

*Simulación computacional de los procesos fluido-
dinámicos en el interior de motores de combustión
interna*

**Tesis presentada como parte de los requisitos de la Facultad de Ingeniería y
Cs. Hídricas de la Universidad Nacional del Litoral para acceder al grado
de Doctor en Ingeniería
Mención en Mecánica Computacional**

Doctorando: Ing. Mecánico Damian Enrique Ramajo

Director de Doctorado: Dr. Ing. Norberto Marcelo Nigro

Índice

Objetivo del trabajo propuesto y contenido general del mismo	5
Breve introducción	7
1 Capítulo I. Conceptos generales	
1.1 Funcionamiento básico de los motores de 4 tiempos de encendido por chispa	10
1.1.1 Motores de 4 válvulas por cilindro con carga homogénea	12
1.2 Emisión de contaminantes en motores <i>SI</i>	14
1.3 Combustión de mezclas premezcladas	19
1.3.1 Efecto de la turbulencia	20
1.4 Movimientos característicos de la carga en motores <i>SI</i>	26
1.4.1 Influencia de las características geométricas y operativas sobre los patrones de flujo dentro del cilindro en motores <i>SI</i>	30
1.4.2 Estrategias de apertura de las válvulas de admisión para modificar los patrones de flujo	40
1.5 Discusión y conclusiones parciales	46
2 Capítulo II. Aproximaciones numéricas	
2.1 Mecánica de fluidos e hipótesis del medio continuo	47
2.2 Ecuaciones generales de mecánica de fluidos	48
2.3 Modelado de la turbulencia	52
2.3.1 Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo (<i>RANS</i>)	52
2.3.2 Modelos de viscosidad de torbellino	53
2.3.3 Modelo de turbulencia $k-\varepsilon$	55
2.3.4 Modelado de la velocidad cerca de las paredes	56
2.4 Discretización espacial de las ecuaciones. Método de los volúmenes finitos	57
2.5 Modelado de la combustión. Régimen <i>flamelet</i>	65
2.5.1 Modelo fractal	68

2.6	Discusión y conclusiones parciales	70
3	Capítulo III. Estudio fluido dinámico del motor estático	
3.1	Introducción	72
3.2	Descripción del estudio estático desarrollado	76
3.3	Geometría del motor utilizado	77
3.4	Coeficientes flujométricos. Medición experimental	80
3.5	Momento de <i>swirl</i> . Medición experimental	84
3.6	Simulación numérica. Convergencia espacial y temporal	90
3.6.1	Convergencia espacial	94
3.6.2	Convergencia temporal	97
3.7	Coeficientes flujométricos. Simulación numérica	99
3.8	Momento de <i>swirl</i> . Simulación numérica	101
3.9	Momento de <i>tumble</i>	104
3.9.1	Diseño del dispositivo para la medición de <i>tumble</i>	105
3.9.2	Momento de <i>tumble</i> . Medición experimental	113
3.9.3	Momento de <i>tumble</i> . Simulación numérica	119
3.10	Modificación de la geometría original	124
3.10.1	Incorporación de un deflector para la generación de <i>tumble</i>	124
3.10.2	Incorporación de un deflector para la generación de <i>swirl</i>	130
3.11	Discusión y conclusiones parciales	133
4	Capítulo IV. Estudio del flujo en un motor académico mediante un modelo 0-dimensional	
4.1	Aspectos generales de los simuladores 0/1-dimensionales	138
4.2	Estudio del flujo en el interior de un motor <i>SI</i> utilizando herramientas 0 y 3 dimensionales	139
4.3	Modelo 0-dimensional de <i>tumble</i> y turbulencia	140

4.3.1	Modelo de <i>tumble</i>	141
4.3.2	Modelo de turbulencia	144
4.4	Metodología	146
4.5	Resultados	152
4.6	Modificaciones introducidas al modelo 0-dimensional	164
4.7	Discusión y conclusiones parciales	167
5	Capítulo V. Estudio fluido dinámico del motor en movimiento	
5.1	Dimensionado del motor	169
5.2	Simulación multidimensional	172
5.2.1	Metodología para la deformación de la malla	173
5.2.2	Estrategias para la apertura y el cierre de las válvulas	175
5.3	Flujometría dinámica en frío	180
5.3.1	Resultados para 1500 rpm	181
5.3.2	Resultados para 3000 rpm	189
5.3.3	Resultados para 4500 rpm	191
5.3.4	Comparación entre los tres regímenes de funcionamiento	192
5.4	Flujometría dinámica en caliente	206
5.4.1	Simulación 0/1-dimensional para obtener condiciones de contorno	206
5.4.2	Modelado de la combustión	214
5.4.3	Resultados. Comparación entre los tres regímenes de funcionamiento	218
5.5	Conclusiones parciales	231
	Conclusiones finales	235
	Tareas a futuro	237
	Agradecimientos	238
	Referencias bibliográficas	240

Objetivo del trabajo propuesto y contenido general del mismo

El trabajo desarrollado tiene como objetivo general aportar conocimientos acerca del comportamiento del flujo en el interior de motores de 4 válvulas por cilindro, haciendo especial hincapié en aquellas estructuras turbulentas que caracterizan macroscópicamente dicho flujo. El interés puesto en este trabajo se sustenta en una diversidad de estudios previos, llevados a cabo por investigadores de todo el mundo, que buscan establecer relaciones entre la turbulencia, generada durante la admisión y la compresión, y el proceso de combustión que toma lugar posteriormente.

Este trabajo se compone de cinco Capítulos, cuyos temas principales se detallan a continuación:

↪ En el Capítulo I se explica la relación directa que existe entre las características de la combustión y la producción de emisiones contaminantes, evidenciando la necesidad de entender el comportamiento del flujo para diseñar motores más limpios y con mejores prestaciones. También se introduce una breve reseña acerca de los principales trabajos científicos publicados en la materia, estableciendo el estado del arte del estudio del flujo y su efecto sobre la combustión en el interior de motores de ignición por chispa (en adelante denominados motores *SI*).

↪ Posteriormente, en el Capítulo II se establece la formulación matemática de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los fluidos (ecuaciones de Navier-Stokes) y se plantea la técnica empleada para la modelización de la turbulencia. Luego son abordadas en forma sucinta las técnicas numéricas utilizadas para resolver dichas ecuaciones y obtener una solución discreta de las mismas mediante mecánica de fluidos computacional *CFD*. Dado que durante las simulaciones por *CFD* se empleó un software comercial (ANSYS-CFX) y se utilizaron técnicas y formulaciones estándar, no se ahonda en detalle sobre las mismas.

↪ Una vez establecida en el Capítulo I la necesidad de este estudio, y abordadas en el Capítulo II las técnicas numéricas necesarias para estudiar computacionalmente el problema, en el Capítulo III se lleva a cabo el estudio experimental del flujo en el interior del motor mediante ensayos de carácter estático (flujometría estándar y medición de *swirl* y *tumble*). Para los mismos se utiliza una tapa de cilindros correspondiente a un motor Fiat Torque de 4

válvulas por cilindro. Estos ensayos son posteriormente reproducidos computacionalmente mediante *CFD*. Los resultados derivados de este estudio permiten obtener una estimación de la fiabilidad de las técnicas numéricas empleadas junto con información detallada acerca de las características del flujo producido con esta clase de ensayos.

↪ El Capítulo IV está dedicado a presentar, analizar y establecer la validez y aplicabilidad de un modelo fenomenológico 0-dimensional para estimar el *tumble* y la turbulencia en motores de 4 válvulas por cilindro. Dicho modelo constituye uno de los pocos intentos por utilizar simulaciones 0-dimensionales para establecer el comportamiento, eminentemente 3-dimensional, del flujo en el interior del cilindro. Los resultados del mismo son comparados con los obtenidos mediante la simulación por *CFD*, analizando dos geometrías de motor académicas con diferencias significativas en su capacidad para inducir *tumble*. Esto permitió identificar posibles falencias en su formulación. Adicionalmente, este Capítulo introduce algunas de las metodologías empleadas para la simulación 3-dimensional dinámica de motores *SI*.

↪ El Capítulo V aborda la simulación dinámica 3-dimensional mediante *CFD* del motor Fiat Torque, el cual fue previamente analizado en forma estática en el Capítulo III. En este caso se lleva a cabo la simulación dinámica del ciclo completo (admisión, compresión, expansión y escape), considerando el movimiento del pistón y de las válvulas de admisión y escape. Estas simulaciones primero son realizadas en frío (sin considerar la combustión), evaluando tres velocidades de motor (1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm). Luego se relacionan los resultados estáticos con los dinámicos, estableciendo la validez de los primeros para extraer conclusiones acerca del comportamiento del motor en movimiento. Posteriormente se lleva a cabo la simulación dinámica para las tres velocidades de motor mencionadas anteriormente, pero en este caso modelando la combustión mediante un modelo fenomenológico simple que introduce una fuente homogénea para la liberación de calor, producto del avance de un frente de llama isotrópico (esférico), y relaciona la velocidad de propagación de la llama con cantidades medias en el cilindro (turbulencia, presión, temperatura, densidad y escalas de longitud turbulentas). En este caso, para mejorar el realismo de las simulaciones primero se lleva a cabo un estudio 0/1-dimensional del motor y posteriormente sus resultados son empleados como condiciones de contorno para las simulaciones mediante *CFD*. Los

resultados obtenidos permiten analizar el efecto de la combustión sobre el comportamiento del flujo, respecto de lo obtenido en la simulación del motor en frío.

Breve introducción

Los motores de combustión interna han sufrido un avance continuo desde su invención, hace ya más de un siglo. En un principio los desarrollos fueron dirigidos fundamentalmente a crear motores más potentes, más económicos y más livianos, con el objeto de abastecer la creciente demanda de vehículos de todo tipo. Esta demanda tuvo un crecimiento exponencial en todo el mundo y el número de vehículos se incrementó de 53 millones en 1950 a más de 430 millones a principios de los 90 [Walsh, 1992]. Esto último es reflejado en la gráfica de la figura 1, donde como puede verse el incremento relativo resulta mayor en los países en desarrollo y se prevé que para el 2010 habrá cerca de 1000 millones de vehículos en todo el mundo. Este crecimiento desmedido trajo aparejados dos nuevos desafíos; por un lado desarrollar motores de bajo consumo de combustible atendiendo a la inminente escasez de recursos no renovables y a la escalada de los precios del petróleo, y por otro lado reducir los índices de contaminación. En esto último los países europeos han sido precursores en la creación de legislaciones cada vez más restrictivas en cuanto a reducir los niveles tolerables de emisiones contaminantes. Esto ha impulsado a las empresas automotrices y a los institutos de desarrollo a estudiar con detenimiento los procesos ocurridos dentro del motor, buscando lograr una combustión más eficiente, como así también a desarrollar elementos auxiliares para la conversión de los gases contaminantes (convertidores catalíticos), y a producir combustibles con bajo o nulo contenido de plomo y azufre. Sin embargo, la búsqueda de motores que contaminen menos y mantengan un consumo de combustible reducido puede en alguna medida contraponerse con la necesidad de obtener mejores prestaciones.

La evolución de la electrónica ha permitido mejorar marcadamente el control de la relación aire/combustible al incorporar la inyección electrónica y sensores de control como la sonda Lambda, mejorando la completitud y eficiencia de la combustión. Pero, por otro lado, los regímenes de trabajo cada vez más elevados de los motores actuales reducen el tiempo disponible para quemar la totalidad de la mezcla en el cilindro. Esto implica que no solo es suficiente con procurar el ingreso de la masa exacta de combustible, sino que además, este

debe ser consumido en un tiempo relativamente corto. En este punto debe mencionarse que la eficiencia y completitud de la combustión depende también de las características de la carga dentro del cilindro, es decir, de la homogeneidad de la mezcla, su energía cinética y la intensidad de la turbulencia que esta contiene al momento de la combustión.

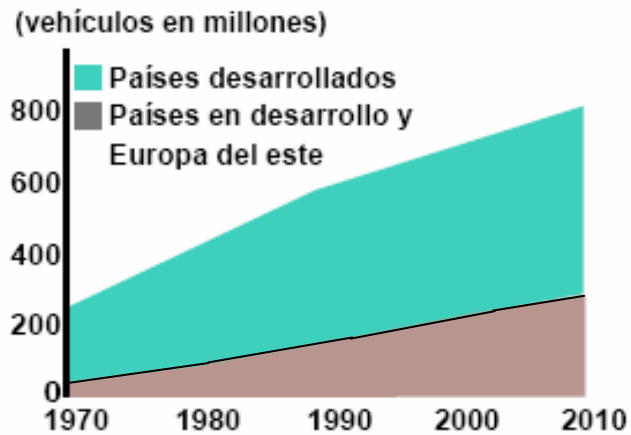


Figura 1.1. Crecimiento de la cantidad de vehículos en el mundo y proyección a futuro.

Actualmente se están desarrollando numerosas estrategias tecnológicas para mejorar el rendimiento termodinámico de los motores de combustión interna, adecuando al mismo tiempo sus emisiones con lo establecido por las normas ambientales. Como ejemplo de ello pueden destacarse las estrategias para modificar los patrones de flujo en el interior del cilindro mediante sistemas *VVT* (*variable valve timing*), *VVL* (*variable valve lift*), *VVA* (*variable valve actuation*) y *EMV* (*electro magnetic valve*). Los sistemas de recirculación de gases de escape al cilindro *EGR* (*exhaust gas recirculation*) también son utilizados para disminuir la temperatura de los gases de combustión, reduciendo la generación de óxidos de nitrógeno (NO_x). Sistemas de control de la relación de compresión *VCR* (*variable compression ratio*) o sistemas de inyección directa *HCCI* (*homogeneous charge compression ignition*) son también estudiados [Stanglmaier y Roberts, 1999; Cao y col, 2004; Standing y col, 2005], aunque no han sido aún implementados masivamente en vehículos comerciales. En particular, el desarrollo actual de los motores *SI* se orienta a incorporar sistemas de inyección directa *GDI* (*gasoline direct injection*), es decir colocando un inyector en cada uno de los cilindros, a fin de introducir el combustible en la cámara de combustión en lugar de hacerlo en los conductos

de admisión. Esto último, como puede imaginarse, potencia aún más la necesidad de entender y controlar el flujo en el interior de la cámara de combustión, para procurar un mezclado homogéneo entre el aire y el combustible.

Sin importar cuáles sean las estrategias tecnológicas adoptadas en el futuro para resolver los problemas de contaminación y mejorar la eficiencia de los motores de combustión interna, queda claro que, dada la creciente complejidad de los mismos, los ingenieros de desarrollo deberán contar con la asistencia computacional para entender y predecir los fenómenos fluidodinámicos involucrados. En tal sentido, existe un importante número de estudios científicos reportando avances en mecánica de fluidos computacional (en adelante *CFD*) aplicada al estudio de máquinas térmicas.

En este trabajo se desarrolló un estudio detallado de los procesos fluidodinámicos ocurridos en el interior del cilindro de un motor de combustión interna *SI* de 4 válvulas por cilindro. Mediante herramientas experimentales y computacionales se buscó determinar los patrones de flujo generados por las características constructivas y operativas del motor durante la admisión y compresión, y se intentó cuantificar su influencia sobre el proceso posterior de combustión.

Los resultados numéricos reportados en este trabajo se obtuvieron utilizando dos software;

- un software 0/1-dimensional específico para la simulación de motores, el cual fue desarrollado en CIMEC previo al inicio de este trabajo
- el software comercial multifísica ANSYS-CFX (en sus versiones 5.7, 10.0 y 11.0), el cual fue requerido para llevar a cabo las simulaciones 3-dimensionales (*CFD*).

También, fueron implementadas diversas rutinas y programas para la generación de condiciones iniciales y de contorno, y para el postprocesamiento de los resultados, en lenguaje Fortran 90 y Octave.

Capítulo I. Conceptos generales

1.1 Funcionamiento básico de los motores de 4 tiempos de encendido por chispa

Los motores de 4 tiempos encendidos por chispa (*SI*) funcionan siguiendo un ciclo de trabajo conocido como ciclo Otto (ver diagrama P - V en la figura 1.2) en honor al inventor de estas máquinas. El ciclo Otto puede dividirse en cuatro carreras del pistón; admisión (segmento 1-2), compresión (segmento 2-3), expansión (segmento 4-5) y escape (segmento 6-7). De estas carreras solo la tercera produce trabajo útil. La figura 1.3 esquematiza las cuatro carreras del motor *SI*.

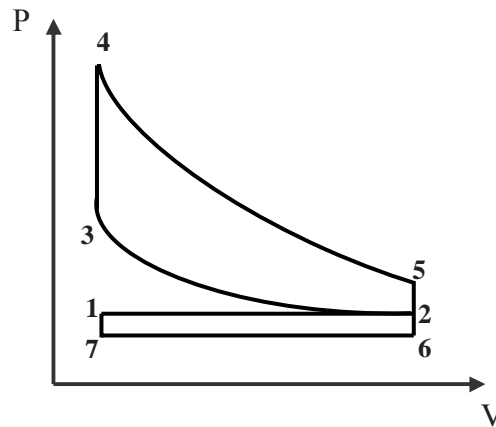


Figura 1.2. Ciclo termodinámico Otto para motores *SI*.

Carrera de admisión: el ciclo se inicia con la carrera de admisión durante la cual el pistón desciende aspirando la mezcla de aire y combustible que ingresa al cilindro a través de las válvulas. Durante esta carrera las válvulas de admisión permanecen abiertas e incluso durante los primeros instantes, las válvulas de escape aún no han sido completamente cerradas (retraso al cierre de las válvulas de escape o *RCE*). Esto último es conocido como cruce de las válvulas y tiene el objetivo de producir un mejor “barrido” de los gases quemados, aprovechando la inercia que poseen los gases de escape que abandonan el cilindro, y el desalojo que producen los gases frescos que ingresan al cilindro y “empujan” a los gases quemados.

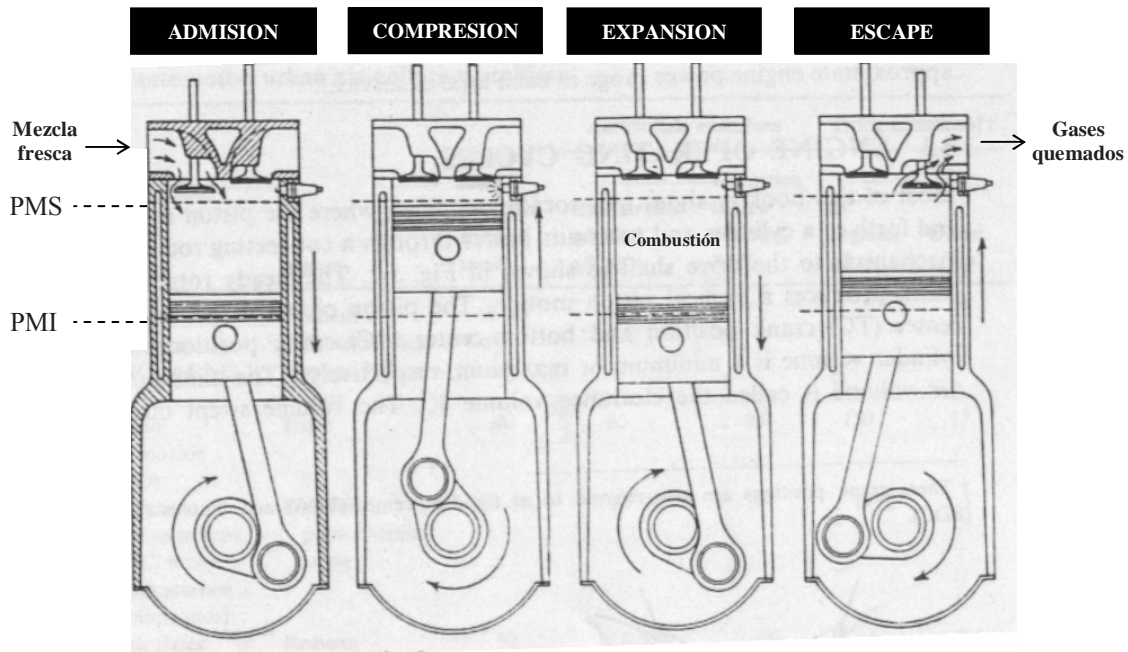


Figura 1.3. Ciclo de cuatro carreras en motores SI.

Carrera de compresión: una vez que el pistón alcanza el punto muerto inferior ó *PMI* se inicia la carrera de compresión. En este instante puede que las válvulas de admisión no estén completamente cerradas (retraso al cierre de las válvulas de admisión ó *RCA*) de modo de permitir un mejor llenado del cilindro, aprovechando esta vez el efecto inercial de la mezcla fresca que ingresa por dichas válvulas. Al cerrarse estas últimas, la mezcla comienza a comprimirse, incrementándose su presión y su temperatura. El encendido de la mezcla toma lugar en el tramo final de esta carrera, al producirse una descarga eléctrica en la bujía, la cual ioniza la mezcla y aumenta localmente su temperatura. Dado que la combustión no es un proceso instantáneo sino que requiere de un tiempo dado para completarse, la ignición se produce unos instantes antes de alcanzar el final de la carrera de compresión (punto muerto superior ó *PMS*), de modo de producir un mayor incremento en la presión. El proceso de combustión en motores *SI* es complejo e involucra varias etapas, por lo que será explicado en mayor profundidad posteriormente.

Carrera de expansión: esta carrera se inicia luego de alcanzado el *PMS*. Durante la misma el incremento de la temperatura generado por la combustión de la mezcla produce un aumento significativo de presión, empujando al pistón y produciendo trabajo útil. La combustión

iniciada al final de la compresión se completa antes de finalizar la expansión. Unos instantes antes de alcanzar el *PMI* las válvulas de escape inician su apertura y los gases quemados comienzan a ser expulsados al exterior del cilindro.

Carrera de escape: Finalmente, luego de alcanzado el *PMI* el pistón comienza su carrera ascendente, expulsando los gases quemados fuera del cilindro. Unos instantes antes de alcanzar el *PMS* las válvulas de admisión comienzan a abrirse y se inicia un nuevo proceso de admisión de la mezcla.

Las etapas de admisión y compresión definen las características del flujo previo al inicio de la combustión. Por ello es fundamental profundizar en el entendimiento de las mismas para entender, controlar y finalmente mejorar la combustión de la mezcla. Dada la diversidad de diseños de motores *SI*, resulta imposible abordar un estudio detallado de todos ellos, por lo que en adelante se hará hincapié en solo una de sus variantes, que por otro lado representa la tendencia mundial en la construcción de estas máquinas; los motores de combustión interna de encendido por chispa de 4 válvulas por cilindro con carga homogénea. Esto último hace referencia al estado de la mezcla aire-combustible durante la ignición. En motores carburados o con inyección indirecta (monopunto o multipunto), el combustible es incorporado a la corriente de aire en algún punto del sistema de admisión, fuera del cilindro. Esto origina un alto grado de mezclado de los reactantes (combustible y oxígeno), y define el tipo de combustión que se desarrollará posteriormente.

1.1.1 Motores de 4 válvulas por cilindro con carga homogénea

Los motores *SI* inicialmente contaban solo con dos válvulas por cilindro, con la bujía localizada en posición lateral (como se ilustra en la figura 1.3). Aún hoy en día, estos motores son fabricados en forma masiva en todo el mundo, dado que presentan un menor costo de construcción. Pero paralelamente se han ido incorporando diseños más complejos con tres (dos de admisión y una de escape), 4 o hasta 5 válvulas por cilindro (tres de admisión y dos de escape), posicionando la bujía en el centro de la tapa de cilindros. Por supuesto estos cambios no son caprichosos sino que introducen ventajas por sobre los motores de dos válvulas;

- en primer lugar, el área de ingreso y egreso de los gases se ve incrementada, permitiendo reducir la alzada máxima de las válvulas y su diámetro. Teniendo en cuenta que el régimen de

trabajo de los motores modernos es cada vez mayor, el uso de alzas menores disminuye la aceleración a la que deben someterse las válvulas. Al mismo tiempo, la reducción en su diámetro reduce su peso y con ello las cargas dinámicas a las que son sometidos los materiales

- en segundo lugar, por tratarse de motores con carga homogénea, el frente de llama avanza en forma aproximadamente esférica a partir del punto de ignición. Sumado a esto, la posibilidad de colocar la bujía en el centro de la tapa de cilindros, retarda el contacto entre el frente de llama y las paredes frías del recinto de combustión, con lo cual las pérdidas de calor en la zona quemada son minimizadas y la superficie del frente de llama se ve incrementada.

Sin embargo, cabe mencionar en este punto que los motores de 4 válvulas muestran ventajas respecto de los de 2 válvulas a regímenes de velocidad y de carga elevados, pero por el contrario no introducen mejoras a bajas vueltas, y de hecho conllevan mayores pérdidas mecánicas. La figura 1.4 esquematiza las cámaras de combustión típicas de motores de 2 y 4 válvulas por cilindro. De la observación de ambos esquemas se deduce que las cámaras de combustión de 2 válvulas por cilindro presentan un área de frente de llama menor y una mayor distancia desde la bujía hasta el punto más alejado de la cámara.

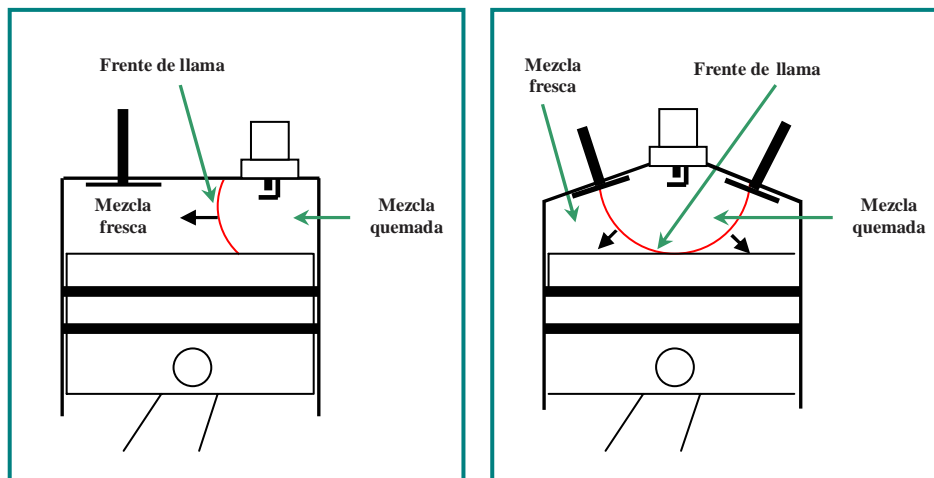


Figura 1.4. *Izquierda:* esquema de un motor de 2 válvulas con bujía lateral. *Derecha:* esquema de un motor de 4 válvulas con bujía central.

1.2 Emisión de contaminantes en motores SI

De entre los muchos contaminantes generados durante el proceso de combustión en motores SI se destacan tres de ellos; el monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos (HC) y los óxidos de nitrógeno (NO_x). Junto a ellos también se emiten cantidades apreciables de azufre y plomo. Una proyección acerca de los niveles de contaminantes emitidos entre 1990 y 2025 (ver figura 1.5) indica que aún si se restringe más la legislación actual sobre el límite de emisiones permitidas, el incremento acelerado en la cantidad de vehículos producirá aumentos alarmantes en los niveles de contaminantes emitidos a la atmósfera [Walsh, 1992].

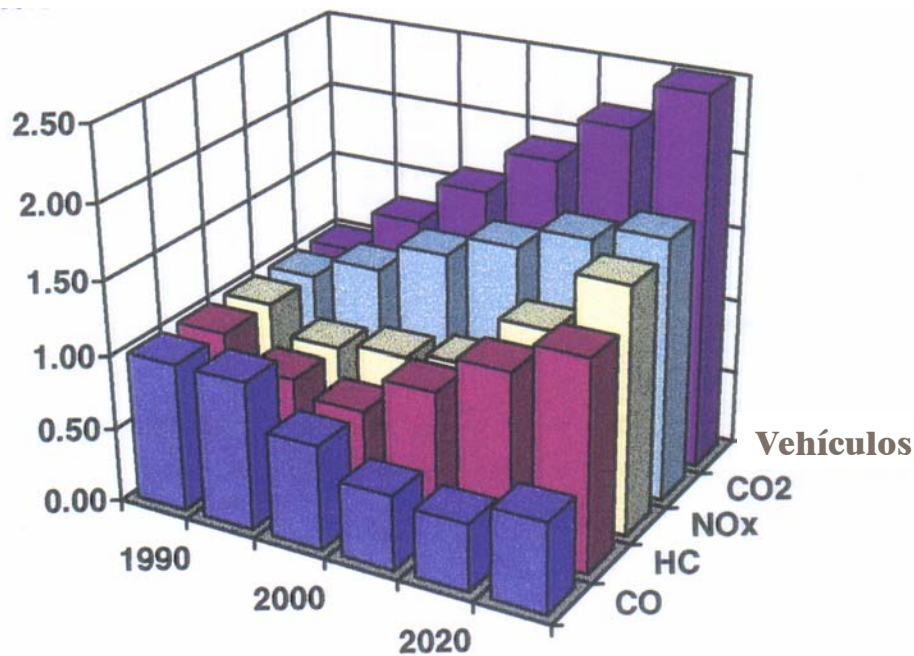


Figura 1.5. Emisión de contaminantes y proyección a futuro [Walsh, 1992].

La combustión de una mezcla combustible toma lugar cuando, bajo condiciones apropiadas (energía superior a la de iniciación de la reacción), las moléculas del combustible hidrocarburo (en general del tipo C_nH_m) se ponen en contacto con moléculas de oxígeno (O_2). Si la combustión es completa, esta arroja como productos el dióxido de carbono (CO_2) y moléculas de agua (H_2O), junto con cantidades significativas de energía.

Por otro lado, el monóxido de carbono (CO) es generado durante la combustión de mezclas con insuficiente proporción de oxígeno (en adelante llamadas mezclas ricas o enriquecidas en combustible). Es decir que, en presencia de mezclas con una relación molar aire/combustible (φ) por debajo de la estequiométrica se obtiene CO además de CO_2 , ya que los hidrocarburos no disponen de todo el oxígeno requerido para oxidarse [Heywood, 1988; Glassman, 1997].

Los hidrocarburos (HC) son generados fundamentalmente por combustiones incompletas, y en una pequeña proporción por la evaporación del combustible. En los motores una porción de entre el 4% y el 5% del combustible que ingresa a la cámara de combustión queda retenida en la zona del huelgo entre el pistón y el cilindro, y por ende no logra ser alcanzada por el frente de llama durante la combustión. Otra proporción significativa de combustible se aloja en los intersticios de la bujía, el asiento de las válvulas y la junta entre el cilindro y la tapa de cilindros. Sumando todas estas contribuciones, hasta un 9% del combustible puede no ser correctamente quemado durante la combustión. Luego, durante la carrera de escape, los HC son expulsados a la atmósfera [Heywood, 1988; Glassman, 1997].

La formación de óxidos de nitrógeno (NO_x) ocurre durante la combustión normal cuando las moléculas biatómicas de oxígeno y nitrógeno se rompen y los átomos de nitrógeno son rápidamente oxidados por los átomos de oxígeno. Este proceso ocurre a elevadas temperaturas y es particularmente importante en motores SI . El proceso es controlado fundamentalmente por la temperatura y por la proporción de oxígeno en la mezcla.

La proporción aire/combustible esta directamente emparentada con las emisiones del motor. Esto queda reflejado en la figura 1.6 donde se trazan las fracciones de volumen de las especies químicas en función de la relación aire/combustible $\tilde{\varphi}$, definida como el cociente entre la relación aire/combustible molar real y la estequiométrica ($\tilde{\varphi} = \varphi / \varphi_{est}$).

