



01173

2

Rep.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

**OBTENCIÓN EXPERIMENTAL DEL CAMPO DE VELOCIDADES EN EL
CILINDRO DE MOTORES MULTIVÁLVULAS**

TESIS

PRESENTADA POR :

MARIO ALBERTO ALVAREZ NAVARRETE

PARA OBTENER EL GRADO DE :

**MAESTRO EN INGENIERÍA
(MECÁNICA)
(TERMOFLUIDOS)**

DIRIGIDA POR :

DR. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ

Ciudad Universitaria, marzo de 1998

259112

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ÍNDICE

Nomenclatura

Resumen

1

Capítulo I

Introducción

2

Capítulo II

Antecedentes

5

2.1 Caracterización del flujo en el cilindro.

5

2.2 Definición de otros parámetros importantes.

7

2.2.1 Escalas de longitud.

8

2.2.2 Escalas de tiempo.

10

2.3 Técnicas de medición.

11

2.3.1 Anemometría de hilo caliente.

11

2.3.2 Anemometría laser-doppler.

13

2.4 Movimiento del aire durante la carrera de admisión.

14

2.4.1 La naturaleza y el papel del puerto de admisión.

14

2.4.1.1 Flujo másico a través del puerto de admisión.

15

2.4.1.2 Giro generado en la entrada.

16

2.4.1.3 Características del flujo a la salida del puerto.

17

2.4.2 Estructura del flujo en el cilindro.

18

2.4.2.1 Características generales.

19

2.4.2.2 Puertos excéntricos con ejes paralelos al del cilindro.

21

2.4.2.3 Puertos usados en motores de producción en serie.

22

2.4.2.4 Características de la turbulencia.

26

2.4.2.5 Cilindros multiválvulas.

29

2.5 Comentarios

32

Capítulo III

Arreglo experimental y técnica de medición

33

3.1 Arreglo experimental.

33

3.1.1 Modelo del cilindro.

33

3.1.2 El banco de flujo	35
3.1.3 El equipo de medición.	36
3.2 Anemometría de hilo caliente.	36
3.2.1 Método de medición del campo de velocidades en tres dimensiones.	36
3.2.2 Desarrollo del experimento.	41
Capítulo IV	
Resultados	44
4.1 Evolución a lo largo del cilindro.	47
4.2 Efecto del levantamiento de la válvula.	52
4.3 Efecto del diámetro del conducto de admisión.	56
Capítulo V	
Conclusiones	60
Referencias	62

NOMENCLATURA

- U Velocidad instantánea.
 \bar{U} Velocidad promedio.
 u Variación turbulenta de la velocidad.
 u' Intensidad de turbulencia.
 α Ángulo del cigüeñal.
 $\bar{U}(\alpha)$ Velocidad "promedio de conjunto".
 $u(\alpha, j)$ Desviación del promedio de conjunto.
 \bar{U}_i Componentes de la velocidad promedio.
 u_i Componentes de la variación turbulenta de la velocidad.
 R_x Coeficiente de autocorrelación espacial.
 l Escala integral de longitud.
 μ_t Viscosidad turbulenta.
 ρ Densidad.
 λ Microescala de Taylor.
 η Microescala de Kolmogorov.
 ε Tasa de disipación turbulenta.
 l_t Escala integral de tiempo.
 λ_t Microescala de tiempo.
 η_t Microescala temporal de Kolmogorov.
 C_F Coeficiente de flujo.
 \dot{m}_i Taza de flujo medida.
 D_v Diámetro de la válvula.
 ρ_{is} Densidad en el orificio de la válvula.
 U_{is} Velocidad en el orificio de la válvula.
 N_F Cantidad de movimiento angular.
 R Distancia entre los centros de la válvula y el cilindro.
 V_p Velocidad del pistón.
 RD Relación de diámetros.
 l levantamiento de la válvula.
 d diámetro del conducto de admisión.
 \vec{U} Vector de velocidad.
 k_0, k_1 y k_2 Coeficientes de sensibilidad direccional.
 E Valor de voltaje del anemómetro.
 U_x, U_y y U_z Componentes del vector velocidad.
 U_a componente axial.
 U_t componente tangencial.
 U_r componente radial.
 \bar{E} Voltaje medio.
 U_{ef1}, U_{ef2} y U_{ef3} Velocidades efectivas.

RESUMEN

El movimiento del aire dentro del cilindro de un motor de combustión interna es un fenómeno determinante en el funcionamiento de este tipo de motores. La forma que tenga dicho movimiento depende sobre todo del diseño del puerto de admisión, la válvula y el pistón. Uno de los recursos que se usan para aumentar el desempeño del motor es el de mejorar la eficiencia volumétrica. Un diseño que permite tener una alta eficiencia volumétrica es el del cilindro multiválvulas, siendo una opción de diseño mas o menos reciente. Son pocos los trabajos que describen el movimiento del aire en este tipo de motores. En el presente trabajo se analizó la influencia del diámetro del conducto de admisión en el movimiento del aire para un motor con dos válvulas de admisión. Para esto se construyó un modelo simplificado del cilindro. Se evaluaron tres diámetros diferentes de los conductos de admisión. El modelo se montó en un banco de flujo estacionario y la técnica de medición utilizada fue la de anemometría de hilo caliente.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Las razones que justifican el estudio continuo de los motores de combustión interna son muy numerosas. Las más importantes tienen que ver con el rendimiento, los costos y en los últimos años con la contaminación ambiental. Para lograr que un motor tenga un mejor rendimiento y contamine menos se deben analizar los fenómenos que ocurren durante su funcionamiento y que están directamente ligados con estos y otros aspectos. De este análisis se deducen cuales son las modificaciones que requiere el sistema del motor para mejorar su desempeño y disminuir el daño que se produce a la atmósfera.

El análisis de un motor de combustión interna constituye un reto muy grande para el ingeniero debido a que en su funcionamiento se presentan al mismo tiempo casi todos los problemas de diseño mecánico, de termofluidos y algunos de química ; se puede decir que para el ingeniero mecánico el motor de combustión interna es el problema universal. En el campo de los termofluidos, que es al que pertenece el estudio que se pretende realizar, se pueden mencionar como fenómenos presentes en un motor la transferencia de calor, el flujo de gases en conductos, el transporte de masa, diferentes estados termodinámicos de los gases que se alimentan y se generan en el sistema, la combustión, etc.

El fenómeno de combustión es el de mayor interés en cuanto a la eficiencia del motor y a la emisión de gases contaminantes, de ahí la importancia de buscar los medios para que dicha combustión tenga lugar en las condiciones más favorables. Al analizar las condiciones en las que este fenómeno se veía favorecido se concluyó que el carácter del movimiento del aire en el cilindro del motor era el parámetro determinante. Los primeros análisis fueron hechos por Ricardo [1] quien elaboró un motor de "cámara turbulenta" y logró optimizar la combustión controlando el flujo de entrada al cilindro. Clerk [2] demostró que si el

aire se introducía lentamente en lugar de utilizar el sistema de inducción normal, la tasa de combustión disminuía notablemente. Alcock [3] mostró que el rendimiento del motor diesel se podía aumentar provocando el giro del aire de entrada. El papel del movimiento del aire en el cilindro empieza desde el inicio del ciclo de un motor típico, cuando el flujo de entrada toma forma bajo la influencia de las características del conjunto puerto-válvula. Ahora se sabe bien que estas características son uno de los factores determinantes dentro del desempeño del motor y es por esto que se ha dedicado tanto esfuerzo al diseño del mencionado conjunto puerto-válvula. Una de las características adquiridas por el flujo en los puertos es el movimiento turbulento que se distribuye en el cilindro a diferentes escalas. La estructura del movimiento del aire en el cilindro tendrá una gran influencia en la combustión, la cual ocurre posteriormente al cierre de la válvula de admisión. Si el flujo tiene un giro significativo este favorece el proceso de mezclado del aire con el combustible por lo tanto en el diseño de los puertos se tiene cuidado de favorecer esta característica.

El proceso de renovación de la carga es la etapa en la que se retiran los gases quemados al final de un ciclo de potencia y se admite la carga de gases frescos para el próximo ciclo. Éste proceso se caracteriza con parámetros generales, de los cuales el rendimiento volumétrico es el más importante. El valor de este parámetro depende del diseño del motor, de los sistemas de admisión y escape y de las condiciones de operación del motor. Dentro de las opciones que han encontrado los diseñadores para beneficiar el proceso de admisión se encuentra la implementación de arreglos de cilindros con más de una válvula para este efecto, contándose con cilindros de dos y hasta tres válvulas de admisión.

El objetivo de este trabajo es estudiar el movimiento del aire en el cilindro cuando se tienen dos válvulas por las que se alimenta el cilindro. Se pretende determinar los campos de velocidades del aire para diferentes relaciones de área de la válvula respecto del área de la cabeza del cilindro y para tres levantamientos de la válvula en cada caso.

Para llevar a cabo la investigación se elaboró un modelo en frío de acrílico. El modelo tiene las proporciones de un cilindro de motor diesel convencional con dos puertos de admisión iguales en la cabeza del cilindro, se evaluaron tres diámetros diferentes de los conductos de admisión. La alimentación de aire se logro con la ayuda de un banco de flujo. La determinación de los campos de velocidades se hizo mediante la técnica de anemometría de hilo caliente. Se escogió esta técnica porque permite introducir en el flujo un pequeño sensor que casi no perturba el movimiento del aire, además de permitir conocer las tres componentes de la velocidad en cualquier punto del cilindro.

Una vez obtenidos los campos de velocidades estos se analizarán y se podrá concluir cual es la influencia de la variación del diámetro del conducto de admisión en la forma del campo de velocidades dentro del cilindro, considerando

también el levantamiento de la válvula y la evolución del flujo a lo largo del cilindro.

En el capítulo 2 se presentan los antecedentes y el marco teórico del trabajo, se describen los criterios con los que se evalúan las características de los campos de velocidades y se mencionan los trabajos realizados anteriormente, con técnicas similares, por otros investigadores.

En el capítulo 3 se hace una descripción completa del arreglo experimental y de la técnica de medición que permite obtener los campos de velocidades.

En el capítulo 4 se presentan y se comentan resultados obtenidos para cada una de las configuraciones evaluadas.

Finalmente el capítulo 5 presenta las conclusiones a las que se llegaron después del análisis de los resultados, y los comentarios generales sobre el experimento.

CAPÍTULO II

ANTECEDENTES

2.1 Caracterización del flujo en el cilindro.

En la introducción de este trabajo se menciona su objetivo principal: la determinación del campo de velocidades dentro del cilindro de un motor de combustión interna multiválvulas para diversos diámetros de los conductos de admisión. El campo de velocidades es, en pocas palabras, un mapa que muestra la magnitud y la dirección de la velocidad del aire, en este caso, en los puntos estudiados dentro del cilindro del motor. Sin embargo la elaboración de dicho mapa presenta algunas dificultades generadas por las características del sistema: los movimientos del pistón y de la válvula son periódicos y el flujo es invariablemente turbulento.

Analizando la figura 2.1 (Lancaster [4]) que describe mediciones de la velocidad del flujo cerca de la bujía, se observa que se presentan variaciones a dos niveles de frecuencia diferentes, unos de baja frecuencia (sistemáticos) relacionados con el comportamiento del pistón y las válvulas, y otros de alta frecuencia (aleatorios) relativos a la turbulencia y fenómenos conexos a ésta. Se trata de examinar una metodología para analizar la información obtenida en las mediciones.

El camino convencional en los estudios clásicos de turbulencia en otro tipo de flujos es descomponer la velocidad instantánea (U) en sus componentes promedio temporal (\bar{U}) y fluctuante (u) (Bradshaw [5]), por lo tanto:

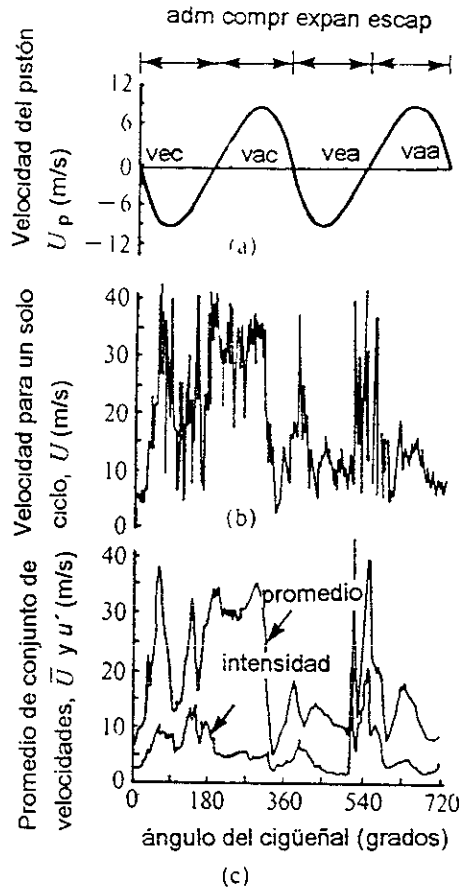


Figura 2.1. Mediciones de la velocidad del flujo en un cilindro de motor cerca de la bujía (de Lancaster [4]).
 (a) Velocidad del flujo para un solo ciclo
 (b) Velocidad del pistón
 (c) Velocidad promedio de conjunto e intensidad de turbulencia.

$$U = \bar{U} + u, \quad (2-1)$$

donde \bar{U} se define como

$$\bar{U} \equiv \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} U dt \right] \quad (2-2)$$

La cantidad \bar{U} caracteriza el movimiento promedio y u la componente turbulenta. Para tener una idea del tamaño promedio de esta última se usa el valor de la raíz del cuadrado de la media (RMS), u' definido como :

$$u' \equiv \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-3)$$

y se denomina intensidad de turbulencia.

Un método alternativo más apropiado para aplicaciones en motores es el del promedio de conjunto (ensemble-averaging), que requiere de registros de varios ciclos del motor y opera de la forma siguiente. La velocidad instantánea en un ángulo dado del cigüeñal α , en el j -ésimo ciclo del motor se denota como:

$$U(\alpha, j) = \bar{U}(\alpha) + u(\alpha, j), \quad (2-4)$$

donde $\bar{U}(\alpha)$ es la velocidad "promedio de conjunto" o promedio y se define como el promedio sobre varios ciclos:

$$\bar{U}(\alpha) = \lim_{n \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n U(\alpha, j) \right] \quad (2-5)$$

y $u(\alpha, j)$ es la desviación del promedio. Esto se expresa en términos del R.M.S. dado por

$$u'(\alpha) = \lim_{n \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n u(\alpha, j)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-6)$$

Esta aproximación, que cuando se aplica a flujos estacionarios se vuelve equivalente al promedio temporal (por lo tanto $\bar{U}(\alpha)$, y $u'(\alpha)$ tienen el mismo significado que \bar{U} y u'), ha sido extensamente utilizada para describir el comportamiento no estacionario en motores, para los que arroja diferentes resultados.

En el presente trabajo, dado que el estudio se hará en un banco de flujo estacionario, sólo se usa el primer enfoque.

2.2 Definición de otros parámetros importantes.

Debido a su gran complejidad, el campo de velocidades turbulento en el cilindro no puede describirse totalmente sólo en función de las velocidades promedio y de sus fluctuaciones.

Cada velocidad es una cantidad vectorial con componentes \bar{U}_i y u_i en tres direcciones ortogonales entre sí, x_i , $i = 1, 2, 3$. En algunos casos la velocidad promedio puede tener una o más componentes iguales a cero (por ejemplo un flujo axisimétrico sin giro), pero la turbulencia siempre es tridimensional. Se requiere del uso de escalas de turbulencia para completar la descripción.

2.2.1 Escalas de longitud.

La figura 2.2 representa la estructura turbulenta que predomina dentro y alrededor del flujo que sale de la válvula de admisión. Los torbellinos más grandes son los que se producen por la acción cortante del chorro. Estos tienen dimensiones comparables o mayores que el levantamiento de la válvula (en el fluido circundante). Estos torbellinos son inestables y decaen para formar estructuras más pequeñas. La etapa final en este proceso es la disipación viscosa, que ocurre en capas cortantes delgadas desordenadas.

Se pueden deducir varias escalas de longitud muy útiles si se conoce el coeficiente de autocorrelación espacial R_x definido en términos de la velocidad fluctuante u_0 en el punto de referencia x_0 y de valores u_x a distancias x de éste. Esta autocorrelación está definida como :

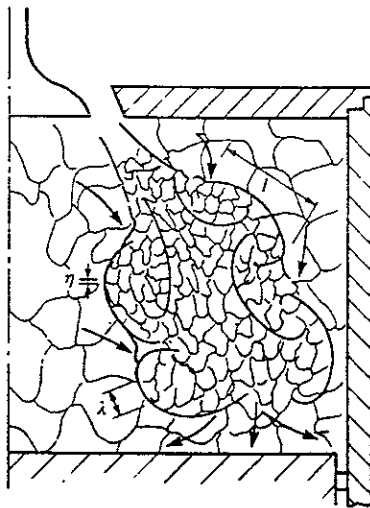


Figura 2.2. Estructura turbulenta en el cilindro durante la inducción

$$R_x = \frac{\overline{u_x u_0}}{\sqrt{\overline{u_0^2}} \sqrt{\overline{u_x^2}}} \quad (2-7)$$

donde las barras superiores indican promedios temporales.

Para obtener esta correlación es necesario contar con dos sensores, colocados en los puntos x_0 y x . Como para este trabajo sólo se cuenta con un único sensor, no es posible obtener R_x y las escalas que se definen a continuación. Sin embargo se da la descripción completa para futuras referencias.

(i) Escala integral de longitud, l . La forma general de la variación de R_x con la distancia de separación x se dibuja en la figura 2.3. El área bajo la curva se define como la escala integral de longitud l , donde

$$l = \int_0^{\infty} R_x dx \quad (2-8)$$

Esta es una medida del tamaño promedio de los torbellinos que contienen energía, los cuales en varios modelos conceptuales de flujo turbulento, son responsables del incremento en la difusión del momentum, de calor y de masa. En varios de estos modelos este aumento se expresa matemáticamente por medio de una viscosidad turbulenta μ_t , la cual de acuerdo al análisis dimensional se relaciona con l y u' mediante

$$\mu_t \approx \rho u' l, \quad (2-9)$$

donde ρ es la densidad del gas

(ii) Microescala de Taylor, λ . Una segunda escala de interés es la microescala de Taylor, λ , definida en la figura 2.3 por la intersección con la abscisa de la parábola que coincide en nivel y curvatura con la función R_x en x_0 .

$$\lambda = -2 / (\partial^2 R_x / \partial x^2)_{x=x_0} \quad (2-10)$$

Esta cantidad se ha interpretado de varias formas como la medida del espaciamiento entre los torbellinos menores o, de forma equivalente, de la magnitud del campo de deformaciones turbulentas.

(iii) Microescala de Kolmogorov, η . El tamaño de los torbellinos más pequeños se refiere comúnmente como la microescala de Kolmogorov (η), de acuerdo al análisis dimensional, se relaciona con la tasa de disipación turbulenta (ε) por unidad de masa :

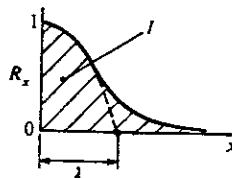


Figura 2.3. Variación del coeficiente de correlación espacial, con la distancia, y definición de la microescala y la de la escala de longitud integral.

$$\eta = (\nu^3 / \varepsilon)^{\frac{1}{3}} \quad (2-11)$$

donde ν es la viscosidad cinemática del gas. Esta cantidad es de interés en conexión con el mezclado molecular y los procesos de reacción, que deben ocurrir en los torbellinos de Kolmogorov.

Se define formalmente la tasa de disipación como

$$\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-12)$$

(donde los subíndices repetidos significan suma cuando $i, j = 1, 2, 3$) que es de interés en conexión con modelos matemáticos de turbulencia contemporáneos. Aunque se relaciona ε de forma estricta a los procesos de disipación viscosa de menor escala, estos resultan estar generalmente en equilibrio y por lo tanto limitados por la tasa en que la energía pasa de los torbellinos mayores a los menores.

2.2.2 Escalas de tiempo.

Cuando sólo se cuenta con un sensor, es posible obtener algunas escalas de tiempo, y bajo ciertas consideraciones, de longitud, con el uso de la autocorrelación temporal. Existen varias escalas de tiempo, correspondientes a las escalas de longitud, que caracterizan los procesos de turbulencia, que se definen a continuación.

(i) Escala integral de tiempo l_t . Esta se define en una posición y tiempo t_0 por

$$l_t = \int_0^{\infty} R_t dt \quad (2-13)$$

donde $R_t = \overline{u_0 u_\tau} / \overline{u_0^2}$ es el coeficiente de auto correlación entre las fluctuaciones u_0 en el tiempo de referencia t_0 y u_τ en $t_0 + \tau$.

(ii) Microescala de tiempo, λ_t . Está dada por :

$$\lambda_t = -2 / (\partial^2 R_t / \partial t^2)_{t=t_0} \quad (2-14)$$

(iii) Microescala temporal de Kolmogorov, η_t . Esta se define como

$$\eta_t = (\nu / \varepsilon)^{\frac{1}{2}} \quad (2-15)$$

La escala integral de tiempo da una medida de los tiempos promedio de tránsito de los torbellinos por el punto de referencia o, si no hay movimiento promedio, del tiempo de vida o tiempo de mezclado de los torbellinos que contienen energía. Las microescalas temporales caracterizan el inverso de la frecuencia de ocurrencia de los torbellinos de Kolmogorov y η_t es una medida de su tiempo de vida, que corresponde al tiempo en que se da la difusión de momentum.

