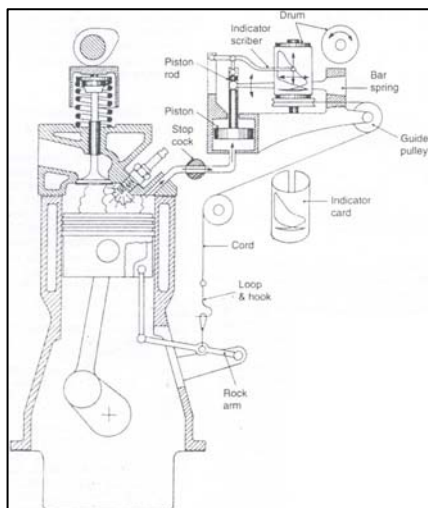


Fig. 2.4: Indicador de presión vs carrera

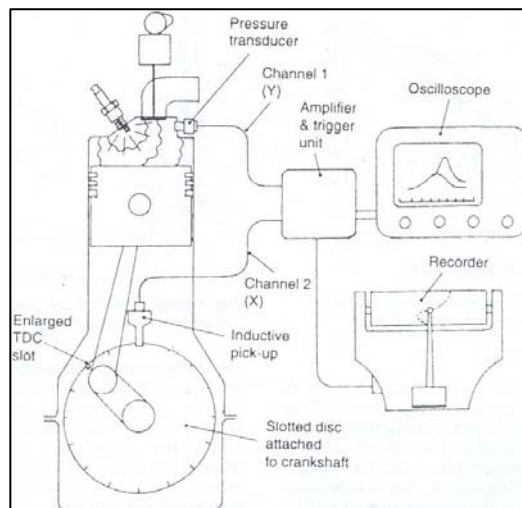


Fig. 2.5: Indicador de presión vs ángulo del cigüeñal

Se puede considerar que el proceso de la combustión se lleva a cabo en tres fases o períodos:

- período de **retardo**
- período de **combustión** aumento rápido de la presión
- período de **postcombustión**

I - Período de retardo

Esta primera fase cubre el período desde que una chispa entre los electrodos de la bujía (que entonces enciende el vapor de la mezcla que rodea los electrodos) hasta el momento en que la llama establecida comienza a liberar la energía (calor) a partir de la fracción de mezcla que esta ardiendo. El final de la primera fase se considera como el punto donde la presión del gas en expansión se eleva por encima de la presión normal de compresión (correspondiente a un motor alternativo sin combustión) para un determinado giro del cigüeñal, como se observa en el diagrama presión en el cilindro vs ángulo de giro del cigüeñal, Fig. 2.6.

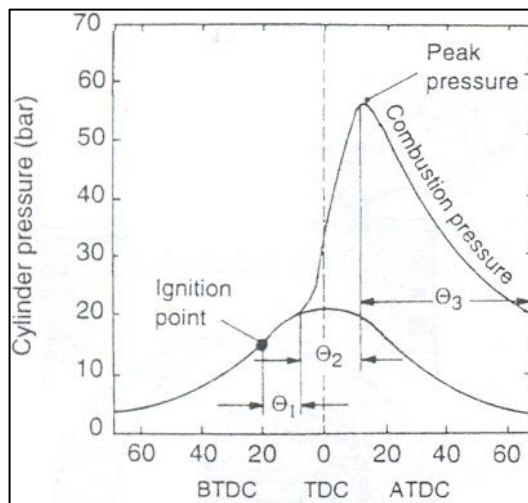


Fig. 2.6: Presión en el cilindro vs ángulo de giro del cigüeñal

Este período tiende a ser casi constante en el tiempo, y su duración depende de lo siguiente:

- la temperatura del hilo de la llama que salta entre los electrodos de las bujías, Fig. 2.7

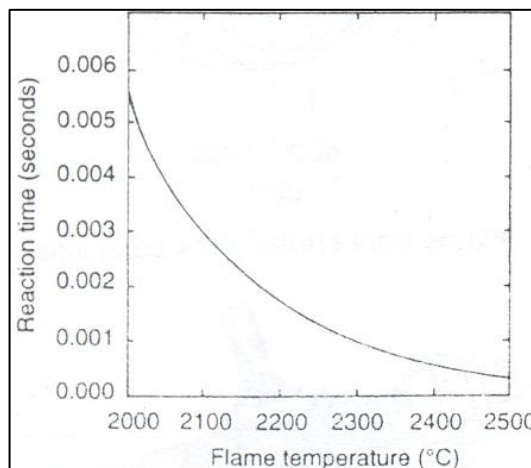


Fig. 2.7: Temperatura de llama vs duración de la reacción

- la naturaleza del combustible
- la temperatura y la presión de la mezcla

- la rigurosidad de la relación aire – combustible
- la riqueza de la mezcla, Fig. 2.8

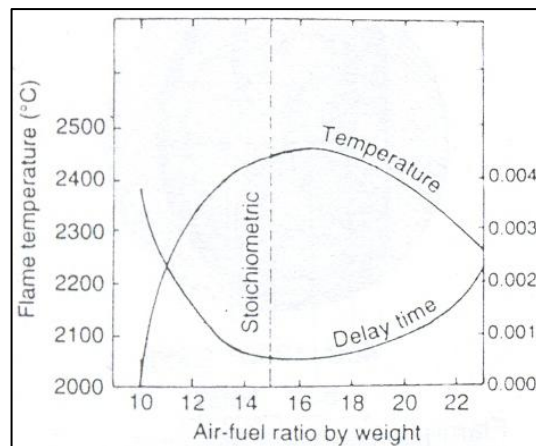


Fig. 2.8: Riqueza de la mezcla vs temperatura de llama

II - Propagación de la llama - Periodo de aumento rápido de presión

La segunda fase abarca el periodo desde el inicio del frente de la llama y la elevación de la presión (por encima de la presión normal de compresión) hasta el punto en el que el frente de llama avanza por las paredes del cilindro, donde la presión ha alcanzado su valor pico, Fig. 2.6. Es la fase de **combustión** propiamente dicha. Cuando la energía liberada por la combustión que se está llevando cabo es suficiente, la presión en el cilindro aumentará a una razón mucho mayor que la correspondiente al aumento de presión de la carrera de compresión a medida que el pistón se acerca al P.M.S.

El tiempo que requiere la fase de combustión o aumento rápido de presión depende principalmente de la intensidad de la turbulencia o del estado de la agitación de la mezcla. Una combustión lenta ocurre cuando la mezcla se encuentra estancada o con poca agitación, señales de baja turbulencia, mientras que la velocidad de combustión aumenta a medida que lo hace la turbulencia (con una relación casi lineal al régimen del motor). La duración de esta segunda fase es aproximadamente constante en términos del giro del cigüeñal.

III - Post combustión – Extinción de la llama

Una vez que el frente de llama ha alcanzado las paredes del cilindro, hay todavía aproximadamente en el cilindro un 25 % del total de la mezcla que aun no se ha quemado completamente. En esta etapa se dificulta la reacción del oxígeno con el vapor del combustible, haciendo que la velocidad de combustión disminuya, condición conocida como **post-combustión**. Simultáneamente, la reacción química exotérmica de re-asociación de los productos de combustión, producida en la carrera de expansión, libera una determinada cantidad de calor.

Durante esta última fase, una mayor cantidad del calor se perderá a través de las paredes del cilindro, corona del pistón y tapa de cilindros, al mismo tiempo que al descender el pistón aumenta el volumen de la cámara. En consecuencia, la presión en el interior del cilindro comienza a disminuir rápidamente.

2.5 El tiempo de ignición y el avance del encendido

Cuando el régimen del motor aumenta, en cada carrera del pistón, hay menos tiempo para que el cilindro disipe el calor liberado en la combustión, y por consiguiente, el intervalo de tiempo entre el salto de cada chispa y el punto en el que comienza la combustión, llamado **retardo de encendido**, disminuyen. Sin embargo, en términos del giro del cigüeñal, al aumentar el régimen del motor, el periodo de retardo aumenta en función de la raíz cuadrada de la velocidad de acuerdo a:

$$\theta_1 \propto \sqrt{N}$$

donde θ_1 es el período de retardo y N el régimen del motor. Con el aumento del régimen del motor, la intensidad de la turbulencia y por lo tanto la tasa de combustión aumentan proporcionalmente al

mismo. Así, el intervalo de tiempo de combustión, desde el punto de encendido hasta el punto pico de presión (periodo de aumento rápido de la presión) disminuye, mientras que esta duración expresada en grados de giro del cigüeñal se mantiene aproximadamente constante.

Por lo tanto, si no hay regulador de avance, y este se fija para producir la presión pico 10 grados después del P.M.S. a bajo régimen, al aumentar el régimen, el pico se producirá progresivamente cada vez más tarde en el ciclo y su magnitud disminuirá, Fig. 2.9.

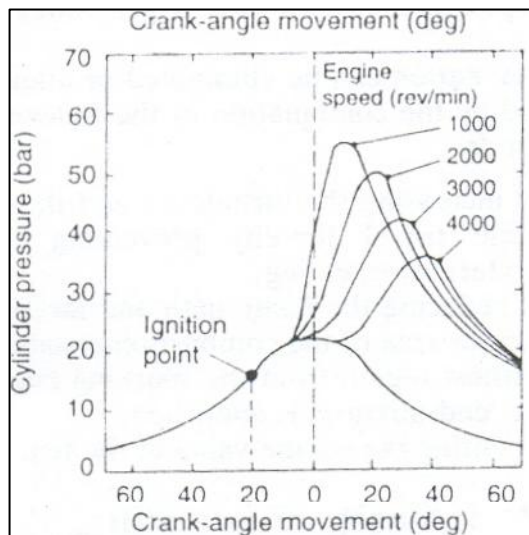


Fig. 2.9: Presión en el cilindro vs giro del cigüeñal para distinto régimen del motor

En contraste, si el encendido se adelanta la misma cantidad que el período de retardo en términos del giro del cigüeñal, para regímenes crecientes del motor, la posición del pico de presión expresado en grados del cigüeñal es aproximadamente la misma, y solo hay una caída leve del valor pico debido a la reducción de la eficiencia volumétrica, Fig. 2.10. Así, al adelantar o atrasar automáticamente el encendido con regímenes crecientes o decrecientes, se mantendrá el torque máximo del motor.

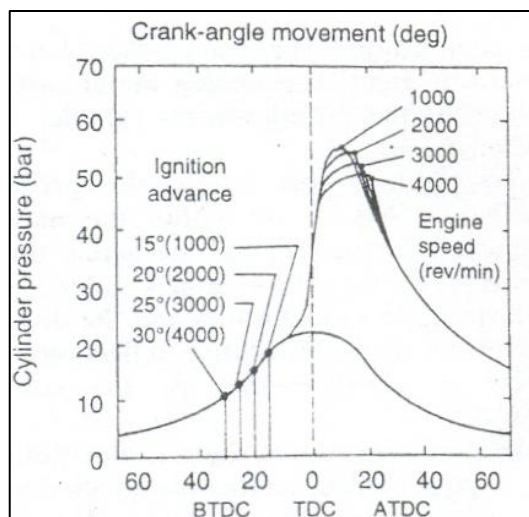


Fig. 2.10

Generalmente se da un avance hasta un cierto régimen (avance fijo) y después se lo adelanta gradualmente hasta el régimen de potencia máxima (avance automático). Este resultado se consigue normalmente con un variador centrífugo. La aplicación del variador centrífugo de avance, por si solo, no permite sin embargo aprovechar todas las posibilidades del motor incluso a cargas reducidas.

Con cargas reducidas, como la densidad de la carga es menor y la combustión avanza más lentamente, el avance óptimo debería ser mayor que el requerido al mismo régimen pero a plena carga.

Por otra parte, puesto que la presión inicial de la carga es pequeña, el peligro de incurrir en el fenómeno de la detonación es mínimo incluso para grandes ángulos de avance, Fig. 2.11.

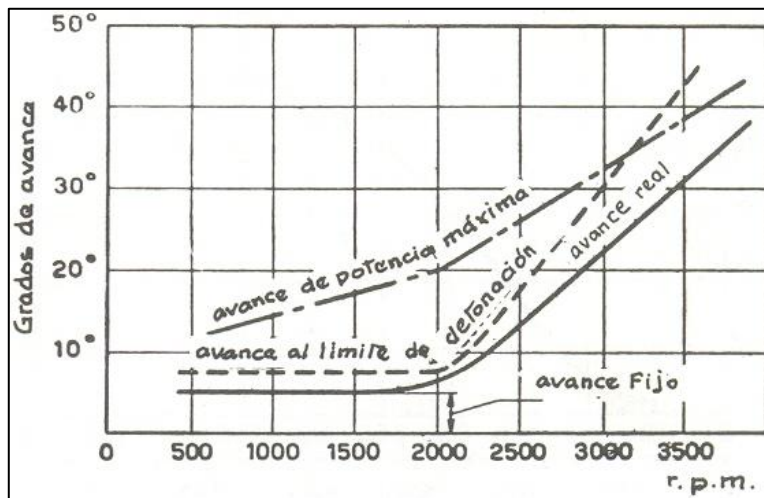


Fig. 2.11: Avance del encendido vs régimen del motor

En los vehículos, en consideración al hecho de que el motor funciona durante mucho tiempo a cargas parciales, se aplica a menudo un variador del avance por vacío que, siendo sensible a la depresión en el múltiple de admisión, hace aumentar oportunamente el avance cuando la alimentación está estrangulada, Fig. 2.12.

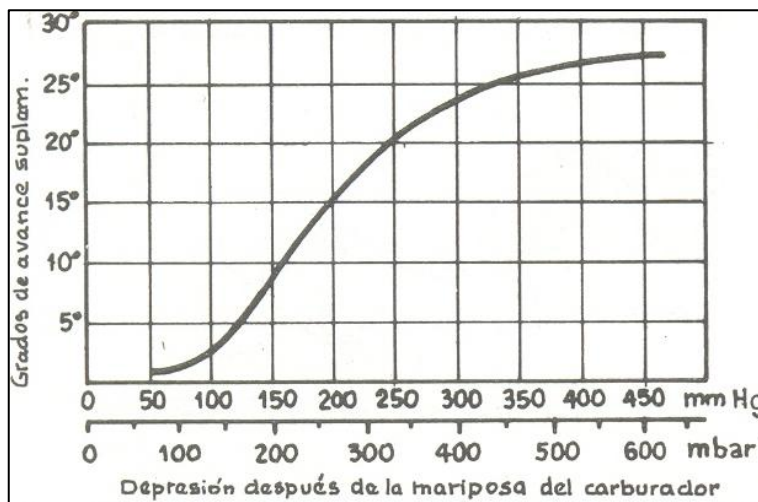


Fig. 2.12: Variación del avance vs depresión múltiple de admisión

2.6 Fracción de masa quemada vs ángulo de rotación

A medida que la combustión progresa dentro de la cámara, aumenta la densidad de la mezcla no quemada debido a la compresión y cesión de calor mencionado; la relación entre el volumen quemado y la masa quemada no es una relación lineal, y responde a la expresión:

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Al comenzar la combustión se quema mucho volumen y poca masa, relativamente; hacia el final del proceso el cuadro se invierte, con mucha masa quemada para pequeños incrementos de volumen. Este efecto se ilustra en la Fig. 2.13 con datos de la relación masa-volumen, calculados por diferentes investigadores, para combustión a volumen constante y condiciones prácticamente equivalentes en cuanto a estado inicial, pérdidas térmicas, etc.

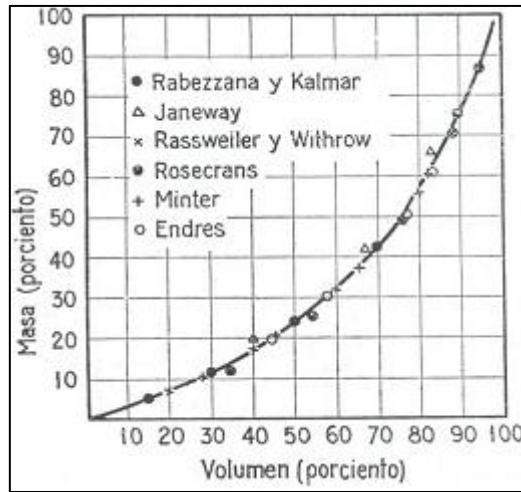


Fig. 2.13: Relación entre la masa y el volumen quemados

Siendo que el aumento de presión en el cilindro estará directamente determinado por la magnitud de la masa quemada, se ve la confirmación de esta ley en la curva de la Fig. 2.14.