Como se observa en la figura 1.6, cuando se utilizan mezclas estequiométricas ($\tilde{\varphi} = 1.0$ en el eje de abscisas) se obtienen niveles relativamente bajos de emisiones de HC y CO en tanto que se generan cantidades intermedias de óxidos de nitrógeno. Por otro lado, al empobrecer la mezcla en combustible ($\tilde{\varphi} > 1.0$) se reducen levemente los hidrocarburos, pero sensiblemente el monóxido de carbono. Sin embargo, el exceso de oxígeno también trae aparejado un notorio incremento en los óxidos de nitrógeno, pero por debajo de 0.9 estos

vuelven a disminuir marcadamente. Esto indica que es posible disminuir notablemente los índices de emisiones cuando se queman mezclas con exceso de aire.

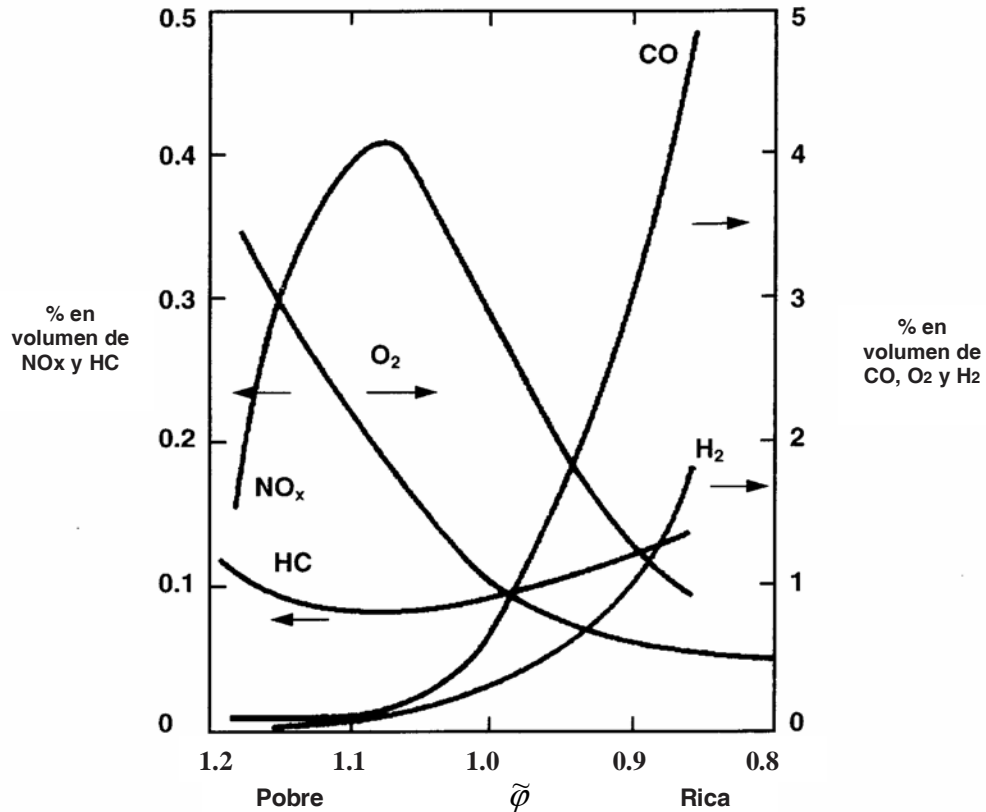


Figura 1.6. Influencia del cociente entre la relación aire/combustible molar real y la estequiométrica ($\tilde{\phi}$), en los niveles de emisiones de contaminantes.

Otra forma efectiva de reducir las emisiones es colocar convertidores catalíticos de tres vías en el conducto de escape del motor. Estos dispositivos emplean metales preciosos como platino, paladio y rodio para oxidar el HC y el CO en $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$ y reducir los NO_x . La eficiencia de los convertidores catalíticos es muy alta pero está condicionada a que el motor funcione con una relación aire/combustible estequiométrica. Esto último se contrapone con el uso de mezclas empobrecidas en combustible, las cuales como se explicó producen menores cantidades de emisiones. La figura 1.7 muestra la ventana de eficiencia de un convertidor catalítico típico. Como puede observarse, este alcanza su rendimiento máximo del 90% para relaciones estequiométricas pero su eficiencia disminuye rápidamente cuando la mezcla es

levemente empobrecida en combustible. Por otro lado, los catalizadores funcionan correctamente para una temperatura óptima de trabajo por lo que requieren un tiempo inicial para alcanzar conversiones eficientes, y por ello tienen poco efecto durante el arranque del motor o en trayectos cortos [Heywood, 1996].

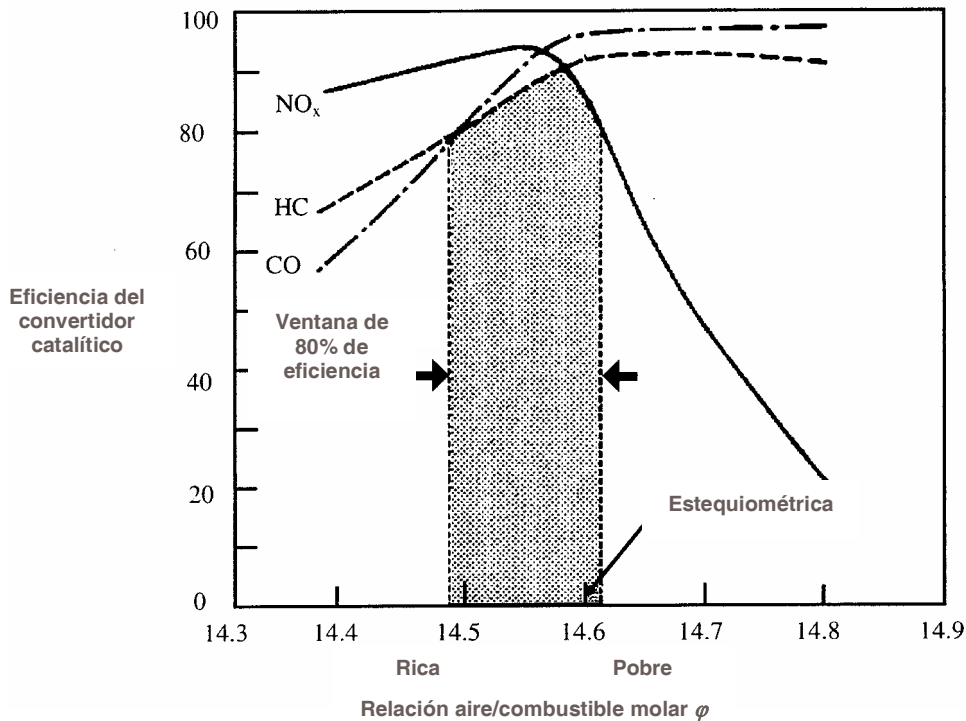


Figura 1.7. Eficiencia de los convertidores catalíticos en función de la relación aire/combustible molar ϕ [Heywood, 1996].

Una reducción significativa de NO_x puede obtenerse mediante el recirculado de una fracción de los gases de escape (*EGR*), los cuales son nuevamente incorporados a la admisión y mezclados con la carga fresca. Esto tiene por objeto disminuir la cantidad de mezcla reactante en el cilindro sin reducir la masa total de gas ingresada, obteniendo con ello una menor temperatura máxima durante la combustión [Heywood, 1988; Glassman, 1997]. Al combinar gases quemados y mezcla fresca se reduce la relación de calores específicos de los productos de la combustión, y en consecuencia la temperatura alcanzada [Heywood, 1988]. Sin embargo, la reducción de la proporción de mezcla fresca trae aparejada una merma en la velocidad de propagación de la llama. Esto puede reducir la completitud de la combustión y

generar una mayor proporción de hidrocarburos. Por ello la fracción de gases recirculados en general no debe superar del 5% al 10% de la carga total admitida en el cilindro, ya que, de lo contrario resulta difícil mantener una combustión estable y surgen anomalías en el funcionamiento del motor [Seeley, 1998].

Como fue mencionado, las emisiones de CO y HC disminuyen significativamente al utilizar mezclas pobres. Más aún, para relaciones de $\tilde{\varphi}$ por debajo de 0.9 se obtiene una disminución importante en las emisiones de NO_x , es decir que se reducen los tres contaminantes principales al tiempo que disminuye también el consumo de combustible. Por tales motivos, existe un interés real en desarrollar motores SI que trabajen con mezclas empobrecidas, rondando $\tilde{\varphi} = 0.8$. Por otro lado, la emisión de CO_2 , el cual es un producto natural de cualquier proceso de combustión, pero también el principal responsable del efecto invernadero, también disminuye. Sin embargo, aunque prometedora, esta solución no resulta sencilla, ya que quemar mezclas con tan bajo porcentaje de combustible reduce la velocidad de avance de la llama, y origina importantes variaciones ciclo a ciclo, generando irregularidad en los picos de presión en el cilindro, y en consecuencia un andar deficiente del motor [Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004]. Este problema está directamente relacionado con las características del flujo en el interior del cilindro al momento de la ignición. Es decir, el campo de velocidad, la turbulencia (su intensidad y escalas características) y la distribución o estratificación del combustible. Esto último requiere del estudio detallado de los fenómenos fluidodinámicos que ocurren en el cilindro, enfocando los desarrollos al control de estas variables.

Numerosos estudios experimentales han demostrado que la intensidad de la turbulencia acelera el quemado de la mezcla [McLanndress y col, 1996; Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004; Lee y col, 2007]. Por otro lado, niveles de turbulencia excesivos pueden causar efectos adversos al dificultar la ignición de la mezcla, producir detonación o incluso extinguir la llama. Esto último se refleja en el comportamiento de la curva de emisiones de HC en la figura 1.6. Cuando la mezcla se empobrece por debajo de $\tilde{\varphi} = 0.85$, las emisiones de HC comienzan a incrementarse debido a un deficiente mezclado de los reactantes y a la extinción parcial o total de la llama, quedando hidrocarburos sin quemar.

1.3 Combustión de mezclas premezcladas

Las reacciones químicas ocurren cuando los reactantes son mezclados a una escala espacial cercana a la molecular y en presencia de alta temperatura. La temperatura tiene el efecto de acelerar el movimiento molecular, y con ello la probabilidad de colisiones reactivas entre las moléculas. No obstante, para que la reacción se concrete, las moléculas deben poseer la energía suficiente para superar una barrera dada por $e^{-E_a/R_u T}$ en la ecuación de Arrhenius, siendo E_a la energía de activación para la reacción. Tanto para mezclas perfectamente mezcladas como para el régimen de combustión por difusión, la frecuencia de colisiones resulta proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura. El mezclado molecular a escalas espaciales para las cuales la disipación molecular ocurre, provoca la reacción local de la mezcla, en un volumen reactivo definido como el volumen de las “estructuras finas” (las estructuras del flujo más pequeñas).

Cuando se enciende una mezcla aire-combustible premezclada el frente de llama avanza con una velocidad que depende de las condiciones de la mezcla. Las especies reactantes, la temperatura de la mezcla, la presión y el nivel de turbulencia son sólo algunos de los parámetros que definen si la llama se propagará en forma laminar o turbulenta.

La estructura de una llama laminar es esquematizada en la figura 1.8. La mezcla fresca y los gases quemados están separados por una zona de reacción muy delgada (volumen reactivo) con un espesor de llama térmico δ_f de entre 0.1 y 1 mm. Dado que la zona de reacción es muy delgada se producen gradientes de temperatura elevados entre la región de mezcla fresca y la de gases quemados, incrementándose la temperatura entre cinco y siete veces. Las llamas premezcladas tienen la característica de propagarse con una velocidad laminar S_f que ronda entre 0.1 y 1 m/s. Esta velocidad es relativamente baja por lo que los fuertes gradientes térmicos originan una transferencia de calor significativa entre ambas regiones, precalentando la mezcla fresca, previo a su ignición.

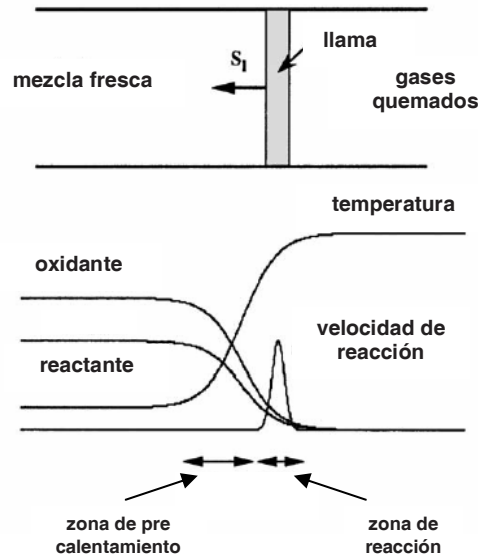


Figura 1.8. Estructura de una llama plana laminar avanzando en una mezcla premezclada.

1.3.1 Efecto de la turbulencia

Las estructuras turbulentas (vórtices de distintas escalas) modifican la topología del frente de llama. En este caso la velocidad de la reacción ya no puede estimarse por medio de la ley de Arrhenius como en el caso laminar y es necesario modelar el efecto de la turbulencia, involucrando escalas espaciales, temporales y de velocidad para representar las características del flujo y definir su interacción con las reacciones químicas.

La figura 1.9 en su parte izquierda muestra un esquema de la distorsión sufrida por el frente de llama al propagar en un flujo turbulento, en tanto que en su parte derecha se incluyen dos fotografías de llamas propagando en forma laminar y turbulenta.

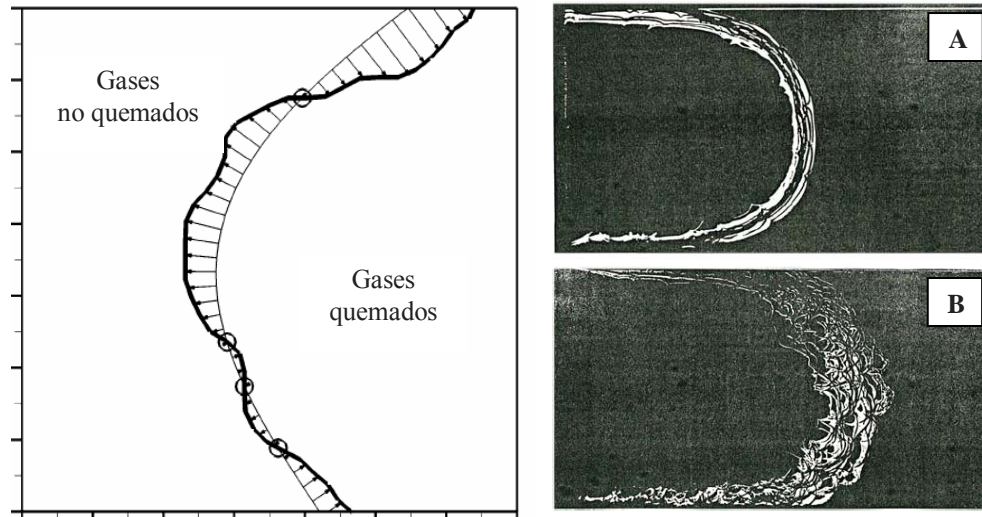


Figura 1.9. Incremento en la superficie del frente de llama debido a la distorsión causada por la turbulencia. *Izquierda:* esquema de la distorsión del frente de llama. *Derecha:* fotografías de llamas propagando en forma laminar (A) y turbulenta (B).

Los flujos turbulentos pueden ser caracterizados por un número adimensional conocido como número de Reynolds (Re), el cual pondera el transporte convectivo respecto de los esfuerzos viscosos,

$$Re = \frac{\rho U l}{\mu}, \quad (1.1)$$

siendo U la velocidad del fluido, ρ su densidad, l una longitud representativa (por ejemplo la escala de longitud integral) y μ su viscosidad dinámica. De igual modo, los distintos regímenes de combustión pueden ser determinados mediante otro número adimensional conocido como número de Damköhler (Da), el cual relaciona la escala de tiempo turbulenta (τ_t) con la escala de tiempo de las reacciones químicas (τ_c):

$$Da = \frac{\tau_t}{\tau_c} = \frac{l_k / u'}{\delta_l / S_l}. \quad (1.2)$$

La escala de tiempo turbulenta τ_t se define como el cociente entre la longitud turbulenta característica l_k (escala de Kolmogorov) y la intensidad turbulenta u' , siendo l_k igual a:

$$l_k = \left(\frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{\mu}{\rho} \right)^3 \right)^{0.25} . \quad (1.3)$$

La escala de tiempo de las reacciones químicas τ_c representa el tiempo necesario para que una llama se propague una longitud igual a su espesor δ_l , con una velocidad de avance laminar S_l . Para números de Damköhler elevados ($Da \gg 1$), las reacciones químicas ocurren demasiado rápido como para ser afectadas por el campo turbulento. Entonces las estructuras turbulentas (vórtices) distorsionan y trasladan el frente de llama, pero tienen poca influencia sobre la zona interna donde ocurre la reacción. El frente de llama se ve deformado por el flujo, pero la estructura más interna de la llama no es sensiblemente afectada y conserva las características de un frente de llama laminar. Este régimen se denomina *flamelet*.

En el otro extremo, es decir para números de Damköhler bajos ($Da \ll 1$) las reacciones químicas ocurren lentamente respecto de los fenómenos turbulentos, originando una alta distorsión del frente de llama y provocando el mezclado de los gases frescos con los productos de la reacción. En este régimen, la velocidad media de reacción puede obtenerse utilizando la ley de Arrhenius con fracciones de masa y temperatura promedios. No obstante, en la práctica la mayoría de los procesos de combustión turbulenta ocurren a números de Damköhler medios o altos, ya que la oxidación de los hidrocarburos es un proceso rápido, si bien la producción de ciertas especies como el CO o los NO_x ocurre más lentamente.

El régimen de combustión tipo *flamelet* es el más indicado para describir el proceso de combustión en motores *SI* con carga premezclada. En este caso las escalas de turbulencia más pequeñas (escalas de Kolmogorov) poseen tiempos turbulentos τ_t elevados respecto de τ_c . El régimen *flamelet* puede a su vez ser clasificado en tres sub-regímenes, atendiendo a otro número adimensional conocido como número de Karlovitz (Ka), el cual relaciona el espesor del frente de llama (δ_l) con la escala de Kolmogorov (l_k). La figura 1.10 esquematiza el comportamiento del frente de llama para los sub-regímenes del modelo *flamelet* [Veynante y Vervisch, 2002].

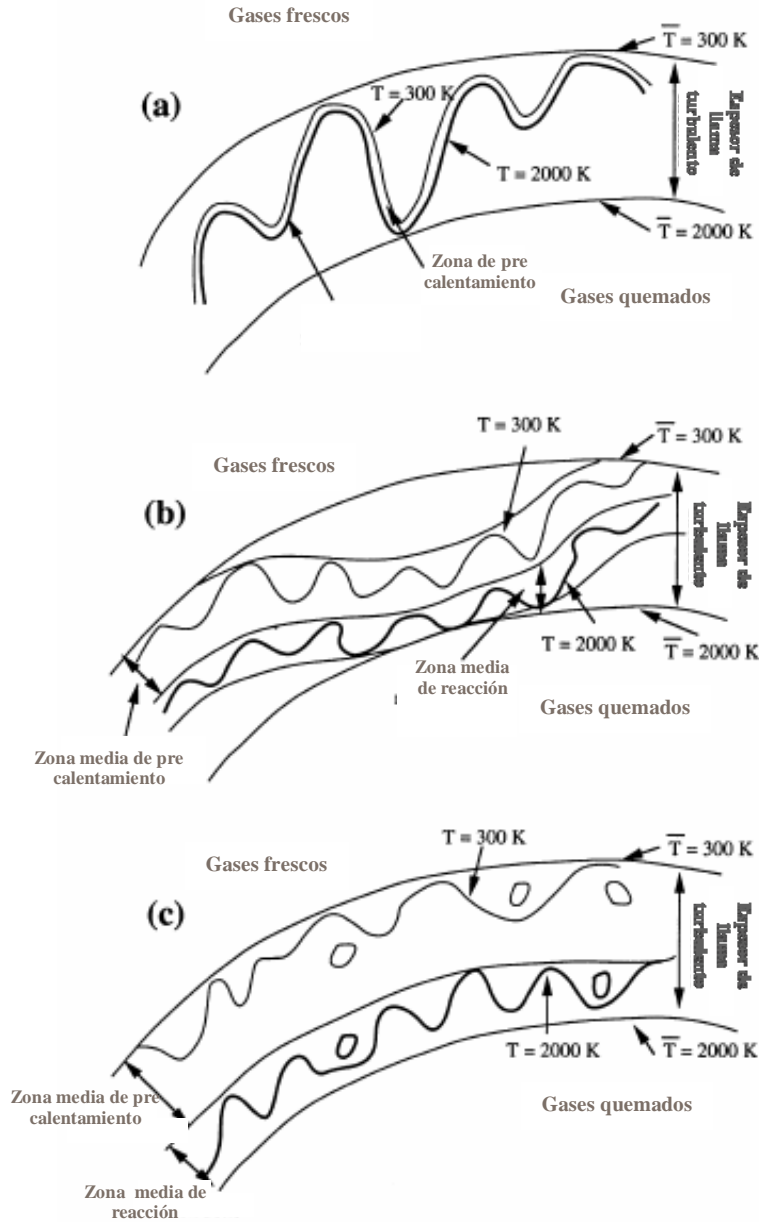


Figura 1.10. Sub-regímenes de combustión tipo *flamelet* para mezclas premezcladas [Veynante y Vervisch, 2002]. a) *wrinkled flamelet*. b) el *corrugated flamelet*. c) *thin reaction zone*.

En motores *SI* el proceso de combustión involucra al menos cuatro estadios; la descarga eléctrica e iniciación del *kernel* de la llama, el desarrollo del *kernel*, la propagación de la llama completamente desarrollada y por último su extinción. Durante la primera etapa la energía liberada por la bujía se transforma en calor al ionizar la mezcla contenida entre sus electrodos.

Mediante estimaciones se ha determinado que en esta etapa la mezcla alcanza la temperatura de llama adiabática. Una vez que el *kernel* comienza a desarrollarse (durante la segunda etapa), este crece lentamente con una velocidad cercana a la velocidad de llama laminar. En esta etapa, tanto la forma del *kernel* como su velocidad de crecimiento son notablemente influenciadas por las condiciones de turbulencia en las inmediaciones de la bujía. Asimismo, la transferencia de calor hacia las paredes de la cámara constituye otro importante factor, que determina el comportamiento del *kernel*. La segunda etapa se considera finalizada una vez que ha sido quemada una cantidad de combustible de entre un 5% y un 10%, y el *kernel* ha alcanzado un tamaño no mayor a 4 o 5 mm [Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004]. La figura 1.11 en su parte izquierda, pone de manifiesto el incremento en la velocidad del frente de llama a medida que su radio aumenta, en tanto que, en su parte derecha muestra como el *kernel* es fuertemente deformado por el campo de velocidad cercano a la bujía. Por ello, las dos primeras etapas tienen una importancia crucial en el desarrollo global de la combustión.

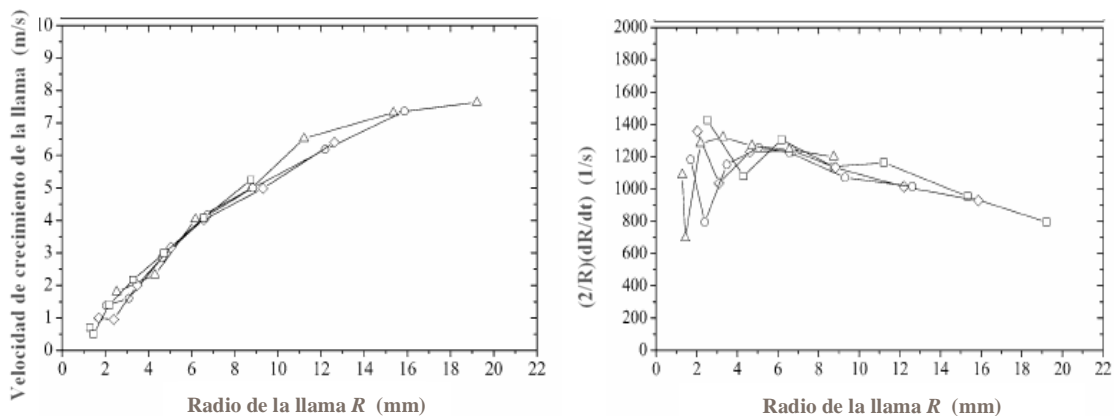


Figura 1.11. *Izquierda:* velocidad de crecimiento de la llama en función del radio del frente. *Derecha:* medida de la deformación del frente de llama en función del radio del mismo [Aleiferis y col, 2004].

Numerosos trabajos científicos han informado acerca de la relación que existe entre el comportamiento del *kernel* y las variaciones ciclo a ciclo del motor [Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004; van Oijen y col, 2005; Tan y Reitz, 2006]. En ellos se atribuyen las anomalías detectadas ciclo a ciclo (cambios en el pico de presión, funcionamiento errático,

vibraciones) a variaciones en el crecimiento del *kernel* en cada ciclo y su efecto sobre la combustión global.

La velocidad de crecimiento del *kernel* es fundamental para lograr una combustión rápida, pero como fue mencionado, dicha velocidad está íntimamente relacionada con las características de la mezcla. El empobrecimiento de esta última tiene un efecto adverso sobre la velocidad de propagación y repercute en la presión media desarrollada en el cilindro. Esto puede observarse en la gráfica de la izquierda de la figura 1.12, donde, para una mezcla pobre y una estequiométrica, se registran el ángulo de cigüeñal y la presión media indicada (*IMEP*), obtenidas para el instante en que ha sido quemada una fracción de masa (*MFB*) del 5%. Los puntos en la figura fueron obtenidos manteniendo el mismo avance a la ignición para ambas mezclas. Resulta notoria la merma en la *IMEP* al reducir la cantidad de combustible. También es evidente la variación ciclo a ciclo en la evolución del *kernel* al empobrecer la mezcla, donde para condiciones de flujo similares (por ser la misma velocidad de motor), la dispersión de los resultados en el eje de abscisas es de aproximadamente 10 CA para la mezcla estequiométrica, en tanto que para la mezcla empobrecida supera los 25 CA [Aleiferis y col, 2004].

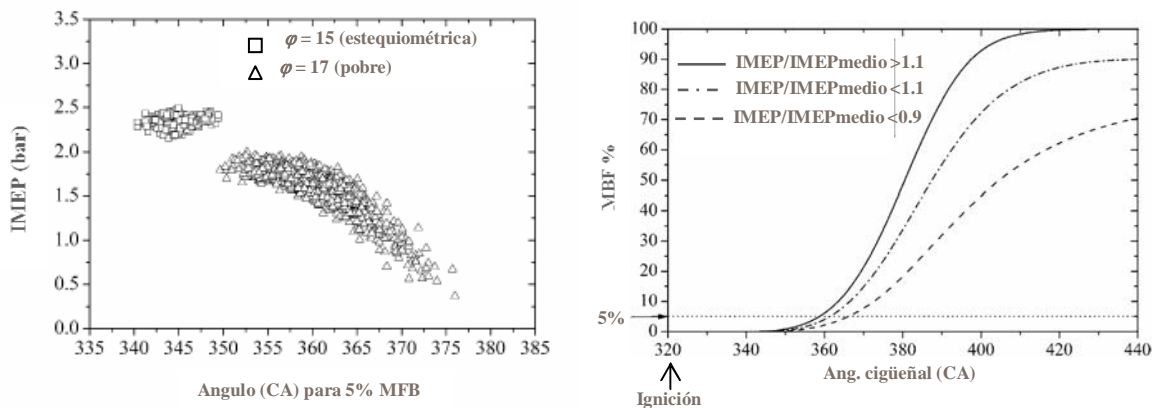


Figura 1.12. Izquierda: presión media indicada (*IMEP*) para una fracción *MFB* del 5%. Derecha: fracción de masa quemada (*MFB*) en función del ángulo del cigüeñal [Aleiferis y col, 2004].

Existen numerosas correlaciones empíricas para estimar la velocidad de llama laminar S_l en función de las características químicas y termodinámicas de la mezcla. La correlación más

utilizada fue propuesta por Meghalchi y Keck [1982], y considera una serie de coeficientes empíricos, junto con la temperatura de la mezcla fresca (T_u) y la de los gases quemados (T_b), la presión instantánea (P) y la relación aire/combustible ($\tilde{\phi}$). Además, la velocidad estimada mediante esta correlación resulta sensiblemente reducida al incrementarse la proporción de masa residual Y_{res} en la mezcla fresca (producto del *EGR* y de un deficiente barrido de los gases de escape). Una corrección adicional puede aplicarse al introducir la intensidad de la turbulencia (u'), obteniendo así la velocidad de propagación turbulenta (S_t) de la llama [McLanndress y col, 1996; Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004]. Más detalles acerca de la estimación de S_l y S_t son dados en el siguiente Capítulo.

1.4 Movimientos característicos de la carga en motores SI

Históricamente la evolución de los motores estuvo fundamentalmente orientada a incrementar la masa de aire admitida en el cilindro, entendiendo que una mayor cantidad de aire permite quemar mas combustible y, por lo tanto obtener mayor potencia. Esto último, por supuesto no deja de ser cierto. Sin embargo, hoy en día también se destinan muchos recursos a entender, controlar y mejorar la “calidad” de la carga en el interior del cilindro, entendiendo por calidad a la intensidad de la turbulencia, el grado de mezclado de los reactantes y la homogeneidad o la estratificación controlada de la distribución del combustible, entre otras características.

Una opción para incrementar la turbulencia en el instante previo a la ignición, es generarla durante la admisión de la mezcla, al producir altas velocidades de deformación por corte sobre las válvulas. Sin embargo, esta opción tiene la desventaja de que la turbulencia es rápidamente disipada, por lo que resulta difícil de conservar durante la compresión [Arcoumanis y Whitelaw, 1985].

En los motores de 2 válvulas por cilindro, el flujo ingresa con una componente significativa de momento angular respecto del eje del cilindro (ver figura 1.13 a la izquierda). Esto induce un movimiento rotacional descendente respecto de dicho eje, conocido como *swirl*. Este macro vórtice primero es alargado durante la carrera de admisión y luego comprimido cuando el pistón asciende.

En motores de 3 o más válvulas por cilindro el flujo ingresa con una componente apreciable de momento angular respecto de uno de los ejes perpendiculares al eje del cilindro

(ver figura 1.13 a la derecha). Esto genera un movimiento rotacional sobre dicho eje, conocido como *barrel swirl* ó *tumble*.

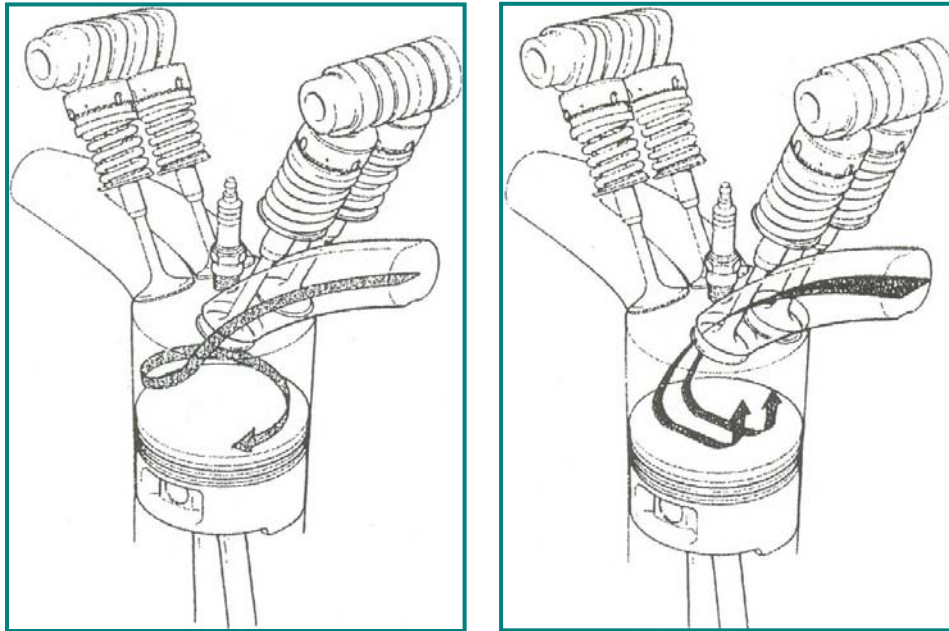


Figura 1.13. *Izquierda:* movimiento de *swirl* producido cuando el flujo ingresa por una sola válvula de admisión. *Derecha:* movimiento de *tumble* generado cuando el flujo ingresa por ambas válvulas de admisión.