Existen relaciones sencillas entre algunas de las escalas de tiempo y las de longitud, pero sólo bajo ciertas condiciones que incluyen algunas o todas las condiciones siguientes: homogeneidad, flujo promedio constante o cuasi-estático, nivel de intensidad turbulencia relativa, u' / \bar{U} , mucho menor que la unidad. Las relaciones son

$$l = \bar{U} l_t \tag{2-16}$$

$$\lambda = \bar{U} \lambda_t \tag{2-18}$$

Generalmente estas condiciones no se presentan en el motor, sin embargo el uso de estas relaciones facilita las tareas de los experimentalistas, siendo las escalas de tiempo mucho más fáciles de determinar que las escalas de longitud, por lo tanto los resultados que generan deben interpretarse con mucho cuidado.

2.3 Técnicas de medición.

Existen tres tipos principales de técnicas para el estudio del movimiento del aire en el cilindro: visualización del flujo, métodos globales y métodos locales.

En la primera categoría caben técnicas tales como fotografía del movimiento de trazadores, donde los trazadores pueden ser parte del flujo (partículas de combustible) o ser insertadas deliberadamente en éste.

La segunda categoría incluye técnicas para caracterizar el flujo inducido, tales como medidores de gasto y de giro de paletas o de impulso. Éstos se usan sobre todo en arreglos de flujo estacionario.

La última categoría es una de las de mayor interés debido a la detallada información que puede proporcionar. Los métodos más conocidos y más ampliamente empleados son la anemometría de hilo caliente (o por sus siglas en inglés HWA) y la anemometría de rayo láser por efecto Doppler (LDA)

2.3.1 Anemometría de hilo caliente.

El principio de esta técnica es bien conocido: se basa en la pérdida de calor de una superficie caliente a una corriente de gas más fría y, entre otros factores, en la velocidad del flujo de este gas sobre dicha superficie. Los otros factores incluyen la diferencia de temperaturas ente la superficie y el fluido, las propiedades del fluido y la naturaleza del campo de flujo en sí. En anemometría

de hilo caliente la superficie es la de un alambre delgado, escogido para minimizar la inercia térmica, que por lo regular se mantiene a una temperatura constante variando la corriente eléctrica instantánea. Esta corriente se relaciona, para una temperatura dada del gas, con la componente del vector velocidad instantánea que se encuentra en un plano normal al eje del alambre. La corriente requerida sólo depende de la magnitud del vector y no así de su dirección. La relación que existe entre la pérdida de calor y la magnitud de la velocidad no es lineal, y se determina por medio de una calibración. Si se usa linealización para el cálculo de \bar{U} y de u' se producen errores inaceptables para u' cuando la intensidad de turbulencia relativa u'/\bar{U} excede el 20%. Para esta investigación se trabajó directamente con la curva de calibración sin linealizar. Amplios valores de u'/\bar{U} generan problemas de interpretación de la señal de salida del anemómetro en regiones de bajas velocidades promedio, la amplitud de dichos valores implica la posibilidad de reflujos instantáneos, que invalidan la calibración. El efecto produce valores indicados de \bar{U} y de u' que son respectivamente mayores y menores que los valores reales

Las características de la HWA para aplicaciones en motores fueron asentadas cuidadosamente por Witze [7] y sus principales conclusiones fueron las siguientes. El lado ventajoso de la HWA es que genera una señal continua, buena respuesta en frecuencia y una baja relación señal-ruido, todo esto es positivo para la medición de las escalas de turbulencia. En el lado negativo, hay desventajas obvias en un sensor que es muy delicado, que perturba el flujo y es incapaz de soportar la combustión. De manera adicional presenta problemas de :

- i) calibración que, si no se lleva a cabo sobre todo el rango de temperaturas y presiones que se dan en el motor, puede dar pie a serios errores.
- ii) medición de la temperatura del gas, importante ya que el diferencial de temperaturas entre el hilo y el gas influencia la transferencia de calor (la temperatura del gas varía ampliamente, especialmente en las fases de expansión y compresión).
- iii) ambigüedad direccional , importante ya que un conocimiento a priori de la dirección del flujo en el cilindro es la excepción más que la regla ; y
- iv) el límite superior en la intensidad de turbulencia, que puede ser frecuentemente excedido en el motor.

Estas aseveraciones sugieren que la información del interior del cilindro obtenida mediante HWA, se sujeta a grandes incertidumbres, particularmente en regiones de flujo separado y durante las fases de expansión y compresión. Los propios experimentos de Witze, desarrollados como parte de una misma investigación e involucrando la utilización de HWA y LDA, para medir parámetros de flujo en la misma ubicación de un motor, confirman esta conclusión. Los errores de la HWA resultan particularmente grandes en cuanto al nivel de intensidad de turbulencia cerca del punto muerto superior, siendo los valores

obtenidos por esta técnica del doble o más que los obtenidos por LDA. Esto implica que deben existir errores similares en los datos de HWA publicados por otros investigadores, como Dent [8] también lo indica: los valores de las microescalas temporales tienden menos al error que las otras cantidades.

Sin duda la precisión de esta técnica continuará siendo sujeto de controversia; pero sin embargo ha generado una gran cantidad de información sobre el movimiento del aire en el cilindro.

2.3.2 Anemometría laser-doppler.

La técnica de LDA, aunque se sigue desarrollando y refinando, ha sido extensamente empleada en una amplia variedad de flujos incluyendo, durante los últimos años, los de motores.

El principio de operación es el siguiente: dos rayos láser coherentes se hacen pasar a través de un lente común que causa que se intersecten en el flujo en el punto focal. Esto crea un patrón de franjas de interferencia en la intersección o volumen de medición, con las líneas de franjas perpendiculares al eje del lente. Partículas incluidas en el flujo producen luz reflejada, cuya frecuencia es proporcional a la componente de velocidad de la partícula perpendicular a las franjas. El signo de esta velocidad puede determinarse impartiendo una "velocidad" a las franjas, imponiendo una diferencia de frecuencia/longitud de onda en los rayos incidentes. La captación de la luz reflejada por medio de diversos lentes y después la medición de su frecuencia permite una determinación directa de la velocidad de la partícula sin ninguna necesidad de calibración. Dado que las partículas son muy pequeñas sus velocidades pueden igualarse a las del gas.

Los pros y contras de la LDA en el contexto del motor fueron evaluadas por Witze[7] como parte del estudio mencionado anteriormente, las ventajas de esta técnica son:

- i) no intrusiva y aplicable a todos los niveles de temperatura y presión, incluidos los producidos por combustión.
- ii) independiente de las condiciones del flujo que se investiga.
- iii) sensible a la dirección y por lo tanto capaz de determinar el vector velocidad sin previo conocimiento de este.
- iv) sin restricciones en intensidad de turbulencia.

Las principales desventajas referentes a la información que se puede obtener son:

- i) la necesidad de un acceso óptico, que requieren de al menos dos paredes mutuamente perpendiculares en la cámara de combustión, si se van a determinar las tres componentes de la velocidad.
- ii) la naturaleza intermitente de la señal, debida al número finito de partículas que se introducen en la zona de medición para el funcionamiento de la técnica.
- iii) una alta señal de frecuencia de baja relación señal-ruido.

En general parece que la LDA ofrece ventajas substanciales sobre la HWA, y esta es la visión de Witze y otros. Ciertamente la información producida por LDA está sujeta a incertidumbres menores que las de la HWA, con errores estimados típicos en velocidad promedio e intensidad de turbulencia del orden del 5% y del 10% respectivamente, aumentando a 10% y 20% en los peores casos Arcoumanis et al [9].

Los inconvenientes de la LDA son sin embargo significativos, especialmente los dos que se mencionan en primer lugar. En particular, la necesidad de un acceso óptico impone severas restricciones en la extensión en la que el campo de flujo puede determinarse, especialmente en motores de producción: hasta la fecha esto ha limitado la resolución espacial en tales motores, sin embargo hay prospectos de mejores accesos mediante el uso de lentes especiales y fibra óptica. La intermitencia de la señal impone la necesidad de la adición de partículas e introduce incertidumbres adicionales en los promedios, dada la naturaleza del tiempo de arribo de las partículas se complica aún el promedio de conjunto e imposibilita la determinación de las escalas de turbulencia. Todas estas dificultades pueden superarse mediante el uso de material apropiado para las partículas y técnicas de procesamiento de señales.

2.4 Movimiento del aire durante la carrera de admisión.

Durante cualquiera de las etapas de funcionamiento del motor los gases que se encuentran dentro del cilindro están en movimiento en mayor o menor medida. Este movimiento puede ser el que se da en las carreras de admisión o escape, el que se genera durante la carrera de compresión, expansión o durante la combustión. En cualquiera de estos casos el movimiento del aire tendrá una influencia importante en el desarrollo de los procesos mencionados. En este trabajo se centrará la atención en la carrera de admisión y la forma en como se comporta el aire dentro del cilindro durante este proceso, dependiendo de factores tales como la geometría y la posición del puerto de admisión, entre otros.

2.4.1 La naturaleza y el papel del puerto de admisión.

La intuición sugiere que la naturaleza de la dinámica de fluidos en el interior del cilindro está íntimamente ligada con el diseño del sistema de inducción. Existe una amplia evidencia directa e indirecta para confirmarlo. Se pueden considerar dos tipos de efectos: uno es su influencia en la dinámica del gas en el sistema en general; el otro es la influencia de la geometría del conjunto puerto-válvula que juega un papel importante en la formación de la estructura detallada del movimiento del fluido cuando este entra a la cámara de combustión a través del orificio de la válvula.

La importancia del diseño del puerto y hasta cierto punto la falta de entendimiento de su funcionamiento, se refleja en la multiplicidad de configuraciones diferentes que han sido empleadas, algunas de estas se ilustran

en la figura 2.4. La figura 2.4(a) muestra uno de los arreglos más simples, este es axisimétrico. El arreglo (b) muestra un puerto llamado direccional o tangencial, (c) es similar pero tiene una pestaña deflectora, finalmente (d) representa un puerto helicoidal. En adelante se centrará la atención en algunas de las características del flujo en estos arreglos representativos.

2.4.1.1 Flujo másico a través del puerto de admisión.

Se acostumbra usar la técnica de llenado vaciado para obtener el flujo másico durante la carrera de admisión; esto da como resultado una cantidad (carga total / ciclo) que puede compararse fácilmente con mediciones. Hay evidencia a partir de varios estudios, incluyendo los de Kastner [10] y Davis y Kent [11], de que el uso de coeficientes de flujo (gasto másico real entre un gasto teórico de referencia) obtenidos en arreglos de flujo estacionario para tales cálculos genera resultados semejantes a los que se encuentran presentes en el motor, sin embargo esta semejanza se pierde a medida que aumenta la velocidad.

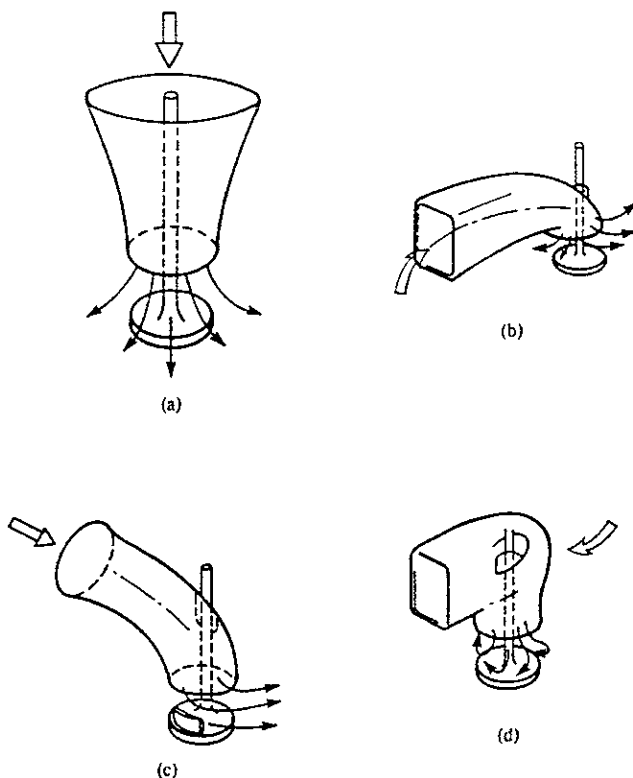


Figura 2.4. Diseños de puertos de admisión típicos.

- (a) Puerto axisimétrico ideal
- (b) Puerto dirigido o tangencial
- (c) válvula con deflector
- (d) puerto helicoidal

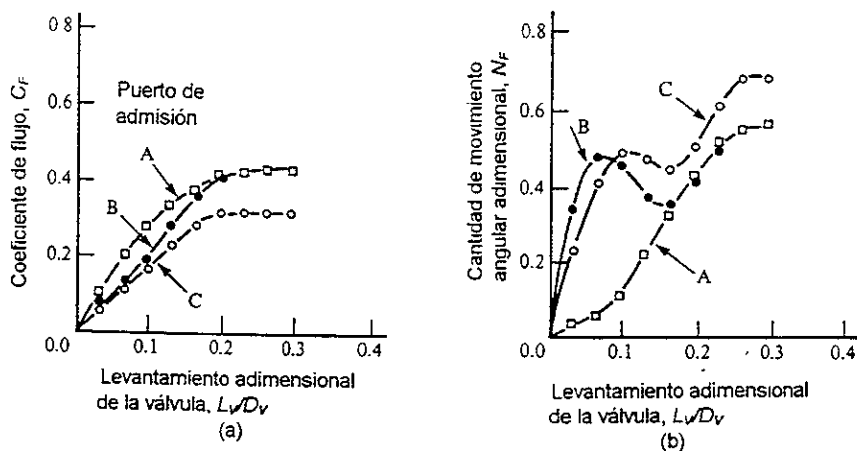


Figura 2.5. Valores medidos de los coeficientes flujo y de giro para tres tipos de puertos (Davis y Kent [11])
 (a) coeficiente de flujo
 (b) cantidad de movimiento angular no dimensional

La figura 2.5(a), de Davis y Kent [11], muestra la variación típica del coeficiente de flujo C_F (definido aquí como $\dot{m}_i / (\rho_{is} U_{is} \pi D_v^2 / 4)$ donde \dot{m}_i es la tasa de flujo medida, ρ_{is} y U_{is} son la densidad y la velocidad respectivamente en el orificio de la válvula las cuales prevalecen bajo condiciones isentrópicas y D_v es el diámetro de la válvula) contra el levantamiento de la válvula adimensionalizado, para tres puertos diferentes A, B y C, cuyas respectivas capacidades generadoras de giro aumentan progresivamente.

En general se asume que los efectos de otros parámetros tales como los números de Reynolds y de Mach son insignificantes comparados a los del levantamiento. Los experimentos tienden a confirmar la independencia del número de Reynolds Woods y Khan [12] y el número de Mach de entrada es suficientemente bajo (típicamente < 0.3) como para que los efectos de compresibilidad sean pequeños.

En todos los casos la variación del C_F es un incremento monótonico desde un valor pequeño a bajos levantamientos hasta una asíntota a más o menos $2/3$ del levantamiento máximo; una característica interesante es que el nivel promedio varía inversamente con la capacidad generadora de giro, situación común en el diseño de puertos.

2.4.1.2 Giro generado en la entrada.

La caracterización global del giro sufre inconvenientes similares a la del flujo másico. Por un lado hay incertidumbre en la medición y por otro en la predicción.

La figura 2.5 (b) de Davis y Kent [11] muestra la variación adimensionalizada de la cantidad de movimiento angular N_F ($= \dot{M}_\theta / \dot{m}_i R_i U_{is}$,

donde R , es la distancia entre los centros de la válvula y el cilindro) medida en un arreglo con flujo estacionario con el levantamiento de la válvula, para los puertos de entrada A, B y C descritos anteriormente. Los niveles de giro mas altos para el puerto B a bajos levantamientos son una consecuencia directa de la inducción producida por la pestaña, mientras que el incremento adicional sobre todo el rango de levantamientos mostrado por el puerto C resulta de la pequeña área transversal. Como se observó antes en relación a la figura 2.4(a) estas mejoras se obtienen a expensas de bajos coeficientes de flujo.

2.4.1.3 Características del flujo a la salida del puerto.

Aunque hay poca información disponible sobre la distribución y la dirección del flujo cuando este sale del orificio de la válvula, la importancia de este flujo en la comprensión del comportamiento resultante en el cilindro amerita el esfuerzo por deducir las características de los diferentes diseños de puertos mostrados en la figura 2.4. Esto se hizo de forma cualitativa en los diagramas de las figuras 2.6 y 2.7 que muestran las resultantes de las componentes radiales y tangenciales, y las resultantes de las componentes axiales y radiales respectivamente, todas respecto al eje de la válvula. Se aprecia que las direcciones de las velocidades resultantes definidas en términos del eje del cilindro dependen también de la posición y orientación del puerto de admisión en la cabeza del cilindro.

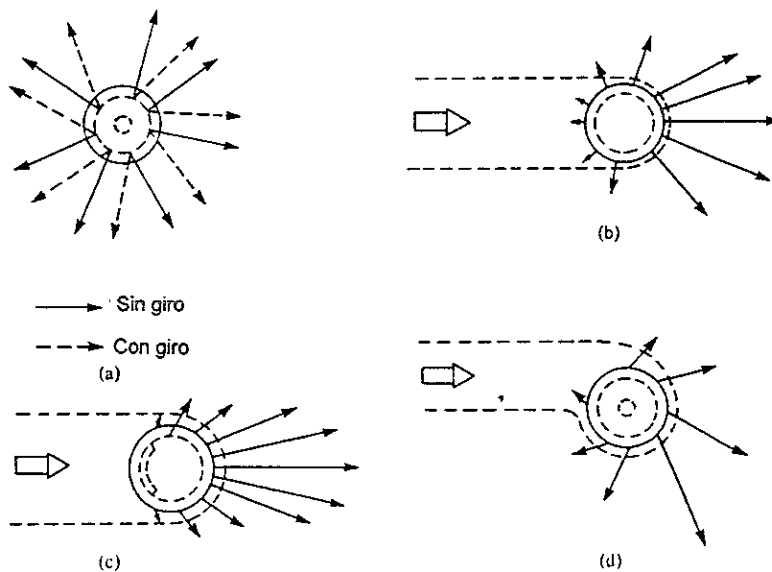


Figura 2.6. Diagrama de la dirección del flujo a la salida de la válvula (plano horizontal)
 (a) puerto axisimétrico ideal
 (b) puerto direccional o tangencial
 (c) válvula con deflector
 (d) puerto helicoidal.

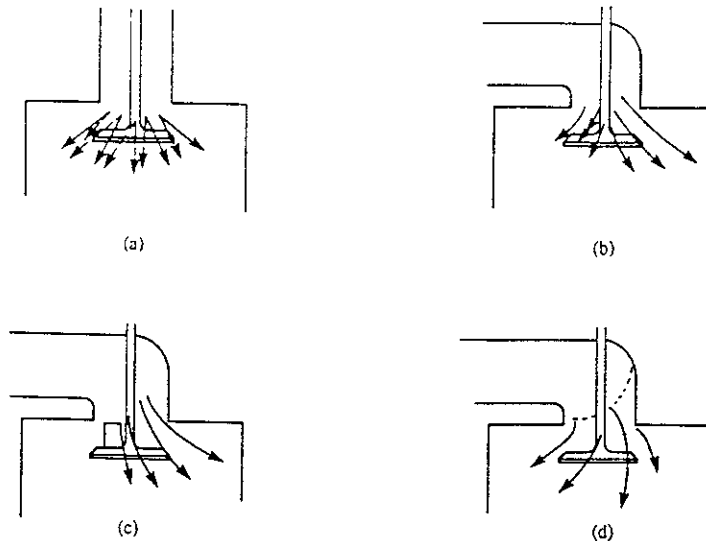


Figura 2.7. Diagrama de la dirección del flujo a la salida de la válvula (plano vertical)
 (a) puerto axisimétrico ideal
 (b) puerto direccional o tangencial
 (c) válvula con deflector
 (d) puerto helicoidal.

El arreglo axisimétrico de la figura 2.4(a) (donde los ejes de la válvula y del cilindro coinciden) genera un flujo circunferencialmente invariante, figura 2.6(a), que puede tener una componente tangencial uniforme adicional, generada por ejemplo por paletas generadoras de giro. Un distanciamiento de los dos ejes provocará un aumento de las componentes de giro dentro del cilindro, aún si el flujo en el puerto no tiene esta característica de giro.

El diseño de puerto direccional (fig.2.4(b)) está concebido para producir la distribución altamente no uniforme de la figura 2.6 (b), la cual se concentra en la dirección del eje del puerto a la salida de la válvula. Si se localiza este arreglo en la periferia, resultará una estructura de giro muy fuerte en el interior del cilindro, lo cual es por supuesto la intención.

La introducción de una pestaña, figura 2.4(c), también produce un flujo de salida no uniforme dirigido hacia el lado contrario de ésta, figuras 2.6(c) y 2.7(c). Para un giro mayor la pestaña debe situarse de tal forma que dirija el flujo de manera tangencial en relación al eje del cilindro.

El puerto de diseño helicoidal de la figura 2.4(d) tiende a compartir las características del puerto axisimétrico con giro inducido previamente y las del puerto direccional, como lo sugiere la figura 2.6(d).