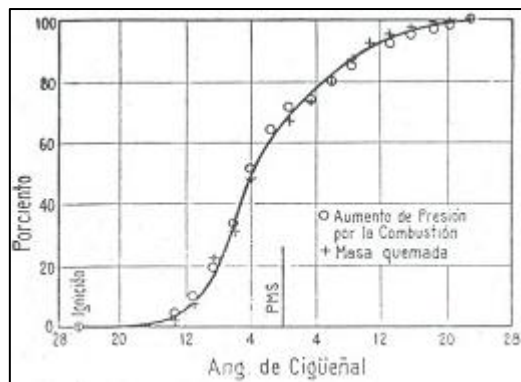


Fig. 2.14: Fracción de masa quemada vs ángulo de giro del cigüeñal

Estas leyes primarias de volumen y masa quemados en función del camino recorrido por la llama se representan en la Fig. 2.15 para tres diferentes disposiciones de forma de la cámara de combustión, cilíndrica y cónica, con tres distintas ubicaciones de la bujía. Los valores de propagación normal del frente de la llama en motores estarán situados aproximadamente entre 8 y 20 m/s, aunque la frontera de la combustión normal en máquinas reales es muy indefinida.

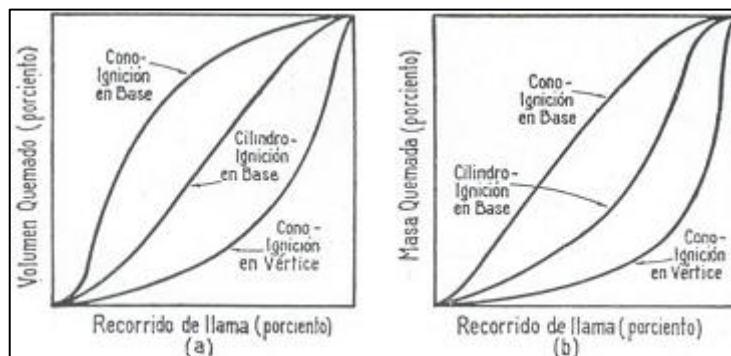


Fig. 2.15: Volumen y masa quemados vs ángulo de giro del cigüeñal

2.7 Combustiones Anormales

Como ya hemos visto, la combustión es **normal** cuando comienza en el punto y en el instante en que salta la chispa, y avanza gradualmente hasta alcanzar todas las demás zonas de la cámara. Se considera que la combustión es **anormal** cuando, una vez saltada la chispa, no avanza de la manera regular antes descrita, o bien no es provocada directamente por la chispa, sino que obedece a otras causas. Resulta útil dividir las combustiones anormales en dos categorías principales tomando como base de clasificación el modo de encendido:

- combustiones anormales por encendido superficial
- combustiones anormales por autoencendido

El **encendido superficial** se origina en puntos excesivamente calientes o en partículas incandescentes sobre las paredes y puede producirse antes o después de saltar la chispa. El **autoencendido** es en cambio un fenómeno de encendido espontáneo de toda o de parte de la mezcla, que se verifica como consecuencia de condiciones especiales de presión y de temperatura. En este caso la combustión se desarrolla con rapidez muy superior a la normal. Puede producirse tanto antes como después de saltar la chispa.

El autoencendido de toda la carga es un caso muy raro. Es frecuente en cambio el autoencendido de aquella fracción de mezcla que queda sin quemar, después que todo el resto ha quemado tras el avance del frente de llama. En este caso el autoencendido se convierte en **detonación**. Ésta genera casi siempre un sonido metálico característico acompañado de asperezas de funcionamiento del motor y una pérdida de potencia. Las combustiones anormales también tienen relación con la composición del combustible.

2.7.1 - Encendidos Superficiales

Si el motor funciona en condiciones tales que, sobre la pared interior de la cámara de combustión, ciertas zonas se sobrecalientan como puede suceder con las válvulas de escape o los electrodos de la bujía, o bien si se forman partículas incandescentes de carbón, es muy probable que estas partes calientes enciendan la mezcla que las rodea. Se tiene entonces un encendido superficial que da lugar a un frente de llama completamente distinto del normal.

El encendido superficial se verifica generalmente antes de que salte la chispa y en tal caso se llama **preencendido**. Si se produce después de haber saltado la chispa, se llama **postencendidos**.

El preencendido tiende a aumentar la temperatura y la presión en la cámara de modo que la temperatura de los puntos calientes aumenta todavía más, causando que el fenómeno se acentúe cada vez más a medida que se suceden los ciclos y los picos de máxima presión tienden entonces a crecer, con posibilidad de causar detonación y a producirse cada vez con más anticipación al P.M.S. Esta forma de preencendido se llama **progresivo**.

Cuando se produce, la presión máxima del ciclo se alcanza antes que el pistón llegue al P. M. S. En tal caso la presión del gas se opone al movimiento del pistón en la última parte de la carrera de compresión, la potencia se reduce y el funcionamiento del motor se hace áspero e irregular. El preencendido se debe evitar porque puede ser muy nocivo para los órganos del motor, especialmente para las partes sometidas a temperaturas altas, como los pistones, las válvulas de escape y las bujías.

Preencendido

El preencendido es el encendido de la mezcla homogénea en el cilindro, antes de que salte la chispa de ignición, y como se menciono anteriormente es generado por el recalentamiento local de la mezcla de combustible. Para que se produzca ignición prematura de algún punto caliente de la cámara antes de que salte la chispa, se deben alcanzar temperaturas mínimas de 700°C a 800°C. Los puntos calientes pueden ser los electrodos de la bujía, la cabeza de la válvula de escape, las aristas metálicas de la cámara de combustión, depósitos de carbón o una arista saliente de la junta de tapa de cilindros.

El inicio de la ignición y la propagación del frente de llama desde el punto caliente es similar al producido por el salto de la chispa, la única diferencia entre ellos es el instante de ignición (la chispa proveniente de la bujía salta en un instante determinado, mientras que los puntos calientes permanecen así durante toda la carrera de compresión y pueden generar la ignición en cualquier punto de dicha carrera). La bujía proporciona una ignición controlada y en el tiempo preciso, mientras que la temperatura de los puntos calientes de la superficie aumentan en cada carrera de compresión y por lo tanto el instante de ignición es impredecible.

El encendido anticipado de la mezcla como consecuencia del preencendido extiende el tiempo total en el que los gases quemados se alojan en el cilindro y por lo tanto aumentan la transferencia del calor a las paredes de la cámara, como resultado, la temperatura de auto-ignición se anticipa más y más al P.M.S. en cada sucesiva carrera de compresión.

Por lo tanto, la presión pico del cilindro (que normalmente se produce en su posición óptima de 10°-15° después del P.M.S.) avanzará progresivamente una posición más cercana al P.M.S. donde la presión y temperatura del cilindro alcanzan su máximo. El efecto de aumentar la duración de la combustión y simultáneamente aumentar el pico de la presión y temperatura del cilindro, es el desplazamiento de la temperatura de auto-ignición hacia el P.M.S. La presión pico en el cilindro ahora se producirá antes del P.M.S., realizando trabajo negativo al comprimir los productos de la combustión, Fig. 2.16.

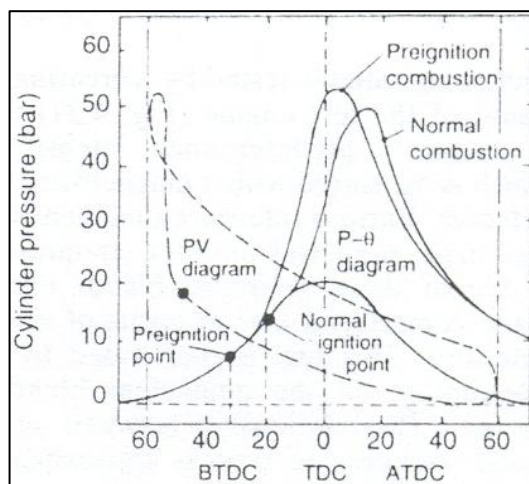


Fig. 2.16: Modificación del gradiente de presiones del cilindro por preencendido

El preencendido en un solo cilindro del motor causará una reducción constante del régimen y de la potencia. Si se permite que esto continúe, se alcanzará la temperatura de auto-ignición tan anticipada en el ciclo que la mezcla ingresando por la admisión será encendida, haciendo que la llama retroceda hacia el ducto y múltiple de admisión.

Los efectos más nocivos del preencendido aparecen el fenómeno ocurre sólo en uno o más cilindros de un motor multi-cilíndrico. En estas condiciones, cuando el motor se encuentra exigido, los cilindros no afectados continuarán desarrollando toda su potencia y velocidad, arrastrando al pistón o pistones en los cuales se desarrolla el preencendido (y con ello trabajo negativo), hasta que finalmente el aumento de temperatura en los cilindros con preencendido es tal que los aros del pistón se "agarran" a la pared del cilindro.

Así, el peligro aparece cuando la mayoría de los cilindros operan eficientemente mientras que uno o más están sujetos a preencendido excesivo, por cuanto el conductor del vehículo sólo experimenta la pérdida en el régimen y la potencia. Para compensar estas pérdidas, exigirá más la motor, hecho que solo intensificará el preencendido hasta que ocurra el "agarre".

El preencendido también es causado por las persistentes ondas presión que desplazan los gases estancos que normalmente protegen las paredes de la cámara de combustión. El aumento de la transferencia del calor a través de las paredes, eleva la temperatura superficial de cualquier parte mal refrigerada de la cámara, y esto genera un punto local para el preencendido.

Si el preencendido ocurre al mismo tiempo que el salto de la chispa proveniente de la bujía, la combustión se llevará a cabo de forma normal. Por lo tanto, si se desconecta el paso de corriente eléctrica, el encendido dejará de actuar, pero el motor seguirá operando al mismo régimen como si fuera controlado por la chispa de la bujía, siempre y cuando la temperatura de la auto-ignición se produzca en el mismo punto.

Postencendido

El postencendido es la localización de un punto caliente dentro de la cámara de combustión (como por ejemplo el electrodo central de la bujía) que se suma a la chispa de encendido en cada carrera de compresión, haciendo que se alcance la temperatura auto-ignición de la mezcla. Cuando el motor se encuentra a la temperatura normal de trabajo y se desconecta el encendido (es decir, se desconecta la bujía) el punto caliente continuará recibiendo calor durante la fase de combustión, y se calentará muy por

encima de la temperatura de auto-ignición de la mezcla, para enfriarse posteriormente al completarse las carreras de escape, admisión y compresión.

Con el encendido desconectado y la mariposa de admisión cerrada, la combustión continuara ocurriendo cada vez que se alcance la temperatura de auto-ignición, aproximadamente en la misma posición en el cada carrera de compresión. Después de un tiempo con la mariposa de admisión cerrada, la temperatura pico en la cámara comenzará a descender hasta que el punto caliente no será capaz de encender la mezcla haciendo que el motor se apague. Una mezcla pobre y que quema a baja velocidad, presentando retardo del encendido, será responsable del punto caliente y de la ocurrencia de pos-ignición.

2.7.2 - Detonancia

La **detonancia** se produce cuando la presión, temperatura y densidad de la carga más alejada de la aumentan hasta producir la combustión casi instantánea, haciendo que la liberación de energía se produzca a muy alta velocidad, tal como sucede en una explosión.

Es importante recalcar que la detonancia se presenta siempre en la última fracción de mezcla no quemada. Esta última fracción es comprimida por la expansión de la mezcla en combustión, provocando aumentos en la densidad y temperatura también.

Si la velocidad a la cual se propaga el frente de llama es reducida, y si además el trayecto que recorre es largo, habrá mas tiempo para comprimir y transferir calor a la fracción de mezcla inquemada que se encuentra por delante del frente de llama. La temperatura de esta fracción de mezcla se eleva por la convección y radiación generada por el frente de llama hasta un punto en el que esta expuesta a un calor tan intenso que la enciende espontáneamente.

La detonación produce irregularidades en el diagrama de la presión, y en la Fig. 2.17 se compara un diagrama de presiones de un ciclo sin detonancia con uno donde se presenta el fenómeno.

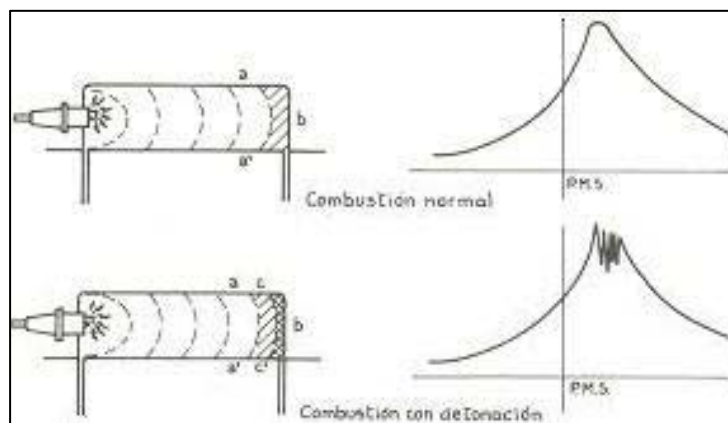


Fig. 2.17: Diagrama de presiones de dos ciclos, uno con detonancia y otro sin este fenómeno

En la Fig. 2.18 se observa el diagrama de presiones superpuesto con en el ciclo térmico del motor en presencia de detonancia.

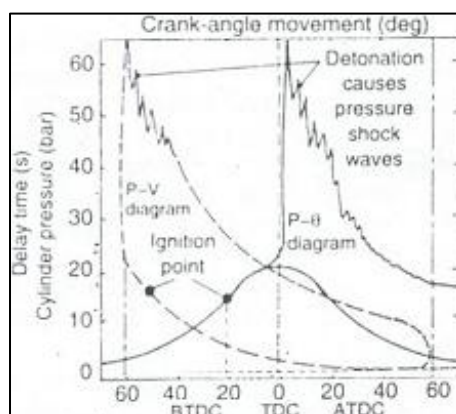


Fig. 2.18: Diagrama de presiones y ciclo del motor vs ángulo del cigüeñal

Generalmente, cuando las oscilaciones de presión causadas por la detonación se superponen con el patrón de presión normal de combustión, se observará un pico de presión levemente más alto que en el normal.

La detonación también produce una disminución del rendimiento térmico global, como se puede ver en la Fig. 2.19.

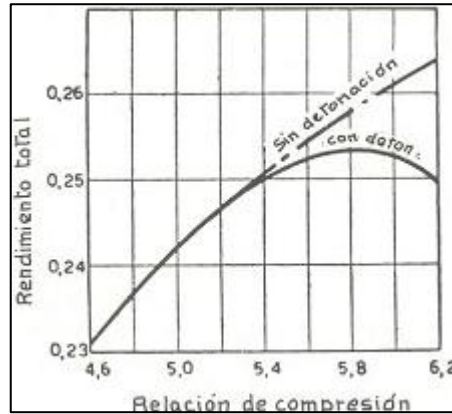


Fig. 2.19: Rendimiento térmico vs relación de compresión

Para evitar la detonancia, se debe procurar que la velocidad de propagación del frente de llama dentro de la cámara sea muy rápida y que el trayecto a recorrer sea reducido. En estas condiciones, el tiempo será insuficiente para que la fracción de mezcla inquemada resulte excesivamente comprimida y sobrecalentada. En la Fig. 2.20 se comparan dos cámaras de combustión diferentes, en la primera la velocidad del frente de llama es baja, y en la segunda es alta.

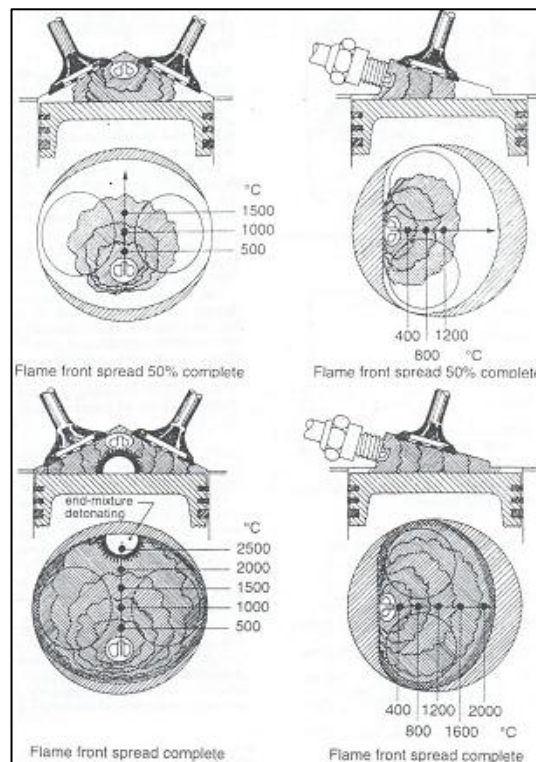


Fig. 2.20: Combustión con detonancia (izquierda) y sin detonancia (derecha)

Un bajo régimen del motor (bajas r.p.m.) también puede crear condiciones que propensan la detonancia. En estos casos la permanencia de la mezcla en el cilindro es mayor, aumentando el intervalo durante el cual el frente de llama transfiere calor a la última fracción de mezcla sin quemar, promoviendo la detonación. Al aumentar el régimen, también lo hace la turbulencia, por lo tanto la fracción de mezcla sin quemar será menor que en el caso anterior (la combustión es más eficiente ya que el frente de llama

se propaga a mayor velocidad). Adicionalmente el tiempo para la transferencia de calor es menor, inhibiendo el fenómeno. La **eficiencia volumétrica**, que es una medida de la presión en el cilindro, disminuye a medida que aumenta el régimen del motor, por lo que las condiciones dentro del cilindro son menos severas, Fig. 2.21.