Tanto el *swirl* como el *tumble* son generados durante la etapa de admisión y degradados en mayor o menor medida durante la etapa de compresión. Ambos movimientos (macro vórtices) actúan como reservorios ó depósitos, conservando la energía cinética de los gases que ingresan en la etapa de admisión. Dado que los vórtices son estructuras de flujo coherentes (estructuras que conservan su forma durante varias rotaciones y aparecen constantemente en el flujo manteniendo una forma bien definida [Davidson, 2003]), las pérdidas viscosas en el seno del flujo son minimizadas, y una gran cantidad de momento angular es conservada hasta alcanzar las últimas etapas de la compresión. Cuando el pistón se acerca al *PMS* los vórtices son fuertemente deformados y esto produce un incremento en los esfuerzos de corte en el fluido, originando una transferencia de energía cinética desde las escalas de flujo más grandes (grandes vórtices) a las escalas turbulentas más pequeñas [Kang y Baik, 1995; Kang y Baik, 1998; Lee y col, 2001; Li y col, 2001; Li y col, 2001; Li y col, 2003; Ramajo y col, 2007]. En

consecuencia se produce un incremento en la intensidad de la turbulencia, mejorando el mezclado de los reactantes [McLaddress y col, 1996; Urushihara y col, 1996], incrementando la velocidad de avance del frente de llama [Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004; Mariani y Cavalletti, 2004], e impactando positivamente en el desarrollo global de la combustión.

Por lo explicado anteriormente, la generación de macro vórtices parece ser una alternativa ventajosa para mejorar la calidad de la carga. En este sentido, las estructuras de *swirl* respecto de las de *tumble* tienen la ventaja de adaptarse más naturalmente a la forma del cilindro. Sin embargo, esto redundaría posteriormente en una mayor dificultad para degradarlas al final de la compresión. Esto último debe ser controlado, ya que una cantidad significativa de momento de *swirl* durante la ignición conlleva velocidades medias de flujo considerables y puede producir la extinción del *kernel* [Aleiferis y col, 2001; Aleiferis y col, 2004]. Un momento de *swirl* excesivo, en lugar de mejorar el mezclado de los reactantes o incrementar la turbulencia, produce la convección de la llama hacia las paredes de la cámara de combustión. Por otro lado, velocidades medias del flujo del orden de 3 m/s a 5 m/s pueden resultar beneficiosas al convectar el *kernel* de llama fuera de los electrodos de la bujía, minimizando las pérdidas de calor que allí ocurren [Pischinger y Heywood, 1990].

Por el contrario, los vórtices de *tumble* son más fácilmente degradados durante la compresión, transformando la mayor parte de su energía cinética almacenada en turbulencia.

La tendencia hacia el desarrollo de motores *SI* con inyección directa (*GDI*) se ve obstaculizada por el deficiente mezclado de reactantes y productos. La distribución del combustible en el interior de la cámara es controlada por las características de la inyección, así como también por el flujo de gases. Asimismo, el funcionamiento correcto del motor requiere que el combustible sea transportado a la zona de ignición en el momento del encendido de la chispa. Por otro lado, velocidades excesivas del flujo medio en la zona de la bujía pueden producir el apagado o el arrastre del *kernel* de la llama hacia las paredes de la cámara de combustión, con la consecuente pérdida de energía y la reducción de la superficie efectiva del frente de llama. Por tales motivos, conocer los patrones del flujo en el cilindro resulta vital para garantizar el correcto funcionamiento de estos motores [Li y col, 2001].

Hasta el momento se ha hecho mucho hincapié en la utilización de estructuras coherentes para conservar la energía cinética de la carga que ingresa durante la admisión y,

posteriormente convertirla en turbulencia mejorando la homogeneidad de la misma e incrementando su velocidad de quemado. Sin embargo, existe otro tipo de motores en los cuales se busca precisamente lo contrario, es decir la generación de zonas estratificadas en el cilindro ocupadas por dos clases de combustibles, determinando cual de ellos será encendido primero en función del régimen de funcionamiento del motor (en frío durante el arranque o de acuerdo a su velocidad o estado de carga). En estos motores de ignición por chispa con carga estratificada o no homogénea, dos tipos de combustible (de distinta volatilidad) pueden ingresar en forma separada a través de sus dos válvulas de admisión, minimizando su mezclado en el cilindro mediante la generación de macro estructuras de *tumble*. Utilizando dos bujías, una para cada válvula de admisión, es posible encender primero un tipo de combustible y luego el otro, o incluso inducir la auto ignición de los combustibles más volátiles (parafinas), o encender los combustibles más pesados (aromáticos) una vez que los volátiles se han encendido, aprovechando su capacidad de anti auto-ignición [Li y col, 2003; Standing y col, 2005]. No es necesario aclarar que esta clase de desarrollos implican un avance hasta hace poco inimaginable, pero que nuevamente requieren del entendimiento y control absoluto de la fluidodinámica del motor.

Muchos investigadores han reportado incrementos en la velocidad de quemado asociados a estructuras de flujo caracterizadas fundamentalmente por movimientos de *swirl* o *tumble*. No obstante, muchos otros han encontrado que resulta más beneficioso contar con patrones más complejos, combinando cantidades de momento en las tres direcciones. En este sentido Trigui y col. [1994] formularon una expresión para la energía cinética definida como:

$$E = (TR^2 + CR^2 + SR^2) - \alpha(|TR||CR| + |TR||SR| + |CR||SR|), \quad (1.4)$$

siendo *TR*, *CR* y *SR* las relaciones de *tumble*, *cross tumble* (vórtices girando en el otro eje perpendicular al eje del cilindro) y *swirl*, respectivamente. El primer término contenido entre paréntesis en la ecuación (1.4) cuantifica las contribuciones positivas a la energía dadas por los movimientos puros en cada eje. Dado que cada movimiento afecta a los restantes, el segundo término caracteriza las combinaciones que interactúan degradando las estructuras y con ello disminuyendo su energía cinética. Trigui y col. recomiendan un valor estimativo para la constante α de 0.55, aunque la misma debe ser ajustada para cada motor en estudio.

1.4.1 Influencia de las características geométricas y operativas sobre los patrones de flujo dentro del cilindro en motores SI

La combustión está ligada de manera directa con las características del flujo que se establece durante la admisión y compresión de la mezcla. Los efectos producidos por las estructuras de *swirl* y *tumble* sobre la propagación de la llama están en este momento siendo estudiados en forma tanto experimental como computacional. Sin embargo, los trabajos experimentales se ven limitados por la capacidad de los instrumentos de medición, para captar los fenómenos con la velocidad con que estos se producen. Los trabajos reportados en la materia pueden clasificarse en dos grupos; los abocados a estudiar la influencia de la geometría (la cámara de combustión, el puerto de admisión o la cabeza del pistón) sobre el flujo y/o sobre la combustión y aquellos destinados a introducir modificaciones operativas sobre la cadena cinemática de distribución, modificando las características de movimiento de las válvulas (alzadas y reglajes), para potenciar o reducir la intensidad de determinadas estructuras turbulentas según el régimen de trabajo del motor.

En los estudios sobre los patrones de flujo se utilizan dos tipos básicos de ensayos experimentales; los ensayos dinámicos y los estáticos. Existen numerosos trabajos científicos reportando mediciones dinámicas del patrón de flujo en el interior de motores de 4 válvulas por cilindro [Kang y Baek,1995; Kang y Baek,1998; Li y col, 2001; Hong y Tarng, 2001; Bevan y Ghandhi, 2004; Huang y col, 2005; Kim y col, 2006], utilizando metodologías no invasivas. Las mismas emplean complejas técnicas láser como *PIV* (*particle image velocimetry*), *LDA* (*laser doppler anemometry*) y *PTV* (*particle tracking velocimetry*) entre otras, y requieren modificar los motores de modo de tener acceso óptico al interior de los mismos, introduciendo “mirillas” de cristal de alta resistencia en la cabeza del pistón y en la parte lateral del cilindro (ver figura 1.14).

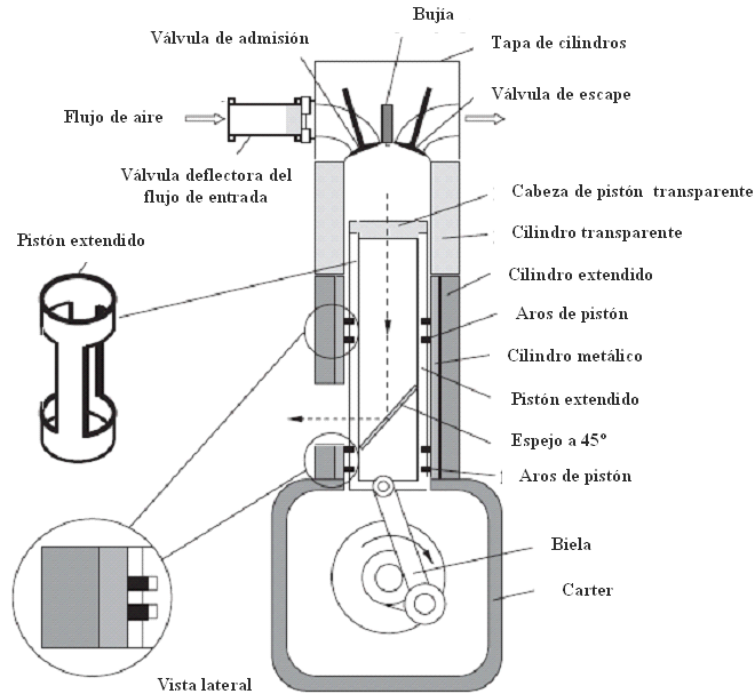


Figura 1.14. Esquema del motor experimental utilizado por Huang y col. [2005] para medir el flujo en su interior mediante *PIV*.

Los ensayos consisten en sembrar partículas microscópicas (varios micrones) en el flujo e iluminarlas mediante un haz láser plano, el cual ingresa al cilindro por alguna de las dos mirillas. El haz impacta sobre las partículas y la luz reflejada es captada mediante una cámara de alta velocidad y resolución, filmando a través de la otra mirilla. Posteriormente las partículas son identificadas mediante un software y su trayectoria es utilizada para obtener el campo bi-dimensional de velocidad sobre el plano de incidencia del haz láser. La técnica es repetida varias veces y los resultados son promediados temporalmente. Estos ensayos presentan grandes dificultades técnicas y por tanto son de un costo elevado, requiriendo equipamiento sofisticado, la modificación del motor original y un tiempo significativo para definir todos los parámetros del ensayo (tiempo de muestreo de la cámara, frecuencia de pulsación del láser, dimensiones y cantidad de partículas sembradas y número de mediciones a promediar en el tiempo, entre otros). Además, los mismos solo brindan información parcial de lo que ocurre en el cilindro ya que el acceso óptico queda limitado a una porción del mismo. Las altas velocidades del flujo y la capacidad de muestreo de los equipos también limitan el

rango de aplicación de estos ensayos, los cuales actualmente se ven restringidos a velocidades de motor relativamente bajas (menores a 1500 rpm).

Las dificultades mencionadas para medir en forma dinámica los patrones de flujo en el cilindro pueden ser evitadas utilizando ensayos estáticos, es decir sin considerar el movimiento del pistón y de las válvulas. Estas técnicas permiten conocer cantidades macroscópicas como los coeficientes de descarga de las válvulas y los coeficientes de flujo del sistema de admisión o la cantidad de momento de *swirl* y *tumble* generada por la tapa de cilindros. En estos ensayos se mantienen las válvulas de admisión o escape a una dada alzada y se aplica una diferencia de presión de modo de promover la circulación del fluido a través del motor. La figura 1.15 muestra esquemáticamente los tres tipos de ensayos posibles. La medición de las cantidades de momento de *swirl* y *tumble* es obtenida utilizando un instrumento conocido como medidor de *swirl* (en adelante *MS*). La medición de *tumble* requiere la utilización de un dispositivo adicional (adaptador de *tumble* o *ACT*) el cual es adicionado en forma perpendicular al cilindro, de modo de canalizar los vórtices de *tumble* transformándolos en vórtices de *swirl*. Posteriormente, el *MS* permite la estimación macroscópica de la cantidad de momento de *tumble* generada por el sistema de admisión. Esta metodología para la estimación del *tumble* fue reportada por primera vez en el año 1980 por la firma Ricardo. Mayores detalles acerca de la implementación de los ensayos estáticos serán dados en el Capítulo III.

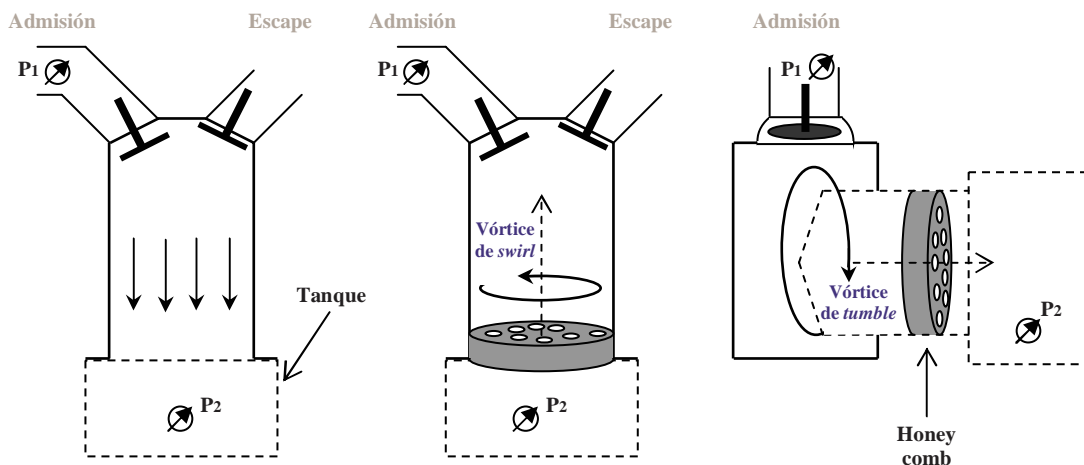


Figura 1.15. Izquierda: ensayo de flujometría estándar. Centro: ensayo de *swirl*. Derecha: ensayo de *tumble*.

Teniendo en cuenta las fluctuaciones en la presión de entrada, la cinemática de las válvulas y del pistón y el proceso de combustión, es esperable que los patrones de flujo y por ende las mediciones de *swirl* y *tumble* obtenidas en forma estática difieran de lo encontrado en el motor bajo condiciones reales de funcionamiento. Al mismo tiempo, las mediciones de *swirl* y *tumble* no pueden ser llevadas a cabo simultáneamente ya que involucran configuraciones de ensayo diferentes. Es decir que no resulta posible obtener ambas magnitudes sin cambiar la configuración geométrica del ensayo [Grimaldi y col, 2005]. Tipplemann, quien propuso por primera vez la medición estática de *swirl* introdujo posteriormente un instrumento para la adquisición simultánea y tri-dimensional de la cantidad de momento mediante un ensayo estático. No obstante, la utilización de dicho instrumento no ha sido hasta el momento reportada en ningún trabajo científico [Xu, 2001].

Mattarelli [2000] sostiene que los coeficientes de *swirl* obtenidos en forma estática reflejan la naturaleza y magnitud de las estructuras de flujo rotacionales que se dan en motores de dos válvulas, sobre todo cuando el pistón se encuentra próximo al *PMI*. Por otro lado, también afirma que los ensayos estáticos de *tumble* no toman en cuenta la influencia del movimiento del pistón o el efecto de pequeños detalles geométricos en la cámara de combustión, por lo que son poco representativos de lo que ocurre en forma dinámica. No obstante, a pesar de las limitaciones que estos ensayos presentan, en general existe un buen correlato entre sus resultados y las prestaciones de los motores [Xu, 2001], siendo por ello ampliamente aplicados al estudio del flujo en motores para obtener resultados cualitativos muy útiles para comparar y mejorar diseños, dada su sencillez, rapidez y bajo costo de implementación.

Existe una dificultad extra a la hora de utilizar los ensayos estáticos y es debida a que los mismos no se encuentran estandarizados, ya que aún no existe un criterio unificado sobre las condiciones a las que deben llevarse a cabo, los instrumentos que deben ser utilizados e incluso sobre la validez de los resultados arrojados por algunos tipos de ensayos. Esto dificulta enormemente la comparación de la información obtenida por diferentes investigadores sobre distintos motores [Arcoumanis y col, 1997].

A continuación se resumen algunos de los trabajos más relevantes reportados en la materia, aplicando las técnicas mencionadas anteriormente al estudio de motores de 4 válvulas por cilindro.

Jeon y col. [1998] estudiaron el efecto de utilizar tres puertos de admisión con distintos ángulos de inclinación para los conductos (ver figura 1.16). Llevaron a cabo mediciones de *tumble* en forma estática para los tres puertos (con ángulos de inclinación θ de 15°, 20° y 25°) y correlacionaron dichas mediciones con estimaciones de la tasa de quemado del motor en condiciones de operación real (relevando las curvas de presión en el cilindro) para distintas relaciones aire/combustible. Los investigadores encontraron que el ángulo óptimo para producir el mayor momento de *tumble* fue de 20° (ver figura 1.17 a la izquierda), mientras que los mayores coeficientes de flujo se registraron para un ángulo de 25°. También determinaron que la utilización del puerto de admisión con una inclinación de 20° reduce la duración de la combustión entre un 20% y un 25% respecto de lo obtenido con los dos puertos restantes (ver figura 1.17 a la derecha). Finalmente, fueron registradas reducciones de hasta un 40% en las variaciones ciclo a ciclo.

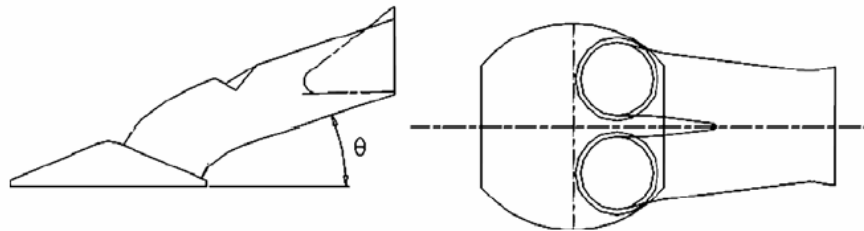


Figura 1.16. Geometría básica del puerto de admisión y la tapa de cilindros *pentroof* del motor utilizado por Jeon y col. [1998].

Lee y col. [2007] profundizaron el estudio de Jeon y col. analizando el efecto de inducir estructuras de *tumble* y estructuras combinadas de *swirl* y *tumble*. Utilizando un motor experimental con acceso óptico, los tres puertos de admisión con diferentes ángulos de entrada y dos tipos de válvulas obturadoras para el control del *swirl*, cuantificaron la evolución de la combustión en función de las características del flujo previo al inicio de la misma.

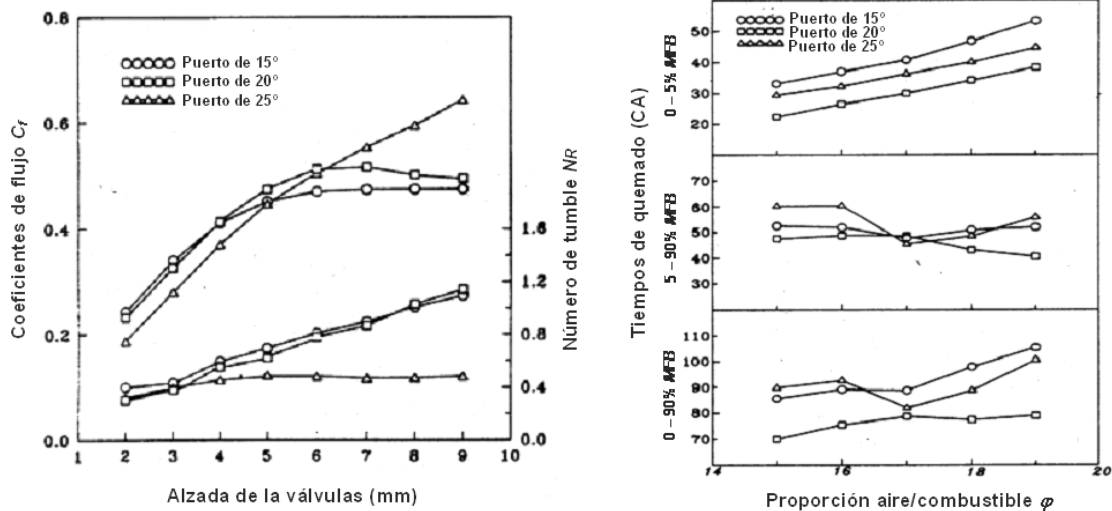


Figura 1.17. Izquierda: Coeficientes de flujo (C_f) y número de *tumble* (N_T) para tres puertos de admisión diferentes. Derecha: duración de la combustión en función de la composición de la mezcla [Jeon y col, 1998].

Mediante ensayos estáticos, los investigadores encontraron que el puerto con un ángulo de 25° presentaba una mejor eficiencia volumétrica y confirmaron que el ángulo de entrada más efectivo para producir turbulencia a partir del *tumble* es de 20°. Luego, los ensayos dinámicos (fotografiando el cilindro durante la combustión), llevados a cabo a 1250 rpm con mezclas estequiométricas y pobres, reflejaron que el efecto del *tumble* sobre la evolución de la llama se ve potenciado en estas últimas, evidenciando una mayor convección de la llama, dado que en mezclas pobres la velocidad de propagación es intrínsecamente más baja que para el caso estequiométrico. Utilizando mezclas empobrecidas ($\phi = 17$) y el puerto de 20°, compararon la superficie proyectada del frente de llama luego de 5 CA de iniciada la combustión y encontraron que al utilizar este puerto se obtiene un incremento en el área del frente superior al 30% respecto de los dos restantes. Posteriormente los investigadores redujeron la sección del conducto de admisión mediante una válvula obturadora, de manera de promover la generación conjunta de *swirl* y *tumble*. Los resultados mostraron que cantidades significativas de *swirl* (relaciones de *swirl* R_S de 0.34 y 1.01 combinadas con relaciones de *tumble* R_T cercanas a 2.0) producen un incremento localizado de la turbulencia durante el final de la compresión y pueden incrementar el área de la superficie de llama más de un 80% respecto de

lo obtenido con R_S nulas, concluyendo que resulta más beneficioso generar patrones de flujo combinados *swirl-tumble* que patrones caracterizados solo por *tumble*.

Mediante ensayos estáticos He y col. [2007a] y He [2007b] estudiaron los patrones de flujo en el interior de un motor Chrysler. A fin de promover distintos grados de *tumble* introdujeron una válvula obturadora en el conducto de admisión (ver figura 1.18) y estudiaron la intensidad del *tumble* generado y la variación de los coeficientes de flujo (C_f). Luego utilizaron esta válvula para ensayar el motor en un banco dinamométrico bajo dos estados de carga y dos velocidades de motor diferentes; 1600 rpm-2.41 bar *BMEP* y 1200 rpm-0.78 bar *BMEP* y observaron una mayor generación de *tumble* para el primero de los dos estados analizados. Determinaron que para obtener variaciones de *tumble* apreciables es necesario un bloqueo mayor al 60% en el área de entrada. De este modo es posible duplicar la relación de *tumble* R_T , incrementándola desde 0.2 para el conducto sin bloqueo hasta alcanzar 0.45 al restringir en un 80% el área del conducto. Además incorporaron un sensor para la adquisición dinámica de la presión en el cilindro y correlacionaron la presión con la tasa de quemado del combustible, concluyendo que la generación de *tumble* mediante la válvula obturadora tiene una influencia notoria sobre la etapa inicial de la combustión, reduciendo hasta en un 50% el tiempo necesario para quemar el 10% del combustible (10% de la *MFB*) en ambos regímenes de funcionamiento (1600 rpm y 1200 rpm) y para R_T iguales a 0.45. Por otro lado, los cambios no resultaron tan significativos durante la etapa media de la combustión (10% al 90% de la *MFB*), obteniendo para el mismo R_T , reducciones del 10% y del 30% para los regímenes de 1600 y 1200 rpm, respectivamente. Importantes reducciones en las variaciones ciclo a ciclo del motor y en el retardo a la ignición también fueron reportadas por estos investigadores. Al mismo tiempo, He en su tesis doctoral [2007b] utilizó tres tipos de válvulas obturadoras; una para generar *tumble*, otra para producir *swirl* y la última para inducir *swirl-tumble* y encontró que bloqueando el conducto de admisión es posible extender el límite de dilución de la mezcla, incrementando la fracción óptima de gases recirculados (*EGR*) desde 19% (sin válvula) hasta 26%, 20% y 25% respectivamente. De este modo redujo significativamente las emisiones de NO_x . He también observó que la inducción de los tres movimientos (*tumble*, *swirl* y de *swirl-tumble*) reduce el tiempo necesario para la etapa inicial de combustión, pero solo el *tumble* introdujo reducciones sensibles en su etapa media.

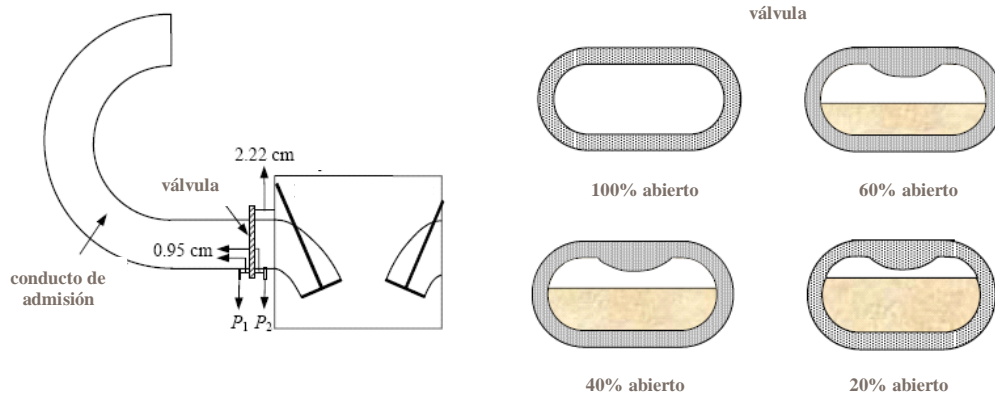


Figura 1.18. Válvula obturadora utilizada por He y col. [2007a] para generar distintos niveles de *tumble* en el cilindro.

Posteriormente Lee y Heywood [2006] utilizaron válvulas obturadoras de distintas formas pero similares a las empleadas por He y col. y mediante las mismas incrementaron el mezclado y el movimiento de la carga, consiguiendo reducir sustancialmente las emisiones de hidrocarburos durante el arranque en frío del motor.

Grimaldi y col. [2004] estudiaron los patrones de flujo en un motor Ducati de 4 válvulas por cilindro y alto rendimiento. Los investigadores encontraron que la utilización de distintos tipos de adaptadores de *tumble* (*ACT*) puede afectar la intensidad del momento de *tumble* obtenido. También analizaron los resultados obtenidos al medir con dos tipos de *ACT* comúnmente empleados, denominados tipo *L* ó *LTA* y tipo *T* ó *TTA*. Un esquema de los mismos es mostrado en la figura 1.19. También compararon los coeficientes de flujo (C_f) obtenidos al utilizar los *ACT*, respecto de los medidos en ensayos de flujometría estándar (*EFE*).

Los investigadores encontraron que el C_f (medido mediante *EFE*) tiene escasa sensibilidad respecto de la diferencia de presión Δp aplicada, incrementándose alrededor de un 3% al elevar el Δp desde 20 a 240 milibares. Este incremento resultó más notorio para las máximas alzadas. Por otro lado, el C_f disminuyó fuertemente al utilizar los *ACT*. Reducciones del 14% y del 7% fueron reportadas para los dispositivos *LTA* y *TTA*, respectivamente. Los investigadores concluyeron que dichas mermas son causadas por la obstrucción que generan los macro vórtices de *tumble* sobre la corriente del flujo que intenta ingresar a través de la zona posterior de la válvula (cercana a la pared del cilindro).

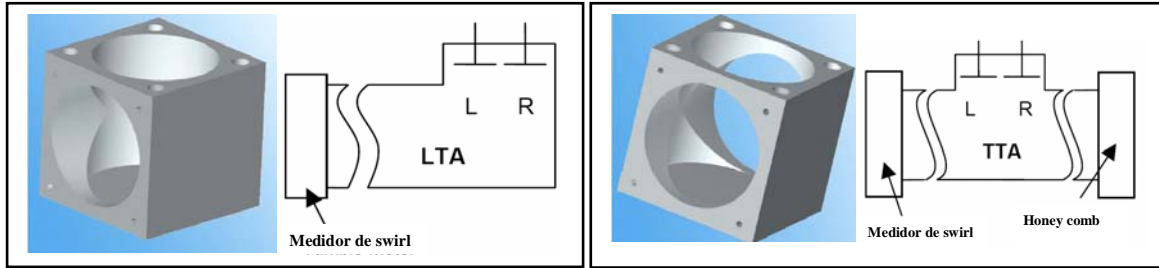


Figura 1.19. Izquierda: dispositivo convertidor de *tumble* tipo *L* o *LTA*. Derecha: dispositivo convertidor de *tumble* tipo *T* o *TTA*.

Cabe pensar que los C_f obtenidos al permitir la generación de *tumble* por medio de los *ACT* puede que sean más realistas, teniendo en cuenta que dichos patrones de flujo (vórtices de *tumble*) son naturalmente generados en el funcionamiento normal del motor.

Los investigadores también reportaron que el número de *tumble* N_T se ve fuertemente modificado al incrementar el Δp . Incrementos desde 20 a 240 milibares originaron, para la alzada máxima ($h = 14$ mm), aumentos del 38% y del 50% para los *ACT LTA* y *TTA*, respectivamente. En general, los resultados muestran un incremento aproximado en el *tumble* de un 10% utilizando el *ACT LTA* respecto del *TTA*. Grimaldi y col. justifican estos resultados por una mayor generación de *tumble* por parte del flujo ingresando a través de la válvula derecha en el dispositivo *LTA* (señalada con una R en la figura 1.19), el cual tiene una gran interacción con la pared del dispositivo, permitiendo una mejor definición del vórtice de *tumble*.

Grimaldi y col. [2003] también estudiaron experimentalmente el efecto de las distintas posiciones de la válvula mariposa para el control del aire admitido, en el conducto de admisión (utilizado el motor Ducati antes mencionado). Ellos encontraron que la dirección de giro durante la apertura (horaria ó anti-horaria) de la válvula puede introducir cambios de hasta un 30% en la cantidad de *tumble* generado sin modificar sensiblemente los coeficientes flujométricos del motor.

Numerosos trabajos científicos, tanto numéricos como experimentales [Poulos y Heywood, 1986; Mattarelli, 2000; Lee y col, 2001; Mariani y Cavalletti, 2004; Algieri y col, 2006; Lee y col, 2007] han establecido, a partir de análisis estáticos, relaciones entre la

geometría del motor y las estructuras de flujo que se generan en el cilindro. Estos estudios tienen un costo relativamente bajo, son rápidos y no requieren modificar el motor. Sin embargo, como resulta obvio, la validez de los mismos para interpretar lo que ocurre en el motor en condiciones reales de funcionamiento (dinámicas) resulta difícil de determinar.