2.4.2 Estructura del flujo en el cilindro.

Considerando la complejidad de las múltiples configuraciones de la cámara de combustión y del puerto, no es sorprendente que la estructura del flujo en el cilindro durante la inducción sea invariablemente tridimensional. Debido a las dificultades que presentan la medición y la predicción existe poca información de las estructuras del flujo en motores reales, y por lo regular está limitada a algunos

puntos que cubren una pequeña parte del volumen total del cilindro. La información de modelos axisimétricos es sin embargo bastante extensa y sirve como ayuda valiosa para entender el comportamiento en configuraciones mas complejas. Los arreglos no axisimétricos están en una etapa mas cercana al flujo en cilindros multiválvulas pues en estos la axisimetría es imposible. Por esto se da preferencia a la presentación de antecedentes del flujo en arreglos de este tipo.

2.4.2.1 Características generales.

Gran parte de la información disponible sobre el comportamiento global del flujo en configuraciones prácticas ha sido obtenida a partir de arreglos con flujo estacionario en los cuales el pistón está ausente y la posición de la válvula o de las válvulas, en la cabeza del cilindro, es constante en cada serie de mediciones. Es necesario considerar cuán relevante es esto para un motor, ya que muchas de sus facetas de operación no son simuladas. Algunas de las más obvias son los efectos transitorios tanto en el flujo en el puerto como en el cilindro y la frontera móvil del pistón. Sólo dos investigadores parecen haber establecido la validez de las aproximaciones al flujo en el motor mediante flujos estacionarios: Tindal y Williams[13] e Hiroto, Nagayama y Kobagashi[14]. Aunque Kasner et. Al [10] y Davis y Kent [11], han estudiado el efecto de las condiciones dinámicas en el flujo másico de admisión. Además Monaghan y Pettifer [15] reportan mediciones con flujo estacionario en el cilindro para las mismas configuraciones del puerto pero no dan detalles suficientes como para permitir comparar los flujos. Tindal y Williams lograron simular la presencia del pistón en sus experimentos por medio de una placa de orificio adecuadamente situada. Esto alteraba sustancialmente el giro medido mediante un anemómetro de paletas, debido a los cambios en la distribución de velocidades axiales (medidas mediante HWA). Hay evidencia de mediciones similares realizadas con LDA en arreglos estacionarios (Wigley y Hawkins [16]), de que los gradientes de presión radiales generados por el giro pueden causar reflujos en la salida del arreglo, que obviamente no ocurrirían si un pistón estuviera presente.

Las visualizaciones de Hiroto et al.[14], cuyos resultados se presentan someramente en la figura 2.8, muestran que pueden existir diferencias considerables entre los patrones de flujo dados en un arreglo de flujo estacionario y aquellos generados en un arreglo de una sola carrera. En la figura, que muestra patrones de flujo de tres puertos diferentes en el mismo plano en el cilindro para varios tiempos en el proceso de inducción, está claro que hay un "efecto histórico" presente en los resultados de flujo no estacionario, (exhibido por las diferencias entre los patrones de flujo para levantamientos iguales en cualquier lado del punto medio de la carrera). Esto no se puede predecir a partir de los resultados de flujo estacionario. Las diferencias más marcadas se dan para el puerto tangencial, donde un vórtice ordenado y único emerge al empezar

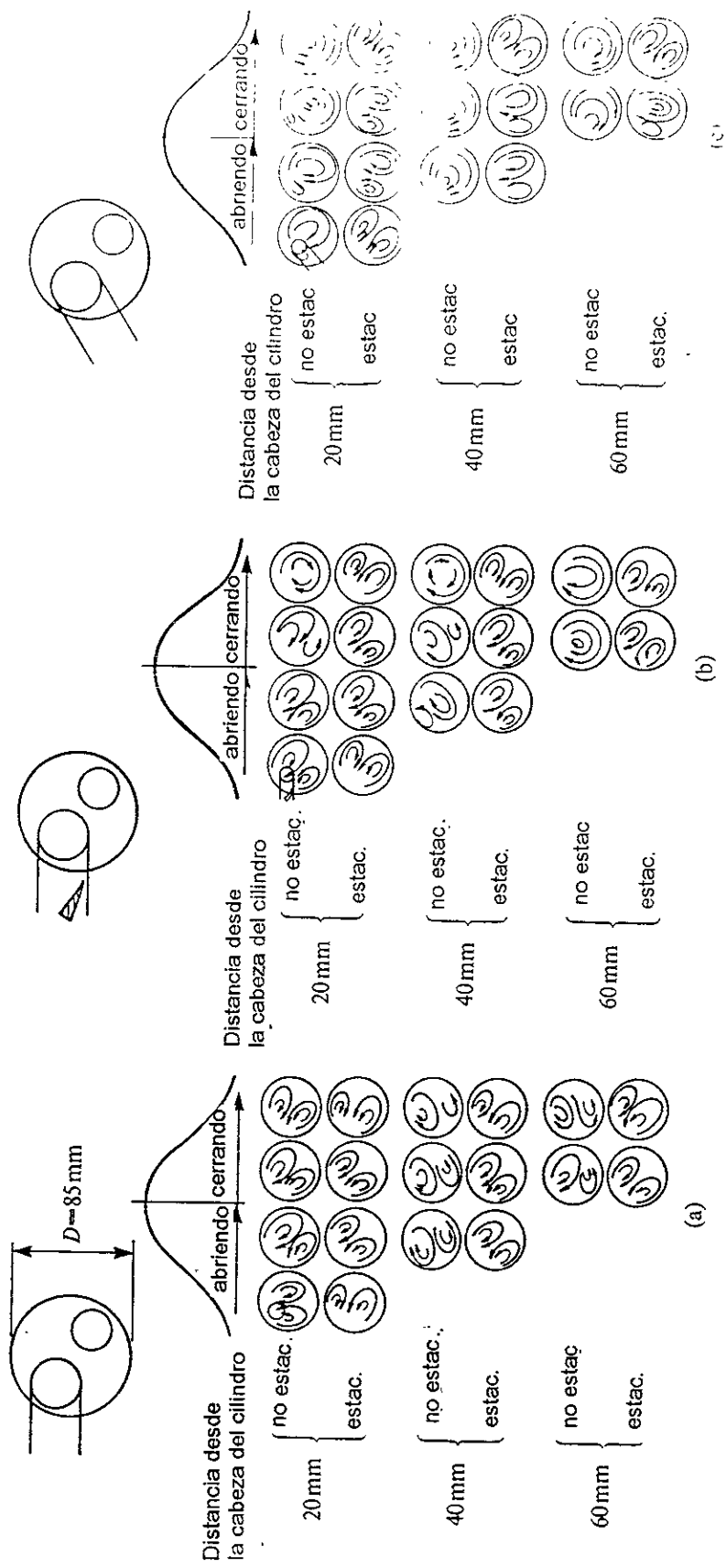


Figura 2.8. Diagramas de los patrones de flujo de inducción producidos por tres tipos de puertos usados en arreglos estacionarios y de carrera simple (no estacionarios). Hirotsomi et al. [14].

la carrera en el arreglo no estacionario pero no aparece en los resultados de flujo estacionario.

Parece ser, a partir de estas observaciones, que la información obtenida en base a flujo estacionario debe considerarse bajo ciertas reservas, pero ya que se cuenta con una gran cantidad de información de este tipo vale la pena tomarla en cuenta, por tanto se presenta a continuación.

2.4.2.2 Puertos excéntricos con ejes paralelos al del cilindro.

La forma más sencilla de un arreglo no axisimétrico se obtiene usando un puerto axisimétrico como el de la figura 2.4(a) y desplazándolo del eje del cilindro. El patrón de flujo resultante fue estudiado mediante visualización por Ekchian y Hault [17] e Hirotsu et al. [14] usando carrera simple y arreglos con flujo estacionario, respectivamente. Morse, Whitelaw y Yianzeskis [18] realizaron mediciones mediante LDA en un motor sin compresión en la válvula de admisión. Los tres estudios muestran que los patrones de flujo en los planos axiales son semejantes a los medidos por Morse et al [18]. La figura 2.9(a) ilustra el arreglo en la cabeza del cilindro del motor usado por Morse, mientras que la figura 2.9(b) muestra los perfiles de velocidades. Estas representan la configuración para la posición de media carrera. Existe una similitud con el caso estrictamente axisimétrico en el que se presenta un vórtice central detrás de la válvula y un vórtice toroidal exterior cerca de la cabeza del cilindro pegado a la pared, ambos resultan de la separación del flujo en cualquiera de los lados del asiento de la válvula a 60° . En este caso, sin embargo, el tamaño, el centro de rotación y la intensidad de cada vórtice varía de forma circunferencial debido a que el chorro de la válvula excéntrica golpea la pared del cilindro en tiempos y lugares diferentes de acuerdo a la posición circunferencial; esto afecta particularmente los vórtices en las esquinas.

La estructura en los planos perpendiculares al eje del cilindro es bastante compleja. Algunas características tienen orígenes obvios. El movimiento de giro asociado con el chorro en sí es una consecuencia de una componente de giro resultante de la posición desplazada del eje; el flujo circunferencial más alejado del centro se debe a la proyección del chorro sobre la zona de pared más cercana y a la deflexión generada por esta (en este caso la componente de giro es pequeña en relación con la componente axial porque el flujo entra a 30° al eje de la válvula). Los vórtices centrales, indican la presencia de la estructura primaria de vórtice detrás de la válvula, rota en sentido opuesto al giro del chorro debido al acarreo preferencial del chorro en el lado más alejado de la pared del cilindro. El origen del sistema que rota en contrasentido cerca de la cabeza del cilindro (interpuesto entre el chorro y los vórtices externos) se asocia a la presencia de los vórtices en las esquinas.

Los diagramas (b) y (c) de la figura 2.8 muestran vórtices adicionales más débiles que aparecen al terminar la carrera. Estos tienden a colapsarse justo antes del punto muerto inferior, permitiendo el crecimiento del vórtice primario

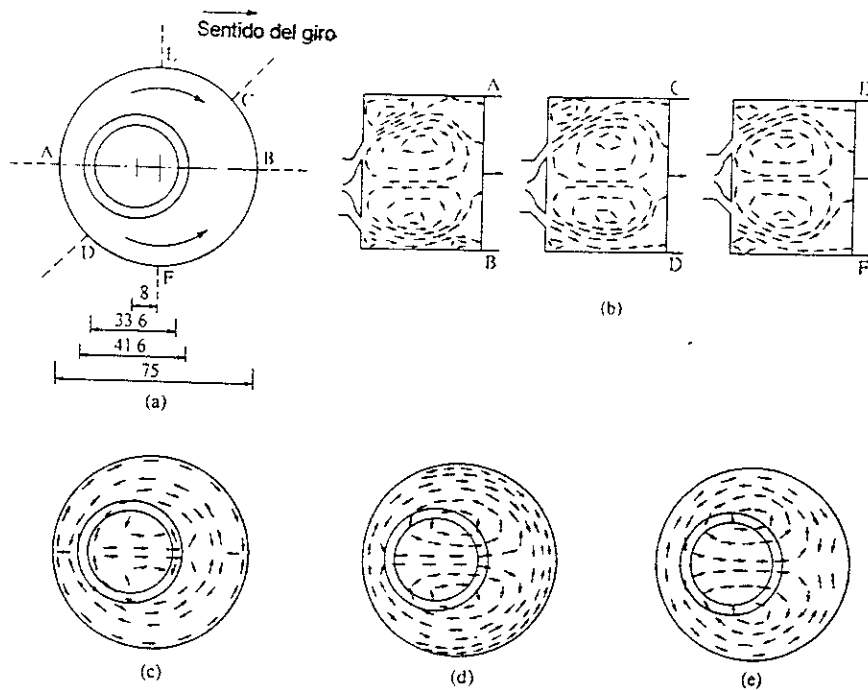


Figura 2.9. Estructura del flujo a la mitad de la carrera de inducción en un motor con válvula axisimétrica desplazada del eje del cilindro (Morse et al [18]).
 (a) diagrama del cilindro (dimensiones en mm)
 (b) secciones diametrales a lo largo del cilindro
 (c) cortes de cilindro a $z=7.5-10$ mm
 (d) cortes de cilindro a $z=25-30$ mm
 (e) cortes de cilindro a $z=45-50$ mm.

sobre casi todo el volumen ; sin embargo, también se disipa rápidamente después del punto muerto inferior. De nuevo, en ausencia de una sola estructura con giro ordenada, la memoria del flujo promedio partiendo de la historia de inducción no perdura más allá del fin de la carrera. La información limitada sobre la intensidad de turbulencia, proporcionada por Morse et al[18] muestra la tendencia hacia una decadencia rápida y hacia la homogeneidad que se observa en arreglos axisimétricos.

2.4.2.3 Puertos usados en motores de producción en serie.

Se examinarán primero los resultados de la visualización de Hirotsu et al.[14] mostrada en la figura 2.8 para varios diseños de puertos parecidos a los reales.

Una característica llamativa de estos patrones es la aparición de una estructura simétrica de doble vórtice en todos los puertos a bajos levantamientos :

parece que la geometría del puerto tiene una importancia secundaria en esta etapa. También parecería que esta hipótesis es apoyada por la semejanza de los patrones en las figuras 2.8 y 2.9(c) (para el puerto axisimétrico) pero una inspección más cercana muestra que las direcciones del flujo son diferentes en los dos diagramas. Esto se puede deber a la complicación adicional de la configuración no plana de la cabeza usada por Hirotsu et al.[14] que provocó la inclinación del eje de la válvula. A pesar de la carencia de detalles del arreglo, los resultados son de interés porque muestran que más tarde en la carrera los diferentes diseños imponen su marca distintiva, el de tipo estándar mantiene su misma estructura (casi simétrica) a lo largo de la carrera. El de tipo "hoja de giro"(swirl blade, con un deflector que dirige el flujo tangencialmente) muestra una transición gradual a un vórtice único que aparece primero cerca del pistón y luego se propaga hacia arriba. El de tipo tangencial genera un vórtice único pero en un estadio posterior.

El segundo de los tres diseños tuvo el mejor desempeño , cuando se usó con una mezcla pobre en un motor de encendido por chispa. Los autores atribuyeron esto a la combinación de dos características :

- a) La generación de una estructura de vórtices gemelos al inicio de la carrera (ausente en los otros diseños) que permite un buen mezclado ; y
- b) La transición final a un solo vórtice el cual puede subsistir hasta el fin de la inducción y más allá.

El flujo generado por una pestaña montada en la válvula de admisión, figura 2.3(d) fue investigada por Willis, Meyer y Birnie [19], Morse y Whitelaw [20] y Lancaster [4] entre otros. En el estudio mencionado al principio fue utilizado un aparato de visualización de carrera única y parte de la información del campo de velocidades fue derivada de fotografías. Como se esperaba, el patrón de flujo resultó ser una función de la orientación de la pestaña. Cuando la orientación era tal que el flujo se dirigía de forma desordenada por la línea que une los centros de la válvula y la cabeza del cilindro, se generaba un vórtice doble en el punto muerto inferior de la inducción ; si la dirección del flujo era casi normal a esta línea resultaba un vórtice único. La figura 2.10(a) muestra el patrón del flujo medido en tres planos diametrales para el último caso, una característica notable es la forma helicoidal de la localización de los centros de giro, que están fuera del eje.

En el mismo estudio se dedujeron los promedios de conjunto de las velocidades tangenciales a lo largo de los diámetros que pasan por los centros de giro en los planos de visualización. La figura 2.10(b) muestra que aunque las formas de los perfiles de velocidad son similares (todos se aproximan a la rotación de cuerpo sólido en el centro y decaen hacia las paredes del cilindro) las magnitudes varían con la posición axial. Las tasas de giro más importantes se localizan cerca del pistón, la siguiente más alta cerca de la cabeza del cilindro y la más baja entre estas dos últimas (las tasas de giro varían de 1.2 a 1.8). Esta estratificación axial se atribuye a la pestaña, que tiende a impartir la mayor componente tangencial a bajos levantamientos, de tal forma que el fluido que entra al momento de abrirse y al de cerrarse la válvula (inicio y final de la carrera)

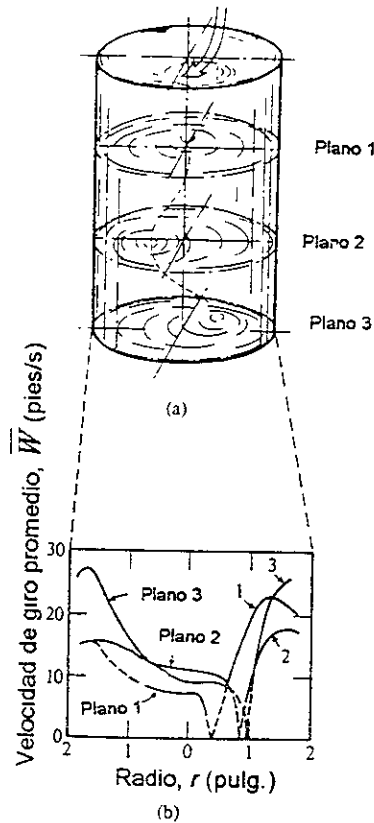


Figura 2.10. Estructura del flujo y velocidad del giro en el pmi de la carrera de inducción para un aparato de una sola carrera acondicionado con una válvula con deflector (Willis et al. [19]).

(a) Estructura del flujo en planos diametrales

(b) Distribución de la velocidad del giro a lo largo de un diámetro en planos correspondientes a (a).

El perfil de velocidades para el plano 2 ha sido rotado 180° para darle el mismo sentido que los planos 1 y 3.

posee el mayor grado de giro. También se ha reportado que los incrementos moderados en el ángulo de la pestaña (desde 72° hasta 100°) y de las velocidades del motor (desde 600rev/min hasta 700 rev/min) provocan un giro mayor(el giro se incrementa de manera casi lineal con la velocidad) y en una tendencia del vórtice a centrarse en el eje del cilindro.

Morse y Whitelaw [20] hicieron mediciones con LDA de un motor Petter a diesel arrastrado, pero fueron restringidos (por el acceso óptico) a barridos radiales parciales en una pequeña parte del sector superior del cilindro. Esta información sugiere que la válvula con pestaña produce un chorro fuerte en espiral, pero adicionalmente provoca el aumento de una estela debida a la presencia de la válvula (esto podría reducir el giro a una profundidad media , esto corresponde al mayor levantamiento de la válvula).

Mediciones de la intensidad de turbulencia hechas en el mismo motor fueron particularmente uniformes tanto en las direcciones axiales como radiales en todos los ángulos del cigüeñal: estas alcanzaron niveles máximos de

aproximadamente $1.6V_p$ (V_p velocidad del pistón) al rededor de la mitad de la carrera y decaen hasta al rededor de $0.8V_p$ cuando se cierra la válvula.

Mediciones realizadas a varias velocidades en el rango de 325 a 675 rev/min mostraron que tanto las componentes promedio como las turbulentas se escalan linealmente con la velocidad pero se debe notar que estas investigaciones se hicieron con la válvula de escape permanentemente abierta bajo condiciones no compresibles.

Los desempeños relativos e individuales de los puertos helicoidales y direccionales han recibido una atención considerable debido a su capacidad generadora de giro, esta capacidad ha sido explotada de forma extensa en el diseño de motores diesel de alta velocidad e inyección directa. Las estructuras del flujo en el cilindro han sido investigadas por Tindal y Williams [13] Wigley y Hawkins [16], Brandtl et al.[21] y Monaghan y Pettifer [15]. Todos emplearon modelos con flujo estacionario hasta cierto punto, pero los dos últimos grupos también hicieron mediciones en motores arrastrados. Brandtl et al. se enfocaron principalmente en las fases de compresión y expansión.

En los puertos direccionales, parece haber una opinión común entre estos investigadores de que la estructura del flujo en los planos perpendiculares al eje del cilindro es semejante a la mostrada en la figura 2.8(c). Wigley y Hawkins[16] también lograron deducir de sus mediciones en flujo estacionario con LDA, la estructura tridimensional completa, cuyo diagrama se aprecia en la figura 2.11, donde se muestran los vórtices en espiral con recirculaciones axiales que ocurren en sus núcleos. Es interesante que sus datos sobre intensidad de turbulencia, que es uniforme en la sección transversal, muestra escasa correspondencia con las variaciones en las velocidades promedio. Se recordará que una tendencia similar se observó en el estudio de Morse y Whitelaw y también para el motor axisimétrico a bajos levantamientos; es probable que el mismo mecanismo postulado (mezclado intenso) opere aquí.

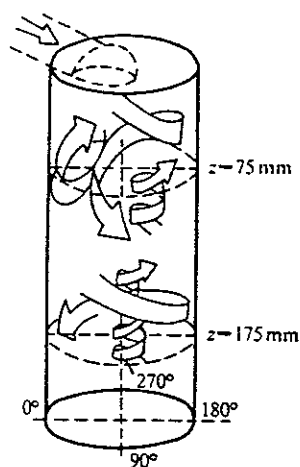


Figura 2.11. Patrón del flujo de inducción producido por un puerto direccional, diagrama hecho a partir de mediciones en flujo estacionario mediante LDA (Wigley y Hawkins [16]).

Monaghan y Pettifer [15] proveen información extensa obtenida mediante LDA al cierre de la válvula de admisión en una matriz de puntos en el plano central axial de una cámara abierta de un motor diesel arrastrado, figura 2.12(a). Los perfiles radiales de la velocidad de giro para varias profundidades se muestran para el puerto dirigido en la figura 2.12(b) y tienden a confirmar la existencia de un vórtice único en la parte inferior del cilindro y una estructura más compleja hacia la parte superior. Hay una región de baja intensidad de giro cerca de la periferia, la cual se debe probablemente a la estela de la válvula. En ninguna posición se da la distribución de cuerpo sólido.

Evidencia de varias fuentes sobre el tipo de flujo generado por puertos helicoidales tiende a presentar una situación común, aunque está en cierta forma incompleta. Wigley y Hawkins [16] y Tindal y Williams [13] reportan que en sus mediciones con flujo estacionario el puerto helicoidal produce una transición a un vórtice único más cercano a la cabeza del cilindro que el puerto direccional, y también genera un movimiento axial más uniforme sin reflujos, además se reporta una mayor proximidad a la rotación de cuerpo sólido.