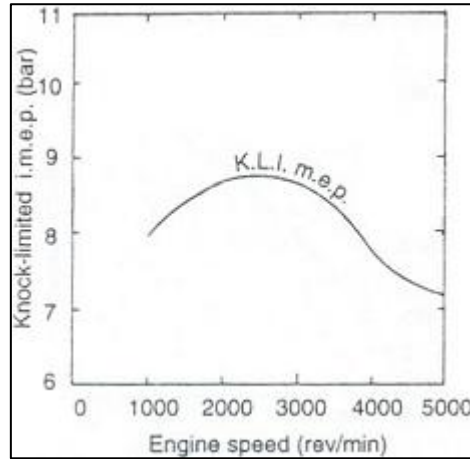


Fig. 2.21: Presión dentro del cilindro vs régimen del motor

La mayor parte de la mezcla quemara de forma controlada. Los métodos para minimizar la detonancia son:

- incrementar la turbulencia y velocidad de propagación del frente de llama, evitando así el sobrecalentamiento de la última fracción de mezcla
- reducir el recorrido del frente de llama y aumentar el área de la cámara de combustión en la zona más alejada de la bujía, generando el enfriamiento repentino de la mezcla o "quenched"
- utilizar combustibles con mayor número de octanos

Las ondas de presión generadas por la detonancia, a medida que se propagan en la cámara de combustión, producen los siguientes inconvenientes:

- desplazan la capa protectora de gas estancos que se encuentran sobre la superficie de la cámara de combustión, así, más cantidad de calor será transferido a través de las paredes de la cámara, aumentando la temperatura media de la misma y promoviendo el preencendido
- desplazan la capa de aceite (capa del tipo film) que protege y lubrica las paredes del cilindro, generando fricción intermetálica entre los aros del pistón y las paredes del cilindro
- vibraciones mecánicas excesivas en los órganos del motor, pudiendo llegar a la destrucción de alguna pieza

Por último los siguientes son algunos factores que propician el fenómeno de detonación en el cilindro:

- altas relaciones de compresión
- combustible de bajo número de octanos
- mayor distancia recorrida por el frente de llama
- demasiado avance del encendido, desplazando el pico máximo de presión en el cilindro próximo al P.M.S., alcanzando un valor de presión máxima mayor que el normal
- mezcla ligeramente más rica (aproximadamente en un 10%) incrementa la temperatura de la combustión y por lo tanto la presión, induciendo condiciones para la detonación
- inadecuada refrigeración de la cámara de combustión por fallas en el termostato, en sistema de refrigeración o por pérdidas de líquido refrigerante

3 Métodos para intensificar la combustión

3.1 Squish

En algunos diseños el pistón se acerca mucho a la tapa de cilindros, y la corona del pistón o la tapa de cilindros poseen una cavidad, también llamada cámara secundaria, Fig. 3.1. A medida que el pistón se acerca al P.M.S., la mezcla expulsada de las zonas donde el pistón queda muy cerca de la tapa, y es forzada a ingresar a la cavidad o cámara secundaria. En este caso la mezcla es comprimida creando movimientos organizados o coherentes, que posteriormente se descomponen en turbulencia. Este fenómeno se conoce como **squish**.

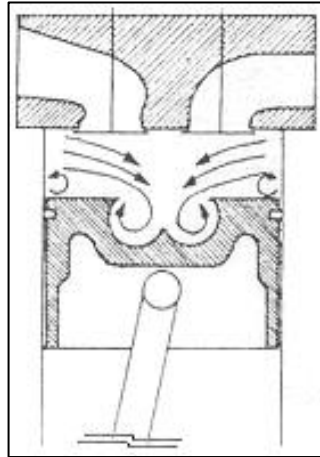


Fig. 3.1: Squish

Cuanto mayor sea el tamaño de las porciones opuestas, tanto de la tapa de cilindros como de la corona del pistón, y cuanto más se aproximen en el P.M.S., mayor será la velocidad del flujo que ingresa a la cavidad, Fig. 3.2.

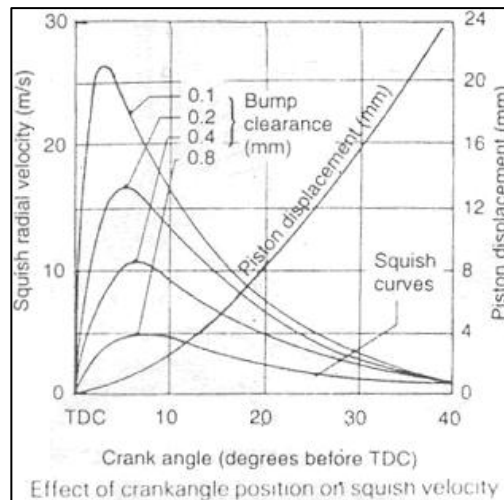


Fig. 3.2: Velocidad de squish vs giro del cigüeñal

La mezcla altamente comprimida en la región plana de la cámara, al ingresar repentinamente a un espacio más grande, aumenta considerablemente la turbulencia y promueve la mezcla del combustible y la transferencia de calor a través de la cámara de combustión.

3.2 Área de enfriamiento repentino o Quench

El área de enfriamiento repentino queda definida por las superficies paralelas del pistón y tapa de cilindros. Estas superficies planas y opuestas, contienen una lámina delgada de mezcla entre ellos.

Poseen una superficie relativamente grande comparada con el reducido volumen que contienen. En consecuencia, habrá una gran cantidad de calor transferido desde esta lámina de mezcla a elevada temperatura a través de las paredes de metal. El resultado es un enfriamiento repentino o efecto de **quench** entre estas superficies paralelas. El área de quench se define como la razón entre el área plana del pistón relativa al área total del pistón, Fig. 3.3.

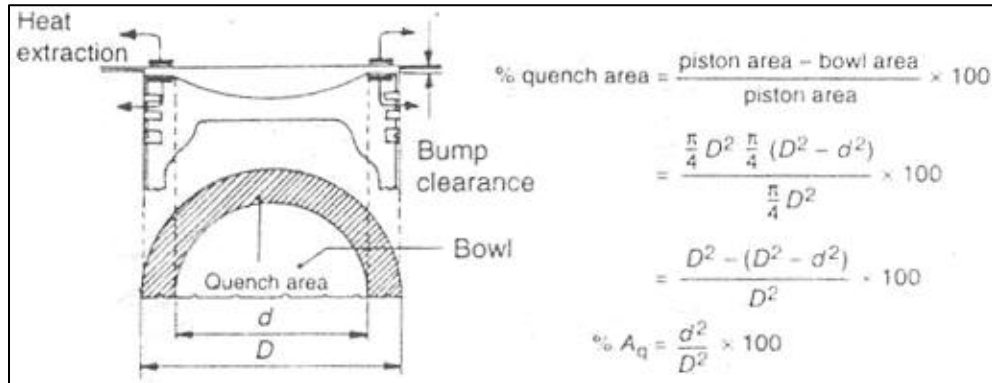


Fig. 3.3: Área de enfriamiento repentina o de quench

3.3 Turbulencia

La turbulencia consiste en vórtices de diferentes tamaños ordenados de forma aleatoria, que se superponen con el flujo de mezcla de combustible, Fig. 3.4 A. Estos vórtices junto con la corriente del flujo, representan una superficie con irregulares pequeñas que desarrolla un movimiento espiral de concentración, Fig. 3.4 B.

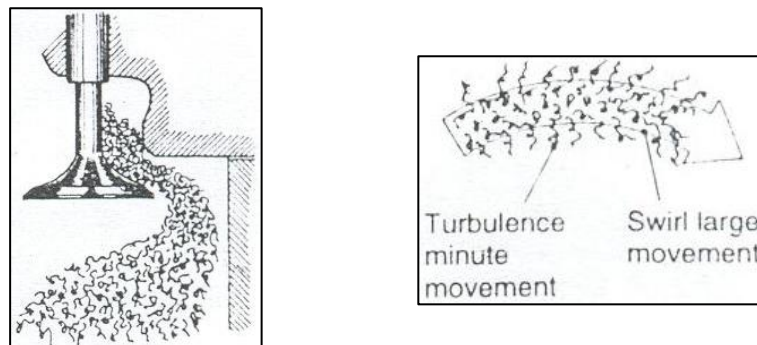


Fig. 3.4 A (izquierda) y B (derecha): Comportamiento de la turbulencia

A medida que los vórtices giran, entran en contacto con vórtices adyacentes, y se generan tensiones de corte por la viscosidad. Se acelera la mezcla entre el combustible y el aire, y la transferencia de calor. Esta situación es opuesta a la que ocurre en flujo laminar, donde la transferencia de calor por la difusión molecular es relativamente lenta, y la mezcla del combustible con el aire se ha realizado antes de ingresar al cilindro. La formación de nuevos vórtices y la desintegración de otros, aumenta el flujo turbulento al aumentar el régimen del motor.

3.3.1 - Propagación del frente de llama

Si la mezcla inducida se mueve dentro del cilindro como flujo laminar estable, en el instante que salta la chispa y se produce de la ignición las moléculas del combustible, el aumento de la temperatura por convección y radiación calienta las moléculas adyacentes, hasta que estas también entran en ignición.

Al mismo tiempo, aumentar la temperatura acelera el movimiento aleatorio de las moléculas de gas produciendo cada vez más choques entre sí mismas y con otras moléculas adyacentes de la mezcla inquemada. El aumento de presión resultante genera una expansión de las moléculas encendidas que ayudan a propagar la ignición.

Desafortunadamente, la velocidad de propagación del frente de llama hacia la fracción de mezcla sin

quemar sería muy lento y no se podría completar la combustión a tiempo (la combustión no se completa con suficiente anticipo al inicio de la carrera de expansión, generando reducida fuerza de impulsión), Fig. 3.5 A.

Sin embargo, la mezcla aire-combustible contenida en el cilindro estará normalmente en un estado combinado de swirl y tumble, naturaleza que consiste en vórtices y pulsaciones aleatorias de velocidad en la mezcla de gas, Fig. 3.5 B.

- Los intensos vórtices pulsantes superpuestos en el flujo distorsionan el frente de llama y lo descomponen en focos de ignición separados que amplían el área del frente de llama, aumentando así la tasa de transferencia de calor, Fig. 3.5 C.

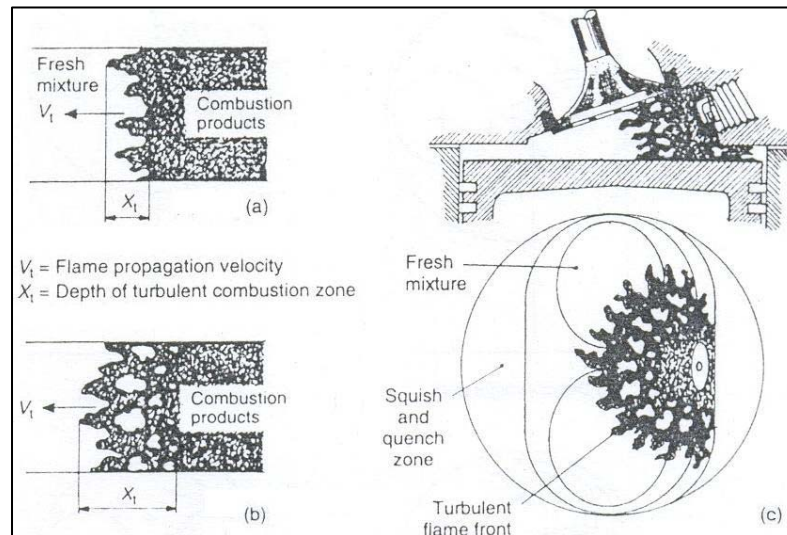


Fig. 3.5 A (arriba izquierda), B (abajo izquierda) y C (derecha): Propagación de la llama

- Las pequeñas pulsaciones turbulentas, de tamaño similar a las pulsaciones causadas por un flujo laminar, no producen distorsión del frente de llama, pero su agitación intensifican la transferencia de calor y el proceso de la difusión entre la frontera del frente de llama y la mezcla de inquemada.
- Un frente de llama cambiante e irregular, generado por la turbulencia intensiva, produce corrientes locales que aceleran el proceso de transferencia de calor.

Las velocidades típicas de propagación de la llama están en el rango de 15 a 70 m/s. Es decir, la velocidad es aproximadamente 15 m/s para un régimen de 1000 rpm y aumenta a 70 m/s para un régimen de 6000 rpm.

El intervalo del tiempo para completar la combustión depende de la intensidad de la turbulencia, que a su vez depende del régimen del motor. Así, si el proceso de la combustión abarca un ángulo de giro del cigüeñal de 30° a 1000 rpm (para un nivel de turbulencia dado), entonces a 2000 rpm y con la misma intensidad turbulenta el ángulo de giro del cigüeñal se habrá duplicado a 60°, movimiento angular inaceptable.

Sin embargo, si el régimen del motor y consecuentemente la turbulencia se duplica, el intervalo de tiempo de combustión se reduce a la mitad, entonces cuando el régimen del motor aumenta de 1000 rpm a 2000 rpm el ángulo giro del cigüeñal se mantiene aproximadamente constante en su valor original de 30°. Por lo tanto, sin turbulencia, el motor de encendido por chispa sería incapaz de operar en el rango de velocidades necesarias.

3.3.2 - Analogía entre la propagación de llama y un campo de flujo turbulento

Es posible representar cómo el núcleo inicial de llama proveniente de una chispa se extiende a través de una masa turbulenta en término de muchos círculos que representan los vórtices de un flujo turbulento.

Cuándo ocurre la ignición el núcleo de llama, se extiende con los vértices en rotación en forma de una corteza irregular, desde el punto de ubicación de la bujía, Fig. 3.6.

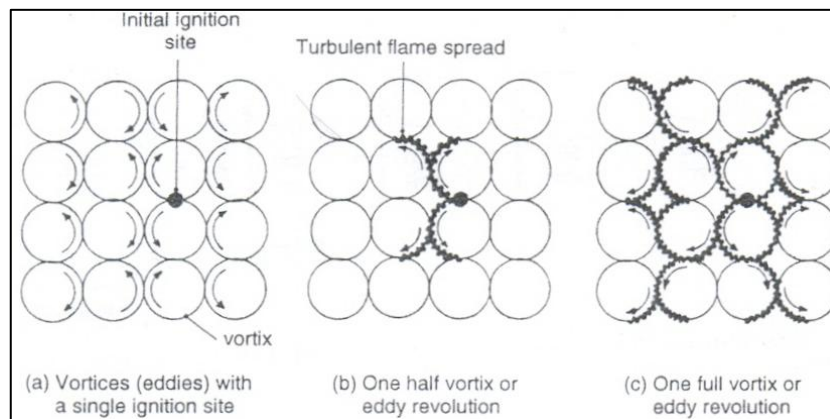


Fig. 3.6: Propagación del frente de llamas

La velocidad de propagación de la llama es aproximadamente proporcional a la velocidad periférica de los vórtices. Para media rotación de los vórtices, Fig. 3.6 B, la llama se habrá extendido 180° en la periferia de los vórtices adyacentes en el lado derecho, en cambio, en los vórtices del lado izquierdo la llama se habrá extendido solamente 90° .

Al completar la siguiente media rotación de los vórtices, Fig. 3.6 C, la llama se habrá extendido por toda la periferia de los vórtices del lado derecho, tres-cuartas partes alrededor de los vórtices del lado izquierdo, un medio en los vértices superiores e inferiores y sólo un cuarto alrededor los vórtices externos de la derecha e izquierda.

Simultáneamente con la propagación periférica de la llama, la combustión se extenderá en forma laminar lo hace a menor velocidad hacia el centro de cada vórtice. En la práctica, los vórtices se ubican en forma aleatoria y se parecen a una red desordenada en la que cambian continuamente de tamaño, muchos desaparecerán mientras otros nuevos se crearán. Hay que tener en cuenta que los vórtices turbulentos son sólo parte del movimiento general de rotación o swirl dentro del cilindro.