Anteriormente se mencionó el trabajo de Jeon y col. [1998] para determinar en forma experimental cambios en el desarrollo de la combustión, al modificar el ángulo de incidencia del conducto de admisión respecto de la tapa de cilindros. Utilizando *CFD* Ramajo y col. [2007] simularon en forma dinámica y en frío (sin considerar la combustión) las carreras de admisión y compresión para dos geometrías de motor académicas (de 4 válvulas por cilindro y cámara tipo *pentroof*), una de tipo estándar (denominada convencional) y otra con alta producción de *tumble* (denominada de alto *tumble*). Los resultados permitieron concluir que, en geometrías donde el ángulo entre el conducto y la tapa de cilindros es cercano a 90° , es decir, cuando el conducto de admisión incide en forma alineada con el eje longitudinal de las válvulas de admisión, el flujo se distribuye homogéneamente sobre la copa de las válvulas. Por otro lado, cuando el ángulo entre el conducto y el eje de las válvulas se incrementa, el flujo impacta en forma no homogénea sobre la superficie de las válvulas e ingresa preferencialmente por la superficie superior de las mismas, es decir en la dirección de las válvulas de escape, reduciéndose el caudal en la dirección opuesta. Esto incrementa la cantidad de momento de *tumble* de la carga, promoviendo la generación de estructuras coherentes de mayor intensidad. La conservación de los macro vórtices de *tumble* a lo largo de las carreras de admisión y compresión está ligada a su tri-dimensionalidad, es decir a la capacidad del macro vórtice para definirse a lo largo de todo el eje de *tumble* y no solo sobre el plano medio del cilindro. Al simular la tapa de cilindros con alta producción de *tumble*, el incremento en la cantidad máxima de momento de *tumble* fue superior al 160% respecto de lo obtenido con la geometría convencional. Al analizar qué ocurría al aumentar la velocidad del motor en un 66% (desde 1500 rpm a 2500 rpm) se obtuvieron curvas muy similares en su forma, encontrando un incremento casi lineal en la cantidad de momento respecto de la velocidad del motor. El aumento en los valores máximos fue cercano al 100% para el puerto de alto *tumble* y al 66% para el puerto convencional. Si bien utilizando el puerto convencional, la cantidad de momento de *tumble* fue incrementada sensiblemente al aumentar la velocidad del motor, no se registraron cantidades significativas de *tumble* al final de la

compresión, es decir que todo el *tumble* fue disipado. Por otro lado, el puerto con alto *tumble* conservó al final de la compresión (para ambos regímenes del motor) aproximadamente un 10% de la cantidad de momento máximo alcanzado. En el Capítulo IV la metodología y las conclusiones de este trabajo serán abordadas en mayor detalle.

Fontana y col. [2003; 2006] simularon mediante *CFD* el ciclo completo de un motor de 2 válvulas por cilindro. Para ello utilizaron un simulador 0/1-dimensional para obtener condiciones de contorno apropiadas. Las simulaciones permitieron estimar el comportamiento de dos puertos de admisión (el primero convencional y el segundo re diseñado de modo de producir mayores niveles de *tumble*) y estimar la influencia de la intensidad de las estructuras de flujo sobre la evolución posterior de la combustión, mediante el modelado de la misma. Los investigadores concluyeron que pequeñas modificaciones en el conducto de admisión tienen una influencia poco significativa sobre el rendimiento flujométrico del motor pero introducen incrementos en las cantidades de momento de *swirl* y *tumble* de hasta un 100%, lo cual redundaría en incrementos cercanos al 20% en los niveles de energía cinética turbulenta al inicio de la combustión. Los efectos finales reportados por Fontana y col. fueron una mayor tasa de quemado de la mezcla, en particular durante la etapa media de la combustión, un incremento en la presión máxima obtenida y una reducción en el consumo específico.

1.4.2 Estrategias de apertura de las válvulas de admisión para modificar los patrones de flujo

En general las características del movimiento de las válvulas de admisión y escape (curvas de alzada, avances a la apertura y retrasos al cierre, y alzadas máximas) son diferentes para cada motor. Sin embargo, existen parámetros de diseño atendiendo al método de encendido utilizado. Los motores de ignición por chispa (*SI*) y los de ignición por compresión (*CI*) se caracterizan por utilizar alzadas importantes con intervalos de apertura significativos y por tener un cruce de válvulas significativo. De esta forma se obtiene un mejor llenado del cilindro y una eliminación más eficiente de los gases quemados. Por otro lado, los motores *CI* con carga homogénea (*HCCI*) utilizan alzadas máximas más reducidas, intervalos de apertura cortos y no poseen cruce de válvulas. De este modo logran retener una mayor cantidad de gases quemados, los cuales aportan su energía para la ignición en el nuevo ciclo [Cao y col, 2004; Standing y col, 2005; Mahrous y col, 2007]. En estos motores resulta muy importante

entender la dinámica de gases para controlar tanto la proporción de gases quemados (retenidos al final del escape), como la distribución del combustible inyectado en forma directa en el cilindro.

Como fue mencionado previamente, la generación de estructuras de flujo mixtas *swirl-tumble* utilizando válvulas obturadoras en el conducto de entrada produce mejoras sensibles en el comportamiento del motor. Otra manera de controlar las estructuras de flujo en el interior del cilindro es por medio del control dinámico de las características del movimiento de las válvulas. Esto puede lograrse con el uso de sistemas *VVT*, *VVL*, *VVA* o *MEV*, los cuales modifican el avance o retardo de las válvulas y pueden incluso controlar la alzada en forma independiente en cada una de las válvulas. El efecto producido al utilizar diferentes estrategias de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape ha sido motivo de numerosos estudios [Wilson y col, 1993; Geiger y col, 1999; Li y col, 2001c; Grimaldi y col, 2004; Grimaldi y col, 2005; Mahrous y col, 2007]. En motores de 4 válvulas por cilindro es posible generar cantidades apreciables de *swirl* al retrasar o incluso mantener cerrada una de las válvulas. Por supuesto, el costo de generar *swirl* se paga con una disminución del caudal admitido y la pérdida de parte del momento de *tumble* que se obtendría al abrir simultáneamente ambas válvulas. En este sentido, los ensayos estáticos pueden ser utilizados para trazar superficies representando los coeficientes de flujo y las relaciones de *swirl* y de *tumble* para distintas estrategias de apertura de las válvulas. Luego estos resultados pueden emplearse como una estimación inicial de las características del flujo generado en el motor en condiciones normales de funcionamiento.

Wilson y col. [1993] determinaron mediante ensayos estáticos que al utilizar diferentes estrategias de movimiento para las válvulas se obtienen cambios más significativos en el patrón de flujo en el interior del cilindro que los obtenidos al modificar geoméricamente la forma de la tapa de cilindros. Los investigadores estudiaron siete estrategias de movimiento para las válvulas y encontraron mejoras en el rendimiento junto con reducciones en los niveles de emisiones del motor al desfazar la apertura de una de las válvulas de admisión con respecto a la otra. A partir de los ensayos estáticos obtuvieron las cantidades medias de *swirl* y *tumble* para cada unas de las siete estrategias estudiadas y luego llevaron a cabo ensayos dinamométricos aplicando las mismas al motor real. Los investigadores concluyeron que el incremento de la velocidad media de entrada del flujo al cilindro y la mejora en los

coeficientes de *swirl* y de *tumble* incrementan la velocidad de quemado de la mezcla, reducen los niveles de emisiones y mejoran la estabilidad de marcha en condiciones de mezcla pobre y baja velocidad de motor. También reportaron una reducción en el consumo específico de combustible, aunque poco significativa (del orden de 3%).

Sin embargo, una estrategia de movimiento eficiente para las válvulas no solo debe tener en cuenta la reducción en la duración de la combustión sino también en las pérdidas de calor y por bombeo en el ciclo termodinámico, ya que estas estrategias generalmente traen aparejadas reducciones en los coeficientes de flujo, lo que en definitiva puede redundar en un menor rendimiento del motor.

Trabajos más recientes continúan profundizando los estudios de Wilson y col. con el objetivo de analizar el comportamiento de sistemas VVA y su aplicabilidad en motores con inyección directa (*GDI*). El uso de sistemas VVA podría tener ventajas en cuanto a la reducción del trabajo de bombeo y la operación a baja carga sin tener que mantener cerrada la válvula mariposa de regulación de caudal de aire. Estrategias combinadas para generar *swirl* y *tumble* podrían remediar la escasez de turbulencia que ocurre a baja carga o en el límite de paro del motor a bajo número de rpm [Grimaldi y col, 2005].

Por otro lado, Kim y col. [2006] relativizan la utilidad de los ensayos estáticos por sobre los dinámicos para anticipar el comportamiento de sistemas tipo VVA debido a que estos ensayos no contemplan la dinámica generada por las distintas metodologías de apertura de las válvulas. Además, los ensayos estáticos no reflejan la naturaleza 3-dimensional del flujo y requieren, para calcular los coeficientes de *swirl* y *tumble*, suponer que el flujo en el interior del cilindro sigue un movimiento de rotación de sólido rígido. Sin embargo, estos investigadores hallaron buena concordancia entre los resultados estáticos y las mediciones dinámicas utilizando técnicas *PIV* y *PTV*, en motores con acceso óptico del tipo del mostrado en la figura 1.14. Además, mencionaron que las diferencias encontradas entre los resultados dinámicos y estáticos pueden incluso ser minimizadas si, para estos últimos, se modifican la forma y las dimensiones del *ACT* empleado (en este caso utilizaron un *ACT* tipo *TTA*). Adicionalmente, los investigadores llevaron a cabo ensayos dinámicos sobre un motor estándar modificando su puerto de admisión al incorporar una válvula obturadora para el flujo de entrada o *MTV* (*manifold throttle valve*) similar a la utilizada por Lee y col. [2007]. El incremento obtenido en el momento de *tumble* originó un aumento en la velocidad de

combustión. En particular, durante la etapa inicial de quemado (0% a 10% de la *MFB*) obtuvieron reducciones de entre un 20% y un 30% en su duración, y de entre el 7% y el 12% para la etapa de combustión desarrollada (10% a 90% de la *MFB*). Estos resultados nuevamente indicaron que el *tumble* tiene un mayor efecto en reducir el retardo a la ignición que en la propagación posterior de la llama. No obstante, de acuerdo a las simulaciones obtenidas con *CFD* en el Capítulo V, esto último puede que obedezca a la rápida merma en la turbulencia observada luego de que el pistón inicia su carrera descendente durante la etapa de expansión.

El incremento en la velocidad de combustión tiene un efecto beneficioso sobre la eficiencia termodinámica. No obstante, las pérdidas de calor también se ven incrementadas, ya que un mayor movimiento del flujo dentro del cilindro conlleva un aumento en el coeficiente pelicular de transferencia de calor.

Grimaldi y col. [2004] también analizaron la influencia sobre el C_f de desfasar una válvula de admisión respecto de la otra, utilizando distintas alzadas para cada una de las válvulas. Encontraron que para alzadas elevadas el caudal aspirado al abrir una válvula y mantener cerrada la otra, resulta menor que la mitad del caudal obtenido al abrir simultáneamente ambas válvulas, indicando un efecto cooperativo entre ellas. Sin embargo, esta tendencia resultó opuesta para alzadas bajas. Este comportamiento fue verificado mediante simulaciones por *CFD* realizadas en el marco de este trabajo y reportadas en el Capítulo III.

Finalmente, los investigadores reportaron un incremento abrupto del N_T al alcanzar una alzada umbral cercana a 7 mm (la mitad de la alzada máxima en este caso), durante la apertura simultánea de las válvulas de admisión, encontrándose un aumento del 75% en el N_T al incrementar la alzada desde 7 mm a 8 mm. También determinaron que este efecto umbral no se manifiesta al mantener una de las válvulas con una alzada inferior a la alzada umbral (7 mm). Al analizar este comportamiento mediante *CFD* los investigadores concluyeron que mantener una válvula por debajo del umbral redundaba en una generación significativa de *swirl*, en detrimento de la producción de *tumble* [Grimaldi y col, 2005].

Al trazar isocurvas de nivel para el C_f , el N_T y el N_S (obtenidas mediante ensayos estáticos), Grimaldi y col. encontraron que es posible modificar el momento de *tumble* utilizando distintas combinaciones de alzadas para las válvulas pero manteniendo constantes los coeficientes de flujo, es decir sin reducir la eficiencia volumétrica del motor (ver figura

1.20). La superposición de las tres gráficas de la figura 1.20 permite inferir que una combinación de alzadas, manteniendo una de las válvulas por debajo de la alza umbral, permitiría generar un nivel de *swirl* significativo, lo cual puede resultar beneficioso en regímenes de carga parcial, en tanto que, para carga total resulta recomendable utilizar una estrategia de apertura manteniendo una de las válvulas retrazada respecto de la otra, pero de forma de no alejarse mucho de las diagonales trazadas en las tres gráficas.

La utilidad de estas estrategias para producir *swirl-tumble* se sustenta en los trabajos experimentales que indican que una combinación de ambos movimientos resulta más beneficiosa que generar un único patrón de flujo en el cilindro.

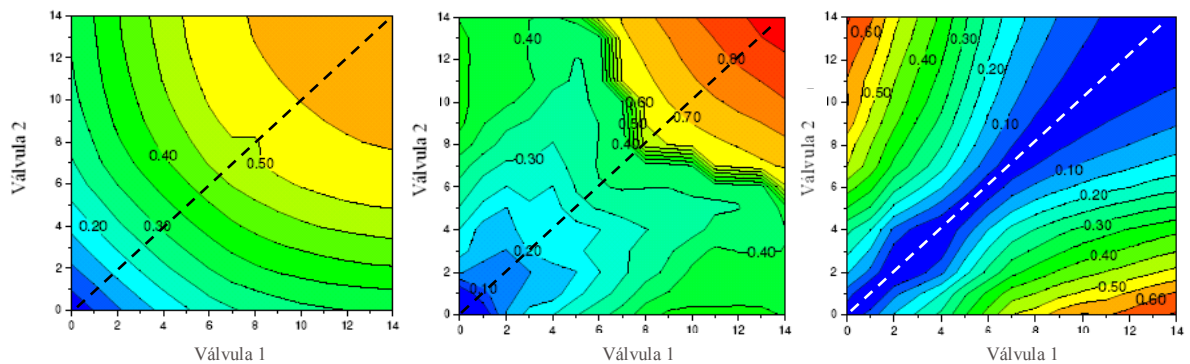


Figura 1.20. Isocurvas de nivel en función de la alza de las válvulas. *Izquierda:* coeficientes de flujo C_f . *Centro:* coeficientes de *tumble* N_T . *Derecha:* coeficientes de *swirl* N_S .

El estudio experimental desarrollado por Grimaldi y col. [2004] fue en parte reproducido mediante *CFD* por Mariani y Cavalletti [2005]. Los investigadores obtuvieron una buena concordancia en los resultados para el coeficiente de flujo, siendo las discrepancias del orden del 5% para alzadas bajas e inferiores al 2% para alzadas altas. Además, al simular el ensayo estático de *tumble* (utilizando un *ACT* tipo *LTA*) arribaron a errores del 7.8% en el C_f . No obstante, las discrepancias en los resultados del N_T fueron muy superiores, subestimando los resultados experimentales hasta en un 120%. Por otro lado, dado que los investigadores no simulaban una cantidad suficiente de alzadas (solo tres), no les fue posible advertir el efecto umbral antes mencionado. Los investigadores justificaron las discrepancias obtenidas (tanto en el C_f como en el N_T), por el hecho de haber modelado deficientemente los efectos de pared (mediante una ley de pared estándar) utilizando un modelo $k-\varepsilon$ estándar. Ellos concluyeron

que dicho método introduce una alta disipación y no es aconsejable para sistemas con estructuras de vórtice tan complejas como las que se desarrollan al utilizar un ACT tipo LTA.

Mahrous y col. [2007] estudiaron el comportamiento dinámico de un motor mediante CFD, considerando cuatro estrategias de apertura para las válvulas de admisión (ver figura 1.21).

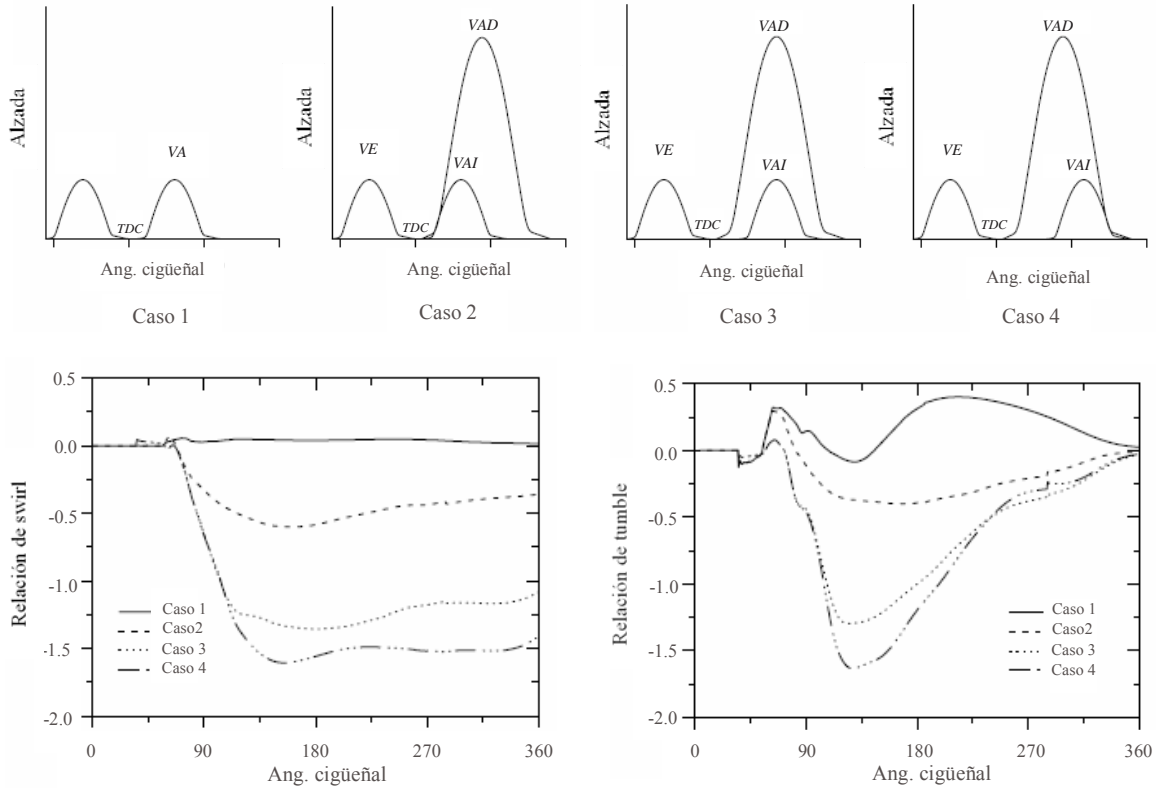


Figura 1.21. Arriba: cuatro estrategias de movimiento para las válvulas de admisión. Abajo, Izquierda: relación de *swirl*. Abajo, Derecha: relación de *tumble* [Mahrous y col, 2007].

Los investigadores determinaron que es posible obtener incrementos considerables de *swirl* y *tumble* cuando una de las válvulas de admisión posee una mayor alzada máxima y un mayor periodo de apertura (ver caso 4 en la figura 1.21). Además, concluyeron que el *swirl* y el *tumble* son maximizados cuando se retrasa el perfil de alzada de la válvula con menor alzada máxima y menor periodo de apertura.

1.5 Discusión y conclusiones parciales

A partir de lo expuesto anteriormente puede concluirse que la importancia de los estudios fluido dinámicos en el interior del cilindro tienen un impacto directo y significativo sobre los fenómenos de combustión en motores *SI*. El hecho de que la combustión de hidrocarburos acarree consecuencias ambientales graves y costos económicos elevados por la escasez de los recursos no renovables da mayor impulso a la necesidad de controlar efectivamente los fenómenos ocurridos en la cámara de combustión. Los estudios científicos reportados al momento indican una fuerte correlación entre la combustión y ciertas cantidades medias características del flujo (*swirl*, *tumble* y turbulencia). Sin embargo, estos trabajos, en general de índole experimental, se limitan fundamentalmente a establecer relaciones causa-efecto al producir determinados cambios geométricos y/o operativos y medir su efecto sobre ciertas variables de control (potencia, torque, consumo específico, emisiones, etc.). A este respecto, los estudios abordados mediante *CFD*, dan un gran cantidad de información y permiten indagar en mayor profundidad el comportamiento del flujo, para entender luego los fenómenos fluidodinámicos que ligan a las causas con los efectos, siendo esto último fundamental para diseñar motores más eficientes. Sin embargo, los trabajos utilizando *CFD* para modelar el ciclo completo del motor en condiciones de trabajo normales resultan poco frecuentes dada su laboriosidad y la dificultad que implica validar sus resultados. La simulación de un motor de combustión interna alternativo implica lidiar con dos de los grandes desafíos que se plantea resolver la mecánica computacional en la actualidad; el primero es modelar correctamente los fenómenos turbulentos, el segundo es modelar apropiadamente la combustión.

La introducción de la inyección directa (*GDI*) en motores *SI*, la necesidad de mejorar el rendimiento de los motores de 4 válvulas funcionando a bajo número de vueltas o el uso de mezclas empobrecidas para reducir la contaminación son solo algunos de los temas que ocupan a los investigadores actualmente, y en todos ellos se establece como necesidad controlar el movimiento de la carga y la producción de turbulencia en el cilindro.

Capítulo II. Aproximaciones numéricas

2.1 Mecánica de fluidos e hipótesis del medio continuo

Hasta principios del siglo pasado, el estudio del comportamiento de los fluidos fue abordado mediante dos canales bien diferenciados; por un lado los ingenieros trabajaron esencialmente desde un punto de vista empírico, mientras que los matemáticos se centraron en un enfoque meramente analítico de los problemas. Sin embargo, resultó luego evidente para los grandes investigadores como Reynolds, Froude, Prandtl y von Kármán, que el estudio de los fluidos requeriría de una mezcla de análisis teóricos y de experimentación.

La mecánica de fluidos es una rama de la mecánica de los medios continuos, que estudia el comportamiento de los fluidos (gases y líquidos) así como los esfuerzos a que estos están sometidos. La característica principal que define a un fluido es su incapacidad para resistir esfuerzos cortantes, lo cual implica que carezca de forma propia y deba asumir la forma del recipiente que lo contiene.

La mecánica de fluidos asume que los fluidos verifican las leyes de conservación de la masa y de la cantidad de movimiento y la primera y segunda ley de la termodinámica. Pero probablemente la hipótesis más importante es la de *medio continuo*. Esta es la hipótesis fundamental de la mecánica de fluidos y establece que el fluido es un material continuo a lo largo del espacio que ocupa, ignorando por tanto su estructura molecular y las discontinuidades asociadas a la misma. Esto permite considerar a las propiedades del fluido (densidad, temperatura, presión, etc.) como funciones continuas. La hipótesis del medio continuo tiene validez si el camino libre medio de las moléculas del fluido es menor a la longitud característica del sistema físico. Al cociente entre estas longitudes se le denomina número de Knudsen y debe ser mucho menor a la unidad si se pretende asumir al fluido como un medio continuo. Cuando esto último no se verifica, los efectos debidos a la naturaleza molecular de la materia deben ser tomados en cuenta, aplicando la mecánica estadística para predecir su comportamiento. Un ejemplo de ello es el estudio de los plasmas.

Las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los fluidos se obtienen aplicando los principios de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen fluido. Haciendo esto se obtiene la llamada formulación integral de las ecuaciones. Para llegar a la formulación diferencial de las mismas deben aplicarse diferentes teoremas matemáticos, llegando así a la

llamada formulación diferencial no lineal, conocida como ecuaciones de Navier-Stokes (en adelante ecuaciones de *N-S*). Estas ecuaciones gobiernan el movimiento de la atmósfera terrestre, las corrientes oceánicas, el flujo alrededor de vehículos o proyectiles y, en general, cualquier fenómeno en todo tipo de fluidos.

No se dispone de una solución general para las ecuaciones de *N-S*, y exceptuando ciertos tipos de flujo y situaciones muy concretas, no es posible hallar una solución analítica para problemas ingenieriles. Por ello en general su resolución implica recurrir al análisis numérico mediante mecánica de fluidos computacional (*CFD*).

2.2 Ecuaciones generales de mecánica de fluidos

La expresión matemática que describe el comportamiento de los fluidos newtonianos consiste de tres ecuaciones acopladas, dos de tipo escalar para la densidad y la energía y una vectorial para la velocidad, en sus tres componentes. A continuación son descritas las ecuaciones para flujo compresible, no estacionario y para una única fase en un sistema espacial euleriano. Estas ecuaciones pueden ser escritas al menos en tres formas dependiendo de las variables que se pretende estudiar;

- ◆ en forma conservativa atendiendo a las cantidades que se conservan: masa, cantidad de momento y energía
- ◆ en forma primitiva, utilizando cantidades fácilmente medibles como la densidad, la presión y la temperatura
- ◆ en su forma característica estableciendo velocidades relacionadas con la velocidad de propagación de las variables propias del flujo.

Si bien cada una de las tres formas mencionadas tiene ventajas y desventajas a la hora de su implementación, en adelante se profundizará solo la forma conservativa de las ecuaciones de *N-S*.

Ecuación de continuidad

La ecuación de masa ó continuidad se expresa como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = S_{MS}, \quad (2.1)$$

donde ρ es la densidad del fluido, U su velocidad (U_x , U_y y U_z , en componentes cartesianas) y S_{MS} representa posibles fuentes o sumideros externos de masa por unidad de volumen. El primer término en el lado izquierdo en la ecuación (2.1) representa la variación de ρ en el tiempo, es decir la acumulación de masa específica, mientras que el segundo término cuantifica los fenómenos convectivos.

Ecuación de momento

La conservación del momento esta dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U) + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau + \rho \vec{g} + S_U, \quad (2.2)$$

donde \vec{g} es la aceleración de la gravedad y τ es el tensor de tensiones viscosas. Nuevamente, aparecen en el lado izquierdo los términos correspondientes a la variación temporal de la cantidad de momento, y aquel considerando los fenómenos convectivos. En el lado derecho aparece el gradiente de presión, el término de esfuerzos viscosos, la fuerza gravitacional y por último las fuerzas externas S_U . Con el objeto de obtener el campo de velocidades del flujo, es necesario escribir a τ en función del vector velocidad U . Las ecuaciones que relacionan el tensor de tensiones viscosas con el movimiento de un fluido continuo son conocidas como ecuaciones constitutivas o ecuaciones reológicas. Aunque las ecuaciones (2.1) y (2.2) son perfectamente generales y tienen aplicación para cualquier fluido, las ecuaciones constitutivas son propias de cada fluido, e incluso pueden variar de acuerdo al régimen del flujo (laminar, turbulento, etc.).

Existe una gran cantidad de fluidos que se comportan en forma newtoniana, es decir, fluidos para los cuales existe una relación lineal entre la velocidad de deformación y el tensor de tensiones viscosas. Para estos fluidos puede ser escrita una relación general entre τ y U :

$$\tau_{ij} = \mu(\nabla U + \nabla U^T) + \left(\zeta - \frac{2}{3}\mu\right)\delta_{ij}(\nabla \cdot U), \quad (2.3)$$

donde δ_{ij} es la función delta de Kronecker ($\delta_{ij}=1$ si $i=j$ y $\delta_{ij}=0$ si $i \neq j$), μ es la viscosidad molecular o dinámica del fluido y ζ es la segunda viscosidad (más conocida como *bulk viscosity*), la cual está relacionada con la compresibilidad del fluido. Como puede observarse, el segundo término en la ecuación (2.3) se vuelve nulo para fluidos incompresibles, debido a que en ese caso la divergencia de la velocidad resulta igual a cero.

Cuando el fluido en estudio no cumple con la condición newtoniana, entonces la viscosidad dinámica μ en la ecuación (2.3) es reemplazada por una viscosidad efectiva, la cual puede ser una función del estado de tensiones y deformaciones locales del fluido.

Ecuación de energía

La ecuación para el transporte de la energía puede ser escrita en función de la entalpía específica h :

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h) = -\nabla \cdot (q) + \frac{DP}{Dt} + (\tau : \nabla U) + S_E, \quad (2.4)$$

donde q representa los flujos de calor y S_E las fuentes externas de energía. Al igual que en las ecuaciones (2.1) y (2.2), los dos términos en el lado izquierdo representan la variación temporal de h (por unidad de volumen) y la debida a fenómenos convectivos. Los términos a la derecha cuantifican la transferencia de calor por conducción, los cambios reversibles e irreversibles de entalpía debidos a la presión, la disipación viscosa y por último las fuentes externas de energía. Los flujos de calor por conducción pueden escribirse a partir de los gradientes de temperatura de la siguiente forma:

$$q = -k\nabla T, \quad (2.5)$$

donde k es la conductividad térmica del fluido y T su temperatura. Al escribir el tensor de tensiones viscosas (τ) mediante la ecuación (2.3), el término cuantificando la disipación viscosa resulta:

$$(\tau : \nabla U) = \nabla \cdot \left(\mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot U \delta \right) U \right). \quad (2.6)$$

El sistema formado por las ecuaciones (2.1), (2.2) y (2.4) recibe el nombre de ecuaciones de Navier-Stokes. Como puede notarse, las ecuaciones (2.2) y (2.4) están fuertemente relacionadas por medio de sus términos convectivo y viscoso.

Hasta este momento se cuenta con siete incógnitas (ρ , U_x , U_y , U_z , P , T y h) y solo cinco ecuaciones (una de continuidad, tres para la velocidad y una de energía). El conjunto de ecuaciones se completa al incorporar dos ecuaciones algebraicas, una que relaciona la densidad con la temperatura y la presión (ecuación termodinámica de estado), y otra relacionando la entalpía con la temperatura y la presión (ecuación calórica de estado),

$$\rho = \rho(P, T) \quad \text{y} \quad h = h(P, T). \quad (2.7)$$

Bajo ciertas circunstancias, la primera de ambas relaciones en (2.7), es decir la que se establece entre ρ , P y T , puede escribirse, utilizando la ecuación de estado de los gases ideales:

$$\rho = \frac{WP}{R_0 T} \quad (2.8)$$

donde W es el peso molecular del gas y R_0 es la constante universal de los gases ($R_0 = 8314,3$ J/Kmol.K). Para gases reales, es decir aquellos que no cumplen con la expresión (2.8), existen expresiones más complejas como la de Redlich Kwong o la de Vukalovich [ANSYS CFX, 2006].

Por otro lado, la relación entre la temperatura y la entalpía está dada por:

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP = C_p dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP, \quad (2.9)$$

donde C_p es la capacidad calorífica del fluido, a presión constante.

2.3 Modelado de la turbulencia

Un flujo es definido como turbulento si su comportamiento es irregular, rotacional, intermitente, altamente desordenado, caótico (determinístico), difusivo ó disipativo. La turbulencia es inherentemente no estacionaria y tridimensional y produce incrementos en la transferencia de calor, de masa y de momento. Los flujos turbulentos pueden ser representados como un campo de vórtices interactuando, con un amplio espectro de escalas temporales y espaciales [Davidson, 2003]. Los flujos turbulentos son asociados con esfuerzos de arrastre (*drag*) y caídas de presión importantes.