Hay una evidencia adicional extraída del trabajo de Monaghan y Pettifer [15] que complica el panorama un poco más y se ve en la forma de las figuras 2.12(d)-(f) para un puerto helicoidal de rampa poco marcada, que aquí cubre un rango de velocidades desde 960 hasta 2400 rev/min. Estos resultados muestran que las características descritas arriba prevalecen para este puerto helicoidal en particular a las velocidades más bajas; pero también muestran que los patrones cambian notablemente con el aumento de la velocidad, por eso a 2400 rev/min se estratifica substancialmente y se aleja de la estructura de cuerpo sólido.

El cambio en la estructura del flujo con la velocidad se observó también en los resultados completos para el puerto de rampa pronunciada, pero la información no es proporcionada por Monaghan y Pettifer [15].

2.4.2.4 Características de la turbulencia.

Como complemento a la información relativamente limitada sobre turbulencia en los estudios ya presentados, hay mas información disponible en los trabajos de Semenov [22], Dent y Salama [23], Witze [7], Lancaster [4] y otros con la técnica de HWA. Gran parte de este trabajo fue resumido por Tabacynski [6]. Los datos a examinar son extensos respecto al tipo de información que proporcionan, notablemente acerca de las escalas de turbulencia, pero por otro lado son restringidas frecuentemente a pocas posiciones y también sujetas a las incertidumbres de las mediciones.

Sin embargo en todos los casos, se observa que las variaciones de las velocidades promedio y turbulentas durante la inducción siguen tendencias generales similares de generación rápida y paralela y decadencia posterior.

Las máximas intensidades de turbulencia relativa (u'_i/U_i) observadas pueden ser muy grandes, valores mayores a 0.2 son comunes. Witze midió niveles de al rededor de 0.5.

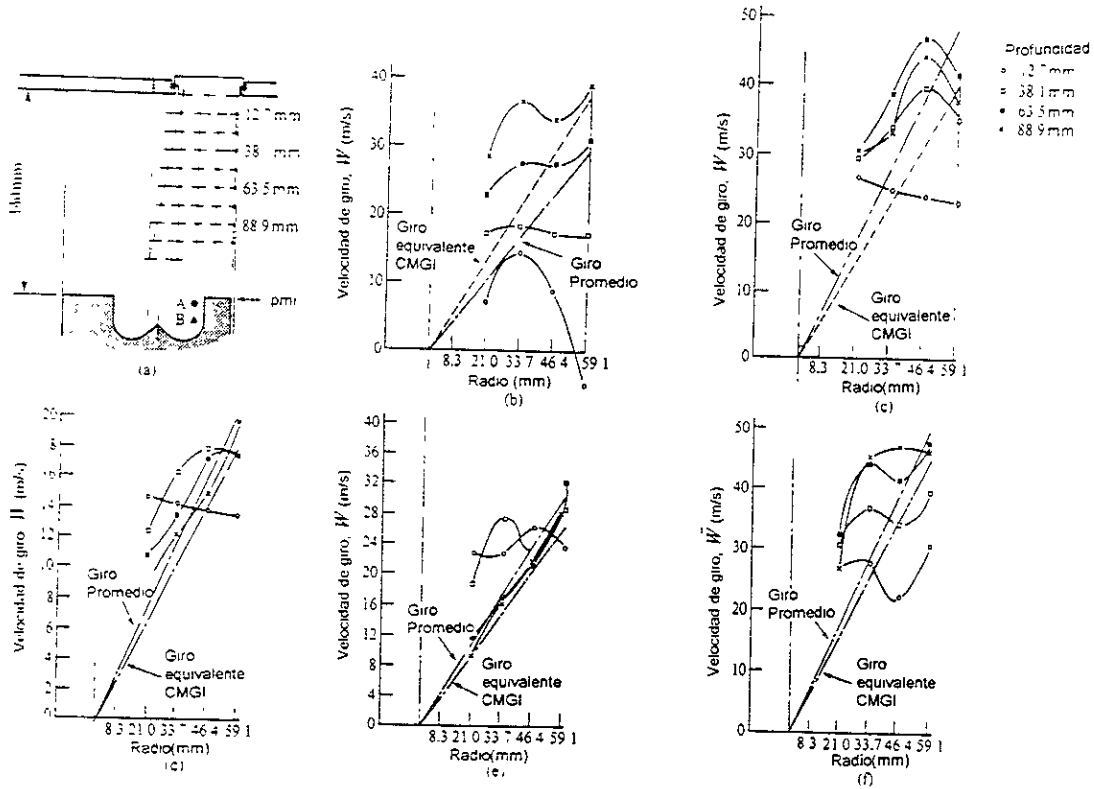


Figura 2.12. Distribuciones de velocidad de giro al cierre de la válvula de admisión en un motor diesel arrastrado, para diferentes puertos (Monaghan y Pettifer [15]).
 (a) puntos de medición
 (b) puerto direccional, 2400 rev/min
 (c) puerto helicoidal de rampa muy inclinada, 2400 rev/min
 (d) puerto helicoidal de rampa poco inclinada, 960 rev/min
 (e) puerto helicoidal de rampa poco inclinada, 1440 rev/min
 (f) puerto helicoidal de rampa poco inclinada, 2400 rev/min
 CMGI= Cantidad de movimiento de giro integrada.

De acuerdo con Dent y Salama [23] la turbulencia generada en la parte inicial de la inducción es anisotrópica, pero durante el período de decadencia, cuando el movimiento generador de esfuerzos disminuye, hay una tendencia a la isotropía.

Varios investigadores proporcionan información sobre la escala integral y la microescala temporal, l_t y λ_t , definidas por las ecuaciones (2-13) y (2-14) respectivamente. La figura 2.13 muestra los datos de Lancaster [4], que indican que en el punto de medición en cuestión que está cerca del espacio de la bujía en una cámara con forma de disco, l_t y λ_t son aproximadamente constantes durante la inducción en ausencia de un giro fuerte (que cuando se hace presente,

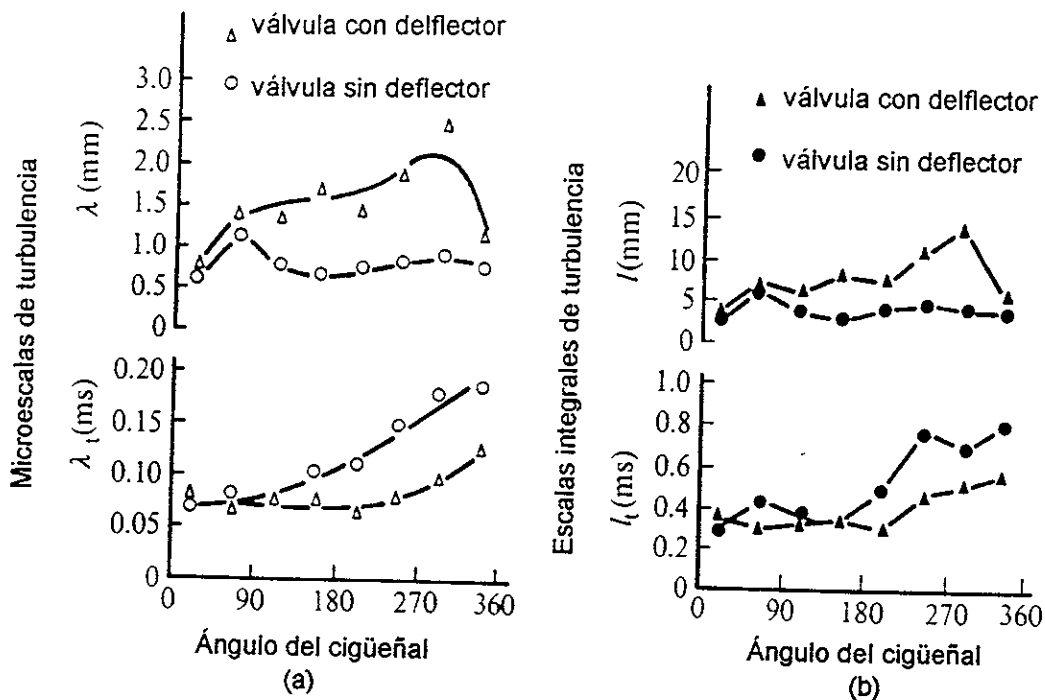


Figura 2.13. Escalas de tiempo y longitud de la turbulencia en la zona de la bujía en un motor de cuatro tiempos arrastrado a 1500 rev/min (Lancaster [4]).
 (a) microscales de turbulencia
 (b) escalas integrales de turbulencia.

provoca que estas se incrementen durante la carrera) l_t y λ_t tienen valores de 0.3ms y 0.07ms respectivamente a la velocidad de operación de 1500 rev/min. Si se recuerda que estas escalas proveen una medida del tiempo de vida de los torbellinos pequeños (λ_t), y de los torbellinos energéticos (l_t) y se comparan con una escala de tiempo global de inducción (por ejemplo el tiempo requerido para la carrera completa; de aproximadamente 20 a 30 ms) entonces se ve que son íntegramente consistentes con el comportamiento del espectro de energía medido por Dent y Salama [23], que muestra que las componentes de alta frecuencia 8 y por lo tanto de pequeña escala) decaen preferencialmente.

Dent y Salama [23] reportan niveles de λ_t de al rededor de 0.15ms a 1000rev/min en su zona de medición cercana a la bujía en cámaras de pistón en forma de cuña y de tazón, mientras que Witze reporta datos de l_t en varias posiciones con valores típicos en el rango de 0.2 a 0.7 ms a 1500rev/min. Este rango amplio, junto con las variantes obtenidas de diferentes motores, sólo confirman que es imposible adscribirse a un valor único de estas escalas, por otro lado las variantes no son tan amplias como para invalidar las conclusiones anteriores. La información sobre escalas de tiempo se complementa por lo regular con valores de escalas de longitud basadas en las ecuaciones (2-8) y (2-10), más allá de las incertidumbres ligadas a esta práctica.

También se debe tener en mente que de acuerdo a las predicciones multidimensionales la escala de longitud de disipación que está ligada a la escala integral varía sustancialmente a lo largo del volumen de la cámara durante la

inducción. En vista de esto es poco sorprendente que también haya diferencias entre los valores reportados en estas escalas. La figura 2.13 también muestra información de Lancaster [4] para la microescala (λ) y la escala integral (l): se puede ver que durante la inducción estas casi reflejan el comportamiento de las escalas de tiempo, teniendo en los arreglos sin pestaña niveles de alrededor de 0.8 y 3 mm respectivamente. La información de todas la fuentes en un rango entre 0.35 y 0.8 mm para λ y entre 2 y 7 mm para l ; Witze [7] también encontró evidencia de una variación espacial apreciable.

El hecho de que l es del orden del levantamiento de la válvula sugiere que este puede ser el factor determinante en la escala de longitud, pero Lancaster [4] señala que la constancia de l durante el período en el que el levantamiento cambia invalida esta teoría.

2.4.2.5 Cilindros multiválvulas.

Una de las opciones para reducir las emisiones contaminantes y aumentar la eficiencia del motor es operar con mezclas pobres. Con este tipo de mezclas se incrementa la sensibilidad del campo de flujo, debido a que la velocidad de flama disminuye y el campo de flujo tiene más tiempo de deformar la flama hacia el fin de la combustión. En consecuencia es necesario entender mejor el proceso de combustión en los motores que trabajan con mezclas pobres. El objetivo final es tratar de predecir la eficiencia de las cámaras de combustión cuyos campos de flujo son controlados. Para esto es que se desarrollan los motores multiválvulas. En el caso de motores encendidos por chispa la bujía se sitúa por lo regular en el centro de la cabeza del cilindro lo que optimiza la duración de la combustión y reduce los efectos de pared en la flama inicial. Además, la forma de la cámara de combustión asociada con dos válvulas de admisión, permite la generación de varios tipos campos de flujo. Es posible adaptar motores a una operación con mezclas pobres optimizando la configuración de la admisión.

En la parte experimental de su trabajo sobre campos de velocidades en motores de cuatro válvulas encendidos por chispa Le Coz, Henriot y Pinchon [24] utilizaron un arreglo con cabeza en forma de cuña en un motor arrastrado a 1200rev/min y midieron las velocidades con la ayuda de LDA. Se reporta que las mediciones realizadas en el eje del cilindro revelan dos tipos de comportamientos. Primero se observa que el flujo promedio es casi simétrico respecto del plano medio entre las dos válvulas de admisión (la explicación de esto es geométrica). En segundo lugar, un movimiento de giro con eje horizontal (tumbling motion), parece ser generado durante la carrera de admisión. Al fin de la admisión se detectan reflujos a lo largo del diámetro perpendicular a la tapa de la cámara. Al inicio de la compresión el patrón de flujo cambia nuevamente, sin embargo se pueden observar todavía vórtices rotando de manera opuesta entre sí y reflujos. Se observa que los gases se mueven hacia arriba cerca de la pared y hacia abajo en el eje de la cámara.

La estructura del flujo al final de la compresión se compone probablemente de dos vórtices opuestos, pero se debe considerar que sólo se exploró un

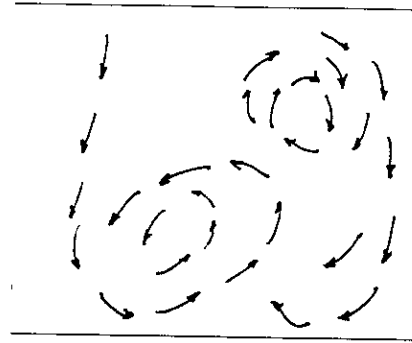
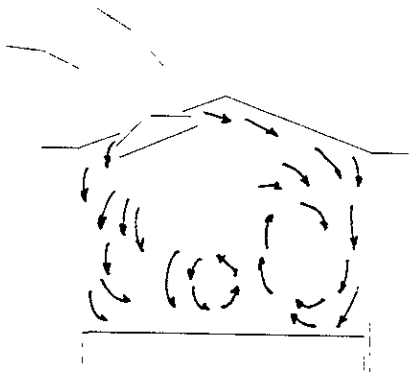
diámetro en la parte superior de la cámara. Al final de la compresión el campo de flujo se ve más complicado.

En su trabajo de análisis del movimiento del aire de entrada en el cilindro Khalighi [25] utiliza las técnicas de visualización y seguimiento de partículas (Particle tracking velocimetry) en una cabeza de un motor de cuatro válvulas montada en un arreglo para trabajos de analogía con agua en vez de aire. En el arreglo analizado las válvulas de admisión tienen un levantamiento de 9 mm, la velocidad del motor es de 65 rev/min que equivale a 1300 rev/min para un motor real. Las visualizaciones se hicieron en el plano que se encuentra entre las válvulas de admisión. El campo de flujo en este plano está totalmente dominado por la generación de dos chorros que parecen formarse a lo largo de las paredes del cilindro, figura 2.14. Se debe mencionar que estos dos chorros forman parte de un sólo chorro de forma anular producido por las válvulas de admisión. Una observación más cercana de las tomas de video muestra que la parte derecha del flujo se dirige tangencialmente a la cámara de combustión y luego se desvía por la pared del cilindro y la cara del pistón hacia el eje del cilindro. El chorro de la izquierda emerge directamente a lo largo de la pared del cilindro y luego es desviado por el pistón hacia el eje del cilindro. Estos dos chorros chocan para formar dos vórtices cerca de la cara del pistón. Como se aprecia en la figura 2.13, uno de los vórtices permanece cerca del pistón mientras que el pistón se mueve hacia el punto muerto inferior. El otro vórtice no se mueve con el pistón y se disipa 20 grados antes del punto muerto inferior. El vórtice más grande generado en este flujo es de tamaño menor a la mitad del diámetro del cilindro.

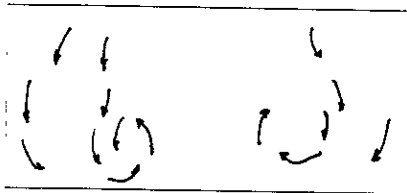
Otro trabajo relativo a los motores con cilindros multiválvulas es el de Payri, Desantes y Pastor [30]. En esta investigación se aplica la técnica de anemometría láser para medir las componentes tangenciales y radiales en los patrones de flujo en el interior de un cilindro de un motor diesel de cuatro válvulas para varias velocidades del motor, diferentes números de giro y varias geometrías del pistón. La investigación muestra que las velocidades promedio de conjunto y las intensidades de turbulencia, son claramente proporcionales a la velocidad del motor en el rango considerado. Además el estudio, realizado en diferentes posiciones axiales revela la existencia de una estratificación de las velocidades tangenciales y radiales (y de la turbulencia en algunos casos), para altas velocidades de giro en el interior de la cavidad del pistón. La estratificación axial del flujo, y la turbulencia dependen del número de giro y de la forma de la cavidad mencionada.

2.5 Comentarios

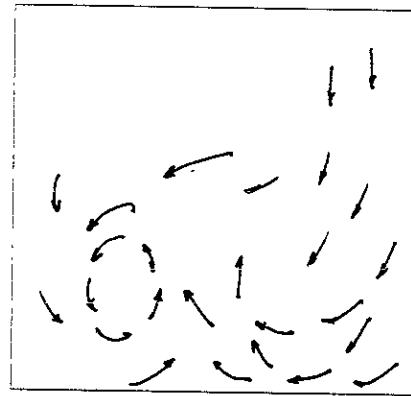
Como puede verse en los cuatro puntos anteriores, el estudio del movimiento del aire en el cilindro de un motor implica mucho trabajo y el uso de recursos tecnológicos de punta. Se nota una tendencia por el uso de anemometría láser y las aplicaciones del láser para visualización (Particle tracking velocimetry). Sin embargo, las conclusiones son siempre las mismas : no se



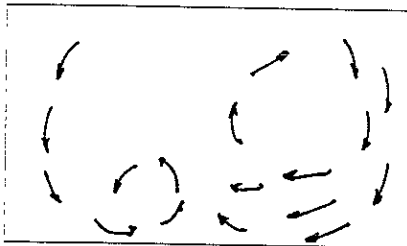
110° DPMS



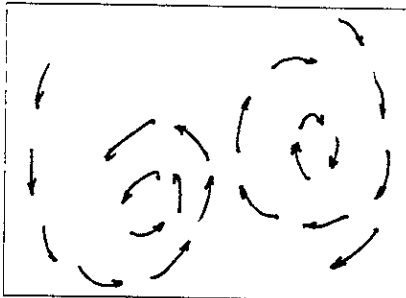
70° DPMS



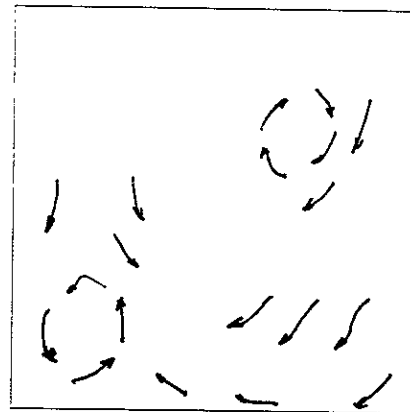
130° DPMS



80° DPMS



90° DPMS



150° DPMS

Figura 2.14. Desarrollo del flujo de entrada. (Khalighi [25]).

pueden conocer en su totalidad las características del flujo en motores, ya sea por las limitaciones de acceso óptico, la imposibilidad de operar en condiciones reales etc. Sin embargo cada trabajo constituye un paso más hacia la comprensión de éste fenómeno. Este trabajo, con sus respectivas limitaciones, pretende ser uno más de esos pasos. Desgraciadamente la información acerca de motores de cuatro válvulas no es muy voluminosa, sin embargo aquella con la que se cuenta sirve para dar una idea global de la forma en que se enfrenta el análisis de motores multiválvulas. Los resultados de dichos trabajos sirven también para compararlos con los de esta investigación y así poder encontrar puntos comunes, en caso de existir estos. Tomando en cuenta los recursos disponibles se realizan mediciones de campos de velocidades con un anemómetro equipado con un sensor de un sólo hilo. El experimento se monta en un banco de flujo estacionario.

CAPÍTULO III

ARREGLO EXPERIMENTAL Y TÉCNICA DE MEDICIÓN

El objetivo de este trabajo es la determinación experimental del campo de velocidades en el cilindro de motores multiválvulas. Para cumplir con dicho objetivo se montó un arreglo experimental que involucra un modelo del cilindro, un banco de flujo y un equipo de medición. Una vez montado el experimento se calibró el equipo de medición, posteriormente se realizaron las mediciones en el modelo y luego se evaluaron estas para obtener los campos de velocidades. A continuación se describen los elementos y el desarrollo del experimento.