4 Flujo a través del conjunto ducto - válvula de admisión

Cuando la velocidad del flujo que atraviesa un orificio alcanza la velocidad del sonido local, los cambios de presión aguas abajo del orificio ya no se podrán propagar aguas arriba del mismo. Esto se debe a que la onda de presión se desplaza a la velocidad del sonido y el flujo entrante, en sentido contrario a la onda de presión, viaja a la misma velocidad. Así, el flujo se denomina **estancado**, y el flujo másico no se podrá incrementar por encima de este punto.

Si llamamos **V** a la velocidad instantánea del flujo y **a** la velocidad del sonido local, el **número de Mach M** se define como:

$$M = \frac{V}{a}$$

En el caso de que $M = 1$, el flujo está estancado y no puede ser incrementado. El estancamiento del flujo que atraviesa la válvula de admisión (es decir, cuando alcanza la velocidad del sonido) es una de las más serias limitaciones de performance del motor. El diseño del conjunto ducto y válvula de admisión está dirigido en gran parte a evitar el estancamiento del flujo en el rango de performance deseado.

Para controlar el régimen del motor en el cual el flujo llega a la condición de estancado, el diseñador debe controlar el número, tamaño y alzada de las válvulas de admisión, como así también la influencia de estos tres parámetros sobre la cámara de combustión.

4.1 Flujo a través de la válvula de admisión

La naturaleza del flujo que atraviesa la válvula de admisión se puede examinar para tres alzadas de válvula: baja, media y alta. Tomamos como referencia una válvula con aristas filosas, que son las típicas en los motores de producción en serie, Fig. 4.1.

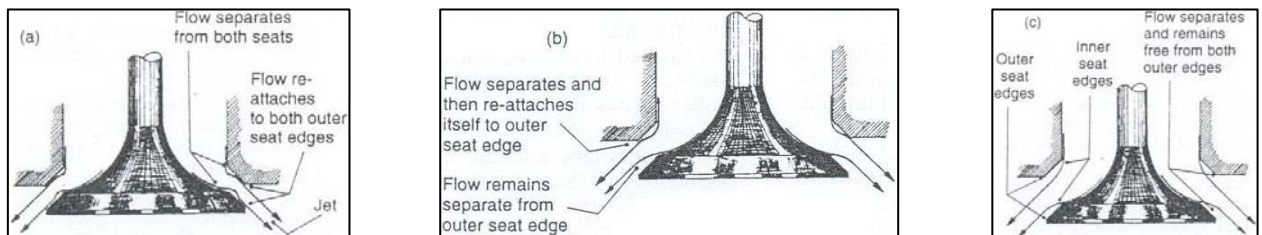


Fig. 4.1 A, B y C: Flujo a través de la válvula de admisión

- En la alzada más baja, el flujo se separa de las aristas interiores tanto del asiento como de la válvula, y vuelve a entrar en contacto con los bordes exteriores del asiento y válvula, Fig. 4.1 A.
- Para la alzada media, el flujo se separa de las aristas interiores tanto del asiento como de la válvula, vuelve a entrar en contacto con el borde exterior del asiento, pero se mantiene el desprendimiento en las aristas exteriores de la válvula, Fig. 4.1 B.
- Al llegar a la alzada más alta, el flujo se separa en las aristas interiores del asiento y válvula, permaneciendo así a medida que se descarga en trayectoria cónica, Fig. 4.1 C. Se forma así un jet de flujo libre.

La separación ocurre en muchos flujos prácticos de interés. La mayoría de las veces ocurre en aristas filosas, donde la inercia del flujo no le permite seguir los contornos. Es importante observar que llegado a un punto determinado, aumentar la alzada de la válvula no aumenta el flujo másico que la atraviesa, porque este no ocupa totalmente el área disponible para ello. Por otro lado, para alzadas muy altas, el área limitante es la del asiento de válvulas.

4.2 Coeficiente de descarga

Hay muchas formas en las que el flujo estacionario a través de la válvula (o cualquier otro orificio) puede ser evaluado. Una de las más directas es el **coeficiente de descarga**. Consiste en medir la razón de flujo para una alzada de válvula determinada (fija), considerando que la pérdida de carga es constante.

Utilizamos la teoría de **flujo isentrópico compresible** para calcular el flujo másico a través de un orificio ideal sin rozamiento, con la misma área que el área efectiva de paso de la válvula y sometido a la misma diferencia de presión.

Se define al coeficiente de descarga C_D como **la razón entre el área efectiva de flujo y el área geométrica de flujo a través de la alzada de la válvula**.

El flujo isentrópico a través de un orificio es obtenido con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_i = A \cdot \sqrt{2 p_0 \rho_0 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right]} \quad (1)$$

donde p_0 y ρ_0 son la presión de estancamiento y la densidad de estancamiento respectivamente, γ es el peso específico ($\gamma = 1,4$ para el aire) y A es el área de referencia.

Se puede expresar la razón de flujo real al introducir el coeficiente de descarga C_D , con la expresión:

$$\dot{m}_{real} = C_D \dot{m}_i \quad (2)$$

Si el flujo es incompresible la ecuación (1) queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_i = A \cdot \sqrt{2 \rho (p_0 - p)} \quad (3)$$

La presión p relativa a la presión atmosférica ($p_0 = \text{atm}$) se mide por encima del ducto de admisión, a una distancia aproximadamente igual a dos diámetros de cilindro por encima del motor. El coeficiente de descarga se puede expresar como:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_i} \quad (4)$$

Para flujo incompresible:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{A \cdot \sqrt{2 \rho (p_0 - p)}} \quad (5)$$

La hipótesis de flujo incompresible permite calcular el coeficiente de descarga con un error muy pequeño. Si la pérdida de carga es $p_0 - p = 2 \text{ KPa}$ el error cometido es del 1,2% aproximadamente.

El área de referencia se puede considerar de dos formas distintas: el área geométrica mínima en base a la geometría asiento de válvula y alzada. Según Bicen y Kastner, el área de flujo geométrica mínima puede dividirse en tres rangos, según las dimensiones indicadas de la Fig. 4.2.

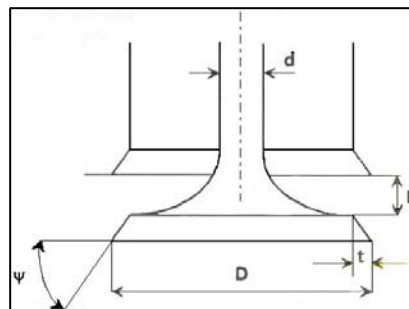


Fig. 4.2: Nomenclatura de las dimensiones de la válvula

Rango 1: para

$$0 < L \leq \frac{2t}{\sin 2\psi} \quad (6)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área lateral de un sector de cono con altura perpendicular al asiento de la válvula, y se expresa como:

$$A = \pi \cdot L \cdot \cos \psi \left[D - 2t + \left(\frac{L}{2} \right) \cdot \sin \psi \right] \quad (7)$$

Rango 2: para

$$\frac{2t}{\sin 2\psi} < L \leq t \cdot \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4 \cdot (D - t)} \right]^2 - t^2} \quad (8)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área lateral de un tronco de cono con altura perpendicular al asiento de la válvula, y se expresa como:

$$A = \pi \cdot (D - t) \cdot \sqrt{(L - t \cdot \tan \psi)^2 + t^2} \quad (9)$$

Rango 3: para

$$t \cdot \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4 \cdot (D - t)} \right]^2 - t^2} < L \quad (10)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área de paso del dicto de admisión:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot [(D - 2t)^2 - d^2] \quad (11)$$

La necesidad de utilizar tres ecuaciones para determinar el área de flujo mínima, en función de un rango de alzadas, presenta inconvenientes en la utilización práctica.

Para flujo incompresible y bajas pérdidas de carga en la válvula, el coeficiente de descarga se calcula utilizando el área de la **cortina** periférica, que se define como:

$$A = \pi \cdot D_v \cdot L \quad (12)$$

donde D_v es el diámetro interno del asiento de la válvula, y el coeficiente de descarga se puede calcular con la expresión:

$$C_D = \frac{m^*}{\pi \cdot D_v \cdot L \cdot \sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (13)$$

Para fines prácticos, el valor del coeficiente de descarga para una alzada de válvula (fija) es constante si el número de Reynolds es suficientemente elevado. Los resultados se grafican como una relación entre la razón de flujo y la alzada de válvula adimensional, para una determinada pérdida de carga.

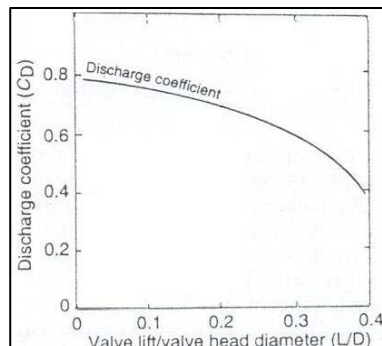


Fig. 4.3: Variación del coeficiente de descarga vs alzada adimensional

Es posible aumentar los valores del coeficiente de descarga modificando el área de flujo en las proximidades de la válvula de admisión, aguas arriba de la misma, redondeando las aristas vivas por ejemplo. También es posible de realizar suavizando y cambiando la forma de los ductos de admisión.

4.3 Índice de Match

La evaluación del número de Mach, tal como se definió anteriormente, posee la desventaja de depende de la velocidad del flujo instantánea \mathbf{V} , es decir, \mathbf{V} varía a lo largo del ciclo. A los efectos del diseño, sería más conveniente contar con una expresión promedio, que nos permita evaluar el flujo en todo el intervalo que se encuentra abierta la válvula de admisión.

Sean \mathbf{V}_p y \mathbf{A}_p la velocidad instantánea y área del pistón ($\mathbf{A}_p = \pi d_p^2 / 4$), \mathbf{V} la velocidad del gas ideal (inviscido e incompresible) en la apertura de la válvula, \mathbf{A}_v el área de la válvula ($\mathbf{A}_v = \pi D^2 / 4$) y \mathbf{A}_f el área de flujo real a través de la válvula, entonces:

$$V \cdot A_f = V_p \cdot A_p \Rightarrow V = V_p \frac{A_p}{A_f}$$

Si consideramos la velocidad real del flujo, \mathbf{V}_r a través de la válvula, se debe considerar el área de la válvula (el área de la válvula es mayor que la del asiento), por lo tanto

$$V_r = V_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{A_v}{A_f}$$

El área de flujo real a través de la válvula se puede calcular como el área del ducto de admisión. A su vez, la razón entre el área de flujo real \mathbf{A}_f y el área de la válvula \mathbf{A}_v se conoce como el coeficiente de flujo, \mathbf{C}_v :

$$C_v = \frac{A_f}{A_v} \Rightarrow V_r \Rightarrow V_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{C_v}$$

Estas expresiones solo sirven para valores instantáneos, en algún punto del ciclo. Ya hemos mencionado la importancia de contar con una expresión promedio, que nos permita evaluar todo el intervalo de apertura de la válvula de admisión. En primer lugar se promedia el coeficiente de flujo \mathbf{C}_v :

$$\bar{C}_v = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} C_v \cdot d\theta$$

donde θ_1 es el ángulo donde abre la válvula de admisión y donde θ_2 es el ángulo donde cierra la misma. La velocidad promedio del pistón se calcula como $\bar{V}_p = 2NC$, donde $\frac{1}{2} N$ es el tiempo transcurrido 1 giro del cigüeñal y C la carrera del pistón. La velocidad promedio del flujo real será:

$$\bar{V}_r \Rightarrow \bar{V}_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_v}$$

Se define el **índice de Mach I_M** como la razón entre la velocidad promedio del flujo real y la velocidad del sonido isentrópica:

$$I_M = \frac{\bar{V}_r}{a} = \frac{\bar{V}_p}{a} \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_v}$$

Para n número de válvulas, asumiendo que todas abren al mismo tiempo, hay n veces el área de flujo, por lo tanto:

$$I_M = \frac{\bar{V}_r}{a} = \frac{1}{n} \cdot \frac{\bar{V}_p}{a} \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_v}$$

La experiencia muestra que el índice de Mach es el único parámetro relevante para evaluar la eficiencia del motor para distintas alzadas y distintos diámetros de válvulas. Las graficas del índice de Mach vs alguna propiedad del motor (por ejemplo eficiencia volumétrica) muestran que a partir de un valor dado de I_M la eficiencia volumétrica comienza a caer súbitamente. Es de esperar que en tal valor de I_M el número de Mach halla alcanzado un valor $M = 1$.

5 Flujo en el cilindro

De acuerdo a la forma y ubicación de los ductos y válvulas de admisión, y a distribución del motor, es posible inducir en el cilindro flujos intermedios. El flujo en el cilindro es siempre turbulento, pero la velocidad media es menor que la velocidad turbulenta. Movimientos de este tipo suelen llamarse **coherentes**, y se debe a que presentan cierta organización en la turbulencia desorganizada. Al hacer mediciones, las mismas se deben realizar cierto número de ciclos, entre 20 y 30, y finalmente promediar las mismas para determinar el módulo del flujo organizado.

El **tumble** y el **swirl** son 2 tipos de movimientos coherentes que es posible inducir en el cilindro. También es posible inducir una combinación de los dos movimientos. De hecho, es casi imposible inducir swirl sin inducir algo de tumble, por ello los dos están casi siempre asociados. En cambio, si es posible inducir tumble sin llegar a inducir swirl.

5.1 Etapas del flujo en el cilindro

Es posible dividir el flujo en el cilindro en distintas etapas. El flujo al atravesar la válvula o válvulas de admisión (formando un "jet"), debido a la configuración geométrica de los ductos de admisión y válvulas y al momento de apertura de las válvulas (regulación de la distribución) generan movimientos coherentes conocidos como swirl y tumble. Adicionalmente, el "jet" formado por el flujo dentro del ducto de admisión es turbulento. Por lo tanto, en la **primera etapa de la carrera de admisión** la mayor parte de la energía contenida en el flujo direccional que atraviesa el ducto de admisión, es transformada en turbulencia.

En la **segunda mitad de la carrera de admisión**, gran parte de la turbulencia decae, lo que equivale a decir que su intensidad se reduce notablemente, porque el flujo que atraviesa el ducto de admisión comienza a reducirse hasta que llega a su fin, y por los efectos de la viscosidad. Los movimientos coherentes transportan vapor, finas gotas de combustible, gases residuales y todo lo demás contenido en el cilindro con una trayectoria que depende de cuanto swirl o tumble hay en el cilindro. De esta forma la turbulencia se propaga a así misma ya a todo lo contenido en el cilindro, intentando que este contenido sea tan homogéneo y uniforme como sea posible.

Durante la **carrera de compresión**, el aumento de la densidad y los cambios en las escalas de tamaño (por el cambio geométrico a medida que la mezcla es comprimida) amplifican la turbulencia que ha quedado del jet de admisión, si bien la disipación de energía turbulenta por viscosidad y transporte continúa. El tumble y el swirl están afectados por el mismo fenómeno.

Al alcanzar el P.M.S. gran parte de los movimientos coherentes no tendrán suficiente lugar para mantener su forma y tamaño, y serán descompuestos en turbulencia, aumentando más la energía cinética turbulenta. Transcurrido todo este tiempo, las condiciones en el cilindro son prácticamente homogéneas por el efecto de la turbulencia y los movimientos característicos, a menos que consideraciones especiales hechas por diseñador traten de evitarlo.

Al iniciar la combustión, el nivel de turbulencia aumenta levemente. Entonces, en la carrera de expansión, los cambios geométricos producidos atenúan la turbulencia y cualquier otro movimiento coherente que haya sobrevivido. Esta situación combinada con el efecto de la viscosidad, suprimen la turbulencia a un punto tal que, en el momento que abre la válvula de escape, prácticamente ha desaparecido por completo, y muy poca cantidad es generada en la carrera de escape.

5.2 Turbulencia inducida por la admisión

Asumiremos como punto de partida que estamos en presencia de un motor con una carga homogénea, sin una cantidad significativa de swirl o tumble. El flujo a través de la válvula de admisión forma un jet cónico, con un ángulo aproximadamente igual al de la válvula. Nosotros podemos esperar estar en presencia de números de Reynolds elevados, dado que la viscosidad del aire a temperatura ambiente es relativamente baja.

Calculando la velocidad media del flujo a través de la válvula de admisión y la altura de despeje de la válvula (asumiendo una válvula con un ángulo de 45°), y considerando que $V_p = 2 \text{ m/s}$ and $p = 0.4 \text{ bar}$, podemos llegar a tener números de Reynolds de 6×10^3 , lo que nos estaría garantizando que el jet está en régimen turbulento (siendo el número de Reynolds basado en la escala de velocidad y longitud turbulentas u y l , el que debemos tener en cuenta, el mismo será $6 \times 10^2 \gg 1$ en la zona del cono). El número de Reynolds será tanto más grande cuanto mayor sea la velocidad media del pistón. El jet se descarga en un espacio cerrado, de manera que este chocará con la cabeza del pistón y las paredes del cilindro. El jet formará vórtices secundarios que surgen de la interacción con estas superficies y estos

finalmente son disipados o degradados en turbulencia. El jet de choque (como lo denominan) forma capas límites turbulentas sobre las superficies. El jet es en si mismo inestable, fluctuando en el cilindro hacia adelante y atrás en forma irregular, transformando la energía media del flujo contenida en el jet en energía cinética turbulenta.