Dentro de los abordajes usuales para simular procesos turbulentos destacan los métodos de simulación numérica directa (*DNS*), de simulación de grandes vórtices (*LES*) y los basados en promediar temporalmente las ecuaciones de Navier-Stokes (*RANS*). La última de estas técnicas es la que demanda un menor costo computacional, y al mismo tiempo ha demostrado buenos resultados cuando se la emplea para resolver problemas tecnológicos reales, con geometrías y condiciones de contorno complejas.

2.3.1 Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo (*RANS*)

De acuerdo a esta aproximación, el valor instantáneo de cualquier variable ϕ puede ser descompuesto en su valor medio $\bar{\phi}$ más su fluctuación ϕ' (promedio de Reynolds):

$$\phi = \bar{\phi} + \phi', \quad (2.10)$$

siendo $\bar{\phi}$ el valor medio obtenido de acuerdo a:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \phi . dt . \quad (2.11)$$

Al aplicar el promedio de Reynolds sobre las variables U y P en las ecuaciones de conservación de masa y momento para un flujo incompresible (densidad constante) se obtiene [Ranade, 2002; Davidson, 2003]:

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U}) = \overline{S_{MS}} \quad y \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}) + \nabla \cdot (\rho \bar{U} \bar{U} + \rho \overline{U'U'}) = -\nabla \bar{P} + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho \bar{g} + \overline{S_U}, \quad (2.13)$$

donde U' es la fluctuación de la velocidad respecto a su valor medio. Cuando se trata de fluidos compresibles, entonces resulta más apropiado utilizar el promedio de Favre en lugar del promedio de Reynolds. El promedio de Favre pesa las expresiones del promedio de Reynolds respecto de la densidad. Esto permite escribir las ecuaciones de $N-S$ para flujo compresible en una forma más simple que aplicando el promedio de Reynolds.

Si bien la forma general de las ecuaciones luego de la promediación temporal no sufre grandes cambios, en la ecuación (2.13) en su parte izquierda, aparece un término adicional ($\rho \overline{U'U'}$), que actúa como un tensor de tensiones aparente, originado por el movimiento turbulento. Este tensor es conocido como tensor de Reynolds (τ_{ij}^R).

Al resolver las ecuaciones de fluidodinámica, luego de aplicarles el promedio de Reynolds, ya no es necesario resolver todas las escalas (espaciales y temporales) debido a que ahora las variaciones temporales apreciables de las cantidades promediadas ocurren a escalas mucho mayores que las escalas propias de las fluctuaciones turbulentas. Sin embargo, es necesario establecer relaciones entre las variables medias (\bar{U}_x , \bar{U}_y , \bar{U}_z y \bar{P}) y las nuevas incógnitas que definen al tensor de Reynolds (τ_{ij}^R). Es decir que, ahora se tienen cinco ecuaciones (una de continuidad, tres de momento y una de energía) y once incógnitas; tres para la velocidad media, una para la presión media, otra para la entalpía media y seis para el tensor de tensiones de Reynolds, ya que por ser este último simétrico solo seis de sus nueve componentes son distintas (cabe recordar que por tratarse del caso incompresible la densidad resulta constante).

2.3.2 Modelos de viscosidad de torbellino

Entre los modelos basados en $RANS$ para resolver el tensor de Reynolds destaca el modelo de viscosidad de torbellino (*eddy viscosity model*). Este modelo se basa en plantear una

analogía entre el movimiento molecular y el turbulento. Aquí los vórtices son asimilados como moléculas, moviéndose, colisionando e intercambiando cantidad de momento, es decir transfiriendo energía, y obedeciendo leyes de comportamiento similares a las establecidas para las moléculas por la teoría cinética de los gases. A partir de esto, la expresión para describir el tensor de Reynolds toma la forma [Hirsch, 1998; Ranade, 2002]:

$$\tau_{ij}^R = -\rho \overline{U'_i U'_j} = \rho \mu_t \left(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \nabla \cdot \bar{U} + \rho k \right), \quad (2.14)$$

donde μ_t es la viscosidad turbulenta, que a diferencia de la viscosidad molecular, no es una propiedad del fluido sino que depende del estado local del flujo y k es la energía cinética turbulenta expresada como:

$$k = \frac{1}{2} \overline{U'_i U'_i}. \quad (2.15)$$

Al reemplazar la expresión (2.14) en la ecuación de momento (2.13), vuelve a obtenerse la forma general introducida anteriormente (ecuación 2.2), solo que ahora la viscosidad molecular μ es reemplazada por una viscosidad efectiva μ_{ef} , dada por la suma de las viscosidades molecular y la turbulenta ($\mu_{ef} = \mu + \mu_t$) y las cantidades U , P y S_U son cantidades promedio (\bar{U} , \bar{P} y \bar{S}_U):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}) + \nabla \cdot (\rho \bar{U} \otimes \bar{U}) = -\nabla \bar{P} + \nabla \cdot \left(\mu_{ef} \left(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T \right) \right) + \rho \bar{g} + \bar{S}_U. \quad (2.16)$$

Como puede observarse, la incorporación de un modelo de turbulencia basado en *RANS*, y el uso de un modelo de viscosidad de torbellino para representar la relación entre las fluctuaciones y los valores medios de la velocidad tienen el efecto de incrementar la viscosidad efectiva del fluido, pero no afectan la forma de la ecuación de momento en sí misma.

La viscosidad turbulenta μ_t puede relacionarse con la densidad del fluido (ρ), la fluctuación de la velocidad (U') y con una longitud característica de la turbulencia conocida como escala de longitud integral l ,

$$\mu_t \propto \rho U' l. \quad (2.17)$$

Es necesario entonces encontrar modelos que estimen l . Entre estos modelos se encuentran los denominados modelos de dos ecuaciones, los cuales establecen la evolución de variables turbulentas mediante ecuaciones diferenciales parciales que consideran la convección, la difusión, la producción y la disipación de turbulencia.

2.3.3 Modelo de turbulencia k - ε

El modelo k - ε se compone de dos ecuaciones diferenciales, una para el transporte de la energía cinética turbulenta k y otra para el transporte de la tasa de disipación turbulenta ε . En este modelo la viscosidad turbulenta es relacionada con k y ε mediante la siguiente expresión:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (2.18)$$

donde C_μ es un coeficiente empírico igual 0.09. Como fue mencionado, los valores locales para k y ε son obtenidos al resolver sus ecuaciones de transporte:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G - \rho \varepsilon \quad (2.19)$$

y

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon). \quad (2.20)$$

En (2.19) y (2.20) el primer y segundo término del lado izquierdo representan la variación temporal y la componente convectiva para k y para ε . En tanto que, los términos de la parte derecha cuantifican los fenómenos difusivos, y la producción y la disipación turbulentas. C_1 , C_2 son constantes empíricas que toman valores de 1.44 y 1.92, respectivamente. σ_k y σ_ε son constantes conocidas como números de Prandtl turbulentos, y para el modelo k - ε estándar toman los valores de 1.0 y 1.3, respectivamente. El término de producción G se estima como proporcional al gradiente de las velocidades promediadas y a la viscosidad turbulenta, de la siguiente manera:

$$G = \frac{1}{2} \mu_t \left(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T \right)^2. \quad (2.21)$$

El modelo $k-\varepsilon$ ha sido desarrollado para flujos completamente turbulentos. Esto trae problemas en zonas cercanas a las paredes del dominio. En dichas zonas, la turbulencia es “amortiguada”, en tanto que al alejarse de la pared el gradiente de la velocidad promedio ($\nabla \bar{U}$) resulta significativo, y con ello la generación de turbulencia. Por otro lado, en el seno del flujo los esfuerzos de corte no resultan tan notorios y toma importancia el mecanismo de transferencia de energía desde las estructuras turbulentas más grandes a las escalas más pequeñas del flujo.

2.3.4 Modelado de la velocidad cerca de las paredes

Para flujos turbulentos, la región cercana a la pared puede dividirse en tres partes:

1. Capa interna o subcapa viscosa, donde el flujo se comporta en forma laminar y la viscosidad molecular domina por sobre la turbulenta
2. Capa intermedia, donde las viscosidades molecular y turbulenta son comparables
3. Capa externa o capa de turbulencia completamente desarrollada

Cuando el flujo es altamente turbulento (alto número de Reynolds), la primera y la segunda capa pueden ser modeladas mediante expresiones semi-empíricas llamadas leyes de pared. Esto permite utilizar, en las zonas cercanas a la pared, discretizaciones espaciales mayores a las dimensiones características de dichas capas. Las leyes de pared implican suponer un perfil logarítmico para la velocidad paralela a la pared, de la forma:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B_t, \quad (2.22)$$

donde u^+ es el cociente entre la velocidad tangencial \bar{U}_0 del fluido fuera de la capa límite y una velocidad u^* comúnmente llamada velocidad friccional, κ es la constante de von Kármán ($\kappa = 0.41$), B_t es una constante semi-empírica relacionada con el espesor de la subcapa viscosa ($B_t \approx 5.2$). y^+ es una variable adimensional que cuantifica la posición donde se

considera que la producción de turbulencia es igual a la disipación de la misma. u^+ e y^+ son dadas por:

$$u^+ = \frac{\overline{U_0}}{u^*} = \frac{\overline{U_0}}{\sqrt{\tau_w/\rho}} \quad \text{y} \quad y^+ = \frac{\rho \cdot y_p \cdot u^*}{\mu} = \frac{\rho \cdot y_p \sqrt{\tau_w/\rho}}{\mu}, \quad (2.23)$$

donde y_p es la distancia normal desde la pared y τ_w es la tensión de corte en la pared. El uso de estas aproximaciones, para representar el comportamiento del flujo en las cercanías de la pared, es aceptable sí la discretización de la malla es tal que el primer nodo de cálculo se encuentra dentro de la zona logarítmica (ver figura 2.1).

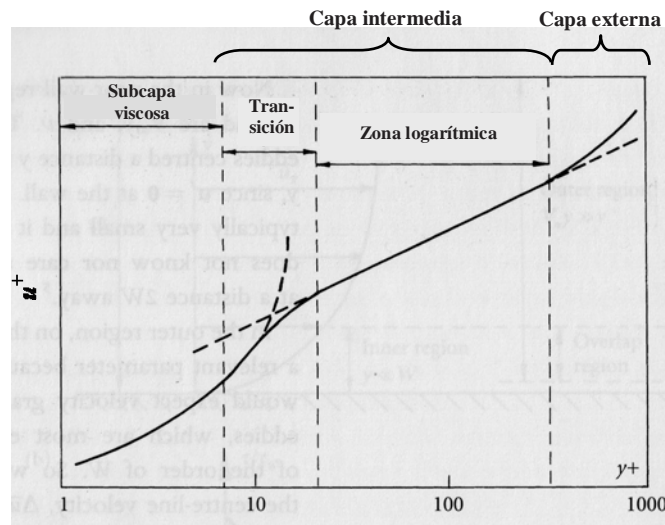


Figura 2.1. Perfil de velocidad de un flujo turbulento cerca de la pared y aproximación logarítmica del mismo.

2.4 Discretización espacial de las ecuaciones. Método de los volúmenes finitos

Existen al menos tres métodos numéricos para resolver problemas de mecánica de fluidos; diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos. Dado que ANSYS-CFX utiliza el último de ellos (en adelante denominado *FVM* por *Finite Volume Method*), solo se hará una breve introducción acerca del mismo. *FVM* es una técnica numérica utilizada para resolver las

ecuaciones diferenciales parciales que explican el comportamiento de los fluidos, es decir las ecuaciones de transporte y conservación de las cantidades de masa, momento y energía así como cualquier otra ecuación de balance transportando una variable ϕ dada (por ejemplo la concentración de especies químicas en un problema multicomponentes).

El *FVM* divide el dominio en estudio en subdominios llamados celdas o volúmenes de control (en adelante denominados *VC*), los cuales tienen un dominio Ω y un contorno Γ asociados. Además, dentro de cada *VC* existen nodos específicamente ubicados, donde las distintas variables son evaluadas.

El sistema dado por las ecuaciones de conservación de masa y momento y una ecuación extra para el transporte de una variable arbitraria ϕ , tiene la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) &= S_{MS} \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{ef} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_{Ui} . \\ \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_{ef} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_{\phi} \end{aligned} \quad (2.24)$$

El sistema (2.24) puede ser integrado espacialmente dentro de cada *VC*, generando las expresiones que relacionan la evolución temporal y espacial de las variables con los flujos que atraviesan el contorno de dicho subdominio. Luego, al aplicar el teorema de la divergencia de Gauss, las integrales de volumen asociadas a los flujos son convertidas en integrales de superficie. Esto permite arribar a la forma integral del sistema diferencial (2.24). Al considerar dominios fijos entonces las derivadas temporales pueden extraerse de las integrales y el sistema toma la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_{\Gamma} (\rho U_j) dn_j = \int_{\Omega} (S_{MS}) d\Omega$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (\rho U_i) d\Omega + \int_{\Gamma} (\rho U_j U_i) dn_j = - \int_{\Gamma} P dn_j + \int_{\Gamma} \mu_{ef} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_{\Omega} (S_{Ui}) d\Omega \quad , \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (\rho \phi) d\Omega + \int_{\Gamma} (\rho U_j \phi) dn_j = \int_{\Gamma} D_{ef} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_{\Omega} S_{\phi} d\Omega$$

donde Ω y Γ indican si la integración se realiza sobre el volumen de la celda o sobre su contorno. El *FVM* es conservativo en cada *VC* y será conservativo en todo el volumen si se discretizan apropiadamente los flujos en los contornos de los *VC*. Cuando se trata de dominios móviles (deformación de la malla) la formulación del sistema se vuelve un poco más engorrosa, debido a que, al no ser constantes los dominios de integración, existen ciertos términos que no pueden ser extraídos directamente de las integrales y es necesario aplicar previamente el teorema del transporte de Reynolds. No obstante, dado que esta sección solo busca introducir la técnica de *FVM*, la deformación de la malla no será tenida en cuenta.

Con respecto a la ecuación de transporte para la variable genérica ϕ (última ecuación en 2.25), en ella el primer término cuantifica la evolución temporal de la variable en el dominio Ω , el segundo término evalúa el flujo neto convectivo a través del contorno Γ , el tercer término integra el flujo neto difusivo sobre Γ , y por último el cuarto término integra las fuentes externas de la variable ϕ en Ω . En este punto surge un inconveniente ya que, como se mencionó, la discretización del dominio en nodos y celdas implica que las variables no sean evaluadas en todos los puntos del *VC* sino en unos pocos puntos sobre su frontera Γ y en su interior Ω . Por ello, la integración tanto en Γ como en Ω debe ser aproximada a partir de la información disponible en los nodos del *VC*. La integral de superficie en Γ de una variable γ puede aproximarse como el producto del valor de γ en el baricentro de dicha superficie ($\gamma_{b-\Gamma}$), multiplicado por el área de la misma ($|\Gamma|_{VC}$). De igual modo, la integral de volumen en Ω de la variable γ puede ser evaluada como el producto entre el valor de la variable en el baricentro de Ω ($\gamma_{b-\Omega}$) y su volumen correspondiente ($|\Omega|_{VC}$). Es decir:

$$F_{\Gamma} = \int_{\Gamma} \gamma d\Gamma = \gamma_{b-\Gamma} |\Gamma|_{VC} \quad \text{y} \quad F_{\Omega} = \int_{\Omega} \gamma d\Omega = \gamma_{b-\Omega} |\Omega|_{VC}, \quad (2.26)$$

Resulta obvio que tanto mejor será la aproximación de las integrales cuanto mayor sea el número de nodos involucrados en la evaluación de γ . Pero al mismo tiempo, un mayor grado de aproximación implica implementaciones más complejas y un mayor costo computacional, e incluso muchas veces una menor robustez del *FVM*.

En cuanto a la discretización temporal, si se utiliza un método de integración de segundo orden, entonces las integrales conteniendo derivadas temporales pueden ser expresadas de la siguiente forma:

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \rho \phi d\Omega = |\Omega| \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} (\rho \phi)^{n+1} - 2 (\rho \phi)^n + \frac{1}{2} (\rho \phi)^{n-1} \right), \quad (2.27)$$

donde Δt es el avance temporal de integración y los supraíndices $n+1$, n y $n-1$ indican la evaluación de la variable ϕ en el tiempo actual, y uno y dos pasos de tiempo atrás. Este método de integración es implícito, y por lo tanto no impone limitaciones en el avance temporal utilizado y tiene las ventajas de ser robusto y conservativo. Pero al mismo tiempo, este método no está limitado en la magnitud que pueden alcanzar las variables, y en ciertos casos, como por ejemplo la evaluación de fracciones de volumen o fracciones másicas (cuya sumatoria debe ser igual a 1), la solución puede exceder los límites físicos. Además, en ciertas aplicaciones el método puede presentar resultados oscilatorios.

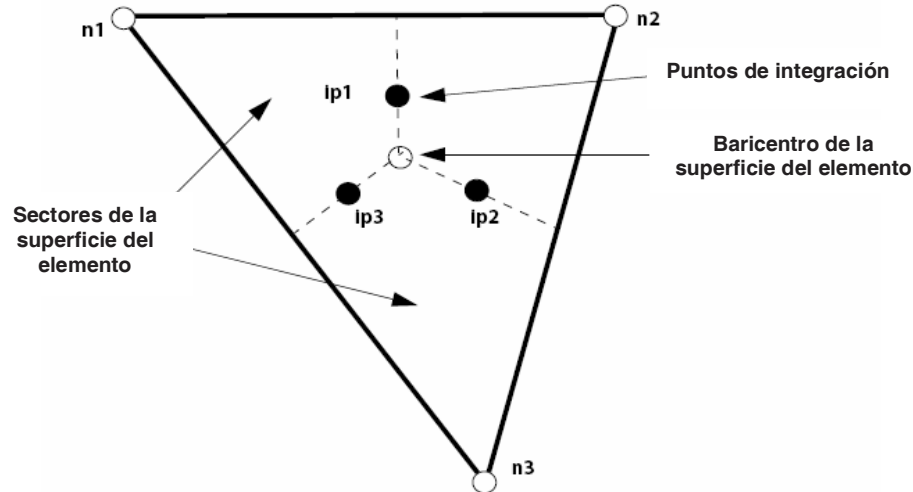


Figura 2.2. Nodos y puntos de integración en la superficie de una las caras de un tetraedro.

Retornando al sistema de ecuaciones (2.25), en él los términos convectivos para las ecuaciones de momento son discretizados de la siguiente manera:

$$\int_{\Gamma} (\rho U_j U_i) dn_j = \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} \quad \text{y} \quad \int_{\Gamma} (\rho U_j \phi) dn_j = \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip}, \quad (2.28)$$

siendo dn_j el diferencial de área de la superficie normal del contorno Γ y \dot{m}_{ip} el flujo másico a través del punto de evaluación ip sobre dicho contorno. Aplicando la aproximación introducida en (2.26) es posible obtener \dot{m}_{ip} como:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}, \quad (2.29)$$

siendo Δn_j el área de la superficie normal al flujo en el punto de evaluación j . Utilizando las discretizaciones propuestas en las ecuaciones (2.26), (2.27) y (2.28) es posible describir el sistema (2.25) como:

$$\begin{aligned}
 & |\Omega| \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} \rho^{n+1} - 2\rho^n + \frac{1}{2} \rho^{n-1} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = \overline{S_{MS}} |\Omega| \\
 & |\Omega| \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} (\rho U_i)^{n+1} - 2(\rho U_i)^n + \frac{1}{2} (\rho U_i)^{n-1} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \\
 & - \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{ef} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{Ui}} |\Omega| \quad (2.30)
 \end{aligned}$$

$$|\Omega| \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} (\rho \phi)^{n+1} - 2(\rho \phi)^n + \frac{1}{2} (\rho \phi)^{n-1} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(D_{ef} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} |\Omega|$$

La resolución del sistema dado en (2.30) requiere de la evaluación de las variables o sus gradientes en los puntos de integración ip . ANSYS-CFX lleva a cabo esto aproximando la solución de las incógnitas en todo el volumen mediante funciones de forma N , las cuales interpolan el valor de las variables en cualquier punto del VC a partir de las soluciones conocidas en los puntos nodales. Dado un elemento con n nodos, la solución de la variable ϕ en cualquier punto de dicho elemento puede ser aproximada mediante la siguiente expresión:

$$\phi = \sum_{i=1}^n N_i \phi_i \quad (2.31)$$

Como puede observarse, en cada elemento existen tantas funciones de forma como nodos tenga el mismo, y cada una está asociada a un nodo del elemento. Las funciones de forma representan la solución de las variables en el interior del elemento y pueden ser constantes, lineales, cuadráticas o de cualquier tipo. Generalmente se prefieren las funciones polinómicas de bajo orden, como por ejemplo funciones constantes (usualmente utilizadas para representar a la presión) o lineales (para la densidad, la velocidad, etc.). Las funciones de forma pueden expresarse como:

$$N_i = f_i(x, y, z) \quad \text{siendo} \quad \sum_{i=1}^{N_n} N_i = 1 \quad \text{y en cada nodo } j \quad N_i = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases} \quad (2.32)$$

Cuanto mayor es el orden de las funciones de forma, mejor representarán la solución de las variables en estudio. Por ejemplo, si en un problema 2-dimensional la variable ϕ en el interior del elemento (triángulo o cuadrángulo) tiene forma parabólica, entonces si las funciones de forma son lineales o peor aún constantes, la solución perderá uno o dos ordenes de precisión. Pero por otro lado, cuanto mayor es el orden de las funciones de forma mayor el costo computacional asociado a su uso. Por ello, muchas veces es preferible utilizar funciones de bajo orden (constantes o lineales) pero reduciendo el tamaño de los elementos de la malla. Para los elementos tetraédricos utilizados en este estudio, las funciones de forma son lineales y, en una terna local no ortogonal (ver figura 2.3), pueden ser escritas de la siguiente manera:

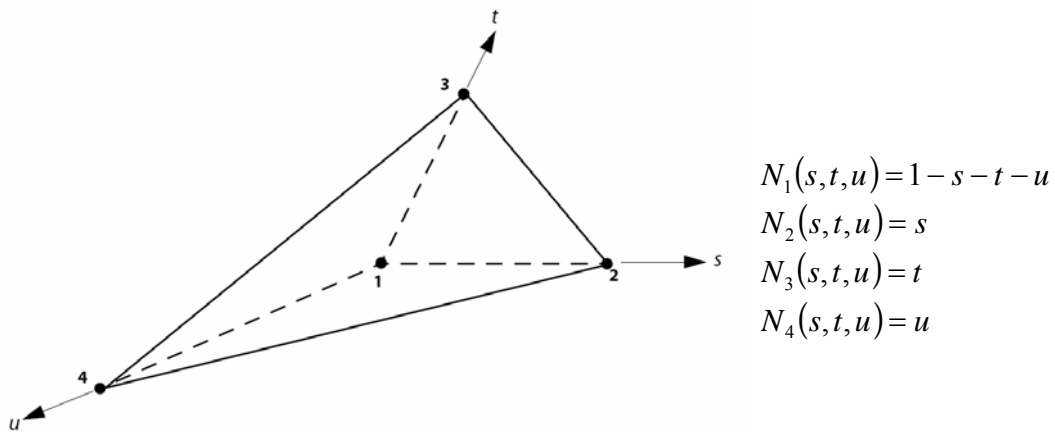


Figura 2.3. Elemento tetraédrico y funciones de forma lineales asociadas al mismo.

Una vez definidas las funciones de forma es posible luego describir las derivadas espaciales de las variables en función de ellas. En cuanto a los términos difusivos en el sistema (2.30), la derivada de ϕ con respecto a la coordenada global x , evaluada en el punto ip del elemento es aproximada como:

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial x} \right|_{ip} = \sum_{i=1}^{N_n} \left. \frac{\partial N_i}{\partial x} \right|_{ip} \phi_i, \quad (2.33)$$

siendo ϕ_i el valor de la variable en el nodo i . Si bien las funciones de forma fueron expresadas en relación a sus coordenadas locales s, t y u , las derivadas $\frac{\partial N}{\partial x}$, $\frac{\partial N}{\partial y}$ y $\frac{\partial N}{\partial z}$ pueden obtenerse

al multiplicar $\frac{\partial N}{\partial s}$, $\frac{\partial N}{\partial t}$ y $\frac{\partial N}{\partial u}$ por la matriz de transformación jacobiana, que relaciona el sistema cartesiano ortogonal y absoluto (x,y,z) con la terna local orientada (s,t,u) .

El gradiente de presión en la ecuación de transporte en (2.24) fue discretizado en (2.30) como la sumatoria de $(P\Delta n)_{ip}$ en los n nodos del elemento. Luego P_{ip} puede ser aproximado como:

$$P_{ip} = \sum_{i=1}^n N_i(s_{ip}, t_{ip}, u_{ip}) P_i. \quad (2.34)$$

En cuanto a los términos advectivos, la variable ϕ_{ip} debe ser evaluada en función de los valores nodales de ϕ . ANSYS-CFX implementa el esquema advectivo de la siguiente forma general:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta r, \quad (2.35)$$

donde ϕ_{up} es el valor de la variable en el nodo aguas arriba y r es el vector desde dicho nodo al nodo en el punto ip . La variable β toma diferentes valores de acuerdo al esquema numérico seleccionado (*Upwind*, *Numerical Advection Correction* o *High Resolution*). Cuando se aplica el esquema *Upwind* (esquema de primer orden) β toma el valor 0. Este esquema resulta muy robusto pero tiene la desventaja de introducir un alto grado de difusión numérica, deteriorando la solución, más aún, cuanto mayores son sus gradientes. Por otro lado, el esquema *High Resolution* computa β en forma local, intentando mantenerlo en un valor cercano a 1, pero sin introducir oscilaciones en la solución. Además, este esquema define a $\nabla \phi$ dentro del VC en función del nodo aguas arriba (up). En este trabajo se utilizaron solo los dos esquemas explicados por lo que no se hará mención acerca del restante.

Finalmente, para la ecuación de continuidad en (2.30), los flujos másicos $(\rho U)^{n+1} \Delta n$ deben tomar en cuenta el efecto compresible del gas, es decir, los cambios en la densidad del mismo. Para ello ANSYS-CFX discretiza estos términos en forma implícita, linealizándolos mediante una aproximación Newton-Raphson.

Ahora que las ecuaciones han sido integradas en forma espacial, transformadas a su forma discreta (tanto temporal como espacialmente) y finalmente linealizadas, entonces es posible

aplicar un método numérico (iterativo) para resolver el sistema de ecuaciones acopladas lineales y algebraicas.

2.5 Modelado de la combustión. Régimen *flamelet*

Como fue mencionado en el Capítulo I, la combustión en motores *SI* con carga homogénea puede ser enmarcada en el régimen conocido como *flamelet*. Este se caracteriza por el hecho que el campo de velocidades y la turbulencia no afectan de manera notoria la región interna del frente de llama (donde se producen las reacciones químicas). Por ello, es posible modelar la combustión en forma desacoplada respecto de las demás ecuaciones que gobiernan el flujo (ecuaciones de Navier-Stokes y de turbulencia) [Williams, 1985; Tan y Reitz, 2006]. Esto significa que la tasa de quemado de combustible en cada paso de tiempo puede ser introducida mediante una fuente de calor (S_E) en el modelo fluido dinámico. Por ejemplo, S_E puede ser una fuente local, es decir confinada a los nodos donde se encuentra el frente de llama, u homogénea, es decir distribuida en todo el dominio. A partir de aquí, se abre un abanico de posibilidades en cuanto a la implementación de metodologías para estimar la tasa de avance de la combustión y con ello la cantidad de energía liberada en cada instante. La tasa de liberación de calor puede ser estimada o definida a priori (y con ella la duración de la combustión). El frente de llama puede ser irregular o tener una forma predefinida. Las propiedades del fluido (capacidad calorífica, coeficiente de transferencia de calor, viscosidad, etc.) pueden ser constantes, variables localmente con la temperatura o promediadas en todo el dominio. Por supuesto, mientras mayor sea la similitud con el problema físico, menor será la cantidad de suposiciones que deben tomarse, pero mayor la complejidad de implementación.

En un principio, en este trabajo se intentó implementar un modelo de dos zonas, considerando al frente de llama como una interfase que separa una zona de gases frescos de una de gases quemados. La topología del frente fue definida como esférica, con una velocidad de avance isotrópica, siendo la misma igual a una velocidad de propagación turbulenta promedio S_t calculada instante a instante, a partir de las propiedades del fluido en los nodos afectados por el frente de llama. Este modelo fue implementado en ANSYS-CFX utilizando rutinas externas Fortran y fue probado, aplicándolo a un problema simple (un recinto rectangular, cerrado y adiabático). El frente de llama propagó a lo largo del recinto, avanzando con una velocidad constante y definida, pero al analizar las estimaciones de temperatura dadas

por el software, estas solo mostraron resultados correctos para relaciones aire/combustible ($\bar{\varphi}$) de 0.25, es decir para mezclas muy pobres. En tanto que, al incrementar $\bar{\varphi}$ las temperaturas alcanzadas superaron excesivamente las previstas y comenzaron a aparecer soluciones espurias y carentes de sentido físico. Este problema de índole aparentemente numérico solo ocurrió al introducir la fuente de calor en forma local. Por esta razón se decidió simplificar el problema al introducir la fuente de calor en forma homogénea en todo el cilindro, en lugar de hacerlo en forma local sobre el frente de llama. Esta aproximación se aleja notoriamente de lo que ocurre en la realidad, pero por otro lado permite estimar el efecto de la turbulencia y del *tumble* sobre el comportamiento global de la combustión. El modelo propuesto se basó en las siguientes hipótesis simplificativas:

- el frente de llama avanza en forma esférica, con centro en la posición de la bujía y un radio de frente $r(t)$
- la combustión es modelada como una fuente de calor distribuida en forma homogénea en todo el cilindro
- la tasa de liberación de calor (\dot{Q}_{chem}) es calculada a partir de una velocidad turbulenta (S_t) de avance del frente de llama y del área de la superficie del frente (A_t)
- la velocidad turbulenta $S_t = S(t, \bar{P}, \bar{T}, \bar{k}, \bar{\varepsilon}, l)$ es una función del tiempo y de cantidades promedio en el cilindro (presión, temperatura y variables turbulentas)
- el área del frente de llama, $A_t = A(P_{piston}, r)$, es una función algebraica que cuantifica la superficie expuesta mientras una semiesfera crece en el interior de la cámara de combustión (con centro en la bujía). A_t depende de la posición del pistón (P_{piston}) y del radio del frente de llama (r)

El modelo propuesto no puede plantearse como un modelo de dos zonas, ya que el calor liberado se aplica en forma homogénea en todo el dominio y no existe una interfase real que de origen a cambios abruptos de temperatura y densidad en el frente “hipotético” de llama. Sin embargo, la velocidad de propagación de la llama (S_t) debe ser estimada a partir de las condiciones de la mezcla fresca. Por ello se asume que existe una separación virtual del dominio en dos zonas; una zona fresca y una quemada, y ciertas cantidades son estimadas mediante las siguientes hipótesis:

- la presión en ambas zonas resulta igual a la presión promedio \bar{P} en el cilindro

- la temperatura en la zona quemada T_b es igual a 2500 K si la temperatura promedio en el cilindro (\bar{T}) es inferior a 2500 K, en tanto que T_b es igual a \bar{T} si $\bar{T} > 2500$ K
- la temperatura en la zona no quemada T_u es igual a la temperatura promedio al inicio de la ignición (T_{ig}) más el 10% del incremento en la temperatura en cada instante. Es decir que $T_u = T_{ig} + 0.1(\bar{T} - T_{ig})$
- la densidad en ambas zonas surge al aplicar la ley de los gases ideales con la presión única \bar{p} y las temperaturas T_u y T_b estimadas para cada zona.