3.1 Arreglo experimental.

3.1.1 Modelo del cilindro.

Para simular la geometría del cilindro de un motor de cuatro válvulas se construyeron tres modelos de acrílico. Como se ve en la figura 3.1 se trata de una configuración muy sencilla pues los conductos de admisión son rectos y sus ejes son paralelos al eje del cilindro. Como la variable más importante en este trabajo fue el diámetro del conducto de admisión; se evaluaron tres arreglos con diámetros diferentes, generándose tres relaciones de diámetro de la admisión sobre diámetro del cilindro ($RD=0.2, 0.27, \text{ y } 0.38$) y para cada arreglo se consideraron tres levantamientos de las válvulas ($l= 4, 7 \text{ y } 10 \text{ mm}$). La posición de los ejes de los conductos de admisión en la cabeza del cilindro fue la misma en los tres casos. Las dimensiones de las válvulas se muestran en la figura 3.2 y corresponden a una geometría típica en motores comerciales. El parámetro d corresponde al diámetro interno del conducto de admisión. Las válvulas se

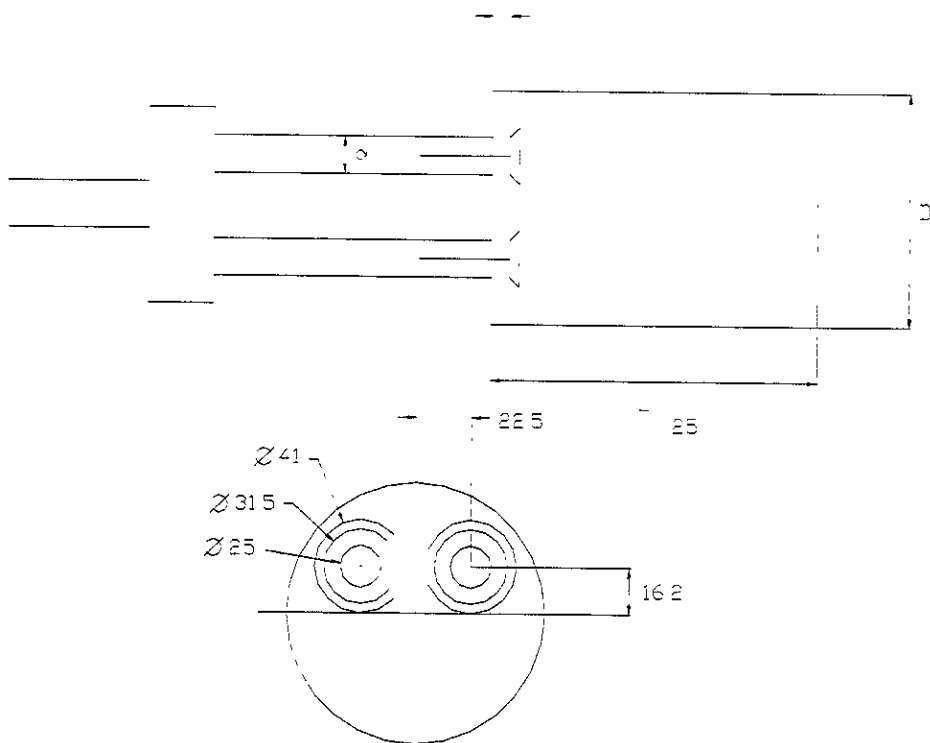


Figura 3.1. Diagrama del modelo y de la posición de los conductos de admisión.

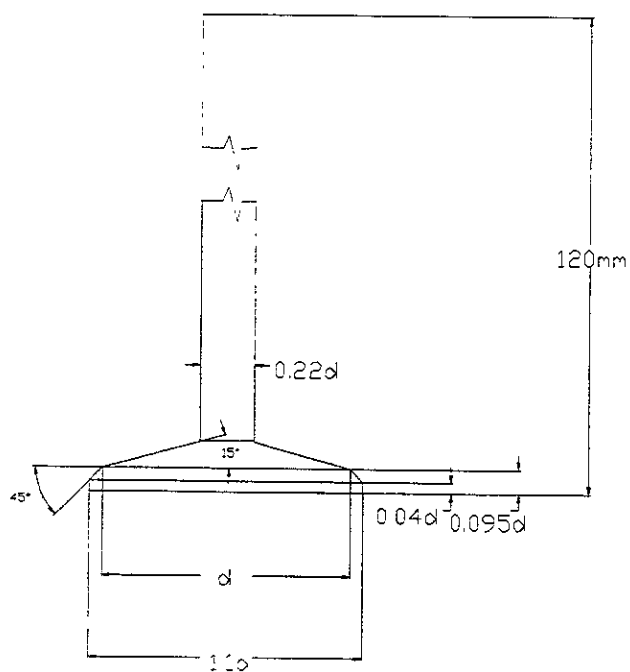


Figura 3.2. Dimensiones de las válvulas en función del diámetro interno del conducto de admisión.

sujetaban con la ayuda de seis prisioneros por válvula, tres situados a 3.5 y tres a 8.5 mm de la tapa del cilindro cada 120°, con la ventaja de poder modificar el levantamiento con gran facilidad. Para poder ubicar la sonda dentro del cilindro, en los puntos de interés, se barrenaron "ventanas" con un diámetro de 6 mm.

3.1.2 El banco de flujo

Para generar un flujo de aire controlado se montó un banco de flujo estacionario capaz de crear en el punto en que se realizan las medidas una corriente regulable, continua y exenta de pulsaciones. El arreglo estaba compuesto por un turbosoplador de paletas que dirigía una corriente de aire por una manguera de cuatro pulgadas de diámetro hasta una válvula de compuerta que tenía como función la de regular el gasto entrante a una cámara de remanso ; dicha cámara tenía como objetivo atenuar todas las pulsaciones que pudiera generar el turbosoplador de forma que el flujo aguas arriba fuera estacionario y uniforme. El gasto se controla con la ayuda de la válvula y se mide gracias a una placa de orificio instalada en la entrada de la cámara de remanso.

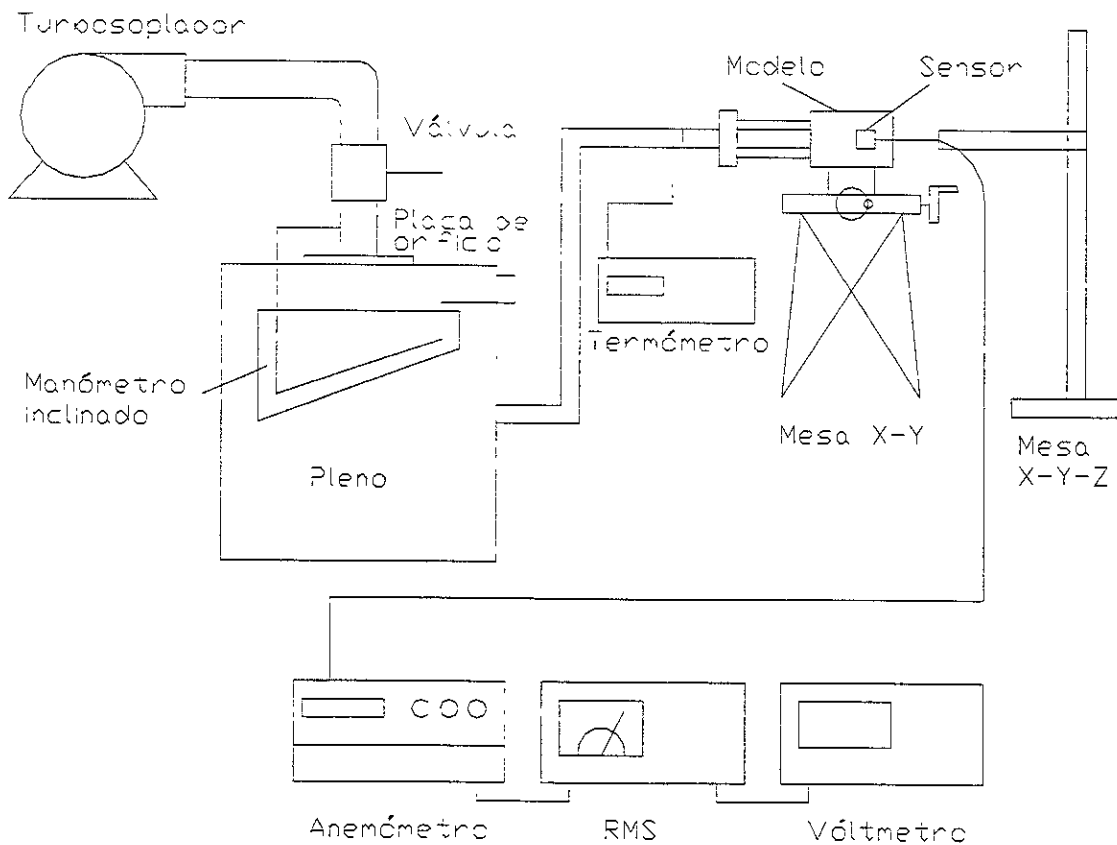


Figura 3.3. Diagrama del arreglo experimental.

El coeficiente de dicha placa es de $8.33 \cdot 10^{-4}$, al multiplicar la diferencia de presión antes y después de la placa por este coeficiente se obtiene el gasto. La salida del aire se hace por una manguera de 1.5 pulgadas de diámetro que conduce el flujo hasta el modelo. El arreglo se aprecia en la figura 3.3 y en la fotografía 3.1

3.1.3 El equipo de medición.

Para la determinación de las velocidades se usó un anemómetro de hilo caliente de temperatura constante DISA 55M10 CTA y un voltmetro DISA 55M15 RMS para determinar las intensidades de turbulencia. En ambos casos se trabajó con una sonda de un sólo hilo Dantec 55P01. La sonda se ubicó en los puntos de medición con la ayuda de dos mesas de coordenadas (fotografía 3.1). Las calibraciones del equipo se realizaron con la ayuda de un tubo de Pitot conectado a un micromanómetro analógico. La temperatura del flujo se controló con un termómetro digital Fluke K/J. La señal del anemómetro se obtuvo mediante un voltmetro digital.

3.2 Anemometría de hilo caliente.

El método de anemometría de hilo caliente es puntual y permite conocer las componentes del vector velocidad referidas a cualquier sistema de coordenadas como por ejemplo, en un cilindro, las componentes axial, tangencial y radial. Por lo tanto, realizando las mediciones correspondientes en un número adecuado de puntos es posible determinar el campo de velocidades del fluido en cualquier sección del conducto que simula el cilindro. Si se considera, además, la capacidad del método de anemometría térmico para detectar variaciones muy rápidas de la velocidad es factible medir fluctuaciones aleatorias asociadas a la turbulencia del flujo. Mediante la aplicación de este método de medición al experimento es posible obtener información sobre los efectos de la variación en la geometría del conducto de admisión en el flujo, con la intención de optimizarlo.

3.2.1 Método de medición del campo de velocidades en tres dimensiones.

Sea el caso general de una sonda de hilo caliente colocada en un flujo

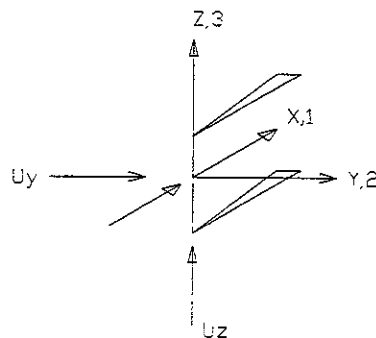
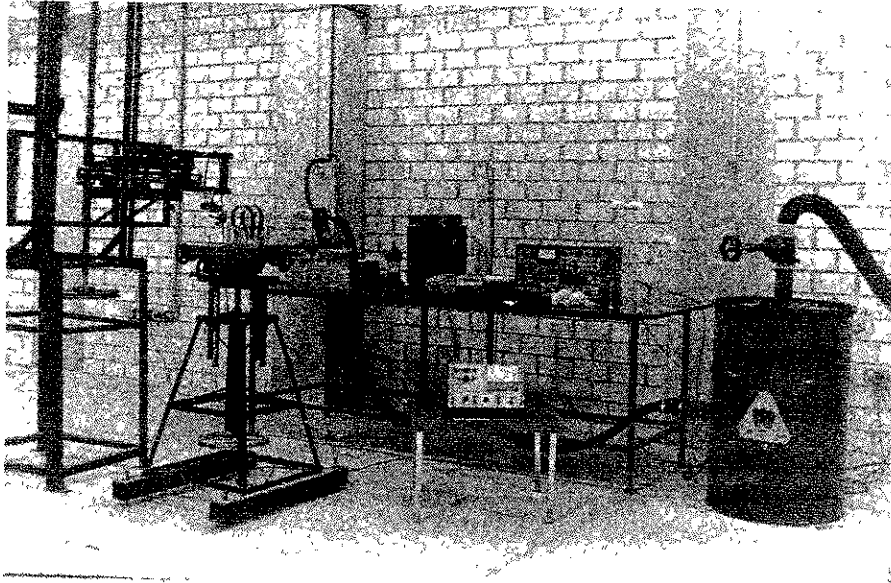
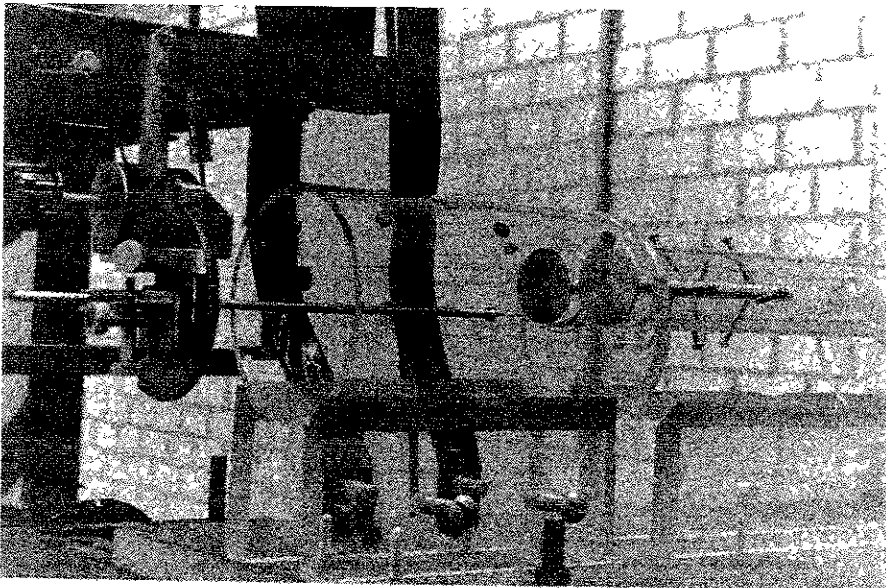


Figura 3.4. Esquema de una sonda de hilo caliente en un flujo tridimensional.



Fotografía 3.1. Arreglo experimental.



Fotografía 3.2. Modelo del cilindro.

tridimensional en un punto donde el fluido tiene una velocidad \vec{U} . Se define un sistema de coordenadas inercial, X, Y, Z y otro referido a la sonda, con direcciones 1,2,3 (figura 3.4), de tal modo que la dirección 3 es paralela al hilo sensor, la 1 es perpendicular a la 3 y está en el plano que contiene a la dirección 3 y a los soportes, y la 2 perpendicular a las anteriores.

El vector \vec{U} se puede descomponer según sus componentes en los dos sistemas de coordenadas :

$$\begin{aligned}\vec{U} &= U_x\vec{i} + U_y\vec{j} + U_z\vec{k} \\ &= U_1\vec{e}_1 + U_2\vec{e}_2 + U_3\vec{e}_3\end{aligned}\tag{3-1}$$

Ahora bien, debido a la geometría de la sonda, el efecto de cada una de las componentes de la velocidad que inciden sobre ella no será cuantitativamente el mismo, en lo que se refiere al fenómeno de transferencia de calor por convección forzada. No obstante es posible asignar este fenómeno a una velocidad efectiva definida como :

$$U_{ef}^2 = k_0^2 U_1^2 + k_1^2 U_2^2 + k_2^2 U_3^2\tag{3-2}$$

de manera que incluya el efecto de las tres componentes, ponderadas con los coeficientes de sensibilidad direccional k_0, k_1 y k_2 .

Siguiendo el procedimiento usual de calibración de colocar la sonda de tal forma que el vector velocidad que incide sobre ella siga la dirección 1, siendo U_0 la velocidad conocida, la ecuación 3-2 quedará como :

$$U_{ef}^2 = k_0^2 U_0^2$$

pudiéndose relacionar la tensión del anemómetro con la velocidad por la ecuación característica Comte y Bellot [26] :

$$E_0^2 = A + BU_{ef}^{\frac{1}{2}} = A + B(k_0 U_0)^{\frac{1}{2}}$$

Los valores de A y B se calculan a partir de estos ensayos de calibración, por lo que se puede incluir en B el valor de k_0 igual a la unidad, quedando finalmente :

$$E_0^2 = A + BU_0^{\frac{1}{2}}\tag{3-3}$$

Girando la sonda para que adopte las dos posiciones ortogonales respecto a la anterior se obtendrían otros dos valores de voltaje del anemómetro, E_2 y E_3 , de tal forma que según la ecuación 3-3 :

$$E_2^2 = A + B(k_1 U_0)^2$$

$$E_3^2 = A + B(k_2 U_0)^2$$

de donde se pueden calcular los valores de k_1 y k_2 para ese valor de la velocidad con las expresiones Jorgensen [27] :

$$k_1 = \left(\frac{E_2^2 - A}{E_0^2 - A} \right)^2$$

$$k_2 = \left(\frac{E_3^2 - A}{E_0^2 - A} \right)^2$$

Colocando ahora la sonda en un flujo tridimensional desconocido, referido a un sistema de coordenadas ortogonales cualquiera y orientando la sonda alternativamente según los tres ejes tal como se representa en la figura 3.5, se llega al siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} U_{ef1}^2 &= U_x^2 + k_2^2 U_y^2 + k_1^2 U_z^2 \\ U_{ef2}^2 &= k_1^2 U_x^2 + U_y^2 + k_2^2 U_z^2 \\ U_{ef3}^2 &= k_2^2 U_x^2 + U_y^2 + k_1^2 U_z^2 \end{aligned} \quad (3-4)$$

donde U_{ef1} , U_{ef2} y U_{ef3} son las velocidades efectivas calculadas utilizando la ecuación de respuesta de la sonda, a partir de las tensiones que da el anemómetro en cada posición, Acrivellis [28], Hoffmeister [29].

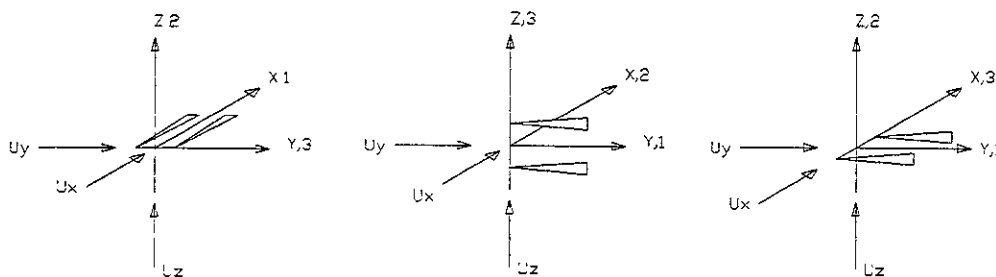


Figura 3.5. Posiciones de la sonda para la medición de las tres componentes de la velocidad.

Resolviendo el sistema de ecuaciones, se pueden conocer las componentes U_x, U_y y U_z del vector velocidad del fluido en el punto de medida.

En particular, aplicando el método expuesto anteriormente a la determinación del campo de velocidades en el conducto que simula el cilindro en un arreglo en flujo estacionario, tomando como sistema de coordenadas inercial el sistema cilíndrico con origen en el centro de la sección de medición y colocando la sonda en un punto en las posiciones indicadas por la figura 3.6, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones :

$$\begin{aligned}
 U_{ef1}^2 &= U_a^2 + k_2^2 U_r^2 + k_1^2 U_t^2 \\
 U_{ef2}^2 &= k_2^2 U_a^2 + U_r^2 + k_1^2 U_t^2 \\
 U_{ef3}^2 &= k_1^2 U_a^2 + U_r^2 + k_2^2 U_t^2
 \end{aligned}$$

que una vez resuelto ofrece los valores de las componentes tangencial, axial y radial de la velocidad en ese punto.

Para determinar el valor r.m.s. de las fluctuaciones de velocidad en la dirección del flujo ($\sqrt{u^2}$), es necesario efectuar dos mediciones simultáneas : el

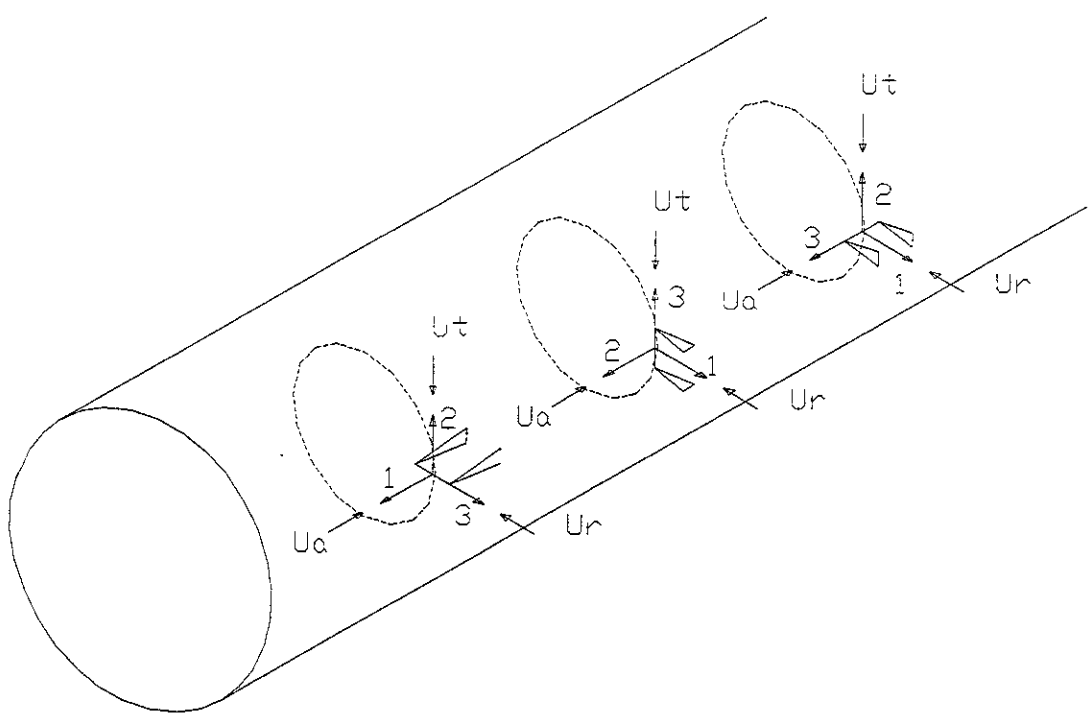


Figura 3.6. Posiciones de la sonda en el ensayo de medición en el banco de flujo estacionario.

voltaje medio \bar{E} y el voltaje R.M.S., $\sqrt{e^2}$, de la señal que se obtiene del anemómetro. Con el primero se obtiene directamente \bar{U} y se determina el "pivote" en la curva de calibración (figura 3.7); el segundo voltaje, colocado simétricamente sobre el pivote, permite obtener el correspondiente valor R.M.S. de las fluctuaciones de velocidad (\sqrt{u}). En el procedimiento descrito se ha supuesto que el valor R.M.S. del voltaje se distribuye simétricamente respecto a \bar{E} lo cual puede conducir a errores serios si las fluctuaciones de velocidad son muy grandes o si se encuentran distribuidas asimétricamente respecto a la media.