Podemos hacer una estimación aproximada de la energía total introducida por el Jet. Si esta energía fuera convertida toda en turbulencia sin pérdidas, y distribuida uniformemente en el cilindro, nos daría un cálculo aproximado de la intensidad de la turbulencia máxima que podríamos esperar durante el periodo de admisión. No obstante estaríamos realizando una sobrestimación considerable, porque nosotros no tenemos en cuenta las pérdidas (cálculos revelan que las pérdidas (la disipación) son grande). Siendo la velocidad media de la carga a través de la válvula de admisión

$$\bar{V}_V = \bar{V}_P \left(\frac{d}{D} \right)^2 \frac{1}{C_i}$$

Ahora, queremos calcular la energía cinética total que entra el cilindro en el jet de admisión. Si estimamos que cuando el jet ha llenado a medias cilindro, con la alzada media de válvula, la turbulencia del jet está en su pico

$$EnergiaCineticaTotal = \frac{EnergiaCinetica}{Volumen} \cdot Volumen$$

el primer término es

$$\frac{EnergiaCinetica}{Volumen} = \rho_i \cdot \frac{\bar{V}_V}{2}$$

El segundo término es el volumen total que ha ingresado al cilindro, el cual es la mitad del volumen total $V_d/2$. Por lo tanto, la energía cinética tota es

$$EnergiaCineticaTotal = \rho_i \cdot \frac{\bar{V}_V}{2} \cdot \frac{V_d}{2}$$

Si esta energía se distribuye uniformemente en el volumen del cilindro, obtenemos

$$EnergiaTurbulentaTotaldelCilindro = \rho_i \cdot \frac{u^2}{2} \cdot V_d$$

el valor de u es

$$u = \frac{\bar{V}_V}{\sqrt{2}}$$

y así

$$\frac{u}{\bar{V}_P} = \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{C_i} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}}$$

5.3 Movimientos característicos

5.3.1 – Tumble

Es característico de los motores con cuatro válvulas por cilindro, y consiste en un movimiento de rotación alrededor de un eje que es normal al eje del cilindro, Fig. 5.1. Se ha observado que este movimiento de rotación se descompone en micro turbulencia a medida que el pistón se acerca P.M.S., aumentando la energía cinética turbulenta dentro del cilindro.

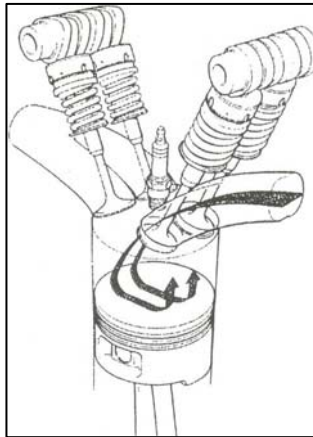


Fig. 5.1: Tumble

5.3.2 – Swirl

Es el movimiento típico de la carga en los motores con dos válvulas por cilindro, es un movimiento de rotación alrededor del eje del cilindro, Fig. 5.2. Dependiendo del diseño de la cámara de combustión, no siempre se descompone en micro turbulencia en el P.M.S., no obstante esta elección es una estrategia del diseñador.

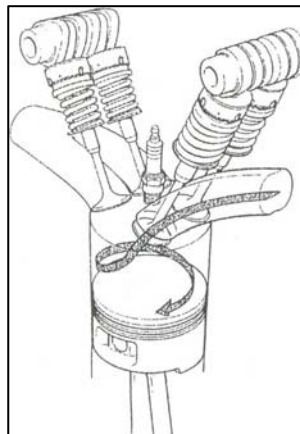


Fig. 5.2: Swirl

5.4 Comportamiento de los movimientos característicos

Hay varias razones por las cuales es conveniente inducir swirl y/o tumble. Estos movimientos aumentan la turbulencia dentro del cilindro. Elevados valores de turbulencia producen mayores velocidades efectivas del frente de llama. En síntesis, el objetivo de inducir swirl o tumble es siempre el mismo: generar mayores niveles de turbulencia en el momento de la ignición.

Si la mezcla es rica, la mayor velocidad del frente de llama permite completar la combustión antes de que se produzca la auto ignición o detonancia de la última fracción de mezcla sin quemar, y permite además aumentar la relación de compresión. Esta fue la motivación que llevo a investigar sobre estos movimientos en los inicios de los motores alternativos de encendido por chispa, cuando el combustible disponible tenía bajo número de octanos.

Actualmente, donde la economía del motor y la contaminación que produce son tan importantes como el desempeño del mismo, la motivación es crear una combustión confiable y eficiente para mezclas muy pobres.

La Fig. 5.3 representa la variación de la turbulencia en función del ángulo de giro del cigüeñal. Como vemos, la turbulencia que resulta de la conversión de energía del jet que atraviesa el ducto de admisión decae rápidamente, y su valor es bajísimo en el momento de la ignición.

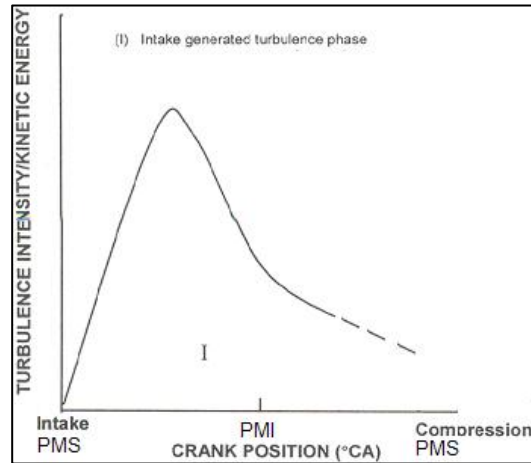


Fig. 5.3: Intensidad turbulenta vs Angulo de giro del cigüeñal

La idea del tumble y del swirl es encapsular o retener parte del momento cinético del jet de admisión, bajo la forma de flujo organizado. Como este flujo organizado es de mayor tamaño que la turbulencia, es menos disipativo, y por ello mantendrá su energía por más tiempo. El la vorticidad del tumble aumenta en el periodo de compresión por el movimiento del cilindro, y algo similar sucede con el swirl en caso de presencia de "squish" (el squish se debe un diseño en el cual la corona del cilindro, en el PMS, queda muy cerca de la tapa de cilindros, y se deja una cavidad, sea el pistón o en la tapa de cilindros, la mezcla expulsada de las zonas donde se acerca el pistón a la tapa será comprimido creando movimientos organizados o coherentes, que posteriormente se transformaran en turbulencia).

En el instante anterior a la ignición, el swirl y el tumble se descomponen en turbulencia, generando un estado de turbulencia global mucho mayor al producido solamente por el jet de admisión.

El **tumble** por lo general siempre se descompone en forma de turbulencia, porque a medida que el pistón se aproxima al PMS, se acorta la distancia entre el pistón y la tapa de cilindros, y del vórtice original del tamaño de la carrera, sobreviven solo pequeños vórtices del tamaño del espacio nocivo del cilindro, así el vórtice termina por descomponerse en turbulencia.

Esta descomposición del tumble instantes antes del PMS no es comprendido por completo aun, pero experimentalmente se ha demostrado que flujos elípticos en rotación (elípticos dado que el tumble se mueve en una elipse cuyo eje mayor es la carrera del cilindro y su eje menor el diámetro, a medida que el pistón se aproxima al PMS, el eje mayor se reduce) no son estables alrededor de un eje intermedio, y cambiara para rotar alrededor del eje menor de la elipse, si se cumple que el eje mayor es mucho mayor que el eje menor. En ese momento en el que el vórtice cambia de eje, que se produce un flujo caótico altamente turbulento, y es esa la descomposición del tumble en turbulencia.

El **swirl** por su parte, posee un comportamiento un poco más complejo. Dependiendo de la forma de la cámara de combustión, puede no descomponerse cuando el pistón llega al PMS. Por ejemplo, en una cámara pent roof con 4 válvulas y 1 bujía, no hay lugar físico para crear una zona de squish, por eso, el swirl sobrevive el PMS y no se descompone y no genera turbulencia. El área de squish es la que obliga al swirl a adaptar la forma de la cámara cuando el pistón alcanza el PMS y es ahí donde esta obligado a transformarse en turbulencia. En los casos que el swirl sobrevive al PMS y no se transforma en turbulencia, también son provechosos para estratificar la carga, otro artificio para intensificar turbulencia.

La estratificación de la carga consiste es separar las zonas de mayor riqueza de mezcla de las zonas mas pobres. Para lograrlo es necesario orientar la turbulencia de forma selectiva. Si el swirl sobrevive al PMS, entonces forma un núcleo de vórtice altamente turbulento rodeado en forma coaxial por otro vórtice de muy baja turbulencia. Si se induce a que la mezcla ingrese al vórtice coaxial de baja turbulencia, permanecerá allí y no se distribuirá al resto del cilindro. En la ignición, el frente de llama estará primero en el vórtice axial de baja turbulencia, y su propagación será lenta, pero enseguida se dirige hacia el estrato de mezcla mas pobre en el núcleo de alta turbulencia, donde se quemara y propagara rápidamente.

Lo importante es que nunca se debe dejar transcurrir demasiado tiempo porque de lo contrario la turbulencia desparramara la mezcla de aire y combustible antes de la ignición.

Tanto el swirl como el tumble se definen de acuerdo a un índice, es decir, **índice de swirl** e **índice de tumble**. En ambos casos, se compara la velocidad angular de rotación de un sólido ideal (con el

mismo momento angular que posee la distribución de velocidades en el swirl o tumble) con la velocidad angular del cigüeñal:

$$I_S = \frac{\omega_S}{2\pi N} \qquad I_T = \frac{\omega_T}{2\pi N}$$

donde I_s e I_t son el **índice de swirl** e **índice de tumble** respectivamente, ω_S y ω_T , N es el régimen del motor en rev/s. Los motores de producción en serie poseen índices de swirl y tumble del orden de 1,0 y 2,0, mientras que motores experimentales pueden alcanzar valores de hasta 6,0.

5.5 Etapas del macro-vórtice de Tumble

El comportamiento del macro-vórtice se puede comprender más fácilmente identificando ciertas características del movimiento de la carga. Este aspecto se discute en los párrafos siguientes y se hace una tentativa de identificar ciertas etapas en el movimiento de tumble Basados en el comportamiento del macro-vórtice de tumble, poden ser identificadas cuatro etapas distintas, como vemos en la Fig. 5.4.

I - Fase de generación del vórtice

Esta fase se extiende desde P.M.S. hasta P.M.I. durante el periodo de admisión. La orientación del jet de admisión es principalmente controlada por la geometría del conducto y de la forma de la cámara de combustión. Inicialmente el centro del vórtice se encuentra sobre el lado de la válvula de escape. Luego, el vórtice crece gradualmente en tamaño y el centro del vórtice se desplaza ligeramente hacia el lado de la válvula de admisión. El instante de la velocidad angular máxima del vórtice es dependiente de la geometría de la válvula y las condiciones de flujo en el cilindro (Posiblemente de la ley de apertura de válvulas). Un solo vórtice [grande] se forma hacia el final de esta fase con su centro sobre el lado de la válvula de admisión. Para el P.M.I. la velocidad angular ha caído considerablemente.

II - Fase de estabilización del vórtice

Esta fase existe entre el P.M.I. y el retraso en cierre de la válvula de admisión. En la misma la tasa de decaimiento del vórtice tiende a decrecer considerablemente. Siendo atribuida a la restricción en su crecimiento debido al movimiento ascendente en el pistón. Esta característica resulta en una acción estabilizadora sobre el vórtice. Por otra parte, el vórtice no está bien contenido debido a un flujo continuo de la energía. El tiempo de admisión parece ser un factor controlante para esta fase.

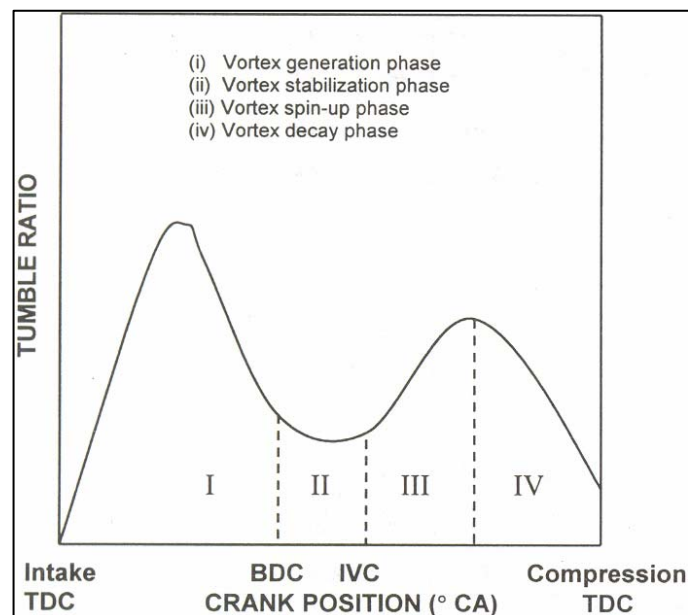


Fig. 5.4: Estados del macro-movimiento Tumble.

III - Fase de “spin-up” (aceleración) del vórtice

Esta fase se extiende desde el RCA (retraso encierre de la válvula de admisión) y hasta el instante de la ocurrencia del pico máximo de tumble. Dado que el patrón del vórtice está solicitado a fuerzas de compresión por el movimiento ascendente del pistón, el eje de rotación se mueve hacia el lado de la válvula de escape. La compresión del vórtice resulta en una reducción de su tamaño, incrementándose la velocidad angular conservando la cantidad de movimiento angular (en teoría, en la práctica debería existir un decremento de la misma). Un rápido incremento en el tumble culmina con su valor máximo. Esta acción de spin-up es bien reconocida en la literatura y se encuentra típicamente entre los 60° y los 90° antes del P.M.S. La forma de la cámara de combustión y la cabeza del pistón parecen ser los agentes controladores de esta fase.

IV - Fase de decaimiento del vórtice

La ocurrencia del pico máximo del tumble da inicio a esta fase, la cual se extiende hasta el P.M.S. El vórtice es laminado por el pistón y el cielo de la cámara de combustión, causando su ruptura en vórtices más pequeños. Inicialmente el vórtice decae gradualmente sobre aproximadamente 30° grados de rotación, para luego incrementarse rápidamente. Este es el mecanismo de generación de turbulencia donde la energía almacenada en el vórtice es liberada, dado que hay una transferencia energética desde el flujo medio hacia la turbulencia. Como es posible ver en el decremento del tumble.

5.5.1 - Estados de la Turbulencia

La degradación del macro vórtice genera un aumento de la energía cinética turbulenta, debido al suministro de la energía por parte del flujo medio, siendo principalmente contenida en el macro-vórtice. Los distintos estados que caracterizan al comportamiento de la turbulencia han sido identificados en la Fig. 5.5. Existe dificultad en identificar el exacto punto de inicio de cada uno de estos estados.

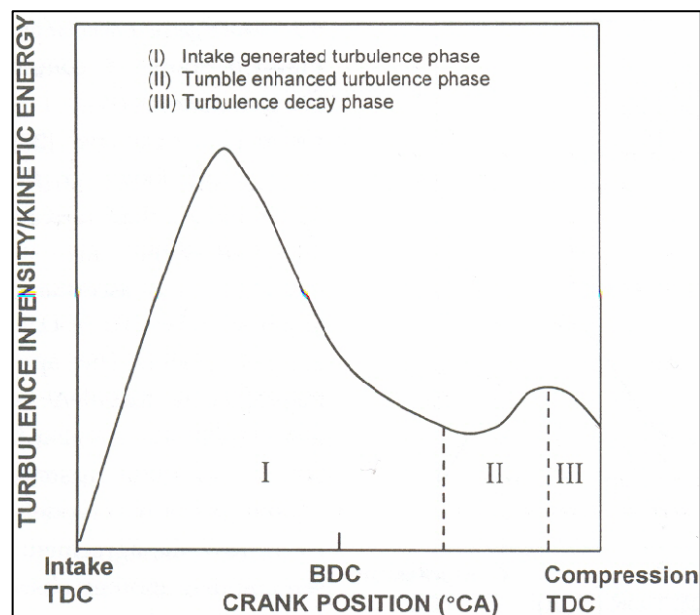


Fig. 5.5: Estados de la intensidad de la turbulencia

I - Fase de turbulencia generada en la admisión

Esta fase existe entre el P.M.S. en el periodo de admisión y el comienzo de la compresión. La turbulencia generada debido al proceso de admisión es la principal fuente de turbulencia de esta fase; (ósea, en la zona del casquillo, aristas del asiento de válvulas, caída del conducto, etc, son zonas tendientes a producir desprendimientos y por ende son fuentes de turbulencia para el proceso de admisión).