Como se mencionó en el Capítulo anterior, durante el régimen *flamelet* la turbulencia tiene el efecto de distorsionar el frente de llama, incrementando la superficie del mismo y permitiendo un mayor ingreso de mezcla fresca a la zona de combustión. A partir de este concepto, Damköhler propuso una relación simple entre las velocidades de propagación laminar (S_l) y turbulenta (S_t), y la superficie de un frente de llama propagando en forma laminar (A_l) y turbulenta (A_t):

$$\frac{s_t}{s_l} = \frac{A_t}{A_l} \quad \Rightarrow \quad \text{grandes escalas turbulentas} \quad (2.36)$$

$$\frac{s_t}{s_l} = \left(\frac{D_t}{D} \right)^{1/2} \propto \left(\frac{u' l}{S_l \delta_l} \right) \quad \Rightarrow \quad \text{pequeñas escalas turbulentas} \quad ,$$

correspondiendo los subíndices l y t a la propagación laminar y turbulenta, respectivamente.

Las estructuras turbulentas (vórtices) influyen sobre la superficie del frente, distorsionándolo e incrementando su superficie. Sin embargo, esto solo ocurre cuando las escalas espaciales de turbulencia resultan comparables al espesor de la llama laminar. Por otro lado, cuando el radio del frente de llama se mantiene por debajo del tamaño de las escalas de turbulencia típicas (escalas de Taylor l_T), el avance de la llama es fundamentalmente laminar.

Existen numerosos trabajos proponiendo formulaciones para modelar la dinámica del frente de llama, los cuales buscan estimar las tasas de quemado del combustible en motores de combustión interna. Algunos modelos se basan en la teoría fractal para estimar la velocidad de propagación del frente [Giacomazzi y col, 2000; Lipatnikov y Chomiak, 2002; van Oijen y col, 2005], mientras que otros aplican modelos de tipo *level-set*, formulando una ecuación para el transporte de un variable que define la posición del frente de llama [Ewald y Peters,

2002; Wang y Bai, 2005; Tan y Reitz, 2006]. Dado que en este trabajo se pretende introducir en forma simplificada el proceso de combustión, se utilizará una formulación basada en la teoría fractal para estimar S_t .

2.5.1 Modelo fractal

La teoría fractal se basa en el concepto de que un flujo turbulento es un enjambre de diferentes escalas espaciales. Si el flujo es reactivo, las escalas disipativas ó “estructuras finas” son consideradas como reactores locales.

La teoría fractal ha aportado una relación útil entre las escalas turbulentas espaciales y el incremento en el área de un frente de llama turbulento [Lipatnikov y Chomiak, 2002]. Luego es posible definir S_t en función de las escalas turbulentas del flujo y de las propiedades del fluido, mediante la siguiente expresión:

$$\frac{S_t}{S_l} = \frac{A_t}{A_l} \approx \left(\frac{l_e}{l_i} \right)^{D_3-2}, \quad (2.37)$$

donde D_3 es una función conocida como dimensión fractal, que involucra parámetros turbulentos, así como a la velocidad de propagación laminar S_l . l_e y l_i son las escalas de longitud turbulenta de corte externa e interna, respectivamente. La escala l_e puede relacionarse con la escala de longitud integral l , en tanto que l_i está emparentada con la escala de Kolmogorov l_k (ecuación (1.3) en el Capítulo I).

La teoría fractal intenta determinar el incremento en la superficie del frente de llama siguiendo la teoría de Kolmogorov. Sin embargo, la teoría de Kolmogorov es inherentemente global, dadas las escalas turbulentas que utiliza. Por otro lado, los modelos actuales están focalizados en determinar en forma local la dimensión fractal D_3 , así como las escalas de corte l_e y l_i en la ecuación (2.37). Mediante expresiones empíricas se ha intentado determinar D_3 a partir de resultados experimentales. Sin embargo, estas correlaciones son difícilmente generalizables, y es por ello que están siendo discutidas actualmente [Lipatnikov y Chomiak, 2002]. No obstante, se considera que el valor para D_3 debe ser igual a 2.0 para flujos laminares, e igual a 2.35 cuando se trata de flujos con turbulencia homogénea. Una extensa discusión acerca de los modelos existentes para la estimación de la velocidad de propagación

turbulenta puede ser consultada en [Lipatnikov y Chomiak, 2002]. En este trabajo se utilizó una correlación sencilla para determinar D_3 , propuesta por North y Santavicca [1990]:

$$D_3 = C_1 \frac{u'}{u' + S_l} + C_2 \frac{S_l}{u' + S_l}, \quad (2.38)$$

siendo C_1 y C_2 constantes del modelo iguales a 2.35 y 2.0 respectivamente.

Giacomazzi y col. [2000], desarrollaron un modelo mas complejo para volúmenes finitos, aplicable tanto a formulaciones *LES* como *RANS*, el cual considera tanto las características locales como globales del flujo. En este modelo el calor liberado por las reacciones químicas dentro del volumen ocupado por las estructuras finas, es modelado como un fenómeno de sub-grilla. El modelo considera que, en cada celda de tamaño Δ de la malla de volúmenes finitos, se desarrolla la degradación en cascada de estructuras de vórtice. La cascada comienza con vórtices de tamaño igual a Δ , y finaliza con la escala disipativa η . Calcular el volumen ocupado por las estructuras finas dentro de cada celda es fundamental para modelar el término fuente de calor en la ecuación de energía. Si bien este modelo encierra un fundamento físico más profundo que la simple correlación dada por (2.38), el mismo requiere de un trabajo mayor para ser implementado y por sobre todo, implica poder aplicar en forma correcta una fuente de calor local en el cilindro. Lo cual, como fue previamente mencionado, trae aparejado problemas numéricos en el software, por lo que será estudiado en mayor profundidad a futuro.

Retornando a la ecuación (2.37), la velocidad de llama laminar S_l , considerando las características de la mezcla (presión, temperatura y fracción de gases residuales), puede ser obtenida a partir de la velocidad de llama laminar en condiciones de referencia (S_{l0}). Una correlación muy utilizada para ello es la propuesta por Meghalchi y Keck [1982]:

$$S_l = S_{l0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0} \right)^\beta (1 - 1.5Y_{res}), \quad (2.39)$$

donde S_{l0} es la velocidad de llama laminar para las condiciones de referencia (P_0 y T_0), T_u es la temperatura de los gases no quemados, Y_{res} es la fracción de gases residuales y α y β son parámetros específicos para cada tipo de combustible. S_{l0} se obtiene como:

$$S_{l0} = B_1 + B_2 (\tilde{\varphi} - \varphi_0)^2, \quad (2.40)$$

siendo $\tilde{\varphi}$ y φ_0 las relaciones aire/combustible real y de referencia. Las constantes B_1 , B_2 y φ_0 para el isoctano (gasolina) son 0.2632, -0.8472 y 1.13, respectivamente [Meghalchi y Keck, 1982; LLjima y Takeno, 1986]. Finalmente los exponentes α y β en la ecuación (2.39) surgen de:

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\tilde{\varphi} - 1) \text{ y } \beta = -0.16 + 0.22(\tilde{\varphi} - 1). \quad (2.41)$$

Una expresión alternativa a la dada por la teoría fractal, para obtener la velocidad de llama turbulenta en función de la velocidad de llama laminar fue formulada por Peters [1999]:

$$S_t = S_l + u \left\{ -\frac{a_4 b_3^2}{2b_1} Da + \left[\left(\frac{a_4 b_3^2}{2b_1} Da \right) + a_4 b_3^2 Da \right]^{1/2} \right\}. \quad (2.42)$$

Esta ecuación fue propuesta al introducir por primera vez una formulación *level-set* para modelar el régimen *flamelet*. En (2.42) a_4 , b_1 y b_3 son constantes derivadas del modelo de turbulencia y tienen valores iguales a 0.78, 2.0 y 1.0, respectivamente. La expresión para calcular el número de Damköhler (Da) fue introducida en el Capítulo anterior (ecuación 1.2), y el espesor de la zona de reacción δ_l puede ser estimado como:

$$\delta_l = \frac{(\lambda/C_p)_0}{(\rho S_l)_u}, \quad (2.43)$$

siendo λ la conductividad térmica del gas y C_p su capacidad calorífica a presión constante. En (2.43) el numerador es evaluado en la zona de reacción, en tanto que el denominador es evaluado en la zona fresca. La expresión (2.42) arroja resultados comparables para la velocidad de propagación S_t a los dados por (2.37), por lo que se prefirió utilizar la ecuación (2.37).

2.6 Discusión y conclusiones parciales

A partir de lo hallado en bibliografía puede concluirse que el modelado fluidodinámico en motores de combustión interna, donde se desarrollan flujos altamente turbulentos, en dominios móviles con geometrías complejas, es casi exclusivamente abordado mediante esquemas *RANS*. Por tal motivo, en este trabajo se ha adoptado el modelo $k-\varepsilon$ como la formulación más apropiada para resolver la componente turbulenta del flujo.

Al mismo tiempo, el modelado de la combustión en flujos turbulentos es un proceso muy complejo que no ha sido aún cabalmente resuelto ni siquiera para los sistemas simples como son las mezclas homogéneas. Por ello, esto último es abordado en este trabajo mediante la introducción de fuentes de calor, representando la liberación de calor producto del avance de la combustión en el cilindro. Cabe recalcar que el modelado de la combustión no es el objetivo central de este trabajo, por lo que la metodología implementada para representar la combustión es solo un intento simplista de incorporar la liberación de calor en el cilindro considerando las principales características fluido dinámicas. No obstante, como se mostrará en el Capítulo V, la capacidad del modelo para predecir la velocidad de avance del frente de llama junto con la estimación del área de la superficie del frente, le confieren al mismo gran utilidad para establecer la influencia del *tumble* y la turbulencia sobre la evolución del proceso de combustión.

La teoría fractal aporta una metodología relativamente simple para establecer cómo la turbulencia distorsiona e incrementa la superficie del frente de llama. Luego, a partir de la teoría de Kolmogorov esto es directamente relacionado al incremento en la velocidad de propagación de la llama. En este Capítulo se introdujo la expresión más comúnmente empleada para el cálculo de la velocidad de propagación laminar S_l (ecuación (2.39)) y dos aproximaciones al cálculo de S_t , las ecuaciones (2.37) y (2.42). En cuanto a la primera de ellas, se propuso una correlación simple para estimar la dimensión fractal D_3 (ecuación (2.38)), la cual fue implementada utilizando parámetros promediados en el cilindro.

Capítulo III. Estudio fluido dinámico del motor estático

3.1 Introducción

La evolución de los motores de combustión interna, al menos en lo referente a su fluidodinámica, fue hasta no muchos años atrás exclusivamente impulsada por la aplicación de herramientas experimentales para el desarrollo y el análisis de los nuevos diseños y tecnologías. Sin embargo, dichas herramientas han encontrado una barrera difícil de romper al intentar descifrar lo que ocurre en el interior del cilindro y estudiar el comportamiento de la carga y el desarrollo de la combustión. La visualización de los campos de velocidad o de la evolución del frente de llama mediante técnicas ópticas se ve aún limitada por la frecuencia en la obtención de las imágenes, la cual debe ser muy alta para conseguir una discretización temporal acorde con los tiempos característicos del problema en estudio. Entender y controlar eficientemente los fenómenos fluidodinámicos involucrando altos niveles de turbulencia, la combustión de la mezcla y la transferencia de calor de motores funcionando a alto régimen, continúa siendo uno de los grandes temas de estudio, buscando mejorar las tecnologías actuales.

No obstante, las mediciones experimentales, lejos de ser desestimadas, continúan siendo implementadas por diseñadores e investigadores, y más aún aquellas estáticas en las cuales, mediante técnicas sencillas, se miden cantidades globales promediadas para el flujo generado por la tapa de cilindros.

Flujometría estática convencional

Entre los ensayos estáticos el más comúnmente utilizado es la flujometría estática convencional. Esta permite determinar los coeficientes flujométricos de descarga (C_D) y de flujo (C_f) para los sistemas de admisión y escape. Un esquema de este tipo de ensayos fue introducido en el Capítulo I (figura 1.14 a la izquierda). En ellos la tapa de cilindros es montada en un flujómetro (ver figura 3.1), mediante el cual el sistema de admisión o de escape es sometido a una diferencia de presión constante, forzando la circulación de aire a través del mismo. La figura 3.1 también muestra el esquema constructivo de un flujómetro básico. La turbina, accionada por un motor eléctrico, aspira o empuja aire, generando una

diferencia de presión en el sistema, la cual es luego controlada por medio de una válvula reguladora. La tapa de cilindros es colocada sobre un cilindro con un diámetro igual al del motor real y una longitud que, si bien no ha sido estandarizada, está comprendida entre una y dos veces el diámetro del cilindro. El cilindro es conectado a un tanque, el cual es mantenido a una presión constante (menor o mayor a la atmosférica según se pretenda estudiar el sistema de admisión o de escape). Esta presión es monitoreada mediante un manómetro colocado en el tanque. Para medir el caudal de aire se interpone un caudalímetro en la corriente del flujo, el cual estima el caudal circulante a partir de la medición de la caída de presión que se crea cuando el flujo atraviesa una tobera convergente-divergente.

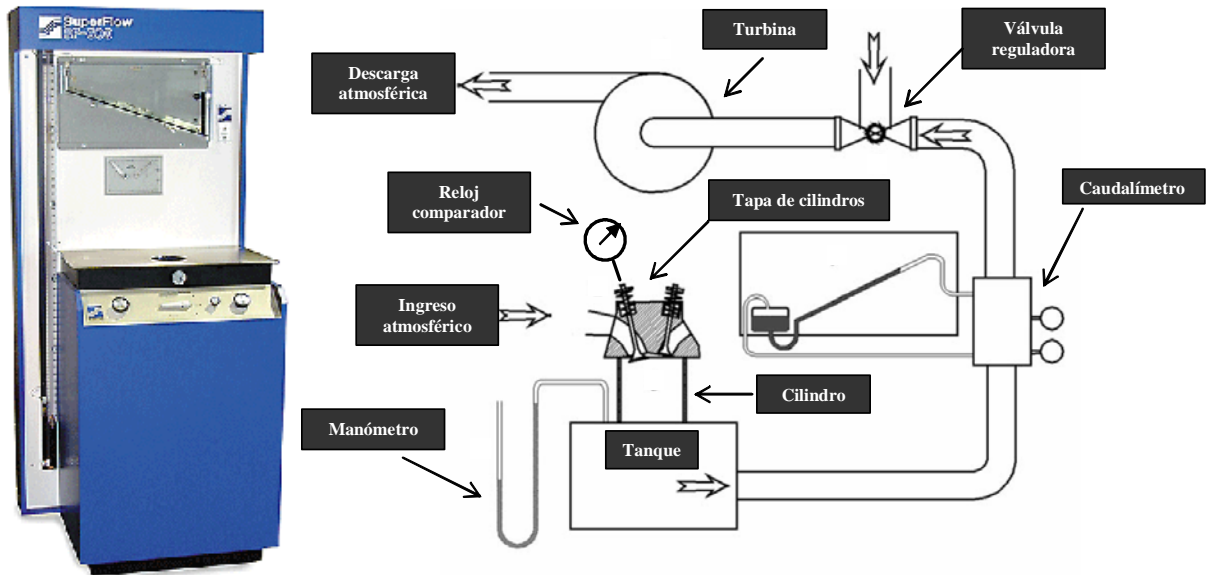


Figura 3.1. *Izquierda:* flujómetro SuperFlow SF-600 utilizado para los ensayos estáticos.

Derecha: esquema constructivo básico de un flujómetro.

Las válvulas son accionadas mediante un tornillo y sus alzadas son controladas mediante relojes comparadores apoyados sobre sus vástagos. Cada vez que la alza de las válvulas es modificada, la presión en el tanque cambia, por lo cual es necesario utilizar la válvula reguladora para mantenerla constante. Los flujómetros actuales, como el utilizado en las mediciones llevadas a cabo en este trabajo (SuperFlow SF-600), poseen un sistema automático de regulación de la presión. Además, la medición del caudal puede obtenerse en forma

electrónica. Al mismo tiempo, dado que se mide el caudal másico, este es automáticamente corregido teniendo en cuenta las condiciones atmosféricas (presión y temperatura) reinantes.

Mediante el ensayo de flujometría estándar es posible obtener la respuesta caudal vs. caída de presión y posteriormente compararla con la que se obtiene en forma teórica (en la sección 3.4 se abordará en mayor detalle este cálculo). Si bien este ensayo permite estimar la capacidad del motor para aspirar o expulsar aire, obviamente no da información acerca de las características del flujo. Por otro lado, resulta discutible el grado de utilidad de sus resultados para establecer el comportamiento del motor en condiciones reales (dinámicas y considerando el proceso de combustión, entre otras), dada la naturaleza estática del ensayo y el hecho de aplicar una diferencia de presión constante.

Cabe mencionar que estos ensayos no se encuentran estandarizados y existen muchas variantes para llevar a cabo los mismos. Por ejemplo el flujo circulante puede ser forzado por aspiración o por soplado. Este puede ser generado manteniendo constante para todas las alzas, tanto la caída de presión como el caudal másico circulante. Si bien no existe una diferencia apreciable en los resultados obtenidos al aspirar o soplar el gas durante la flujometría estática, resulta más ventajoso aspirar si se pretende introducir trazadores o partículas en el flujo, de modo de poder visualizar el campo de velocidades. Por otro lado, existen menores requerimientos de potencia para el flujómetro cuando el gas es soplado al cilindro. Un mayor cuidado se debe tener al decidir entre aplicar una caída de presión constante o un flujo másico constante. En este caso pueden surgir diferencias significativas, en particular para bajas alzas, donde al aplicar una caída de presión constante el caudal circulante puede resultar poco significativo y no alcanzar una condición de flujo completamente turbulento. Si la caída de presión aplicada no es suficientemente importante (mayor a 20 pulgadas de columna de agua para un motor de 4 válvulas por cilindro), esto origina que los coeficientes flujométricos medidos con una caída de presión constante resulten menores a los obtenidos aplicando un caudal constante [Xu, 2001].

Medición estática de las macro estructuras del flujo

Dada la facilidad de implementación de los ensayos estáticos, muchos investigadores [Arcoumanis y col, 1992; Wilson y col, 1993; Grimaldi y col, 2003; Grimaldi y col, 2004; Bevan y Ghandhi, 2004; Grimaldi y col, 2005; Kim y col, 2006] estudiaron las principales

características del flujo (macro vórtices de *swirl* y *tumble*) mediante estos ensayos, utilizando instrumentos para la medición de la cantidad de momento angular del flujo (medidores de *swirl* o *MS*). Los *MS* son colocados en forma perpendicular a la dirección del flujo, permitiendo que este pase a través de ellos para así medir su cantidad de momento. Los mismos son construidos utilizando un disco conocido como *honey comb* (estructura reticulada tipo panel de abejas), el cual posee una gran cantidad de perforaciones de modo de permitir el pasaje del flujo, minimizando la pérdida de carga. Existen, al menos, dos clases de *MS*;

- entre los primeros se encuentran aquellos en los cuales el *honey comb* se mantiene fijo, con lo cual el flujo es rectificado al atravesarlo, anulando su componente angular. En esta clase de instrumentos el *honey comb* es conectado a un torquímetro de alta sensibilidad, el cual mide el torque ejercido por el flujo sobre el disco perforado
- en la segunda clase de instrumentos el *honey comb* tiene la posibilidad de girar con un movimiento inducido por el flujo. En este caso es posible calcular la cantidad de momento del flujo al medir la velocidad de rotación del *honey comb* (ver dispositivo en figura 3.2) y aplicar determinadas hipótesis sobre el patrón de flujo. En este trabajo, las mediciones de cantidad de momento (*swirl* y *tumble*) fueron obtenidas utilizando este tipo de *MS*.

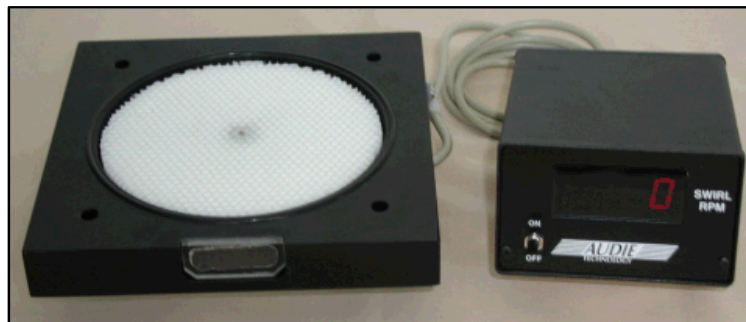


Figura 3.2. Medidor de *swirl* (*MS*) AUDIE Technology.

Medición del momento de swirl: esta medición es relativamente sencilla ya que el *MS* se interpone entre la base del cilindro y la toma de salida del flujómetro. Un esquema de este tipo de ensayos fue introducido en el Capítulo I (figura 1.15 en su parte central).

Medición del momento de tumble: en este caso la medición resulta más compleja dado que el eje de rotación del vórtice de *tumble* es transversal al eje longitudinal del cilindro. En este

caso el vórtice de *tumble* debe convertirse en uno de *swirl* de modo de poder medir su cantidad de momento mediante el *MS*. Para ello se utiliza un adaptador (*ACT*), el cual tiene la función de canalizar el flujo a través de uno o dos conductos laterales, colocados transversalmente al cilindro. Un esquema de un dispositivo (de un conducto) para la medición de *tumble* fue previamente mostrado en el Capítulo I (figura 1.15 a la derecha). En la sección 3.9.1 se discutirá en mayor detalle los distintos dispositivos utilizados actualmente, analizando las características de cada uno de ellos por medio de un estudio por *CFD*.

3.2 Descripción del estudio estático desarrollado

Se llevaron a cabo diez ensayos sobre la base de los tres tipos de mediciones básicas mencionadas anteriormente (flujometría estática y medición de *swirl* y *tumble*). Los mismos permitieron obtener cantidades globales para el flujo generado por una tapa de cilindros en su configuración de operación estándar, es decir, para igual alzada en ambas válvulas, ya sean de admisión o escape. Adicionalmente, sobre el sistema de admisión se estudió el efecto de desfasar una válvula respecto de la otra, de modo de generar cantidades apreciables de *swirl* combinadas con *tumble*.

Ensayo	Naturaleza de la medición
1	Flujometría estática convencional (admisión)
2	Flujometría estática convencional (escape)
3	<i>Swirl</i> . Válvula derecha cerrada
4	<i>Swirl</i> . Válvula derecha retrazada 1.51 mm respecto de la izquierda
5	<i>Tumble</i> . Apertura simultánea (<i>MS</i> en posición superior)
6	<i>Tumble</i> . Apertura simultánea (<i>MS</i> en posición inferior)
7	<i>Tumble</i> . Válvula derecha retrazada 1.51 mm (<i>MS</i> en posición superior)
8	<i>Tumble</i> . Válvula izquierda fija a 3.03 mm (<i>MS</i> en posición inferior)
9	<i>Tumble</i> . Válvula izquierda fija a 4.54 mm (<i>MS</i> en posición inferior)
10	<i>Tumble</i> . Válvula derecha fija a 4.54 mm (<i>MS</i> en posición inferior)

Tabla 3.1. Descripción de los distintos ensayos experimentales desarrollados.

La tabla 3.1 resume los diez ensayos implementados. En todos ellos se registró el caudal circulante y en los siete últimos se obtuvo la cantidad de momento correspondiente (*swirl* o *tumble*). Los dos primeros ensayos tuvieron la finalidad de conocer la eficiencia del motor para aspirar y expulsar aire (coeficientes flujométricos). Con los ensayos 3 y 4 se exploró la capacidad de la tapa de cilindros para generar *swirl*, al mantener una de las válvulas de admisión retrasada respecto de la otra ó incluso completamente cerrada. Los ensayos 5 y 6 permitieron conocer la cantidad de *tumble* generada por la tapa de cilindros al abrir simultáneamente las válvulas de admisión. La diferencia entre estos dos ensayos radica en la posición en la que fue colocado el *MS*, con la finalidad de estudiar el comportamiento del adaptador de *tumble* utilizado (tipo *L*). El ensayo 7 fue llevado a cabo para estimar la generación de *tumble* al retrasar una de las válvulas respecto de la otra (similar a lo hecho en el ensayo 4 pero en ese caso midiendo el *swirl*). Finalmente, los tres últimos ensayos tuvieron la finalidad de estudiar el efecto sinérgico de las válvulas de admisión sobre la generación de *tumble*, así como sobre el caudal aspirado.

3.3 Geometría del motor utilizado

La geometría utilizada, para llevar a cabo los ensayos anteriormente descriptos, corresponde a un motor *SI* de 4 cilindros y 16 válvulas Fiat modelo Torque. La elección del mismo se debió al compromiso asumido por Fiat Argentina de entregar al CIMEC un motor de este tipo en condiciones de funcionamiento, para llevar a cabo este trabajo y posteriormente continuar los estudios mediante ensayos dinamométricos. Dado que en este trabajo se estudió el comportamiento del flujo en el interior del cilindro, la geometría de relevancia se limitó a la tapa de cilindros, los puertos y conductos primarios de admisión y escape, las válvulas y el pistón (ver figura 3.3).

El estudio mediante *CFD* requirió la generación de modelos *CAD* (*Computer Aided Design*). Esto fue primeramente abordado relevando la posición de ciertos puntos en la tapa de cilindros, utilizando una mesa electrónica para la medición de coordenadas *CAM* (*Computer Aided Measurement*). Sin embargo, por este método fue imposible obtener lecturas en ciertos puntos relevantes, dadas las dimensiones reducidas de los puertos de admisión y escape. Por tal motivo se decidió realizar una réplica (modelo positivo o macho) de la tapa de cilindros,

utilizando caucho de silicona (3-8001, origen Alemania) de baja contracción para los conductos, y resina poliéster (de alta rigidez) para la cámara de combustión.



Figura 3.3. De izquierda a derecha: tapa de cilindros, pistón, válvula de admisión y válvula de escape del motor Fiat Torque.

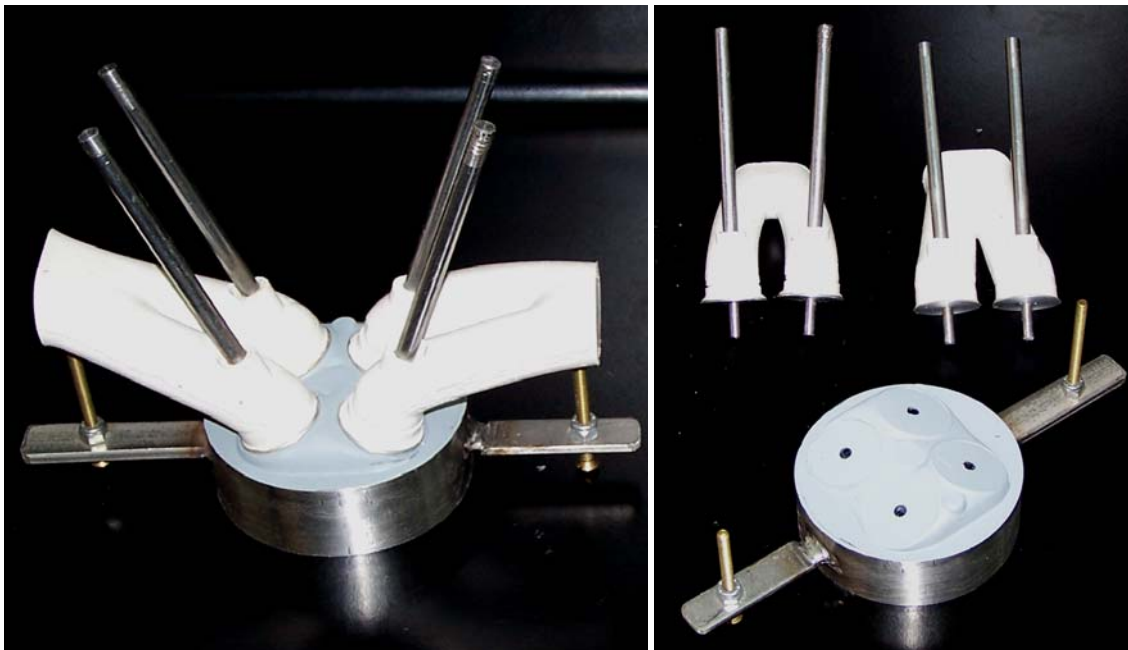


Figura 3.4. Réplica de la cámara de combustión y los conductos de admisión y escape.

La figura 3.4 muestra fotografías de la réplica construida. La silicona empleada posee una gran capacidad para copiar el relieve de las superficies y además tiene una gran elasticidad, lo cual permitió obtener réplicas de ambos puertos, con un alto grado de detalle. Al mismo tiempo, dada la rigidez de la resina poliéster se decidió incorporar cuatro varillas cilíndricas

metálicas en los orificios de las guías de válvulas, las cuales posteriormente actuaron como guías para el ensamble de las distintas partes de la réplica. Una vez obtenida, la misma fue relevada mediante un scanner láser 3-dimensional (Roland LPX-250) para la medición en coordenadas cilíndricas con una precisión angular de 0.2° y longitudinal de 0.2 mm.

Las superficies de las tres partes de la réplica fueron reconstruidas computacionalmente a partir de las nubes de puntos obtenidas con el scanner. Este trabajo fue llevado a cabo en forma manual, dada la gran cantidad de puntos disponibles, los excesivos puntos espurios (puntos erróneos originados por una mala reflexión del haz láser) y la presencia de zonas con una baja densidad de puntos (zonas “ciegas” donde el láser no logró incidir en forma correcta). Se obtuvieron aproximadamente 158700 puntos para representar la cámara de combustión, 235600 puntos para el puerto de admisión y 177200 puntos para el puerto de escape. A partir de esta gran cantidad de información se utilizó un software de *CAD* para trazar un número reducido de curvas (*pathlines*) a partir de puntos estratégicamente seleccionados sobre las nubes de datos, definiendo la forma de las distintas partes. Luego las curvas fueron exportadas al software *GID 7.2* y a partir de ellas se construyeron superficies, las cuales fueron nuevamente exportadas en formato *IGES* al software *ANSYS-ICEM 10.0*. Finalmente, las superficies fueron nuevamente generadas a partir de puntos seleccionados sobre las superficies anteriores de modo de obtener geometrías con la menor cantidad de superficies y aristas y minimizando los defectos causados durante la reconstrucción digital.

Por último, las geometrías de las válvulas y de la cabeza del pistón fueron relevadas mediante *CAM* y dibujadas con *ANSYS-ICEM 10.0*. La figura 3.5 muestra una vista del modelo final obtenido, el cual fue el resultado del ensamble de los puertos de admisión y escape, la cámara de combustión, el pistón y las válvulas.

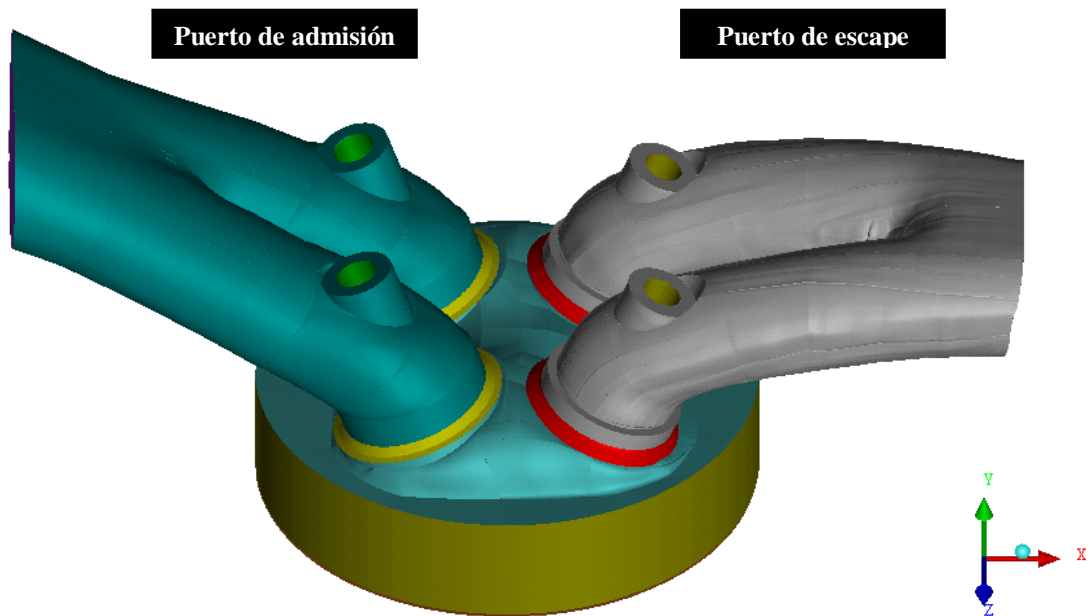


Figura 3.5. Modelo computacional de la tapa de cilindros del motor Fiat Torque.