3.2.2 Desarrollo del experimento.

El primer paso para llevar a cabo las mediciones es el de calibrar la sonda de hilo caliente, es decir, obtener la curva de respuesta o curva de calibración. Dicha curva se obtuvo colocando el sensor en un flujo de velocidad constante cuyo valor se determina con la ayuda de un tubo de Pitot, y relacionando con ella la tensión de salida del anemómetro. Este procedimiento se repitió varias veces hasta cubrir el rango de velocidades presentes en el cilindro. Con esta información se pueden obtener los coeficientes A y B de la ecuación 3-3 ajustando la curva de calibración por medio de una regresión lineal, considerando la raíz cuadrada de la velocidad como variable independiente y el cuadrado de la tensión como la variable dependiente. Sustituyendo los valores de tensión que arroja el anemómetro en esta ecuación se pueden obtener los valores de las velocidades efectivas U_{ef1} , U_{ef2} y U_{ef3} para un punto y posteriormente, como ya se indicó, las componentes U_x , U_y y U_z .

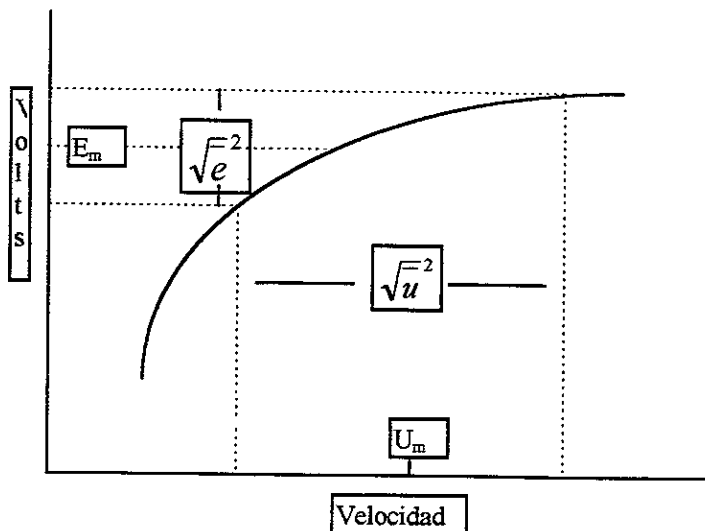


Figura 3.7. Empleo de la curva de calibración.

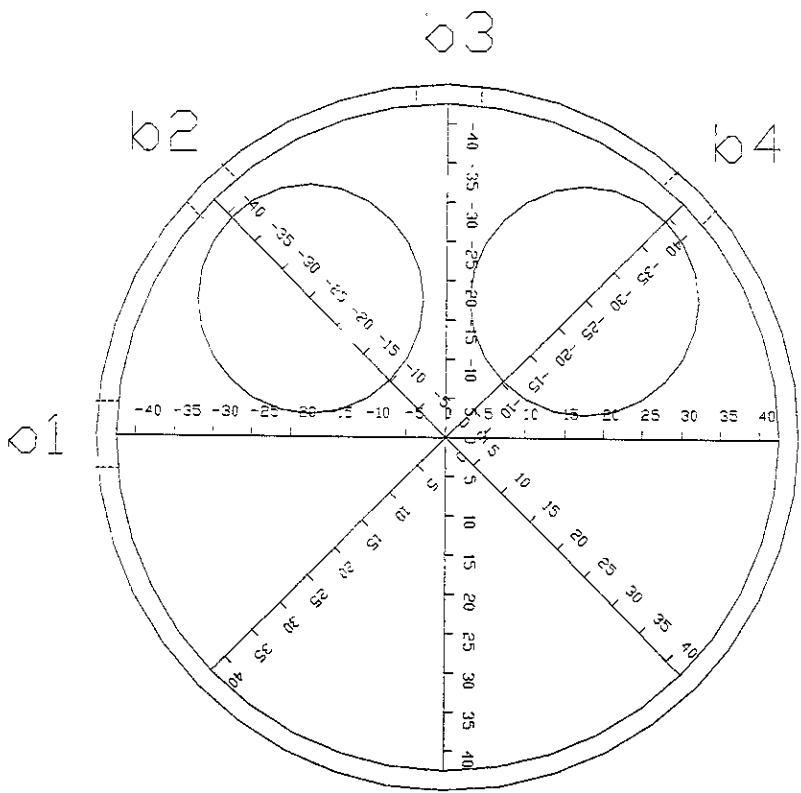
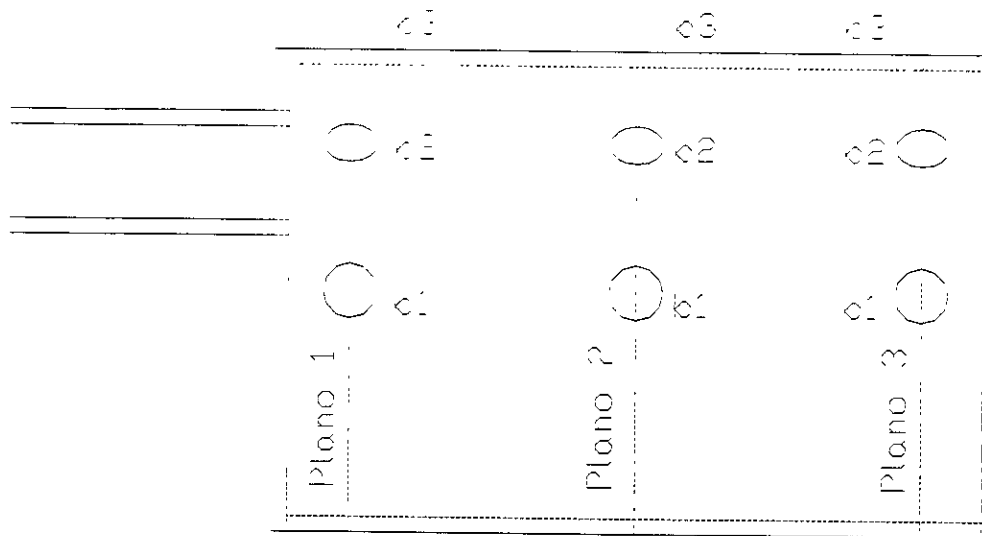


Figura 3.8. Planos y puntos evaluados.

Una vez calibrado el equipo, se procedía a situar el sensor en cada uno de los puntos de interés en las tres posiciones requeridas por el método de medición, y se registraban los valores de tensión correspondientes a la velocidad y a la intensidad de turbulencia. Sometiendo esta información al método descrito anteriormente se obtuvieron los campos de velocidades en el cilindro.

Se evaluaron nueve configuraciones, es decir tres diámetros diferentes del conducto de admisión y para cada diámetro tres levantamientos, las mediciones se realizaron en tres planos a 20, 80 y 140 mm de la tapa del cilindro. La combinación de estas variables generan los nueve casos mencionados. En cada uno de los planos estudiados se hicieron cuatro barridos diametrales cada 45° empezando por el diámetro que está a 0° respecto de la horizontal. En cada uno de los barridos se evaluaron 17 puntos situados cada 5 mm, 8 a cada lado del punto central por el que pasa el eje del cilindro (figura 3.8). Se midió el gasto de aire para cada una de las 9 configuraciones.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

Después de realizar la parte experimental del trabajo, y de calcular los valores de las componentes de las velocidades y de sus correspondientes RMS, éstas se representan gráficamente para cada barrido realizado (Figura 3.8), para las tres configuraciones, los tres levantamientos y para los tres planos de estudio. Es decir, que al terminar la representación de los campos de velocidades se contaba con 108 gráficas. Dichas gráficas se analizan y comparan una a una para determinar el efecto de la variación del diámetro de los conductos de admisión así como el efecto del levantamiento de la válvula. También se analizó la evolución del flujo a lo largo del cilindro. Por ser las más comúnmente utilizadas, sólo se trabajó con las velocidades axiales y tangenciales, y sus respectivas intensidades de turbulencia. A continuación se presenta la forma de las cuatro gráficas obtenidas para cada barrido realizado en la primera configuración. Posteriormente se presenta la información extraída de éstas y las gráficas restantes en un formato que agrupe una mayor cantidad de información y facilite la comprensión del comportamiento del flujo.

Las Figuras 4.1 - 4.4 representan los campos de velocidades axiales y tangenciales para la configuración 1 con una relación de diámetros de 0.2, el levantamiento de la válvula es de 10 mm. Los datos corresponden al plano 1 situado a 20 mm de la cabeza del cilindro. La Figura 4.1 corresponde a las mediciones hechas en el barrido b1 (Figura 3.8). En ella se aprecia cierta simetría respecto de la posición 0 mm correspondiente al eje del cilindro. Vemos que en las cercanías de la pared del cilindro las velocidades axiales tienen valores de entre 5 y 11 m/s; sin embargo en la zona cercana a las válvulas (posiciones -25 mm y 25 mm) las velocidades aumentan bruscamente y llegan a valores de hasta 25 m/s. En el eje del cilindro se tiene el valor más bajo de velocidad, entre 4 y 5 m/s. En el caso de las velocidades tangenciales la simetría es menos evidente pero aún se alcanza a notar. Los valores de ésta

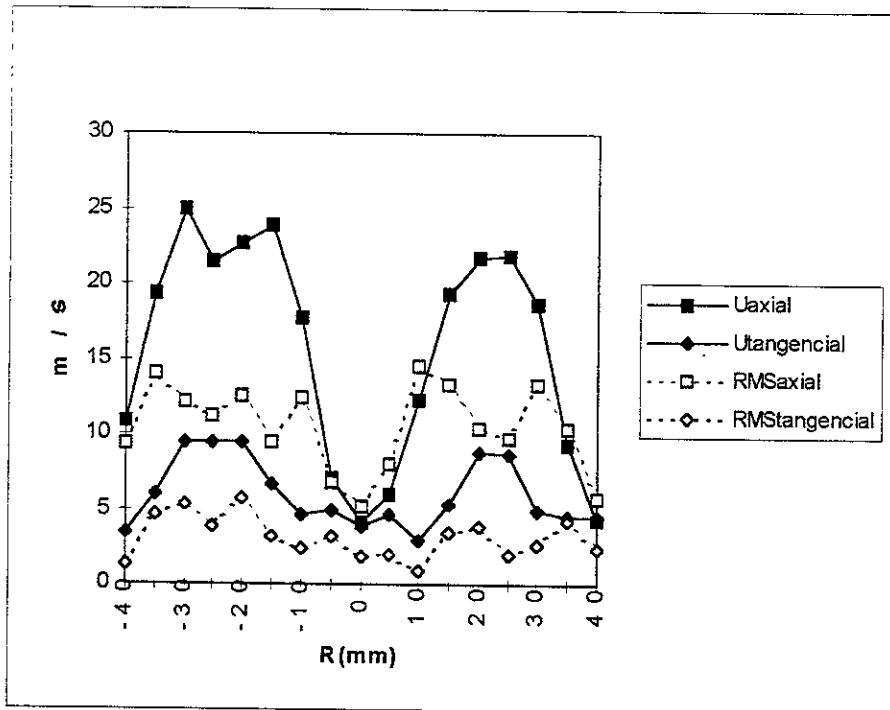


Figura 4.1. Velocidades para RD= 0.2, Levantamiento de 10mm, Plano 1, barrido b1.

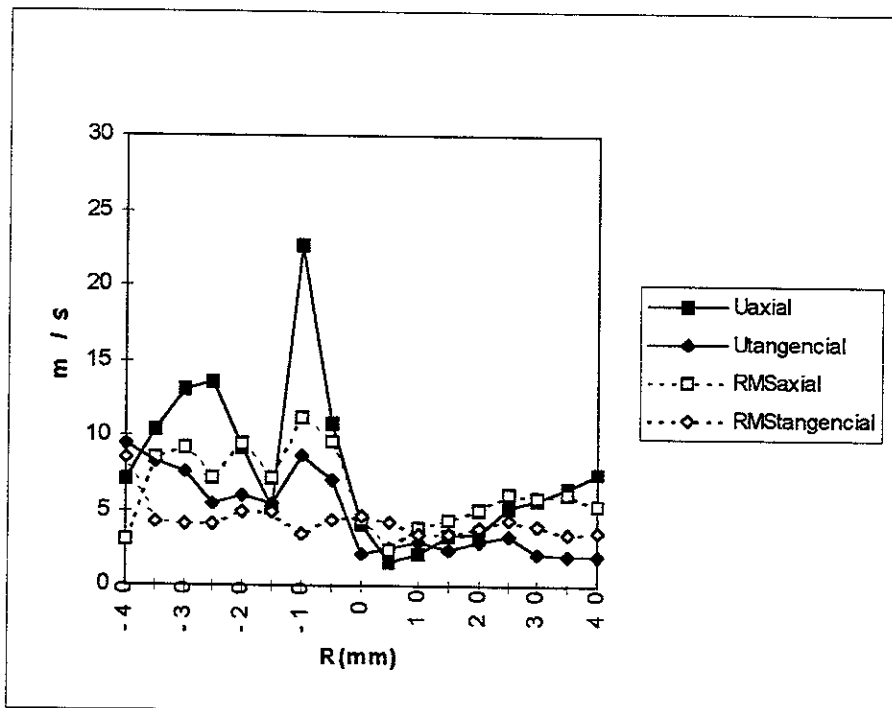


Figura 4.2. Velocidades para RD= 0.2, Levantamiento de 10mm, Plano 1, barrido b2.

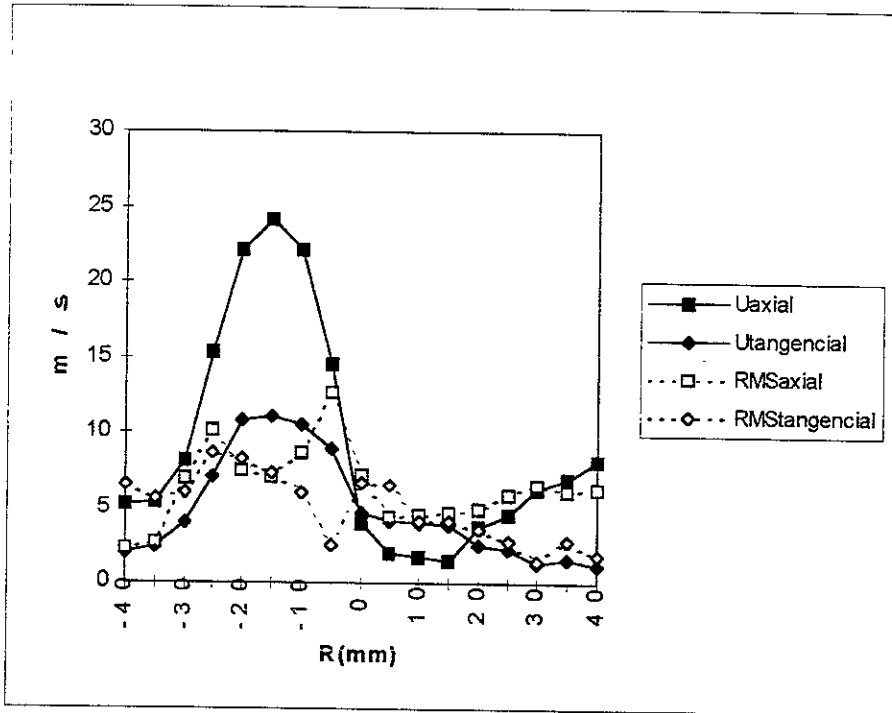


Figura 4.3. Velocidades para RD= 0.2, Levantamiento de 10 mm, Plano 1, barrido b3.

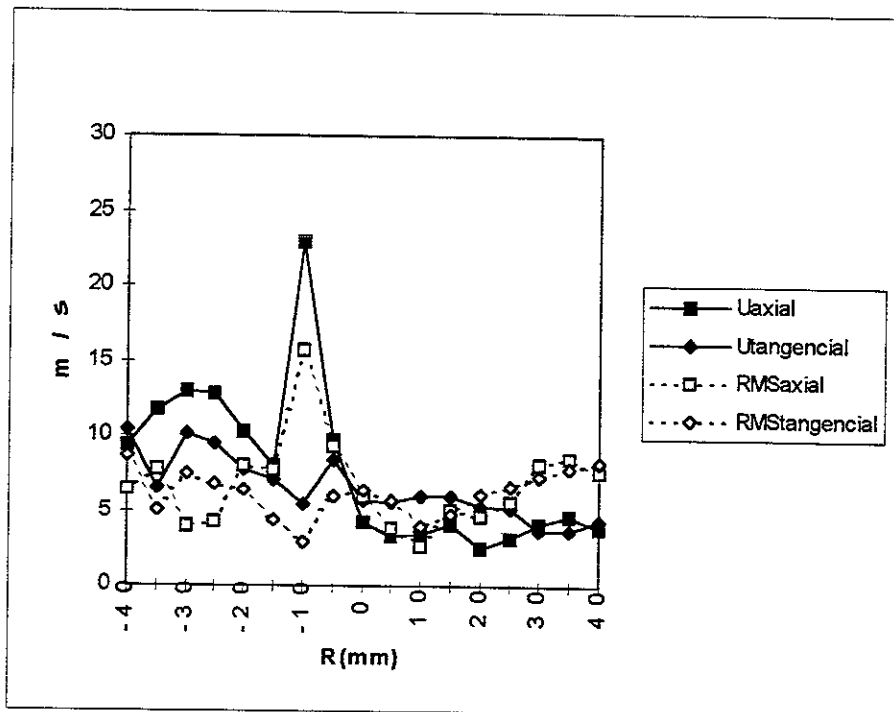


Figura 4.4. Velocidades para RD= 0.2, Levantamiento de 10 mm, Plano1, barrido b4.

componente son mucho menores que los de la axial teniendo 10 m/s como máxima y 4 como mínima. En la posición 0 mm las componentes tienen valores parecidos.

La Figura 4.2 corresponde a las mediciones realizadas en el barrido b2 a 45° de la horizontal. Al ver la zona que explora este barrido no se puede esperar un comportamiento simétrico respecto a "0" como en el caso anterior, sin embargo al considerar la Figura 4.4 es interesante constatar su gran parecido. Se puede decir en base a esto que la simetría del flujo, que se observó para b1, se convierte ahora en una simetría respecto del plano que contienen a b3 y al eje del cilindro. En estos dos casos, b2 y b4, se ve que la velocidad axial aumenta en la cercanía de la válvula, luego decrece repentinamente, revelando el obstáculo que representa ésta última para la corriente, y vuelve a elevarse en las zonas ligeramente separadas del borde de la válvula, para finalmente decaer bastante entre las posiciones 0 mm a 40 mm.

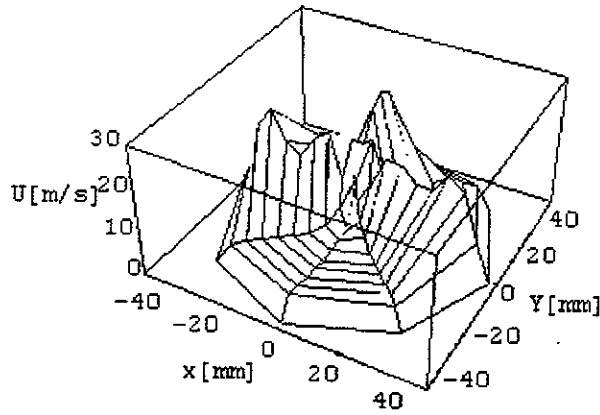
La gráfica del barrido b3 que se representa en la Figura 4-3 resulta también muy reveladora. Se ve cómo en la zona que se encuentra entre las dos válvulas las velocidades alcanzan un valor máximo tanto axial como tangencial del orden de las velocidades alcanzadas en las posiciones -25 mm y 25 mm del b1. Sin embargo pasando el punto 0 mm las velocidades decaen notablemente.

Haciendo análisis semejantes de las 104 gráficas restantes se determinaron los efectos de la evolución del flujo a lo largo del cilindro, del levantamiento de la válvula y, el más importante para este trabajo el del diámetro del conducto de admisión. A continuación se describen cada uno de estos efectos.