Más allá del P.M.I., algún enriquecimiento de la turbulencia puede presentarse debido a deformación por corte del macro-vórtice. Sin embargo estos pueden no ser muy significativos. Podemos observar en

la gráfica que la energía cinética turbulenta alcanza un pico que depende de la geometría de la válvula y de las condiciones de flujo en el cilindro y luego decrece.

II - Fase de la turbulencia enriquecida por el Tumble

Esta fase va desde el final de la fase anterior hasta el punto donde la energía cinética alcanza un máximo. El pico ocurre típicamente entre 20 y 30 grados antes del P.M.S., en la fase de compresión, dependiendo la geometría de la cámara de combustión. En esta fase el incremento de la turbulencia es atribuida a deformación por corte, deformación del vórtice (vortex estreching) y la eventual ruptura del vórtice. La ruptura del macro-vórtice puede verse como una de las principales fuentes de enriquecimiento de la turbulencia. La geometría de la cámara de combustión tiene una influencia muy significativa sobre los niveles de turbulencia logrados en esta fase.

III - Fase de decaimiento de la turbulencia

Esta va desde el final del periodo anterior hasta el P.M.S. de la fase de compresión. Como la degradación del macro-vórtice está casi completada, no hay fuente de generación de turbulencia. Por lo tanto la turbulencia decae con el paso del tiempo, debido a la disipación.

Desde los distintos estados observables en el comportamiento del tumble y turbulencia un mejor entendimiento del mecanismo de generación de turbulencia desde el tumble es posible.

5.6 Ductos para inducir Swirl

Como se ha mencionado anteriormente, el swirl es la rotación de la carga alrededor de un eje paralelo al eje del cilindro. El swirl inducido es producido posicionando el ducto de admisión a un lado del cilindro, de esta forma el flujo resultante será descargado tangencialmente al cilindro. A continuación se presentan varios ductos que producen aproximadamente el mismo índice de swirl. Todos estos ductos presentan disminución del coeficiente de descarga, ello debido a los cambios de dirección que experimenta el flujo que los atraviesa.

5.6.1 - Ducto recto

La carga atraviesa un ducto recto y estrecho en su paso hacia la válvula de admisión, ingresando en la dirección tangencial deseada con respecto al eje del cilindro, Fig. 5.6. Entonces descarga tangencialmente a la pared del cilindro, siendo desviado lateralmente y hacia abajo formando una hélice o movimiento giratorio. Si bien consiste en un pasaje recto, presenta gran restricción al paso del flujo y por ello posee el menor coeficiente de descarga.

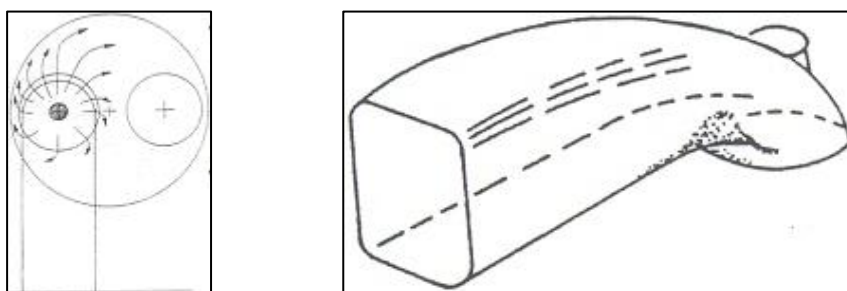


Fig. 5.6: Ductos rectos para inducir Swirl

5.6.2 - Ducto con pared deflectora

La carga fluye por un ducto levemente curvo y estrecho, así, las paredes del ducto dan al flujo movimiento semicircular en su paso hacia la válvula de admisión, Fig. 5.7. La pared deflectora es la pared interna del ducto, que obliga al flujo a moverse sobre la pared externa del ducto, y al atravesar la válvula de admisión se desplaza en la dirección tangencial requerida, descargándose en el cilindro con un movimiento en espiral descendente alrededor del eje del mismo.

El flujo tiende a depender de la geometría de la pared curva exterior del ducto y sólo parcialmente de la pared interior para obtener el efecto direccional, por lo tanto las áreas del ducto son menos restrictivas.

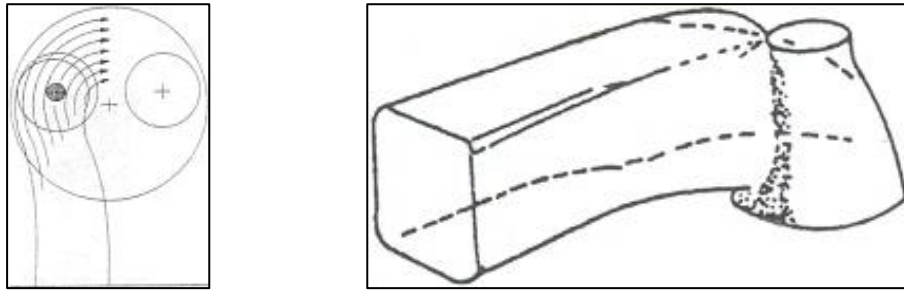


Fig. 5.7: Ductos con pared deflectora

5.6.3 - Ducto de válvulas enmascarado

Otra forma de inducir el swirl es “enmascarando” la válvula de admisión, es decir, restringiendo el paso del flujo en una dirección mediante una especie de tabique. El tipo de enmascarado depende si el tabique es solidario a la válvula de admisión o si se encuentra construido en la tapa de cilindros.

En el primer caso, la carga se hace fluir por un ducto recto y paralelo hacia la válvula de admisión donde el tabique solidario a la válvula lo obliga a fluir entre la pared de la cámara, próxima a la válvula de admisión, descargándose en el cilindro con un movimiento arremolinando y descendente, respetando el sentido del flujo que tenía dentro del ducto, Fig. 5.8. Este sistema muy rara vez es utilizado en motores de producción en serie dado que no es posible que la válvula de admisión gire alrededor de su propio eje. Normalmente, una válvula gira levemente en cada alzada a efectos de homogeneizar la temperatura y desgaste de la copa de válvula.

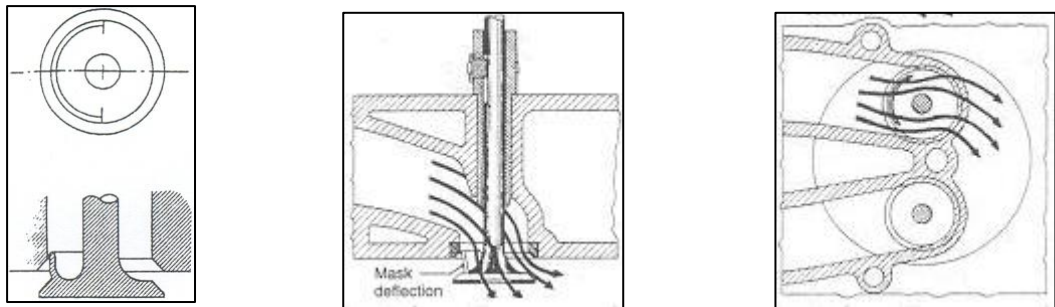


Fig. 5.8: Enmascarado mediante un tabique solidario a la válvula

En el segundo caso, donde el tabique es solidario a la tapa de cilindros, se evita este inconveniente y la válvula puede girar libremente, siendo este sistema adaptado fácilmente a los motores de fabricación seriada, Fig. 5.9.

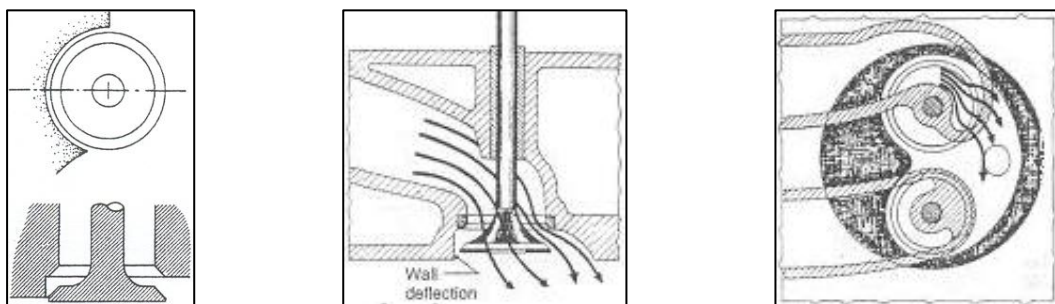


Fig. 5.9: Enmascarado mediante un tabique ubicado en la tapa de cilindros

Así, el movimiento resultante de la mezcla genera swirl que al principio se ensancha y luego se contrae alrededor del eje del cilindro durante las carreras de admisión y de compresión respectivamente. Al contrario que en la admisión, durante la carrera de escape, los gases quemados son guiados suavemente por la pared circular vertical y el techo curvo de la cámara, de esta forma hay menor resistencia que se opone a la expulsión de los gases del escape.

5.6.4 - Ductos helicoidales: Generación de Pre-Swirl

El swirl es generado dentro del ducto, aguas arriba del asiento de válvula y alrededor de su eje antes de que el aire o mezcla ingresen al cilindro, por esto toma el nombre de pre-swirl, Fig. 5.10. El flujo de la carga dentro del ducto de admisión es guiado por las paredes del ducto, que lo hace dar vueltas en espiral y hacia abajo formando una hélice por encima del asiento de la válvula. Por lo tanto, cuando ingresa al cilindro ha adquirido un movimiento giratorio de swirl que continúa mientras es succionado hacia el cilindro durante la carrera de admisión. La intensidad del pre-swirl depende del ángulo de hélice y el diámetro del ducto alrededor del vástago de la válvula.

Los ductos helicoidales proporcionan la descarga de mayor cantidad de mezcla para un índice de swirl equivalente, comparado con puertos directos, porque es posible utilizar toda la periferia de la apertura de válvula, y como resultado se pueden obtener eficiencias volumétricas más elevadas a régimen medio del motor. Consecuentemente, los ductos helicoidales presentan mayor coeficiente de descarga que los ductos rectos.

Estos ductos son menos sensibles a su posición relativa al eje del cilindro ya que el swirl generado depende principalmente en la geometría del ducto por encima de la válvula y de cómo ingresa al cilindro. Generalmente, la magnitud del swirl aumenta al aumentar la alzada de válvula. Sin embargo, los ductos helicoidales de gran inducción de swirl sufren de una pérdida de eficiencia volumétrica del orden 5 a 10% a elevado régimen del motor (debido a la caída de presión a través de la válvula cuando se genera el swirl).

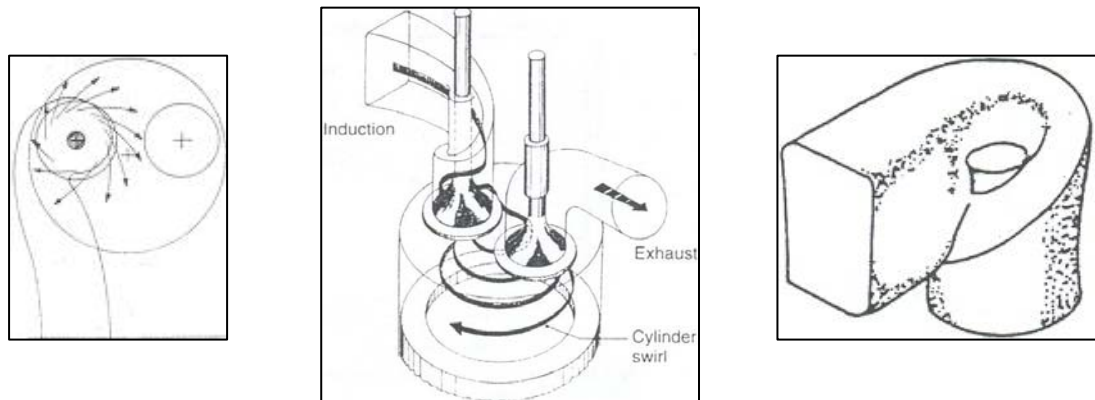


Fig. 5.10: Ductos helicoidales para inducir el swirl – pre-swirl

5.7 Métodos para controlar el Swirl

5.7.1 – Tapa de cilindros de dos válvulas

Este sistema se utiliza para aumentar el swirl de la mezcla en condiciones de carga moderada del motor y con la mariposa parcialmente abierta, al mismo tiempo que mantiene gran capacidad de flujo bajo carga pesada y apertura completa de la mariposa. Esta doble función es obtenida dividiendo en dos partes el ducto de admisión, aguas arriba de la válvula de admisión, mediante un tabique. El paso del flujo por la mitad exterior del ducto está siempre abierto y se conoce como el **pasaje helicoidal primario**, mientras que la mitad interior del paso tiene una válvula del control de swirl a la entrada y es conocido como el **desvío secundario**, Fig. 5.11.

Principio operativo

Carga moderada y mariposa parcialmente abierta: Con la mariposa parcialmente abierta con la válvula de control de swirl se cierra, haciendo que toda la mezcla que ingresa el cilindro pase a través del pasaje helicoidal primario. La sección de paso, menor a la del ducto, acelera el flujo de la mezcla y lo dirige tangencialmente al cilindro, induciendo gran cantidad de swirl. Esto es fundamental si se debe obtener una ignición rápida de mezcla pobre, sin fallas en la combustión. Mezclas pobres con relaciones de hasta 22: 1 se pueden quemar en forma, Fig. 5.11 A.

Carga pesada y mariposa completamente abierta: Con la mariposa completamente abierta, y el motor sometido a carga pesada, la válvula de control de swirl se abre haciendo que la sección de paso del flujo aumente considerablemente. La mezcla fluirá en este caso por ambas mitades del ducto, reduciendo la velocidad del flujo (debido al aumento de la sección del pasaje) al mismo tiempo que eleva la densidad de la mezcla que ingresa al cilindro.

La mezcla que atraviesa el desvío secundario interceptara de forma parcial a corriente primaria del flujo (proveniente del pasaje helicoidal primario) reduciendo la intensidad resultante del swirl en el cilindro. Esta condición es necesaria a elevado régimen del motor para mantener la eficiencia y obligar al swirl a que cumpla con los requisitos de la combustión a régimen elevado, Fig. 5.11 B.

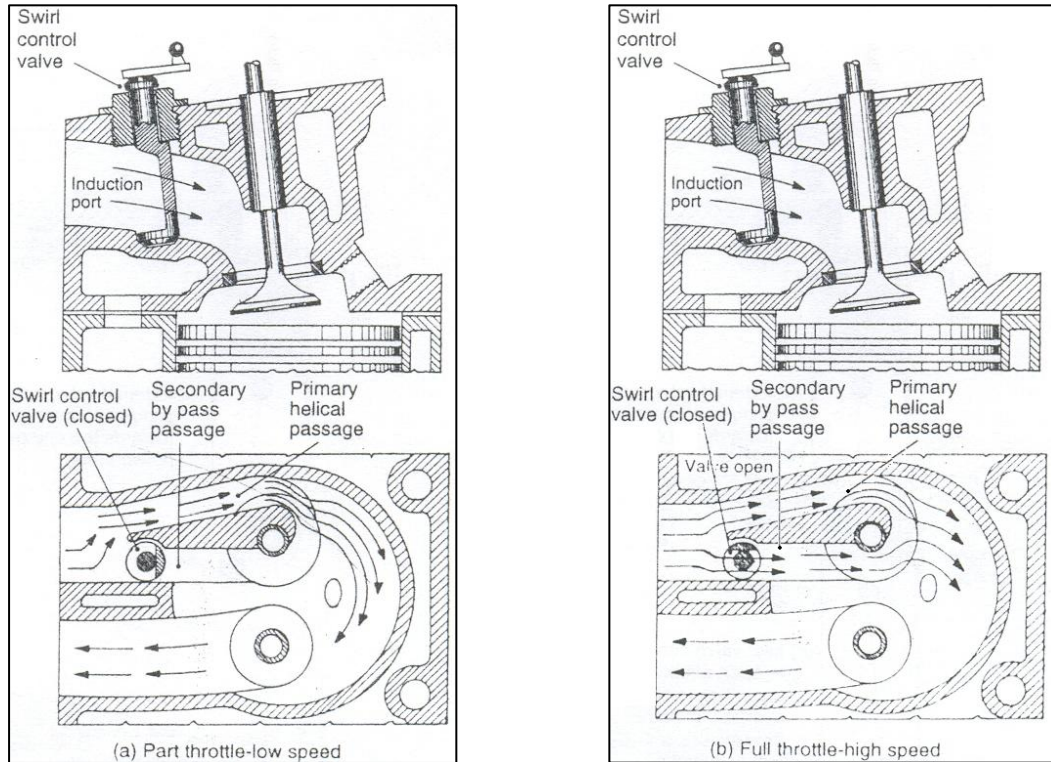


Fig. 5.11 A (izquierda) y B (derecha): tapa de cilindros de dos válvulas con control de swirl

5.7.2 - Tapa de cilindro de cuatro válvulas

Este sistema de admisión de ductos gemelos, tiene una válvula de control de swirl en el ducto de la válvula de admisión secundaria, mientras que el ducto primario se divide con un tabique de forma que la mitad exterior del ducto está permanentemente abierto. La otra mitad del ducto primario, la interior, es alimentada por el ducto secundario, donde el flujo es regulado por la válvula del control de swirl, Fig. 5.12.