3.4 Coeficientes flujométricos. Medición experimental

El flujómetro mostrado en la figura 3.1 fue utilizado para estimar los coeficientes flujométricos de los sistemas de admisión y de escape. La lectura del caudal fue obtenida mediante un dispositivo electrónico para la adquisición de datos (*Flow-Com*) incorporado al flujómetro. Se midió el caudal para un rango de alzas comprendido entre 0.0 y 10.60 mm para la admisión y de 0.0 a 10.50 mm para el escape, considerando seis alzas en cada caso. Las alzas estudiadas surgieron como múltiplo del radio de la cabeza de cada una de las válvulas ($R_{vA} = 15.1$ mm y $R_{vE} = 15.0$ mm). Las mediciones fueron efectuadas utilizando un cilindro de 100 mm de longitud y 87 mm de diámetro interno, colocado entre la tapa de cilindros y la boca de aspiración del flujómetro. Para minimizar las pérdidas de carga y evitar posibles desprendimientos del flujo en aristas agudas, se adicionó al puerto de admisión una tobera convergente con una longitud de 70 mm y una relación de contracción de área de 2.5 a 1. Por iguales razones, se extendió el conducto de escape adicionando un conducto de 260 mm de largo y de área constante, a fin de reducir la influencia de la descarga atmosférica durante la medición del sistema de escape. Las condiciones de ensayo fueron una presión de 1.013×10^5 Pa y una temperatura de 288 K. Estos datos fueron utilizados para corregir la

densidad al momento de estimar los coeficientes flujométricos. Cabe aclarar que el sentido del flujo inducido durante las mediciones correspondió al que se da naturalmente en el motor, es decir de aspiración al cilindro al analizar el puerto de admisión y de expulsión del mismo cuando se trató del puerto de escape.

Ensayo 1			Ensayo 2		
Alzada de las válvulas de admisión			Alzada de las válvulas de escape		
Vál. Izquierda	Vál. derecha	Caudal (cfm)	Vál. Izquierda	Vál. derecha	Caudal (cfm)
1.51	1.51	42.0	1.5	1.5	41.7
3.03	3.03	78.9	3.0	3.0	79.7
4.54	4.54	108.9	4.5	4.5	108.1
6.06	6.06	137.1	6.0	6.0	122.2
7.57	7.57	147.0	7.5	7.5	128.1
9.09	9.09	154.2	9.0	9.0	130.7
10.60	10.60	158.0	10.5	10.5	131.9

Tabla 3.2. Resultados de la flujometría convencional para los sistemas de admisión (ensayo 1) y de escape (ensayo 2).

Los resultados obtenidos mediante la flujometría estándar son consignados en la tabla 3.2 en unidades de cfm (cubic feet minute). Una vez obtenidos los caudales en forma experimental fue posible calcular los coeficientes flujométricos. Existen dos formas diferentes de expresar los coeficientes flujométricos; la primera es a través de los llamados coeficientes de descarga (C_D), en tanto que la otra es mediante los coeficientes de flujo (C_f). Ambos cálculos requieren de la estimación del caudal teórico (\dot{m}_t) de aire que debe circular por una placa-orificio, al aplicar una diferencia de presión igual a la generada por el flujómetro. Sin embargo, los cálculos del C_D y del C_f difieren en la elección del área (A) de paso del orificio. El primer criterio es considerar un área constante A_1 para todas las alzadas, igual al área de un orificio con un diámetro igual al diámetro externo de la válvula (ϕ_v), obteniendo así el coeficiente de flujo C_f . El segundo criterio es utilizar el área instantánea A_2 de la cortina de la válvula, la cual es una función de su alzada (L_v) y su diámetro (ϕ_v), obteniéndose el C_D . A continuación se formulan ambas alternativas:

$$A_1 = \frac{1}{4} \pi \phi_v^2 \quad \text{y} \quad A_2 = \pi \phi_v L_v. \quad (3.1)$$

El caudal másico teórico que circula por una placa-orificio puede calcularse al asumir que el flujo atraviesa una tobera convergente-divergente y bajo la hipótesis de flujo isotrópico y adiabático [Heywood, 1988]. La expresión utilizada es la siguiente:

$$\dot{m}_t = A \left(\frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \right) \left(\frac{P_{th}}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(1 - \left(\frac{P_{th}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{1/2}, \quad (3.2)$$

siendo P_0 y P_{th} las presiones estáticas aguas arriba y en la garganta de la tobera, R la constante para el aire ($R \approx 287$ [J/kg K]) y γ la relación de calores específicos ($\gamma \approx 1.4$ para el aire).

Utilizando la expresión (3.2), y considerando las dos formas de especificar el área (A) según (3.1), se obtienen los caudales másicos teóricos \dot{m}_{t1} y \dot{m}_{t2} . Luego los coeficientes de descarga (C_D) y de flujo (C_f) son estimados como el cociente entre el caudal másico medido en forma experimental y los calculados en forma teórica. El resultado de este cálculo puede verse en la tabla 3.3, en tanto que los mismos son graficados en la figura 3.6.

Puerto de admisión				Puerto de escape			
Vál. Izquierda	Vál. derecha	C_f	C_D	Vál. Izquierda	Vál. derecha	C_f	C_D
1.51	1.51	0.139	0.698	1.5	1.5	0.141	0.704
3.03	3.03	0.261	0.653	3.0	3.0	0.269	0.673
4.54	4.54	0.361	0.602	4.5	4.5	0.365	0.608
6.06	6.06	0.454	0.567	6.0	6.0	0.413	0.516
7.57	7.57	0.487	0.487	7.5	7.5	0.433	0.433
9.09	9.09	0.511	0.425	9.0	9.0	0.441	0.368
10.60	10.60	0.523	0.374	10.5	10.5	0.445	0.318

Tabla 3.3. Coeficientes de descarga C_D y de flujo C_f para los puertos de admisión y de escape.

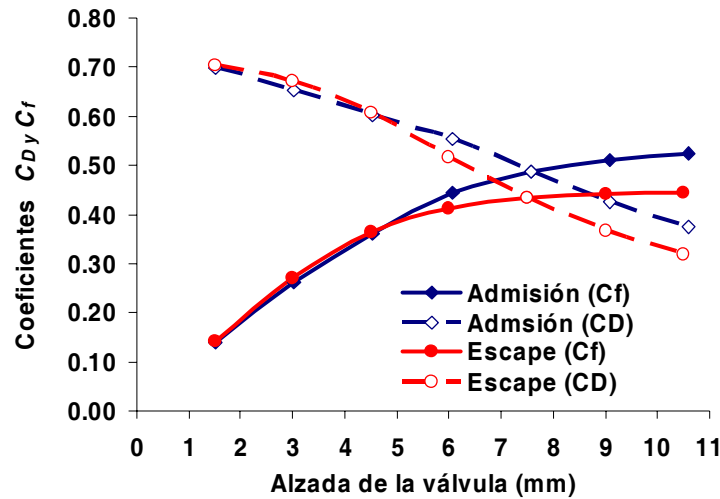


Figura 3.6. Coeficientes de descarga (C_D) y de flujo (C_f) para los puertos de admisión y de escape.

Como puede observarse en la figura 3.6, para alzadas menores a 5 mm la eficiencia volumétrica es mayor en el puerto de escape, pero esto es notoriamente revertido una vez superada dicha alzada. Tanto el puerto de escape como el de admisión manifiestan un comportamiento similar. Para alzadas mayores a 7 mm ambos comienzan a perder eficiencia, es decir que el incremento en el área geométrica de paso (A_2) no origina incrementos significativos en el caudal circulante. Esto último es fácilmente explicable por el hecho de que para alzadas menores a 7 mm la restricción en el área de paso es impuesta por la cortina de la válvula (A_2), mientras que una vez superada dicha alzada, el área que impone mayor restricción es aquella dada por la región anular entre el conducto del puerto y el vástago de la válvula. Cabe notar que, si bien durante los ensayos se analizaron alzadas de 10.6 mm (admisión) y de 10.5 mm (escape), el motor Fiat Torque posee alzadas máximas de 9 mm (admisión) y 8.5 mm (escape). Esto último parece ser una elección razonable teniendo en cuenta que la ganancia en caudal aspirado al incrementar la alzada de las válvulas de admisión desde 9.09 mm a 10.6 mm es de solo un 2.5%, en tanto que para las válvulas de escape el incremento desde 9.0 mm a 10.5 mm produce una ganancia de caudal inferior al 1%.

Si bien a priori el C_D y el C_f parecen ser dos formas de analizar lo mismo, resulta en muchos casos útil graficar ambos, ya que de alguna manera cada coeficiente enfatiza el comportamiento del motor en distintas circunstancias:

- el coeficiente de flujo (C_f), el cual se incrementa con la alzada de las válvulas, refleja para alzadas altas la restricción que impone la geometría completa del sistema (puerto, válvula y asiento). Cuando el área de paso entre la válvula y el asiento se vuelve comparable a la menor área del conducto (para una alzada próxima a los 7 mm en este motor), entonces el C_f da una medida de la eficiencia del sistema completo
- el coeficiente de descarga (C_D), el cual disminuye con la alzada de las válvulas, indica para alzadas bajas la pérdida de eficiencia de las válvulas a medida que estas se abren (relación entre el caudal circulante y el área de la cortina de las válvulas). A bajas alzadas la geometría de la válvula y del asiento imponen la mayor restricción al flujo, mientras que el puerto tiene un efecto poco significativo [Heywood, 1988].

A partir de lo explicado puede concluirse que el C_f permite una caracterización completa del sistema de admisión o de escape, lo cual resulta muy importante a alzadas altas donde se produce la mayor aspiración y expulsión de los gases. Por otro lado, el C_D posee una mayor sensibilidad para estudiar el comportamiento de la válvula y el asiento a bajas alzadas. Estas características resultan muy útiles si se busca comparar el comportamiento de dos geometrías distintas, y por ello es aconsejable utilizar ambas [Xu, 2001]. La figura 3.6 confirma lo anteriormente expuesto, las curvas correspondientes al C_D muestran, para alzadas bajas, una mayor diferencia que las de C_f . Por otro lado, las curvas de C_f infieren que existe una mayor diferencia entre los sistemas de admisión y escape para alzadas altas, mientras para alzadas bajas manifiestan un comportamiento muy similar, de acuerdo a este coeficiente.

3.5 Momento de *swirl*. Medición experimental

A diferencia de los ensayos de flujometría estándar, en aquellos en los que se busca caracterizar las estructuras del flujo (*swirl* y *tumble*), no resultan tan significativas las condiciones del ensayo (caída de presión o caudal constante), pero tienen una gran influencia las características geométricas del mismo, así como el tipo de *MS* utilizado para la medición. Los ensayos para la medición del momento de *swirl* fueron llevados a cabo interponiendo el *MS* debajo del cilindro de 100 mm, utilizado durante la flujometría convencional. La primera medición efectuada consistió en obtener el momento de *swirl* y el caudal flujado al abrir ambas válvulas de admisión con una alzada de 10.60 mm. Esto permitió estimar la simetría en

el flujo generado por la tapa de cilindros y la pérdida de carga introducida por el *MS*. Durante esta medición se obtuvo una velocidad de rotación de solo 40 rpm, la cual resulta despreciable frente a las velocidades generadas durante la apertura desfasada de las válvulas. Es decir que el flujo en el interior del cilindro guarda simetría respecto de su plano medio. Al mismo tiempo, el caudal aspirado fue de 157.4 cfm, es decir solo 0.6 cfm por debajo de lo obtenido sin introducir el *MS* (ver tabla 3.2), con lo cual la pérdida de carga ocasionada por el dispositivo de medición puede asumirse como despreciable.

Ensayo 3			
Vál. Izquierda	Vál. derecha	Swirl (rpm)	Caudal (cfm)
1.51	0.0	709	23.0
3.03	0.0	1491	38.2
4.54	0.0	1758	53.4
6.06	0.0	2063	65.5
7.57	0.0	2762	67.1
9.09	0.0	3102	68.8
10.60	0.0	3367	70.0
Ensayo 4			
Vál. izquierda	Vál. derecha	Swirl (rpm)	Caudal (cfm)
4.54	3.03	321	93.0
6.06	4.54	492	122.1
7.57	6.06	954	141.3
9.09	7.57	394	149.5
10.60	9.09	312	155.0
10.60	10.60	40	157.4

Tabla 3.4. Momento de *swirl* y caudal aspirado (ensayos 3 y 4).

Dado que los motores de 4 válvulas por cilindro no generan cantidades significativas de *swirl*, se implementaron dos ensayos (ensayos 3 y 4) considerando distintas estrategias de apertura, desfasando las válvulas de admisión. En la primera de ellas se mantuvo completamente cerrada la válvula derecha mientras se abría la válvula izquierda. La segunda

estrategia consistió en abrir ambas válvulas pero retrazando la apertura de la válvula derecha 1.51 mm respecto de la izquierda. La tabla 3.4 muestra las dos estrategias de apertura analizadas, junto con los resultados obtenidos.

Los resultados de la tabla 3.4 son graficados en la figura 3.7. Como puede observarse en la gráfica izquierda, al mantener cerrada una de las válvulas existe un comportamiento fuertemente lineal entre la alzada y la cantidad de *swirl* generada. Incluso cuando el rendimiento volumétrico comienza a decaer (al superar la alzada de 7.57 mm) la cantidad de *swirl* continua creciendo de manera significativa, aunque se percibe un cambio en su pendiente, respecto de la obtenida a bajas alzadas. Por otro lado, cuando la válvula derecha se encuentra levemente retrasada respecto de la izquierda (ensayo 4), la cantidad de *swirl* generada tiene un máximo para la alzada de 7.57 mm, pero luego en lugar de continuar incrementándose comienza a disminuir. Esto último puede explicarse por dos razones; en primer lugar porque mientras mayores son las alzadas, menor es el peso relativo que tiene el desfase entre las válvulas. En segundo lugar porque la eficiencia volumétrica de la válvula con menor alzada resulta mayor, compensando su menor alzada. Un comportamiento similar para el *swirl* fue reportado por Grimaldi y col. [2004] (ver figura 1.20 a la derecha en Capítulo D).

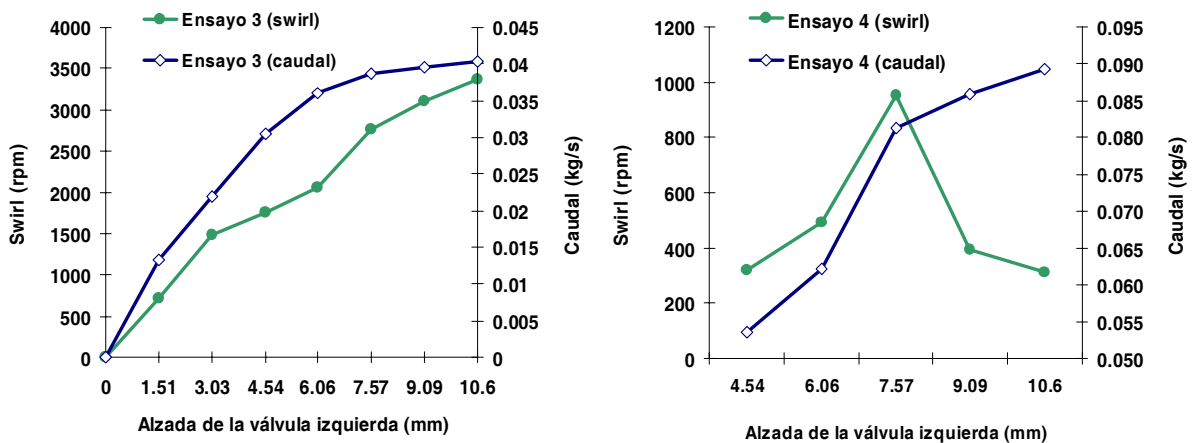


Figura 3.7. Momento de *swirl* medido bajo distintas estrategias de apertura para las válvulas de admisión. *Izquierda:* ensayo 3. *Derecha:* ensayo 4.

Al analizar los caudales reportados en las tablas 3.2 y 3.4 resulta notorio el comportamiento sinérgico de las válvulas. Es decir que la cantidad de aire aspirado por ambas

válvulas, actuando en forma simultánea, resulta mayor que la obtenida al duplicar el caudal aspirado por una válvula actuando en forma aislada. Este comportamiento es más significativo en la segunda mitad del rango de alzadas, donde la eficiencia de cada válvula se ve incrementada hasta en un 6% (para la alzada máxima) debido a la influencia de la otra válvula. Resultados similares han sido hallados por otros investigadores [Mariani y Cavalletti, 2004; Grimaldi y col, 2005], concluyendo que para alzadas altas existe una canalización del flujo en la zona de descarga ubicada entre ambas válvulas, la cual favorece la circulación, en tanto que para alzadas bajas los flujos producidos por ambas válvulas generan una zona de bloqueo en dicha zona. Esto último será analizado en mayor profundidad en la sección 3.11 del presente capítulo, una vez que los resultados numéricos hayan sido presentados.

Como fue mencionado existen dos variantes para los instrumentos de medición de momento angular (MS); en aquellos en los cuales el *honey comb* se mantiene frenado por medio de un torquímetro la cantidad de momento angular es el producto del torque medido y el caudal másico que lo atraviesa. Por otro lado, en aquellos MS en los cuales el *honey comb* gira con el flujo, es necesario hacer ciertas suposiciones al momento de convertir la velocidad angular en cantidad de momento. En este caso se considera que el MS no introduce pérdidas en el momento angular del flujo. Además, el campo de velocidad para el flujo aguas abajo del MS es considerado como linealmente dependiente con la distancia al eje de giro del *honey comb*, es decir que se aplica la hipótesis de rotación para un sólido rígido, girando con una velocidad angular igual a la medida por el MS . Finalmente, la cantidad de momento angular de *swirl* (M_s) para el flujo en el interior del cilindro surge de la integración del producto entre la velocidad tangencial (V_t), la densidad (ρ) y la distancia al centro de giro (r). Es decir:

$$M_s = \int_{vol} \rho \cdot V_t \cdot r \cdot dV = \int_0^R dm \cdot V_t \cdot r \cdot dr, \quad (3.3)$$

donde V_t es la velocidad tangencial de un diferencial de masa dm que se encuentra a una distancia r del eje longitudinal del cilindro (coincidente con el eje del MS) y R es el radio del cilindro. Tanto V_t como dm pueden ser escritos utilizando las suposiciones previamente explicadas:

$$V_t = r \cdot \omega \quad \text{y} \quad dm = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \rho \cdot dr, \quad (3.4)$$

siendo ω la velocidad angular del *honey comb* (expresada en rad/seg) y l la longitud del sólido rígido considerado. Reemplazando (3.4) en (3.3) se obtiene finalmente:

$$M_s = \int_{vol} \rho \cdot vel \cdot r \cdot dV = \int_0^R 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot \rho \cdot r \cdot \omega \cdot r \cdot dr = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \rho \cdot \omega \int_0^R r^3 \cdot dr = \pi \cdot l \cdot \rho \cdot \omega \frac{R^4}{2}. \quad (3.5)$$

Si se considera que el campo de velocidad lineal en (3.4) puede ser aplicado a todo el flujo en el interior del cilindro entonces la longitud l resulta igual a 100 mm.

Puede ser útil expresar M_s en función de la cantidad de momento ideal ó máximo ($M_{s-ideal}$) que podría producir el motor. Esto permite obtener un número adimensional conocido como número ó relación de *swirl* (r_s):

$$r_s = \frac{M_s}{M_{s-ideal}}. \quad (3.6)$$

El número de *swirl* puede interpretarse como una medida de la eficiencia del motor para convertir la cantidad de momento lineal de los gases de entrada en momento angular en el cilindro. Esta cantidad resulta útil para comparar la capacidad de producir *swirl* que poseen motores con características constructivas u operativas diferentes. En general, cuando este número es calculado para un motor girando a un número determinado de revoluciones, la cantidad de momento angular ideal es aquella que posee una masa de gas igual a la contenida en el cilindro, girando como un sólido rígido y con una velocidad de rotación igual a la del motor. Sin embargo, al tratarse de ensayos estáticos esta definición pierde sentido y se debe recurrir a otras suposiciones para definir $M_{s-ideal}$. Una posibilidad es considerar el momento angular que produciría el gas girando como un sólido rígido, con una velocidad periférica igual a la velocidad promedio de ingreso del flujo a través de las válvulas. Nuevamente para calcular la velocidad promedio es necesario adoptar un criterio para el área efectiva de ingreso a través de las válvulas. Al igual que para el cálculo de los coeficientes flujométricos, aquí surgen al menos dos alternativas; una es tomar el área constante A_1 definida por el diámetro de las válvulas, la otra es considerar el área instantánea A_2 de la cortina de las válvulas (ver expresiones en ecuación 3.1). Por simplicidad se prefirió tomar el área constante A_1 , expresando la velocidad promedio (V_{avr}) como:

$$V_{avr} = \frac{\dot{m}}{\rho A_1} = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi \phi_v^2} \quad (3.7)$$

Luego $M_{s-ideal}$ fue calculada mediante la siguiente expresión:

$$M_{s-ideal} = m \cdot V_{avr} \cdot R \approx \pi R^2 l \rho \cdot \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi \phi_v^2} R = \frac{4 \dot{m} l R^3}{\phi_v^2} \quad (3.8)$$

La tabla 3.5 reporta los resultados obtenidos para M_s y r_s junto con el caudal (expresado en kg/s). Posteriormente, en la sección 3.8 se incluye una gráfica mostrando los resultados consignados en la tabla 3.5 junto con aquellos correspondientes a la simulación mediante CFD.

Ensayo 3				
Vál. izquierda	Vál. derecha	Caudal (kg/s)	M_s (kg/ms)	r_s
1.51	0.0	0.01325	0.0874	0.2184
3.03	0.0	0.02189	0.1837	0.2780
4.54	0.0	0.03054	0.2166	0.2350
6.06	0.0	0.03774	0.2542	0.2231
7.57	0.0	0.03860	0.3403	0.2921
9.09	0.0	0.03964	0.3822	0.3194
10.60	0.0	0.04033	0.4149	0.3408
Ensayo 4				
Vál. izquierda	Vál. derecha	Caudal (kg/s)	M_s (kg/ms)	r_s
4.54	3.03	0.053581	0.0396	0.0122
6.06	4.54	0.062223	0.0606	0.0161
7.57	6.06	0.081236	0.1175	0.0240
9.09	7.57	0.085845	0.0485	0.0094
10.60	9.09	0.089302	0.0384	0.0071

Tabla 3.5. Caudal, momento angular de *swirl* y relación de *swirl* para los resultados experimentales (ensayos 3 y 4).

3.6 Simulación numérica. Convergencia espacial y temporal

Se desarrolló un análisis de convergencia de los resultados numéricos, de modo de estimar cual es la discretización espacial (tamaño medio de los elementos de la malla) que garantiza que las características del flujo estudiado (flujo en la pared, escalas turbulentas, etc.) son correctamente representadas. Posteriormente, utilizando una única malla se llevó a cabo un estudio de convergencia temporal de modo de conocer el máximo paso de tiempo, a partir del cual los resultados numéricos no son sensiblemente alterados por la discretización temporal. En todos los casos los resultados fueron analizados a partir del cálculo de cantidades globales promediadas (caudal y cantidad de momento).

Modelo numérico empleado

La figura 3.8 muestra distintas vistas del modelo computacional utilizado. Esta geometría resulta análoga a la correspondiente al ensayo de flujometría estática convencional, es decir utilizando una tobera convergente a la entrada y un cilindro de 100 mm de longitud. Se aplicó una diferencia de presión entre la entrada y la salida de 25 pulgadas de columna de agua (6068 Pa), fijando condiciones atmosféricas (1.013×10^5 Pa y 300 K) para el fluido en la entrada. Como fluido se utilizó aire comportándose como gas ideal, con una viscosidad dinámica igual a 1.83×10^{-5} Pa s. El problema fue resuelto en forma isotérmica con una temperatura de 300 K y la turbulencia fue modelada mediante el modelo $k-\varepsilon$ estándar, con una ley de pared también estándar.

La discretización espacial de las ecuaciones se obtuvo aplicando un método tipo *High Resolution*. El problema fue resuelto en forma transiente, si bien en este caso el dominio computacional era estático y las condiciones de contorno eran constantes. Esto permitió evaluar la convergencia del mismo y verificar si existían variaciones periódicas en la solución. La integración temporal fue resuelta mediante un método de segundo orden. En cada paso de tiempo se fijó un número máximo de seis iteraciones de Newton y se adoptó una cota máxima para la raíz media cuadrática del residuo igual a 1×10^{-5} como criterio de convergencia en cada paso de tiempo.

La aplicación de una diferencia de presión de 6068 Pa en el instante inicial induce altas velocidades en el flujo y con ello problemas de convergencia. Por tal motivo cada simulación

fue iniciada con una diferencia de presión nula, incrementando la misma en forma lineal a lo largo de los primeros 100 pasos de tiempo, hasta alcanzar la diferencia de presión requerida. Luego la simulación continuó, manteniendo constante la diferencia de presión aplicada a lo largo de 1000 pasos de tiempo. Los resultados numéricos presentados a continuación corresponden al promedio de las soluciones en los pasos 500, 600, 700, 800, 900 y 1000.

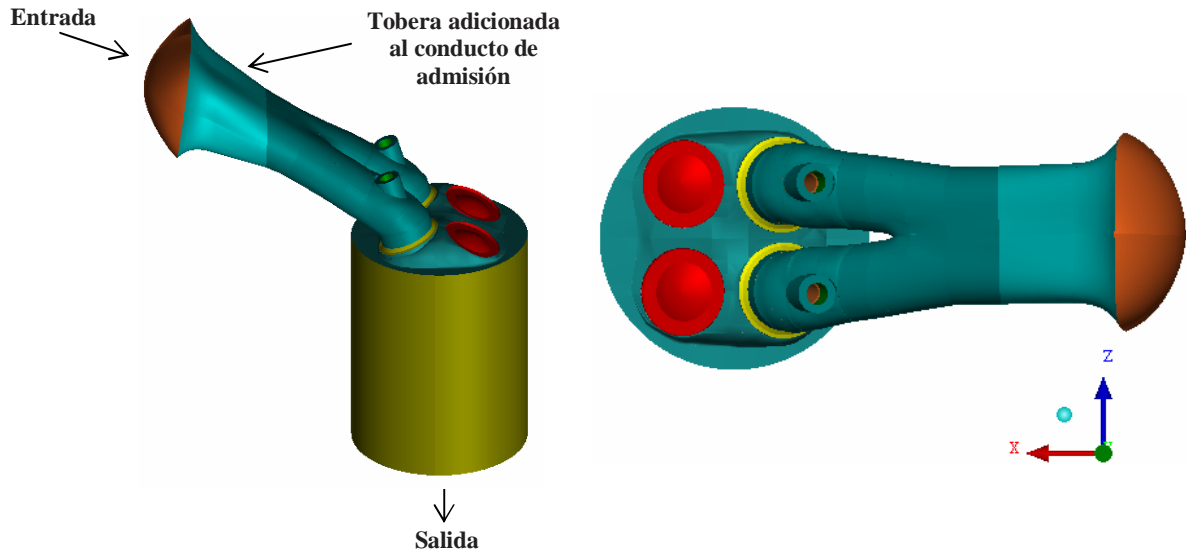


Figura 3.8. Diferentes vistas del dominio computacional eliminando el sistema de escape y colocando una tobera a la entrada y un cilindro de 100 mm de longitud.

Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno aplicadas fueron las siguientes:

- Condición de pared (*wall*): la misma fue aplicada a las paredes del dominio. En todas ellas se fijó una velocidad nula (tanto normal como tangencial) para el flujo, y dado que se consideró al problema como isotérmico, no se estableció transferencia de calor a través de las mismas. La rugosidad fue en este caso considerada como nula.
- Condición tipo contorno entrante (*inlet*): la misma fue utilizada para representar la superficie definida como “Entrada” en la figura 3.8. Este tipo de condición de contorno solo permite el ingreso de flujo al dominio, es decir que sí las condiciones del problema (diferencia de presión) no inducen la entrada del fluido, entonces el software automáticamente coloca una condición de pared (*wall*) en una porción o en la totalidad del contorno, impidiendo la salida

del flujo a través del mismo. Se definió un valor para la presión total (suma de la presión estática y la dinámica) igual a la presión atmosférica (1.013×10^5 Pa), una dirección de flujo normal a la superficie del contorno y un nivel reducido de turbulencia (1%).

- Condición tipo contorno abierto (*opening*): fue utilizada para caracterizar la superficie de salida en la parte inferior del cilindro. Este tipo de condición de contorno permite al flujo entrar o salir del dominio según las condiciones reinantes. En este caso se definió una presión estática variable con un valor inicial de 1.013×10^5 Pa y un valor final de 9.5232×10^4 Pa. Se fijó una dirección normal para el flujo en la superficie y un nivel de turbulencia igual a 1% (para el flujo entrante).

En este tipo de simulaciones se suelen considerar presiones estáticas para ambos contornos (entrada y salida). Pero en este caso la elección de una condición de contorno de presión total a la entrada y de presión estática a la salida tiene su justificación en las dimensiones de las superficies de los contornos. El área de la superficie de ingreso del gas (denominada como “Entrada” en la figura 3.8) resulta menor que el área de la superficie de salida. Dado que el flujo se comporta como incompresible (dado que aunque el fluido es compresible el número de Mach resulta bajo), la velocidad del fluido durante el ingreso al dominio resulta mayor que durante la salida. La presión dinámica (P_d) resulta igual a la energía cinética del flujo, y es calculada como:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (3.9)$$

Por ello, la presión dinámica sobre el contorno de entrada puede alcanzar valores no despreciables, originado que la presión total se incremente significativamente respecto de la presión atmosférica. Si consideramos que en un punto suficientemente alejado de la superficie de entrada la velocidad del fluido es nula, y por ende la presión total resulta igual a la presión estática, entonces un incremento en la velocidad del fluido sobre el contorno de entrada debería ser compensado con una disminución de la presión estática en dicho punto. Luego, al fijar en el contorno la presión total en lugar de la estática este problema queda automáticamente resuelto. Si esto no fuera posible y solo pudieran utilizarse condiciones de presión estática, entonces debería adicionarse al modelo computacional un tanque con un volumen significativo aguas arriba de la tobera, garantizando que la velocidad del flujo sea

baja en el contorno donde es fijada la presión estática. Por el contrario, en el contorno de salida la velocidad se reduce notoriamente y la presión dinámica puede ser despreciada, con lo cual la presión estática y la total resultan similares, y fijar la primera resulta correcto.

Metodología de trabajo

La convergencia espacial y temporal fue analizada simulando la flujometría estática para el sistema de admisión, para una única apertura de las válvulas igual a 5 mm. La discretización del dominio computacional fue realizada mediante mallas de tetraedros. La estimación del tamaño óptimo para la discretización espacial se llevó a cabo estudiando la solución obtenida para cuatro mallas, variando la cantidad de elementos entre 235.379 y 1.474.667.