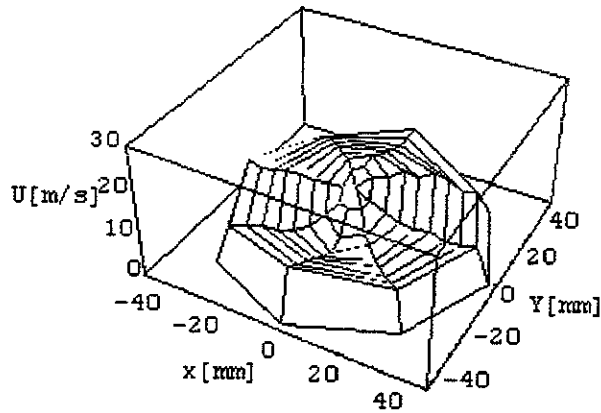
4.1 Evolución a lo largo del cilindro.

Las pruebas se realizaron primero en el arreglo de menor diámetro en la admisión, fijando el levantamiento máximo de la válvula y haciendo las mediciones en los tres planos de estudio. Posteriormente se cambiaba el levantamiento y se volvían a medir las velocidades en los tres planos propuestos y así hasta concluir con el último levantamiento. Se procedió de la misma manera en el estudio de los otros dos arreglos. Al analizar las gráficas correspondientes a los tres planos mencionados se puede determinar la evolución del flujo a lo largo del cilindro.

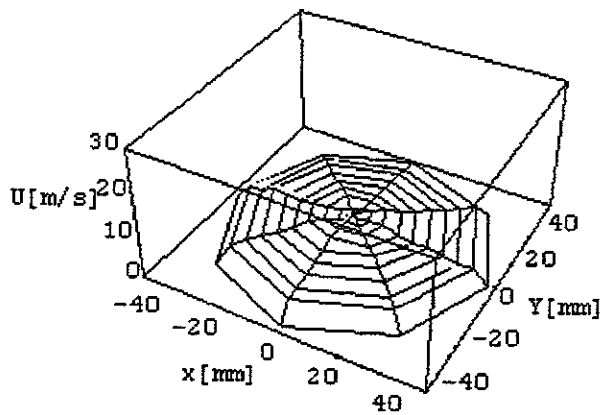
En el plano 1 se tiene el campo de velocidades que evidencia en mayor medida la presencia de las válvulas (Figuras 4.5(a), 4.6(a)). El comportamiento del flujo en esa zona se ve marcado por un aumento de los valores de la velocidad en las cercanías de los bordes de las válvulas, en las zonas alejadas de éstas las velocidades son más bajas aunque se recuperan un poco cerca de la pared del cilindro; se ve que las velocidades tangenciales son más bajas que las axiales, sobre todo en la cercanía de las válvulas, en el resto del área estas componentes tienen valores semejantes. Las intensidades de turbulencia también reflejan la presencia de las válvulas, sin embargo, su comportamiento no es tan fiel a esta influencia como lo son las velocidades promedio (Figura 4.7).



(a) $RD=0.27$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

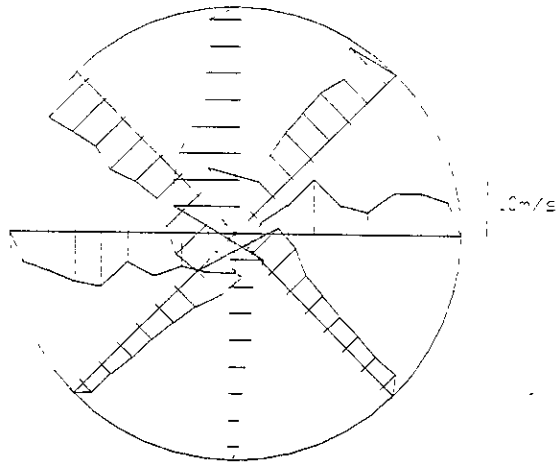


(b) $RD=0.27$, Levantamiento 10 mm, Plano 2.

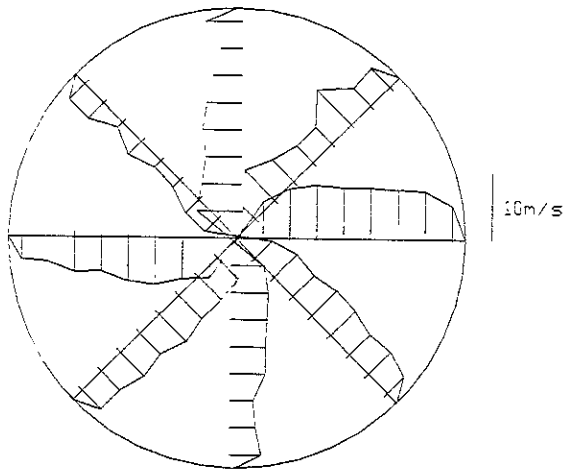


(c) $RD=0.27$, Levantamiento 10 mm, Plano 3.

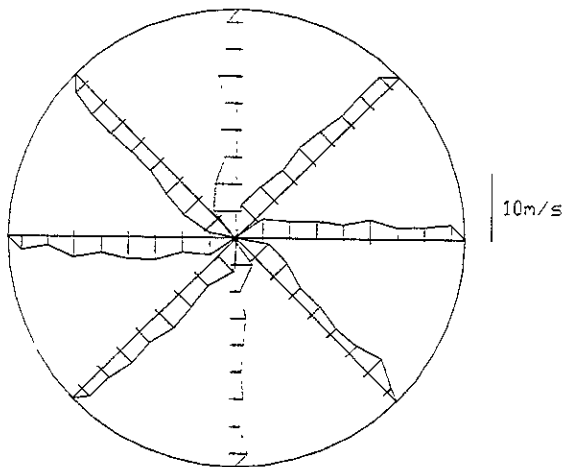
Figura 4.5 Evolución del flujo a lo largo del cilindro (componente axial).



(a) RD=0.27, Levantamiento 10 mm, Plano 1.



(b) RD=0.27, Levantamiento 10 mm, Plano 2.



(c) RD=0.27, Levantamiento 10 mm, Plano 3.

Figura 4.6 Evolución del flujo a lo largo del cilindro (componente tangencial).

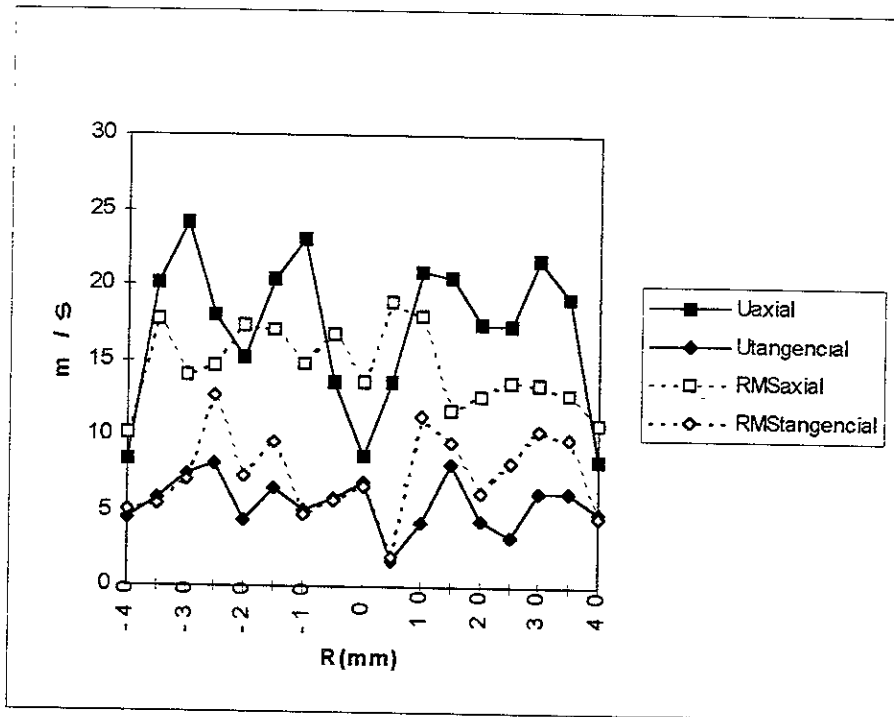


Figura 4.7. Velocidades para $RD= 0.27$, Levantamiento de 10 mm, Plano 1, barrido b1.

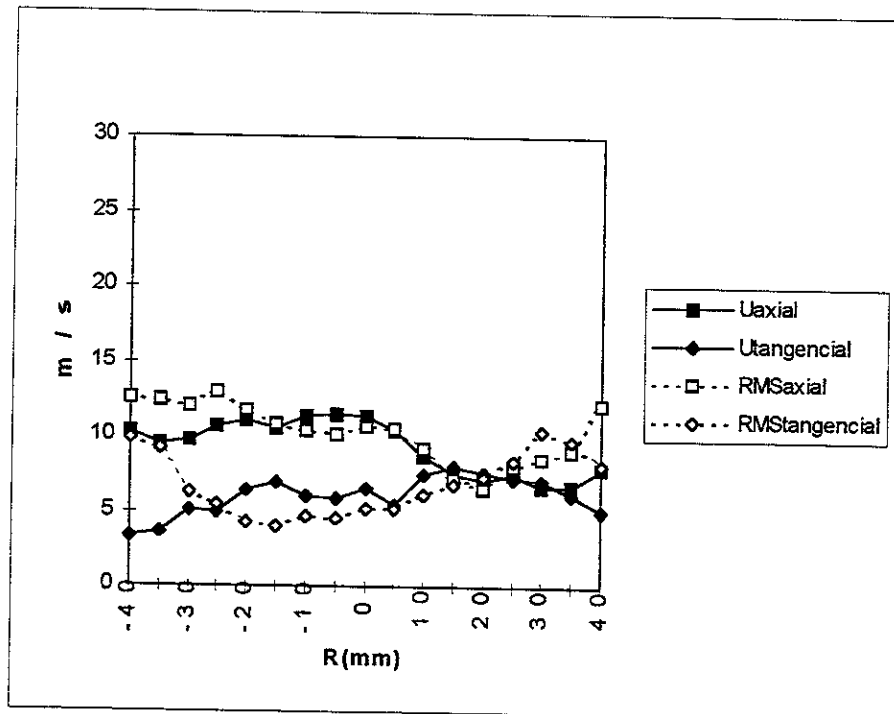


Figura 4.8. Velocidades para $RD= 0.27$, Levantamiento de 10 mm, Plano 2, barrido b1.

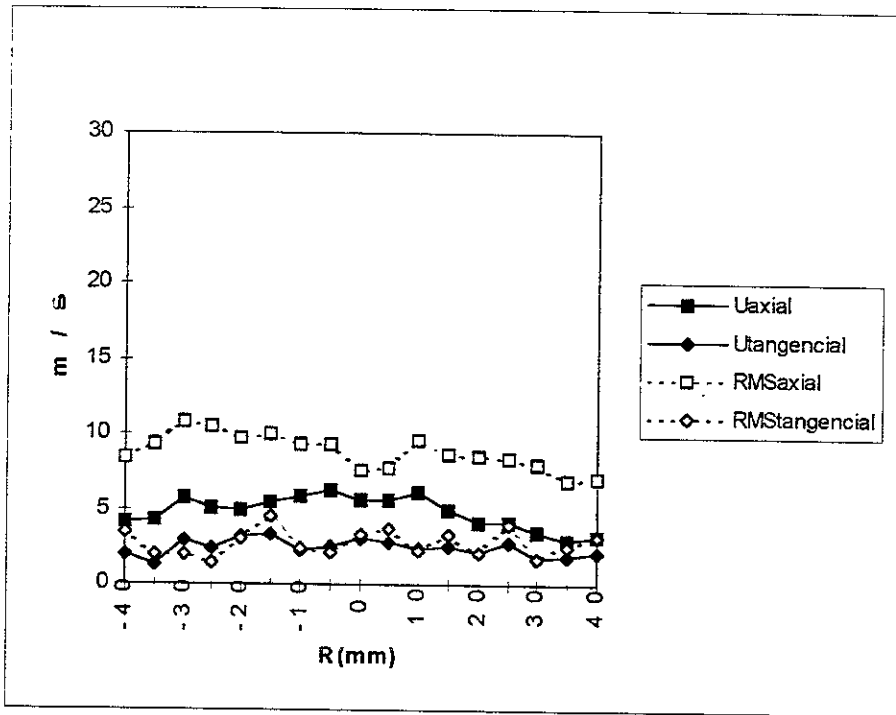


Figura 4.9. Velocidades para RD= 0.27, Levantamiento de 10 mm, Plano 3, barrido b1.

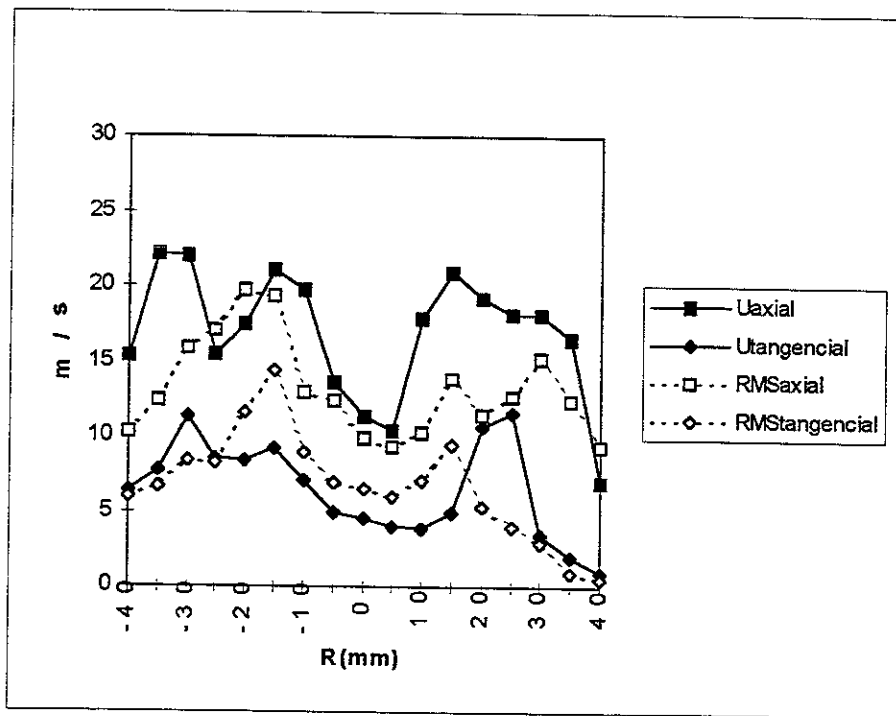


Figura 4.10. Velocidades para RD= 0.2, Levantamiento de 7 mm, Plano 1, barrido b1.

En el plano 2 (Figuras 4.5(b),4.6(b)), 60 mm aguas abajo del plano 1, se nota una disminución de las velocidades del plano anterior, el rango de velocidades disminuye, ya no se notan zonas donde la velocidad se eleve bruscamente sobre todo para los arreglos con relación de diámetros 0.2 y 0.38, sin embargo en el arreglo con relación de 0.27 el efecto de las válvulas perdura, teniéndose valores de velocidad elevados en las zonas correspondientes a estas, y un descenso más o menos brusco en la zona opuesta. Se nota que en general las velocidades axiales siguen siendo superiores a las tangenciales aunque en algunos casos estas últimas sean mayores, sobre todo en la zona opuesta a la de las válvulas. En este plano las intensidades de turbulencia se equiparan o superan los valores de las velocidades medias tanto para las componentes axiales como para las tangenciales, como se ve la Figura 4.8.

El plano 3 (Figuras 4.5(c),4.6(c)) presenta perfiles de velocidades llanos y con velocidades menores a las del plano anterior tanto en la componente axial como en la tangencial. En este plano los valores de las componentes estudiadas son bastante parecidos, sin embargo la velocidad axial sigue imponiéndose a la tangencial. Las intensidades de turbulencia axial son mayores que la velocidad media, en el caso de la componente tangencial su intensidad de turbulencia es semejante al de la velocidad (Figura 4.9).

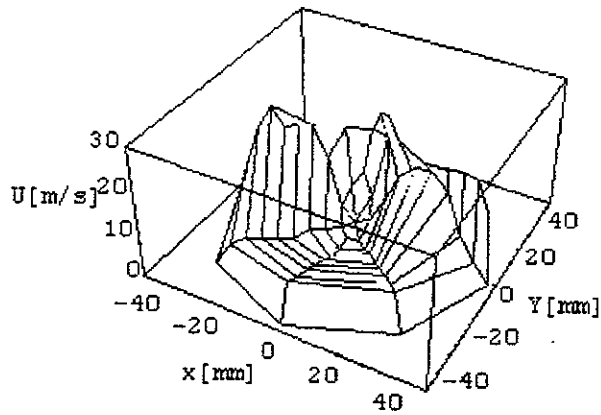
El decaimiento de las velocidades a lo largo del cilindro se debe a la turbulencia del flujo pero sobre todo a la ausencia del pistón. La corriente se dirige hacia la atmósfera sin ningún obstáculo que pueda generar reflujos como sucede en el motor. Esto también explica el dominio de la velocidad axial sobre la tangencial.

4.2 Efecto del levantamiento de la válvula.

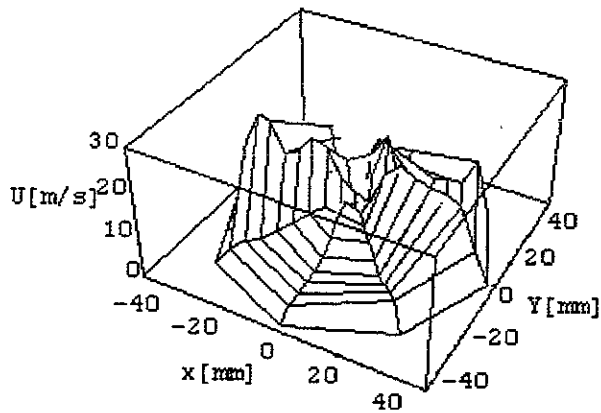
Como se dijo anteriormente, se consideraron tres levantamientos de las válvulas para cada uno de los tres diámetros de los cilindros de admisión. La zona donde mejor se percibe la influencia de este parámetro es el plano 1, dado que en los planos 2 y 3 la disipación debida a la turbulencia hace que el flujo se vuelva más uniforme dificultando el análisis. La evolución del flujo según el levantamiento de la válvula se ilustra en las Figuras 4.11 y 4.12.

Para la relación de diámetros menor se nota un decaimiento de las velocidades a medida que disminuye el levantamiento, ligero al principio pero muy notorio para el levantamiento menor ($l = 4$ mm, Figura 4.11(c)). También se nota que a medida que la válvula se cierra, la simetría del flujo, respecto al plano que pasa por el eje del cilindro y por el b3, se pierde. El flujo en este último caso es más intenso en la válvula de la derecha (viendo el cilindro de frente a la corriente). A medida que las válvulas se cierran los valores de las componentes axiales y tangenciales están en rangos semejantes.

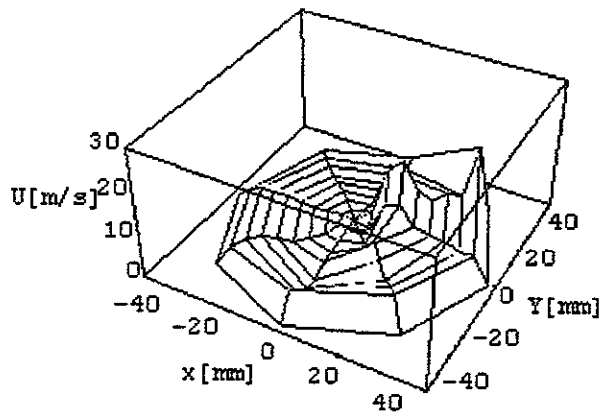
Para la relación de diámetros intermedia el efecto del levantamiento cambia de forma interesante respecto al caso anterior, a medida que la válvula se cierra las velocidades en su cercanía aumentan Figura 4.13. Esto se debe al incremento del gasto justificado por el incremento de las dimensiones del



(a) RD=0.2, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

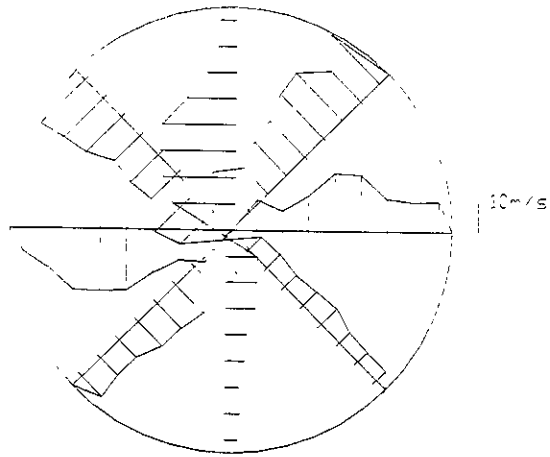


(b) RD=0.2, Levantamiento 7 mm, Plano 1.

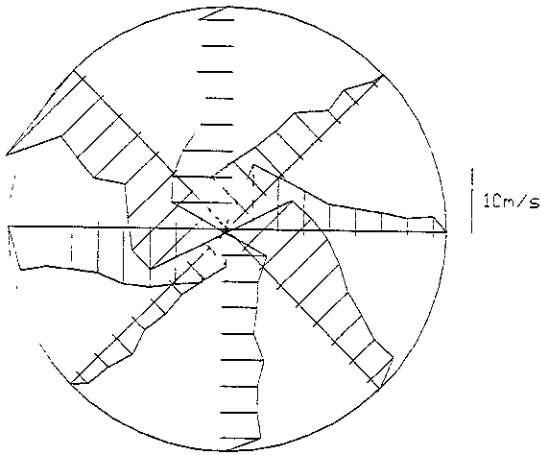


(c) RD=0.2, Levantamiento 4 mm, Plano 1.