Principio operativo

Carga moderada y mariposa parcialmente abierta: Para aprovechar los beneficios de elevada velocidad de la mezcla en el ducto de admisión y gran intensidad de swirl en el cilindro (ambos necesarios si el motor debe quemar mezclas muy pobres en condiciones de carga moderada), la válvula del control de swirl se cierra. Por lo tanto, la mezcla se ve forzada a ingresar al cilindro por la mitad exterior del ducto primario, y la reducción de sección acelera el movimiento de la mezcla y aumenta la cantidad swirl en el cilindro, Fig. 5.12 A.

Carga pesada y mariposa completamente abierta: Si aumenta el régimen y la carga del motor, el ducto primario ya no puede abastecer la mezcla que demanda el cilindro, y en un punto determinado la válvula del control de swirl deberá abrirse. La mezcla comienza a fluir por los dos ductos, la sección transversal de paso aumenta considerablemente y se reduce la velocidad de la mezcla, generando un aumento en su densidad e ingreso de mayor cantidad de mezcla a los cilindros.

El swirl que proviene del ducto de baja velocidad será equilibrado por el flujo del ducto de alta velocidad. El resultado convierte el movimiento de swirl espiral básico en una combinación de swirl y tumble. Con este movimiento resultante el frente de llama puede viajar por la cámara de combustión a alta velocidad, así es posible completar la combustión en forma satisfactoria y en mínimo tiempo, Fig. 5.12 B.

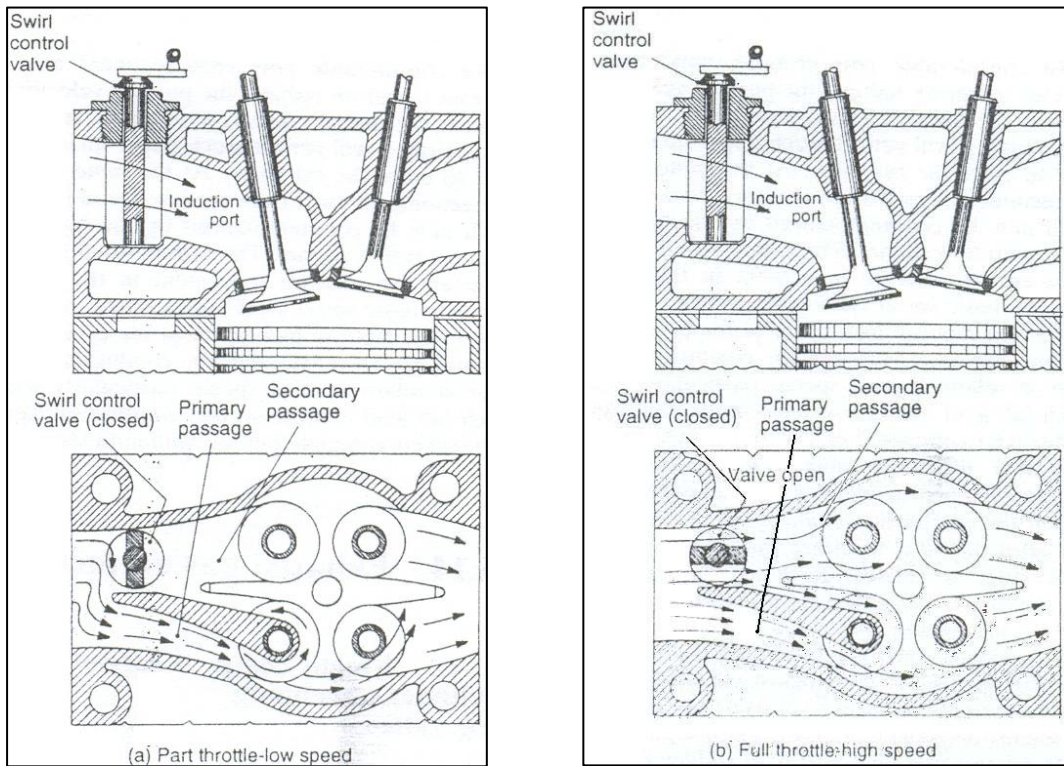


Fig. 5.12 A (izquierda) y B (derecha): tapa de cilindros de cuatro válvulas con control de swirl

6 Resultados Experimentales y Numéricos

6.1 Flujometría estática

Se realizó la **flujometría estática virtual** de una tapa de cilindros para usos académicos. Consiste en colocar la tapa de cilindros en un flujómetro, instrumento que produce una determinada depresión constante (vacío) entre la entrada y la salida de la tapa, para producir el flujo de aire a través de los conductos de las mismas. Manualmente se puede variar la alzada de la válvula, y así determinar el coeficiente de descarga para cada una de ellas. Estos resultados iniciales obtenidos por vía experimental, se comparan posteriormente con los resultados obtenidos en la simulación numérica. En la tabla 6.1 se dan a conocer los datos del motor

| | | | |
|----------------------------|----------------------|-----------------------------------|-------|
| Diámetro del Cilindro..... | 88 mm | Relación de Compresión..... | 10:1 |
| Carrera..... | 82 mm | Número de Válvulas..... | 4 |
| Número de Cilindros..... | 4 | Diámetro Válvula de Admisión..... | 36 mm |
| Cilindrada..... | 2000 cm ³ | Relación de Compresión..... | 10:1 |

6.2 Simulación numérica

La simulación del flujo en el interior del conjunto conducto de admisión, cámara de combustión y cilindro debido a una diferencia de presión constante tiene como objetivo evaluar cualitativamente el flujo y determinar el coeficiente de descarga.

La resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes, para flujos incompresibles viscosos, se realiza mediante el método de volúmenes finitos. Se utilizó el software comercial **ANSYS CFX-10.0** para pre-procesar, resolver y post-procesar la simulación. El solver utilizó un esquema tipo Upwind para resolver el término advectivo, mientras que para la discretización temporal se hizo uso de un esquema tipo Backward-Euler. En este problema se hace uso de un modelo de dos ecuaciones **k - epsilon** para resolver la turbulencia. Se ha utilizado para la simulación **aire a 25° C** como fluido de trabajo.

6.2.1 - Condiciones de contorno

En la Fig. 6.1 se muestra el modelo utilizado para la simulación y las partes en donde se aplicaron las condiciones de contorno.

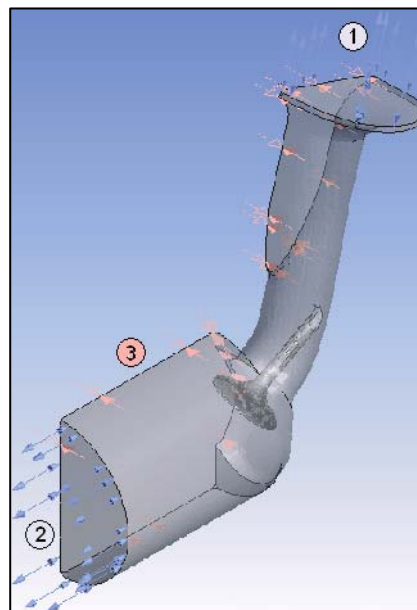


Fig. 6.1: Condiciones de contorno del modelo

- 1 – Entrada: Presión total $P_1 = 101,325$ KPa (presión atmosférica) basada en la velocidad normal al plano de entrada, Intensidad turbulenta $I_T = 1$ % (valor estándar)

- 2 – Salida: Presión estática relativa $P_2 = 95,105$ KPa (correspondiente al flujómetro utilizado), Intensidad turbulenta $I_T = 1$ % (valor estándar)

- 3 – Plano de simetría:

$$\frac{\partial u_t}{\partial n} = 0, u_n = 0, \frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$$

- 4 – Pared del modelo: Velocidad cero ($v = 0$)

6.2.2 – Malla generada

La generación de la malla se realizó con el módulo ICEM-CFX de la firma ANSYS. Está constituida por aproximadamente 330000 **elementos tetraédricos**. En base a experiencias previas en la medición de las variables del flujo (velocidad y caudal) en tapas de cilindros y a recomendaciones de la firma Superflow, Fig. 6.2 y tabla 6.2, se utilizó una estrategia de refinamiento local en torno a la válvula de admisión como se observa en la Fig. 6.3 A, B y C.

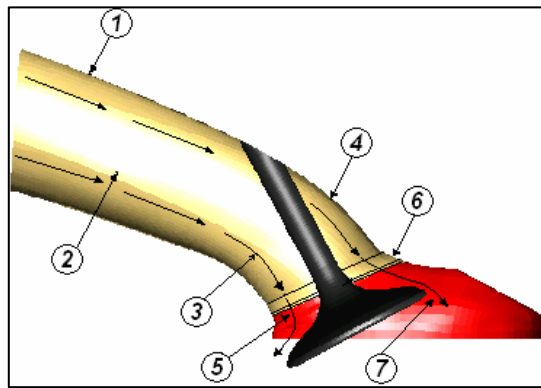


Fig. 6.2: Partes críticas del conjunto ducto – válvula de admisión

| Tabla 6.2 – Pérdidas de cargas porcentuales | | |
|---|---|------|
| 1 | Fricción en la pared..... | 3 % |
| 2 | División del flujo..... | 3 % |
| 3 | Desprendimiento en el radio interno del conducto..... | 11 % |
| 4 | Pérdida de carga por el vástago..... | 15 % |
| 5 | Desprendimiento en la salida de la válvula..... | 17 % |
| 6 | Expansión en el casquillo..... | 13 % |
| 7 | Expansión a la salida de la válvula..... | 31 % |

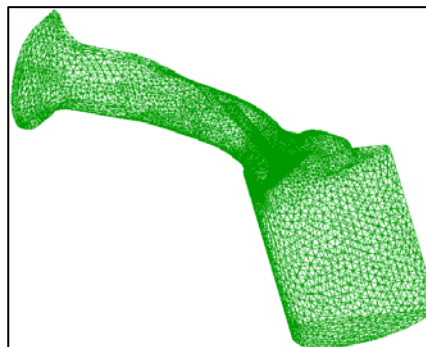
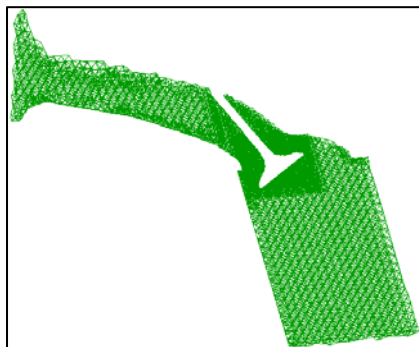


Fig. 6.3 A (izquierda), B (medio) y C (derecha): Malla Generada

6.2.3 – Vector de velocidad

En las Fig. 6.4 a 6.7 vemos el vector de velocidad dentro del cilindro para distintas alzas de válvula. Podemos observar que para la alza más chica, 3,6 mm, la dirección del vector de velocidad depende casi exclusivamente de la válvula de admisión, siguiendo las superficies de la misma e ingresando “pegado” a las paredes del cilindro. Para las alzas intermedias de 7,2 y 9 mm el flujo ingresa no solo “pegado” a las paredes, se incrementa el flujo por la zona central del cilindro. En la alza mayor, la velocidad alcanza el valor mínimo (área de paso máxima). Vemos como el flujo es prácticamente homogéneo y regular en toda la sección del cilindro (paredes y centro).

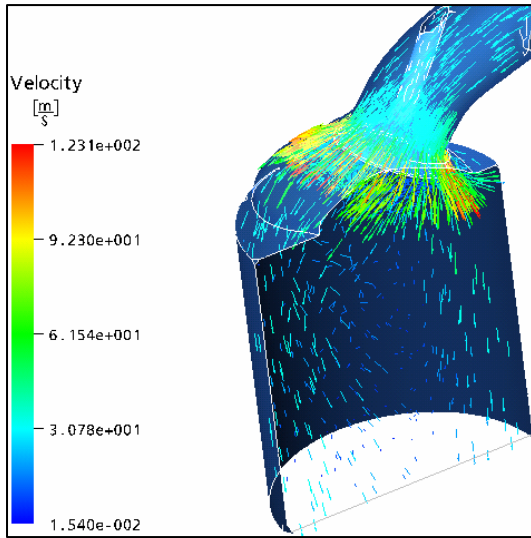


Fig. 6.4: Alzada 3,6 mm

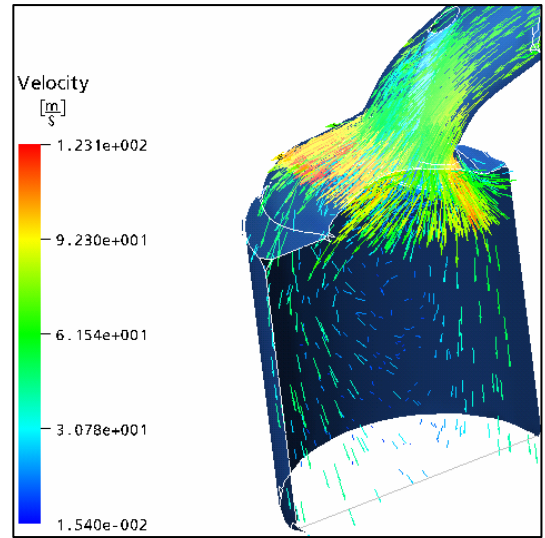


Fig. 6.5: Alzada 7,2 mm

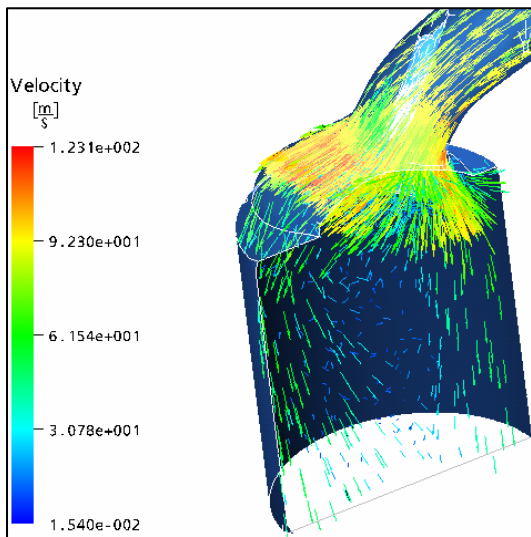


Fig. 6.6: Alzada 9 mm

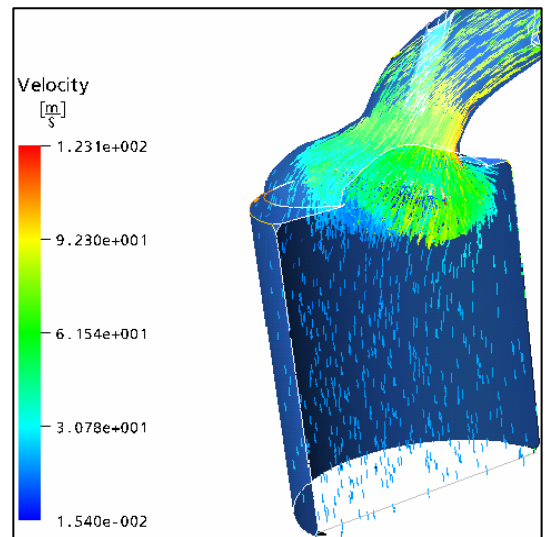


Fig. 6.7: Alzada 12,8 mm

6.2.4 – Energía cinética turbulenta

En las Fig. 6.8 a 6.11 vemos la energía cinética turbulenta dentro del cilindro para distintas alzadas de válvula. Podemos observar que para la alzada mas chica, 3,6 mm, la turbulencia es muy baja dado que el flujo no alcanza as alzadas intermedias de 7,2 y 9 mm la energía cinética turbulenta es mayor Vemos como

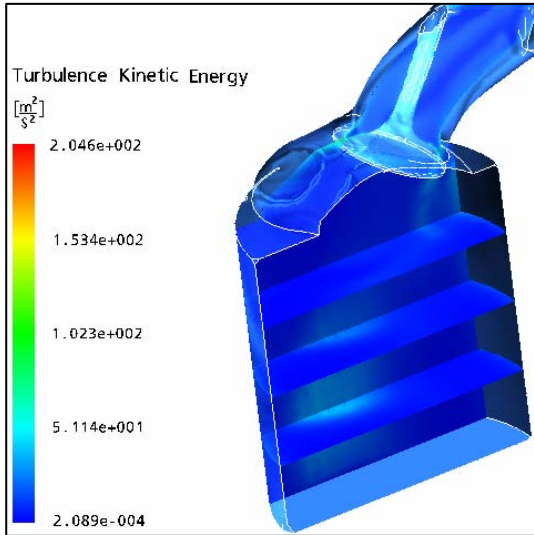


Fig. 6.8: Alzada 3.6 mm

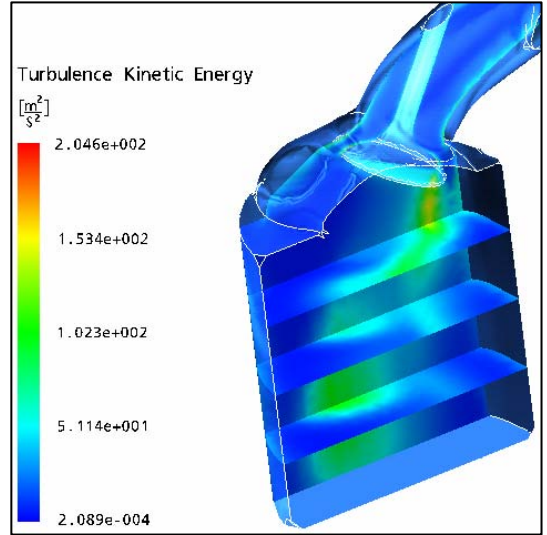


Fig. 6.9: Alzada 7.2 mm

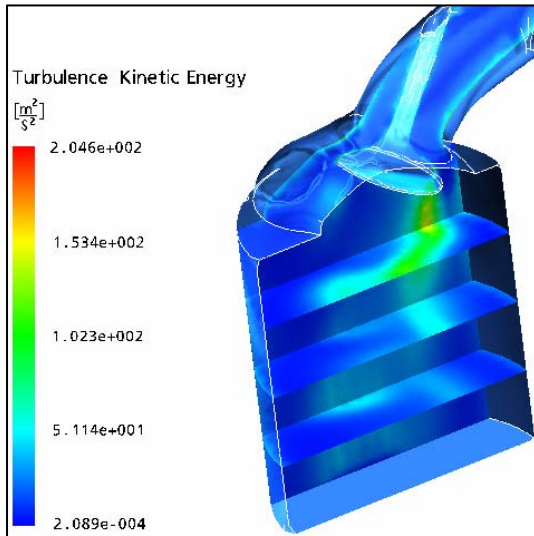


Fig. 6.10: Alzada 9 mm

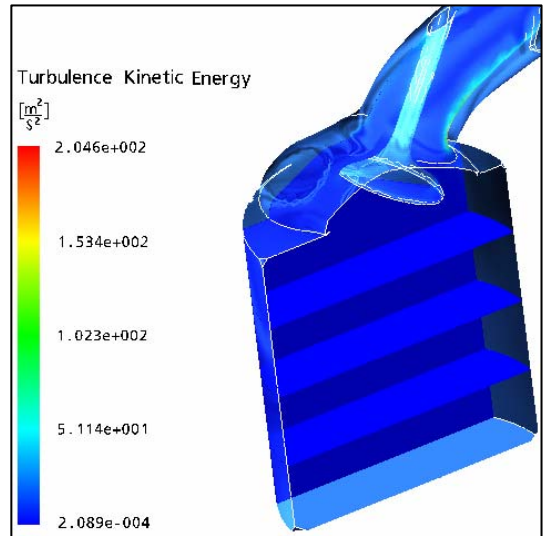


Fig. 6.11: Alzada 12.8 mm

6.2.5 – Streamlines / líneas de flujo

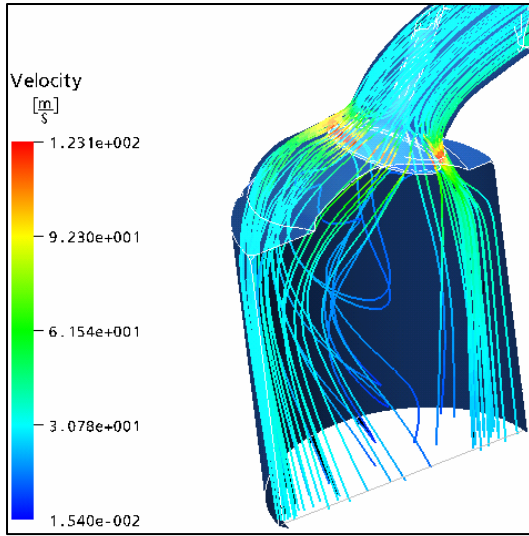


Fig. 6.12: Alzada 3,6 mm

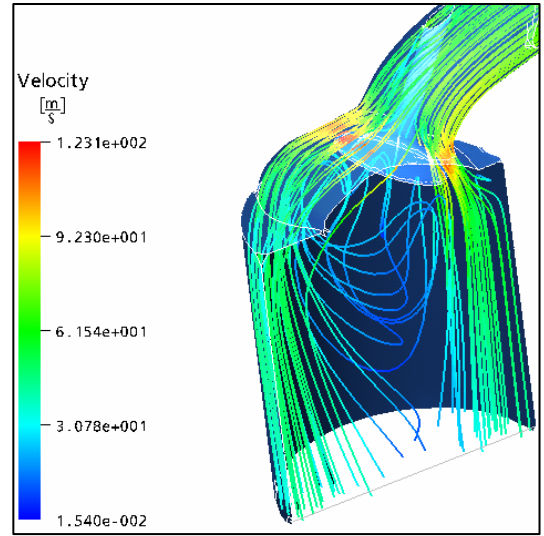


Fig. 6.13: Alzada 7,2 mm

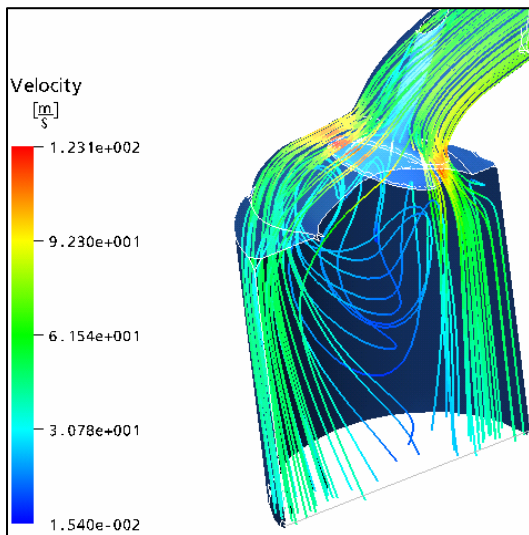


Fig. 6.14: Alzada 9 mm

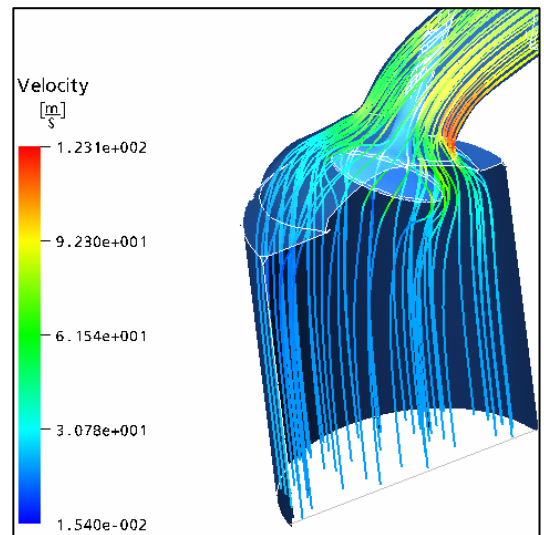


Fig. 6.15: Alzada 12,8 mm

6.2.6 – Vector de velocidad en la cortina de la válvula

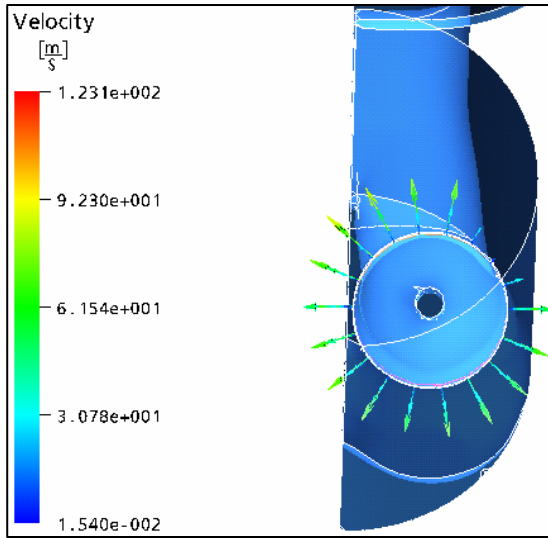


Fig. 6.12: Alzada 3,6 mm

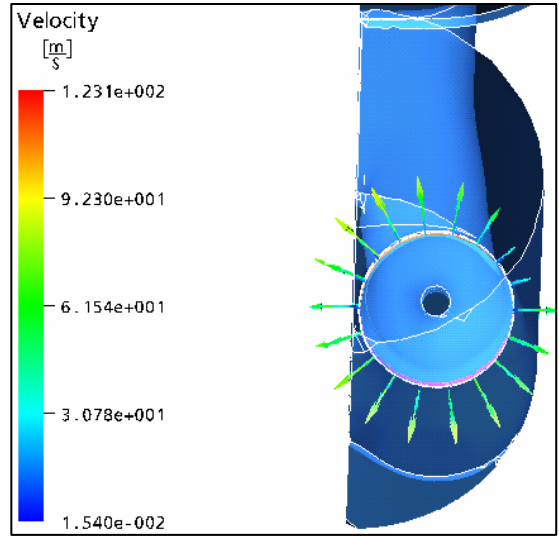


Fig. 6.13: Alzada 7,2 mm

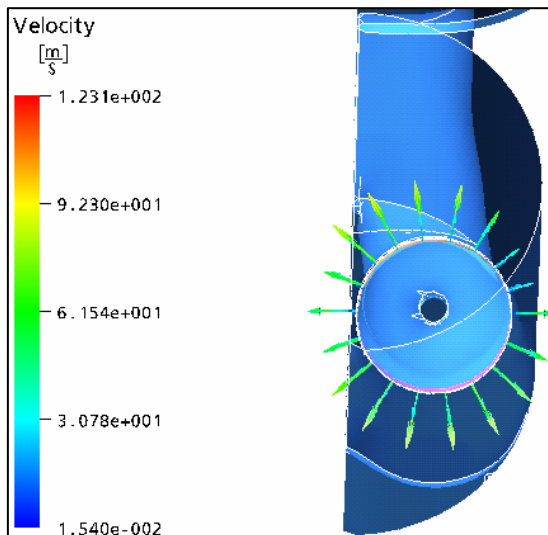


Fig. 6.14: Alzada 9 mm

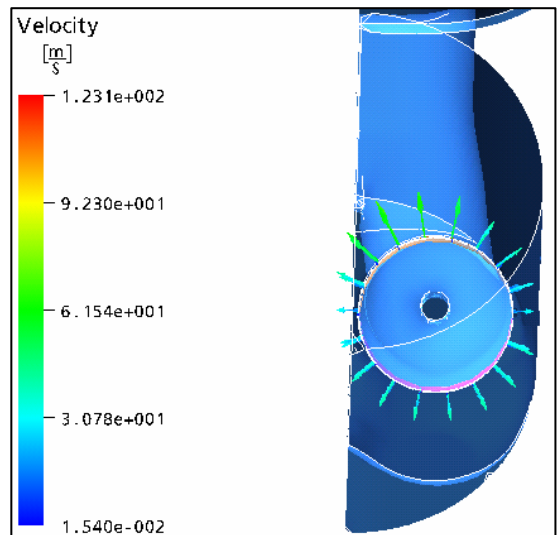
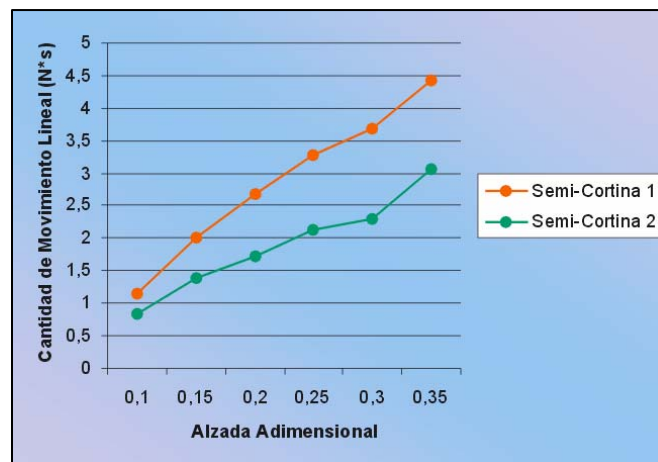
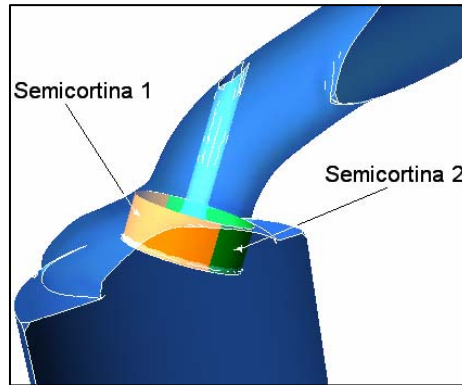
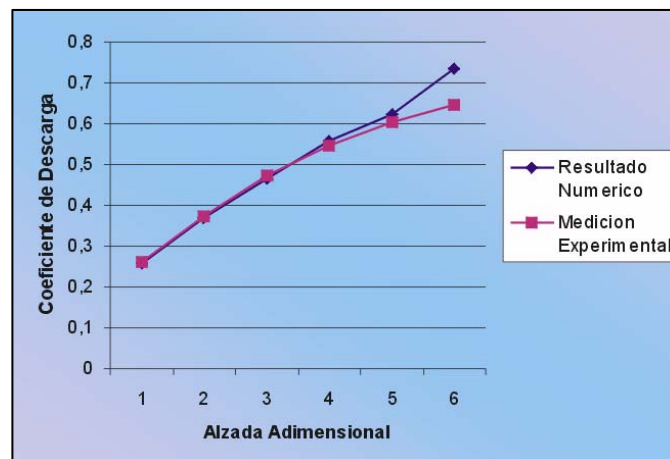


Fig. 6.15: Alzada 12,8 mm

6.2.6 – Cantidad de movimiento lineal



6.2.7 – Coeficiente de descarga



Diseño de Conductos y Cámaras de Combustión para Motores Alternativos SI de Alta Performance

(Una Introducción)

| | |
|---|----|
| 1. Introducción | 1 |
| 2. Combustión en el cilindro | |
| 2.1. Combustión Normal..... | 2 |
| 2.2. Velocidad de Propagación del Frente de llama..... | 2 |
| 2.3. Variación de la presión durante la combustión..... | 3 |
| 2.4. Proceso de Combustión por chispa..... | 4 |
| 2.5. Tiempo de ignición y avance del encendido..... | 6 |
| 2.6. Fracción de masa quemada..... | 8 |
| 2.7. Combustión Anormal..... | 10 |
| 3. Métodos para intensificar la combustión | |
| 3.1 Squish..... | 15 |
| 3.2 Quench..... | 15 |
| 3.3 Turbulencia..... | 16 |
| 4. Flujo a través del conjunto ducto – válvula de admisión | |
| 4.1. Flujo a través de la válvula de admisión..... | 19 |
| 4.2. Coeficiente de descarga..... | 19 |
| 4.3. Índice de Mach..... | 22 |
| 5. Flujo en el cilindro | |
| 5.1. Etapas del flujo en el cilindro..... | 23 |
| 5.2. Turbulencia inducida por la descarga..... | 23 |
| 5.3. Movimientos característicos..... | 24 |
| 5.4. Comportamiento de los movimientos característicos..... | 25 |
| 5.5. Etapas del macrovórtice de tumble..... | 27 |
| 5.6. Ductos para inducir el swirl..... | 29 |
| 5.7. Métodos para controlar el swirl..... | 31 |
| 6. Resultados experimentales y numéricos | |
| 6.1. Flujometría estática..... | 32 |
| 7. Referencias | |