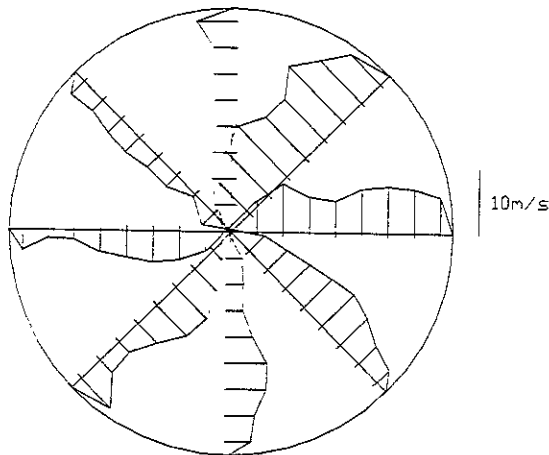
Figura 4.11. Efecto del levantamiento de la válvula (componente axial).



(a) RD=0.2, Levantamiento 10 mm, Plano 1.



(b) RD=0.2, Levantamiento 7 mm, Plano 1.



(c) RD=0.2, Levantamiento 4 mm, Plano 1.

Figura 4.12. Efecto del levantamiento de la válvula (componente tangencial).

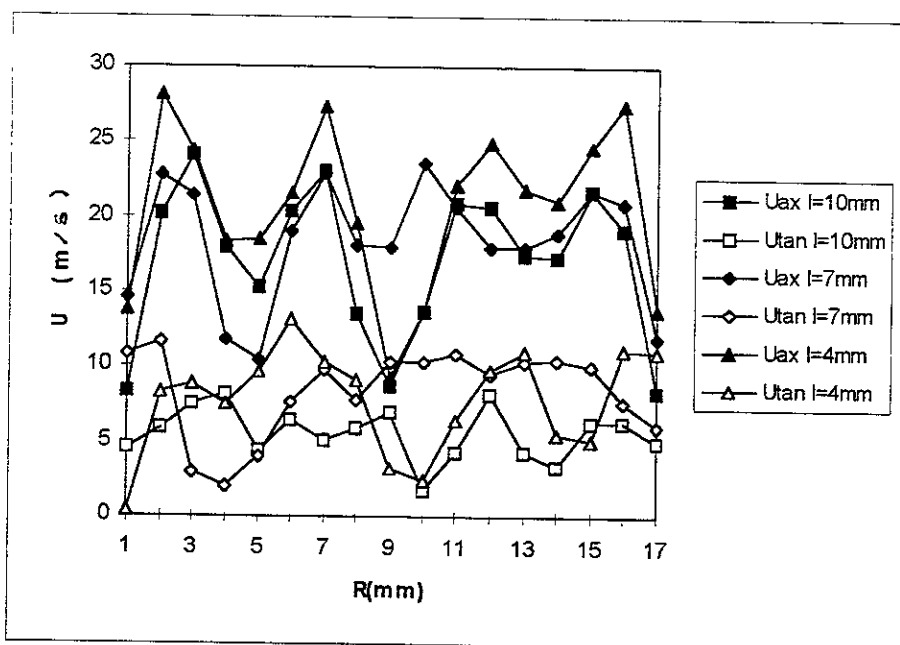


Figura 4.13. Efecto del levantamiento de la válvula en la velocidad para $RD=0.27$, Plano1 barrido b1.

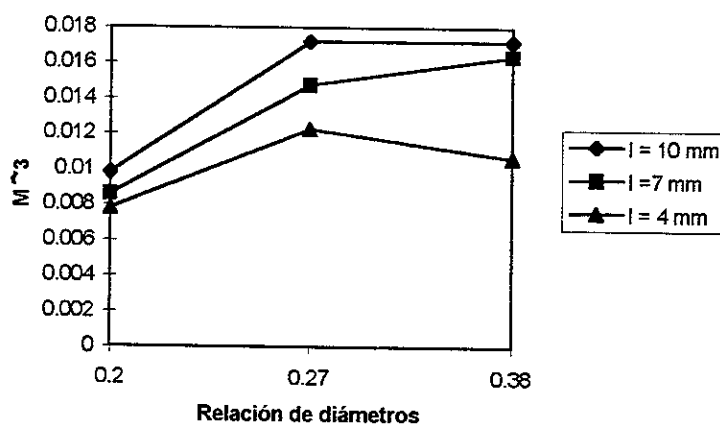


Figura 4.14. Gasto de aire para las tres Relaciones de Diámetro.

conducto de admisión (Figura 4.14), y al hecho de que el borde de estas válvulas está más cerca de la zona de medición, es decir del barrido b1. La simetría que se ha venido observando se conserva para los tres levantamientos así como la estructura del flujo. Las intensidades de turbulencia también conservan su estructura, son al menos del 50% del valor de la velocidad media, y cuando las velocidades son bajas la intensidad de turbulencia es mayor (Figura 4.10).

Para la relación de diámetros mayor el efecto del cierre de la válvula se parece al del primer arreglo (Figura 4.11(a)) , las velocidades disminuyen a medida que se cierra la válvula y la simetría, presente para $l=10$ mm, se pierde para el levantamiento menor.

4.3 Efecto del diámetro del conducto de admisión.

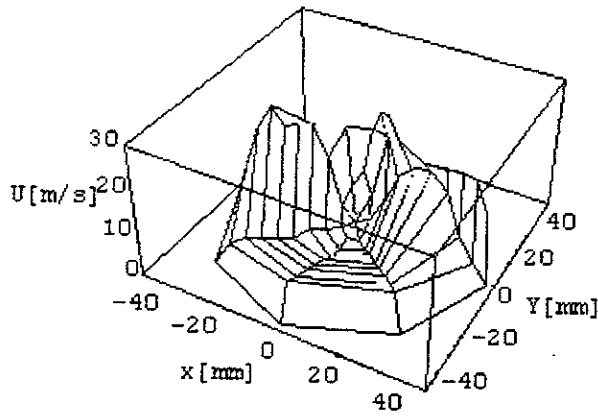
El cambio en la relación de diámetros, es decir en las dimensiones de los conductos de admisión, tiene un efecto notable en la forma de los perfiles de velocidades, en los gastos y en la forma del flujo a lo largo del cilindro. En nombre de la eficiencia volumétrica y del diseño de motores que usen mezclas pobres se optó por los motores multiválvulas, todo hace pensar que un área mayor permitirá un gasto mayor beneficiando el funcionamiento del motor. El análisis del efecto del diámetro del conducto de admisión nos muestra que hay que considerar este último criterio con ciertas reservas.

El primer arreglo, con $RD = 0.2$ muestra un comportamiento del flujo simétrico respecto al plano que pasa por el eje del cilindro y el plano que contiene al barrido b_3 como se aprecia en la Figura 4.15(a). Ésta simetría se pierde a medida que la válvula se cierra Figuras 4.11(b) y (c). Los valores de las velocidades son elevados en las zonas cercanas a las válvulas y bajos en la zona opuesta . El gasto para este diámetro disminuye ligeramente con la disminución del levantamiento. La figura 4.16(a) muestra que para las velocidades tangenciales el comportamiento es semejante, teniéndose los valores más altos de velocidad cerca de las válvulas.

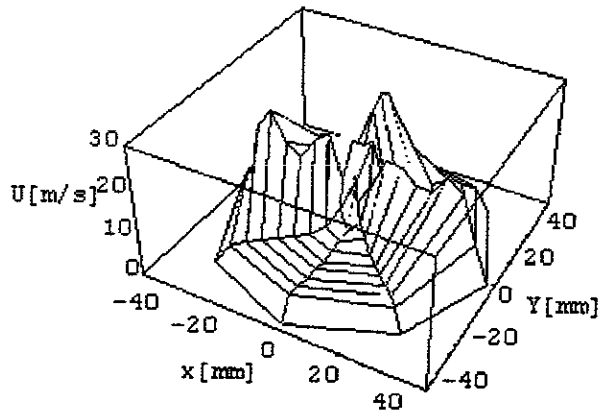
El segundo arreglo, con $Rd = 0.27$ (Figura 4.15(b) y 4.16 (b)) es parecido al anterior en la forma de los perfiles de velocidades que presenta aunque muestra valores mayores, además dichos valores aumentan con el cierre de las válvulas (Figura 4.13). El gasto disminuye en un 30% a medida que se llega al levantamiento menor a diferencia del arreglo anterior que disminuye sólo en un 20%, sin embargo los valores del gasto del arreglo con $RD = 0.2$ no superan los de $RD = 0.27$ en ningún momento.

Al analizar los perfiles de velocidades salta a la vista que el arreglo con $RD = 0.38$ (Figura 4.15(c) y 4.16(c)) es el menos ventajoso pues las velocidades axiales y tangenciales son las más bajas, aún menores que el arreglo con $RD = 0.2$. Además el flujo se concentra en la parte central del cilindro y los valores mayores de velocidad se encuentran a lo largo del barrido b_3 . Para el levantamiento más bajo las velocidades disminuyen aunque las más altas se conservan en la zona central del cilindro pero se pierde bastante en cuanto a los valores de las velocidades axiales y tangenciales cerca de la pared.

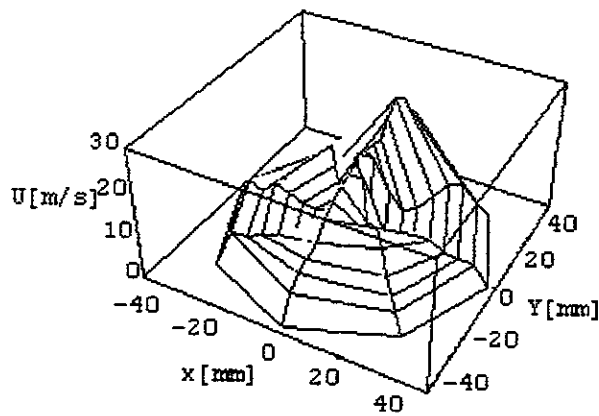
Se nota que a medida que RD aumenta las velocidades mayores de los perfiles de velocidades tienden a concentrarse a lo largo del barrido b_3 (Figura 4.15(c) y 4.16(c)). Es evidente que al acercarse el borde de las válvulas a la pared del cilindro el flujo del aire se ve obstruido, situación que no se presenta en los dos primeros arreglos en los que el aire no tiene la pared como obstáculo. En



(a) $RD=0.2$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

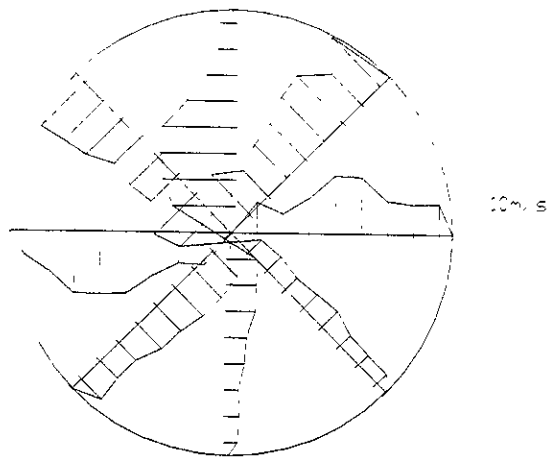


(b) $RD=0.27$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

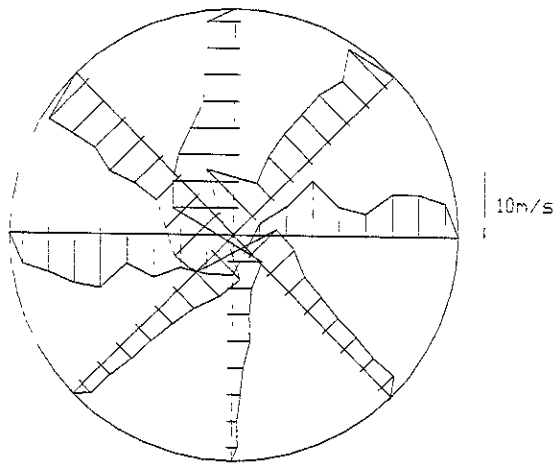


(c) $RD=0.38$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

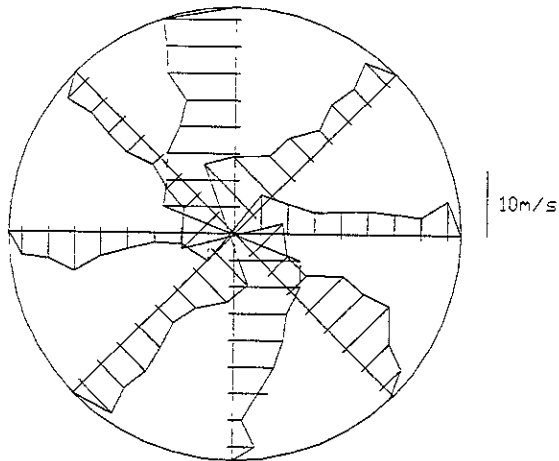
Figura 4.15. Efecto de la variación de la Relación de Diámetros (componente axial).



(a) $RD=0.2$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.



(b) $RD=0.27$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.



(c) $RD=0.38$, Levantamiento 10 mm, Plano 1.

Figura 4.16. Efecto de la variación de la Relación de Diámetros (componente tangencial).

el arreglo con $RD=0.27$ los perfiles de velocidades tienen valores de velocidades altos que persisten hasta el plano 2 sobre todo en la zona que esta entre las dos válvulas, lo cual no ocurre en los otros dos arreglos.

ESTO
SALIR DE LA BIBLIOTECA

CAPITULO V

CONCLUSIONES

Los motores de combustión interna pueden presentar un sinnúmero de geometrías y formas en los sistemas de admisión y escape, sin embargo sólo algunas de éstas son óptimas. Para alcanzar un diseño que represente mejoras en el funcionamiento del motor es necesario evaluar diversas configuraciones, como la del motor multiválvulas que se investigó en este trabajo. Para esto existen muchos métodos experimentales y computacionales. En este caso se utilizó la anemometría de hilo caliente para evaluar los perfiles de velocidades del flujo de aire en el interior del cilindro. El modelo experimental se montó en un banco de flujo estacionario. Las variables estudiadas fueron la evolución a lo largo del cilindro, el levantamiento de la válvula, parámetros evaluados comúnmente por muchos investigadores, y el diámetro del conducto de admisión.

Las conclusiones a las que se llegaron son las siguientes :

- El flujo evaluado en la cercanía de las válvulas presenta simetría respecto del plano formado por el eje del cilindro y el diámetro que pasa entre las dos válvulas (correspondiente al barrido b3). Esta simetría se pierde en los planos 2 y 3.
- Las velocidades tangenciales son siempre menores a las velocidades axiales ; esta diferencia es más notoria en la cercanía de las válvulas, en

el plano 3 los valores se asemejan bastante e incluso aparecen velocidades tangenciales mayores a las axiales.

- El dominio de la velocidad axial se explica por la ausencia de pistón, el flujo se descarga a la atmósfera.
- Al cerrarse las válvulas los valores de velocidad disminuyen, sobre todo para $RD= 0.2$ y $RD= 0.38$.
- En el caso de $RD=0.27$ la disminución de los valores de velocidad, a medida que se cierra la válvula, es menos marcada que para los otros dos casos
- A medida que el diámetro del conducto de admisión aumenta el gasto también lo hace, sin embargo cuando el borde de la válvula se acerca, proporcionalmente al aumento de RD , a la pared del cilindro, ésta se convierte en un obstáculo para el flujo y el efecto se invierte provocando una disminución en el gasto.
- Para $RD = 0.38$ el flujo se concentra entre las dos válvulas y sus valores de velocidad disminuyen bastante respecto de los otros dos diámetros del conducto de admisión.
- El modelo que presenta los valores más altos de velocidades tanto axiales como tangenciales es el correspondiente a $RD= 0.27$. En este caso los perfiles conservan sus características de velocidad y simetría más allá del plano 2, además de tener el gasto más importante. Este diámetro se revela como el más conveniente de los tres para un buen funcionamiento del motor.

Respecto a la técnica de medición utilizada es pertinente comentar que dadas las condiciones en que se obtuvieron los datos (lectura directa del display del voltmetro) y la precisión limitada del equipo de posicionamiento del sensor y del modelo es posible que se haya incurrido en errores sistemáticos. Sin embargo la buena repetibilidad del experimento da confianza acerca de las conclusiones que aquí se presentan.

REFERENCIAS

1. RICARDO, H.H. Recent research work on the internal combustion engine
Trans. S.A.E, 17 (1)(1922).
2. CLERK, D. Fifth Report Gaseous Explosions Committee, British Association
Report. (Reported in Bone, W.A., and Townend, D.T. (1927), Flame and
combustion in gases. Longman, Green, and Co.) London (1912).
3. ALCOCK, J.F. Air swirl in oil engines. Proc. I. Mech. E., 128,123-193 (1934).
4. LANCASTER, D. R. Effects of engine variables on turbulence in a spark ignition
engine, S.A.E. Paper No. 760159 (1976).
5. BRADSHAW, P. An introduction to turbulence and its measurement. Pergamon
Press, Oxford (1971).
6. TABACZYNSKI, R. J. Turbulence and turbulent combustion in spark-ignition
engines. In Energy and combustion sciences, student edition (ed. N. A.
Chigier), Pergamon Press, Oxford (1979).
7. WITZE, P. O. Measurements of the spatial distribution and engine speed
dependence of turbulent air motion in an I. C. engine S.A.E. Paper No. 770220
(1977).
8. DENT, J.C. In-cylinder air motion and fuel distribution using hot wire
anemometry and interferometric methods. Proceedings of UK Universities
Internal Combustion Engines Symposium(1980).
9. ARCOUMANIS, C., BICEN, A. F., VLACHOS, N.S., and WHITELAW, J. H.
Effects of flow and geometry boundary conditions on fluid motion in a motored
I.C. model engine. Proc. I. Mech. F., 196 (4) 1-10 (1982).
10. KASTNER, L.S., WILLIAMS, T.J., and WHITE, J.B. Poppet inlet valve
characteristics and their influence on the induction process. Proc. I. Mech E.,
178. 955-975 (1963).
11. DAVIS, B. C. and KENT, J.C. Comparison of model calculations and
experimental measurements of the bulk cylinder flow processes in a motored
PROCO engine, S.A.E. Paper No. 790290 (1979).
12. WOODS, W. A. and KHAN, S.R. An experimental study of flow through poppet
valves. Proc. I. Mech. E. 180 (3N), 32-41 (1965-66).
13. TINDAL, M.J., and WILLIAMS, T.J. An investigation of cylinder gas motion in
the direct injection diesel engine. S.A.E. Paper No. 770405 (1977).
14. HIROTOMI, T., NAGAYAMA, I., and KOBAYASHI, S. Study of induction swirl
in a spark ignition engine. S.A.E. Paper No. 810496 (1981).
15. MONAGHAN, M. L. and PETTIFER, H. F. Air motion and its effect on diesel
performance and emissions. S.A.E. Paper No 810255 (1981).
16. WIGLEY, G. and HAWKINS, M.G. Three-dimensional velocity measurements
by laser anemometry in a diesel engine cylinder under steady state inlet flow
conditions. S.A.E. Paper No.780060 (1978).

17. EKCHIAN, A. and HOULT, D.P. Flow visualization study of the intake process of an internal combustion engine. S.A.E. Paper No. 790095 (1979).
18. MORSE, A.P., WHITELOW, J.H., and YIANNESKIS, M. The flow characteristics of a piston-cylinder assembly with an off centre open port. Proc.I. Mech. E., 194 (31) 291-299 (1980).
19. WILLIS, D. A., MEYER, W. E., and BIRNIE, C. Mapping of air-flow patterns in engines with induction swirl. S.A.E. Paper No. 660093 (1966).
20. MORSE, A. P. and WHITELOW, J. H. Measurements of the in-cylinder flow of a motored four-stroke reciprocating engine. Proc. R. Soc., Lond., A377, 309-329 (1981).
21. BRANDL, F., REVERENCIS, I., CARTELLIERI, W., and DENT, J.C. Turbulent air flow in the combustion bowl of a D.I. diesel engine and its effect on engine performance, S.A.E. Paper No. 790040 (1979).
22. SEMENOV, E. S. Studies of turbulent gas flow in piston engines. Otdelenie Tech. Nauk, 8, 122-147 (1958) Also NASA Tech. Trans., F97 (1963).
23. DENT, J.C. and SALAMA, N. S. Turbulence structure in the spark ignition engine. Paper No. C83/75. I. Mech. E. Conference on Combustion in Engines, Cranfield (1975).
24. LE COZ, J. F., STÉPHANE, H. and PINCHON, P. An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-Valve Spark Ignition Engine—Focus on Cycle-Resolved Turbulence. S.A.E Paper No. 900057. (1990).
25. KHALIGHI, B. Intake-Generated Swirl and Tumble Motions in a 4-Valve Engine with Various Intake Configurations—Flow visualization and Particle Tracking Velocimetry. S.A.E. No. 900059 (1990)
26. COMTE-BELLOT, G. Hot-Wire Anemometry. Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 8, 1976, p. 209.
27. JORGENSEN, F.E. Directional Sensitivity of Wire and Fiber-Film Probes. An Experimental Study. DISA Information, N° 11, Mayo 1971, p. 31.
28. ACRIVLELLIS, M. An Improved Method for Determining the Flow Field of Multidimensional Flows of Any Turbulence Intensity. DISA Information, N° 23, Sept. 1978, p. 11.
29. HOFFMEISTER, H. Using a Single Hot-Wire Probe in Three Dimensional Turbulent Flow Fields. DISA Information, N° 13, Mayo.1972, p. 26.
30. PAYRI, F., DESANTES, J. M., PASTOR, J. V. LDV Measurements of the flow inside the combustion chamber of a 4-valve D.I. diesel engine with axisymmetric piston-bowls. Experiments in Fluids 22 (1996) 118-128. Springer-Verlag 1996.