Por otro lado, la estimación del paso óptimo para la integración temporal se obtuvo utilizando una malla de 821.429 elementos tetraedros y considerando ocho pasos de tiempo variando entre 1×10^{-5} s y 2×10^{-4} s.

Las variables estudiadas para definir la convergencia fueron los caudales máxicos y la cantidad de momento angular en los tres ejes coordenados. Los caudales fueron evaluados sobre la superficie de entrada y sobre la cortina de las válvulas. Las cortinas fueron discriminadas por válvula (derecha o izquierda) y por el sentido del momento de *tumble* que producen los flujos a través de ellas, es decir positivo siguiendo la dirección impuesta por el conducto de admisión o negativo en el caso contrario. Las cantidades de momento fueron obtenidas en cinco planos de muestreo transversales al cilindro. La figura 3.9 a la izquierda, muestra los cinco planos de muestreo utilizados, en tanto que en su parte derecha se observan las distintas zonas en que fueron estratificadas las cortinas de las válvulas. En este caso las superficies rojas corresponden a las cortinas *positivas*, en tanto que las azules a las *negativas*.

Los planos de muestreo fueron ubicados a 6, 26, 46, 66 y 86 mm por debajo del *PMS*. Los caudales máxicos fueron evaluados utilizando herramientas propias del software ANSYS-CFX-POST en tanto que las cantidades de momento fueron obtenidas al exportar el campo de velocidad y de densidad sobre los planos para luego postprocesarlos mediante una rutina en lenguaje Fortran 90.

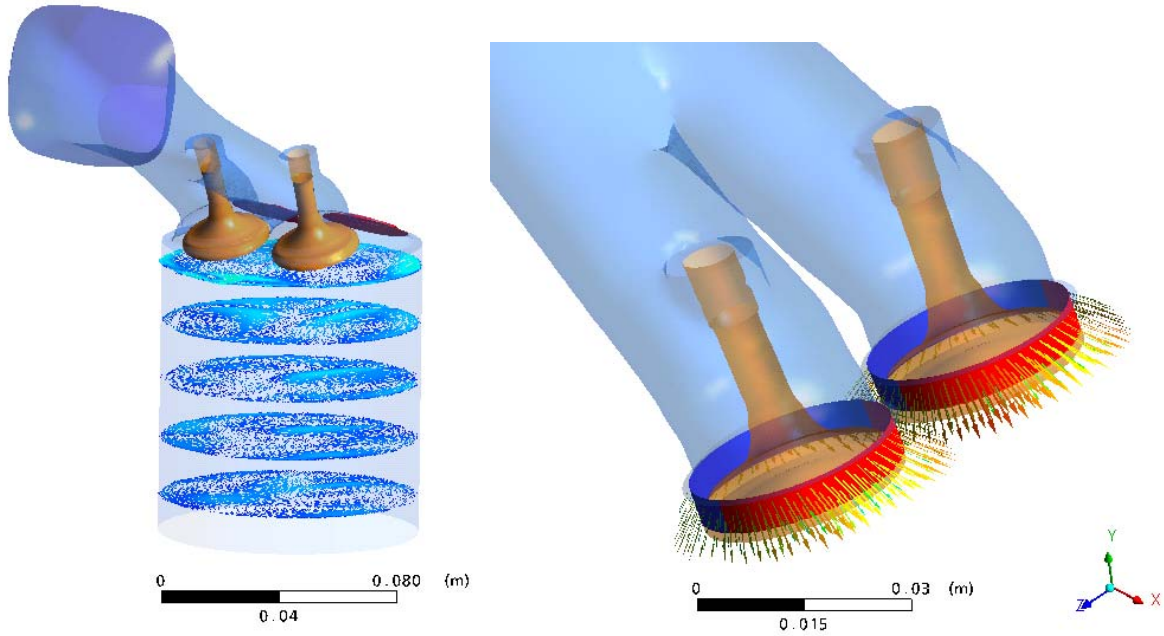


Figura 3.9. *Izquierda:* detalle de los cinco planos transversales donde se evaluó la cantidad de momento. *Derecha:* cortinas positivas (rojas) y negativas (azules) de las válvulas.

3.6.1 Convergencia espacial

La tabla 3.6 detalla las características de las cuatro mallas utilizadas en el estudio de convergencia espacial. Para la generación de las distintas mallas se definió un tamaño único para los elementos en todo el dominio, es decir que no se utilizaron refinamientos locales.

En todos los casos se utilizó un paso de tiempo constante e igual a 1×10^{-5} s, el cual resultó suficientemente pequeño como para mantener un número de Courant ó *CFL* promedio muy inferior a 1.0, y un número de Courant máximo inferior a 2.0.

Discretización		Volumen promedio del elem. (m ³)	Volumen Mínimo	Volumen máximo	Dispersión estándar
Elementos	Nodos				
235.379	44.853	3.5215×10^{-9}	2.8332×10^{-12}	1.8090×10^{-8}	1.8740×10^{-9}
448.384	88.528	1.8503×10^{-9}	3.5998×10^{-12}	1.2466×10^{-8}	1.5645×10^{-9}
821.429	149648	1.0101×10^{-9}	9.8209×10^{-14}	4.4398×10^{-9}	4.1105×10^{-10}
1.474.667	260015	5.6262×10^{-10}	1.5795×10^{-13}	2.0067×10^{-9}	8.8005×10^{-11}

Tabla 3.6. Características de las mallas utilizadas.

La figura 3.10 a la izquierda muestra la distribución de los elementos de acuerdo a su tamaño, en tanto que en su parte derecha se grafica la variación del tamaño promedio y de la dispersión estándar de los elementos, para las distintas mallas estudiadas.

La malla inicial (253.379 elementos) fue sucesivamente refinada, reduciendo el tamaño promedio de los elementos en tres oportunidades, hasta alcanzar la mitad del tamaño original, lo cual redundó en un incremento cercano a seis veces en la cantidad de elementos de la malla. Como puede observarse en la figura 3.10 a la derecha, el tamaño promedio de los elementos es monótonamente reducido al incrementar la cantidad de elementos. No obstante, para las dos mallas con menor cantidad de elementos existe una significativa dispersión en el tamaño de los mismos. Esto también puede verificarse en la gráfica a la izquierda, donde para las dos mallas con mayor cantidad de elementos, la curva cantidad vs. tamaño presenta un máximo alrededor del tamaño promedio, mientras que para las dos mallas con menor cantidad de elementos esto último no ocurre.

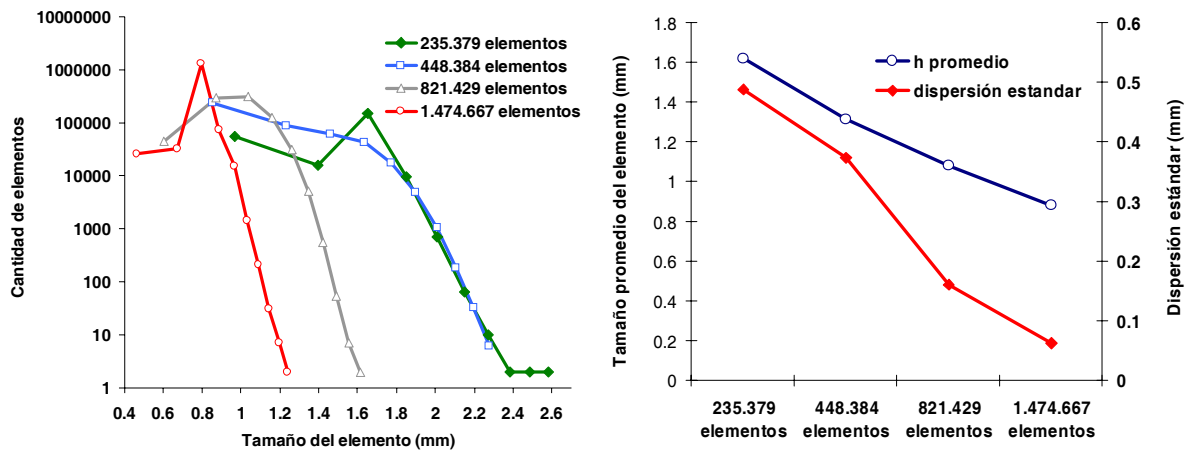


Figura 3.10. *Izquierda:* distribución de elementos de acuerdo a su tamaño. *Derecha:* promedio y dispersión estándar para el tamaño de los elementos.

La figura 3.11 muestra el caudal másico total y los caudales parciales correspondientes a cada una de las zonas de las cortinas. Como puede observarse, en todos los casos existe una escasa influencia del tamaño del elemento sobre los resultados.

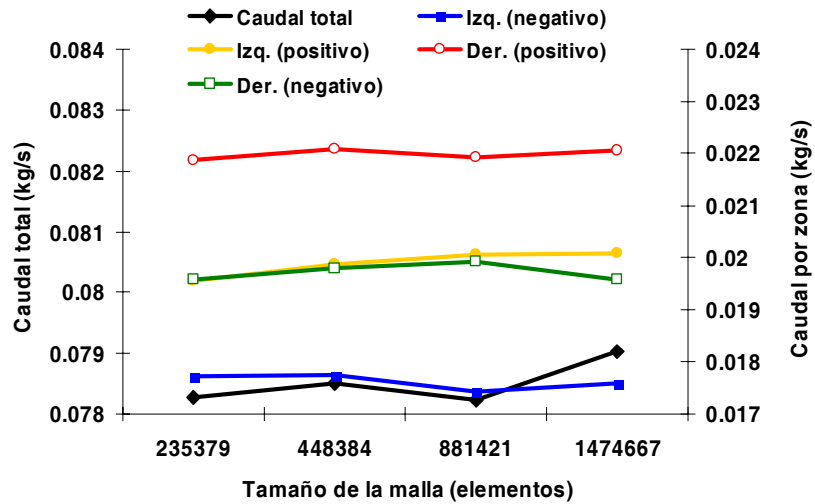


Figura 3.11. Caudales máximos obtenidos en función de la discretización espacial del dominio.

No obstante, la cantidad de momento angular sobre los planos transversales sí denota una gran sensibilidad respecto de la discretización espacial. Como puede observarse en la figura 3.12, los resultados obtenidos con las cuatro mallas muestran tendencias similares, y en particular las dos mallas con menor cantidad de elementos (235.379 y 448.384 elementos) arrojan resultados muy semejantes, sin apreciarse una mejora en la solución al refinar la malla desde 235.379 a 448.384 elementos. Al analizar las cantidades de momento en x (*cross tumble*) y en z (*tumble*) resulta más notoria la convergencia de los resultados al incrementar la cantidad de elementos. Por otro lado, la cantidad de momento en y (*swirl*) presenta resultados erráticos y no permite llegar a conclusiones aceptables sobre cual es el tamaño de malla óptimo. En este caso no se percibe una tendencia clara de convergencia en función del refinamiento de la malla.

Basados en los resultados para las cantidades de momento en x y en z , es posible inferir que el tamaño óptimo para los elementos de la malla debe ser cercano a 1 mm cuando se pretende estimar el campo de velocidad en el interior del cilindro con cierto grado de certeza. Por otro lado, es posible utilizar tamaños de elementos significativamente mayores si sólo se busca estimar los coeficientes flujométricos del motor.

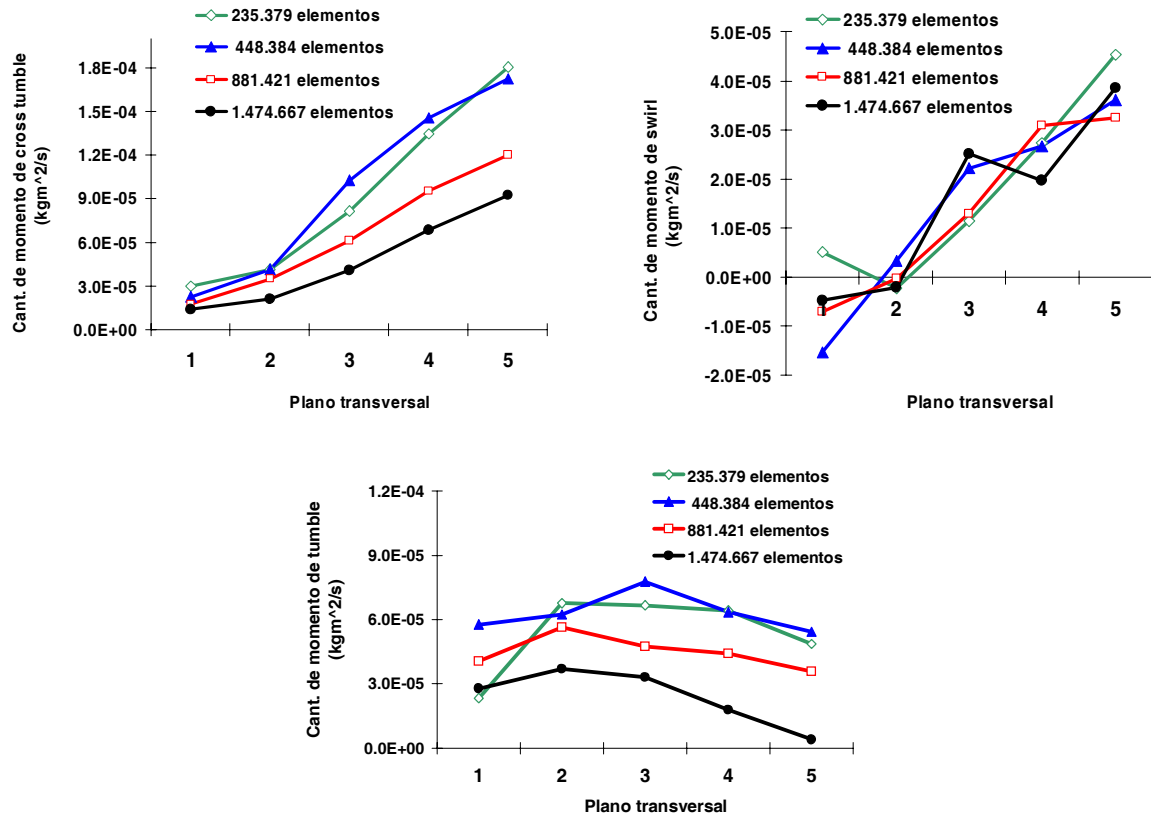


Figura 3.12. Cantidades de momento en los tres ejes coordenados para los cinco planos transversales de muestreo.

3.6.2 Convergencia temporal

El estudio de convergencia temporal fue desarrollado utilizando la geometría correspondiente a la malla de 881.421 elementos, generada anteriormente para analizar la convergencia espacial. Se estudiaron ocho pasos de tiempo (Δt), partiendo desde 1×10^{-5} s. e incrementado el Δt hasta llegar a 2×10^{-4} s.

Nuevamente se eligieron como variables de análisis el caudal másico aspirado (total y discriminado en las cortinas de las válvulas) y las cantidades de momento en los tres ejes coordenados. El Δt fue incrementado reiteradas veces sin obtener diferencias significativas, hasta que se alcanzó un paso de tiempo de 1×10^{-4} s. A partir de allí se registraron diferencias notorias en los resultados, al compararlos respecto de la solución para $\Delta t = 1 \times 10^{-5}$ s.

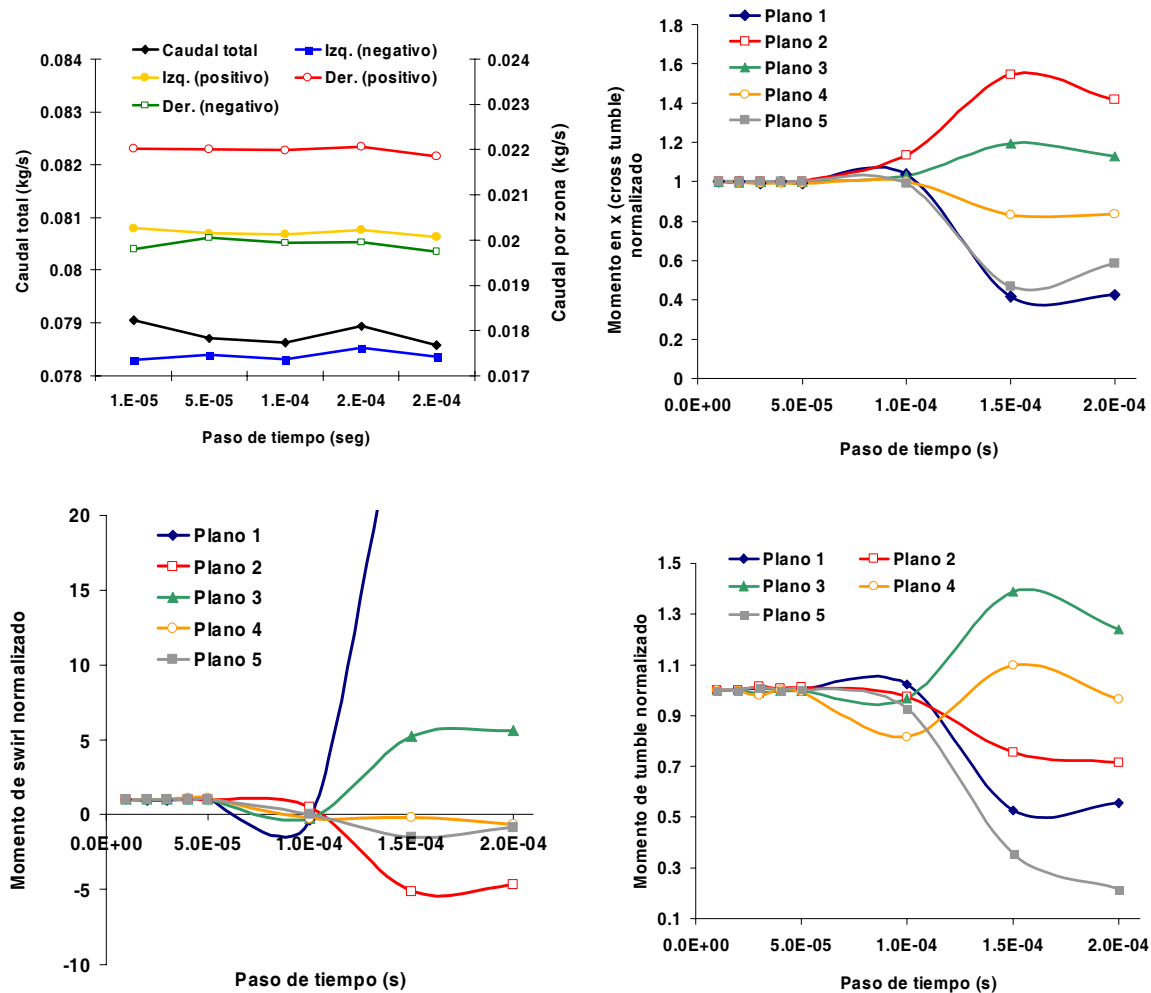


Figura 3.13. Arriba, izquierda: caudales por zona y totales. Arriba, derecha: cantidad de momento en x. Abajo, izquierda: cantidad de momento de *swirl*. Abajo, derecha: cantidad de momento de *tumble*. Los resultados fueron normalizados respecto de la solución para $\Delta t = 1 \times 10^{-5}$ s.

La figura 3.13 muestra los resultados obtenidos para los caudales parciales sobre las cortinas de las válvulas y el caudal total. También son graficadas las cantidades de momento en los tres ejes, estas últimas normalizadas con respecto al resultado obtenido para $\Delta t = 1 \times 10^{-5}$ s. Como puede observarse, el caudal es independiente del paso de tiempo empleado, mostrando el mismo comportamiento que el reportado en el estudio de convergencia espacial al modificar el tamaño de los elementos de la malla. Por otro lado, las tres cantidades de momento registran variaciones significativas al incrementar el Δt por encima de 1×10^{-4} s. Las

mayores variaciones son observadas para la cantidad de momento de *swirl*, la cual anteriormente mostró la menor sensibilidad con respecto al tamaño de los elementos de la malla.

La visualización de las cantidades de momento en la figura 3.13 indica que existe un paso de tiempo ($\Delta t > 1 \times 10^{-4}$ s) por encima del cual el momento angular (en sus tres componentes) manifiesta una variación muy significativa. Por ello, en todas las simulaciones estáticas implementadas se decidió adoptar un $\Delta t = 5 \times 10^{-5}$ s.

3.7 Coeficientes flujométricos. Simulación numérica

Una vez establecidos los parámetros óptimos para las simulaciones mediante *CFD*, se procedió a generar las geometrías y mallas para las distintas posiciones de las válvulas de admisión y escape. Se simularon un total de cinco alzadas para la admisión (2.2, 4.2, 6.2, 8.2 y 10.2 mm) y de siete para el escape (1.5, 3.0, 4.5, 6.0, 7.5, 9.0 y 10.5 mm). En todas ellas se utilizaron mallas con un número de elementos cercano al millón. La metodología aplicada en las simulaciones fue igual a la descrita durante el estudio de convergencia, y los resultados obtenidos fueron promediados, mostrando una desviación estándar dos órdenes de magnitud inferior al valor promedio.

Puerto de admisión				Puerto de escape			
Vál. Izquierda	Vál. derecha	C_f	C_D	Vál. Izquierda	Vál. derecha	C_f	C_D
2.2	2.2	0.202	0.696	1.5	1.5	0.136	0.679
4.2	4.2	0.381	0.687	3.0	3.0	0.256	0.639
6.2	6.2	0.491	0.599	4.5	4.5	0.326	0.543
8.2	8.2	0.534	0.493	6.0	6.0	0.373	0.466
10.2	10.2	0.521	0.387	7.5	7.5	0.393	0.393
				9.0	9.0	0.406	0.338
				10.5	10.5	0.414	0.296

Tabla 3.7. Coeficientes flujométricos (C_f y C_D) para los puertos de admisión y de escape. Resultados numéricos.

El modelo utilizado para la simulación no difirió del descrito en la sección 3.6, aunque en este caso fue considerada una rugosidad de pared de 0.2 mm en los puertos de admisión y escape. Esto último permitió ajustar el caudal obtenido y mejorar las estimaciones numéricas con respecto a los resultados experimentales. La tabla 3.7 consigna los coeficientes flujométricos estimados mediante *CFD*, los cuales son graficados en la figura 3.14 junto con los obtenidos en forma experimental.

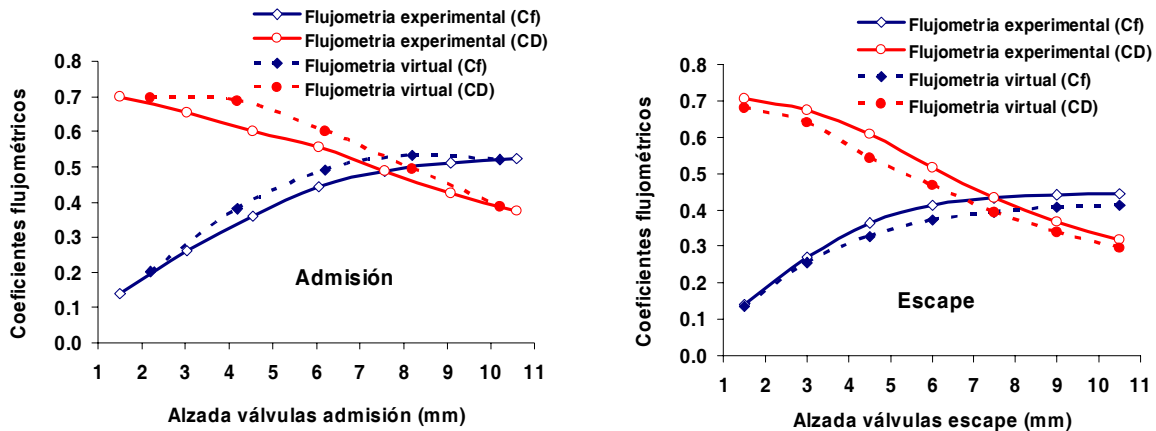


Figura 3.14. Coeficientes flujométricos (C_f y C_D) obtenidos en forma experimental y numérica. *Izquierda:* sistema de admisión. *Derecha:* sistema de escape.

Como puede observarse la concordancia entre los resultados experimentales y numéricos es aceptable para ambos sistemas. En cuanto al sistema de escape, los resultados numéricos fueron levemente inferiores a los experimentales. El error relativo máximo encontrado fue del 10% (para la alzada de 4.5 mm), en tanto que el error relativo promedio no supero el 7%. Las discrepancias pueden ser minimizadas si se reduce ligeramente la rugosidad de pared, la cual incide sensiblemente en el caudal, particularmente a altas alzadas, donde se registran las mayores velocidades del flujo. Con respecto al sistema de admisión, los resultados numéricos se encontraron levemente por encima de los experimentales. Si bien, aquí también es posible mitigar en parte éstas discrepancias al incrementar la rugosidad del conducto de admisión, se prefirió no hacerlo dado que no se contaba con mediciones precisas de rugosidad. El error relativo entre la flujometría virtual y la medición para el C_f resultó acotado entre 1.8% y 9.8%, encontrándose el mayor error para la alzada de 6 mm. Por otro lado, el error relativo promedio

resultó igual al 6%. Estas discrepancias resultaron aceptables aunque ligeramente superiores a las reportadas por otros investigadores [Mariani y Cavalletti, 2004; Albanesi y col, 2005].

3.8 Momento de *swirl*. Simulación numérica

Utilizando los resultados anteriores (flujometría estática virtual del sistema de admisión), se calculó la cantidad de momento (\vec{M}) en los tres ejes coordenados para todo el cilindro, integrando la siguiente expresión:

$$\vec{M} = \int_{vol} \vec{r} \times (dm \cdot \vec{V}) dV, \quad (3.10)$$

siendo \vec{r} el vector posición desde el centro geométrico del cilindro a un diferencial de masa dm . Como queda claro en la figura 3.15, durante la apertura simultánea de las válvulas de admisión las cantidades de momento en los ejes x (*cross tumble*) e y (*swirl*) resultan bajas respecto de lo obtenido para en el eje z (*tumble*). La figura 3.15 también muestra una medición experimental de la cantidad de momento de *swirl* tomada para una alzada de 10.6 mm. Cabe notar que solo se tomó una medición experimental para verificar la ausencia de *swirl* al abrir ambas válvulas en igual forma.

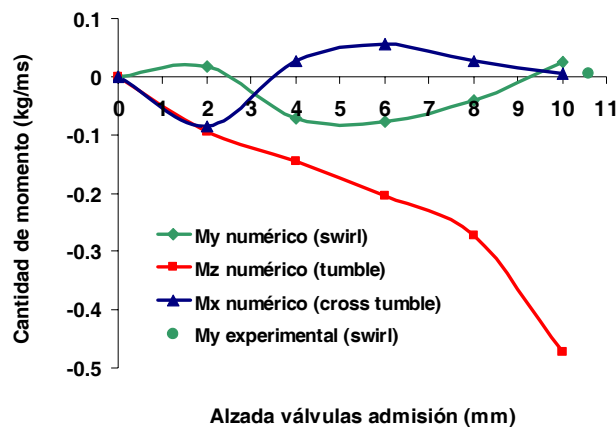


Figura 3.15. Resultados numéricos de la cantidad de momento y resultado experimental para la cantidad de *swirl* para una alzada de 10.6 mm (punto verde).

La cantidad de momento de *tumble*, generada por la tapa de cilindros durante la flujometría virtual estándar, resulta varias veces superior a la correspondiente a los restantes ejes coordenados. Es decir que, el momento de *swirl* inducido por la tapa de cilindros resulta despreciable, a menos que se proponga una estrategia de apertura para las válvulas capaz de promover este movimiento.

La figura 3.16 muestra el modelo utilizado para reproducir los ensayos experimentales de *swirl*. Como puede observarse, debajo del cilindro de 100 mm de longitud fue incluido un cilindro con un diámetro de 5 pulgadas (representando el *honey comb* del *MS* utilizado), y debajo de este se incorporó un tanque, representando la expansión producida en el pleno del flujómetro. En un principio fue planteada la conveniencia de simular la presencia del *honey comb* mediante un medio poroso. Sin embargo, esto no fue necesario dado que, de acuerdo a los resultados experimentales, su presencia no introduce una pérdida de carga significativa, y además éste gira solidario con el fluido. Como puede verse en la figura 3.16, se utilizó un refinamiento localizado para la malla en la zona del cilindro de modo de reducir la cantidad total de elementos de la malla. El tamaño total de las mallas fue en todos los casos cercano a 1.900.000 elementos y 330.000 nodos. El 70% de los elementos de las mallas se encontraron dentro de la región refinada, siendo el tamaño promedio de los elementos en dicha zona inferior a 1 mm, en tanto que en el volumen restante resultaron cercanos a 2 mm.

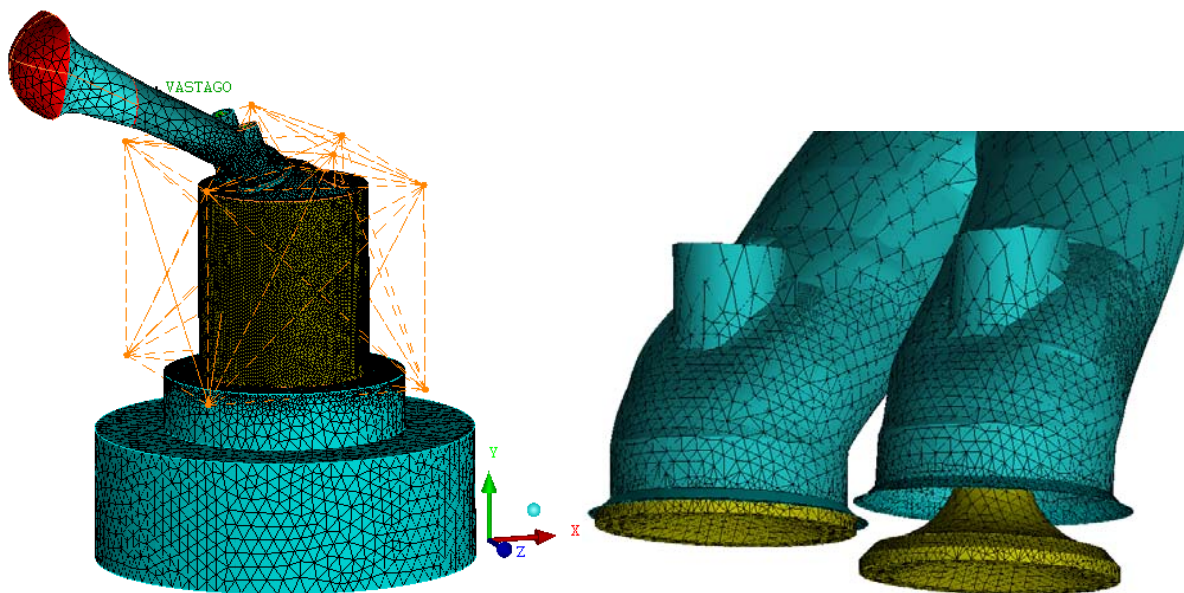


Figura 3.16. Modelo computacional utilizado para la simulación de los ensayos 3 y 4.

Izquierda: modelo completo. *Derecha:* detalle en la zona de las válvulas.

La tabla 3.8 consigna los resultados numéricos obtenidos al reproducir los ensayos experimentales reportados en la sección 3.4. Estos resultados son graficados en la figura 3.17 juntos con los medidos experimentalmente. Como puede verse, tanto en lo referente a la cantidad de momento como al caudal aspirado, existe una buena correlación entre los resultados numéricos y experimentales.

Ensayo 3 (numérico)					
Vál. izq.	Vál. der.	Caudal (kg/s)	M_x (cross tumble) (kg/ms)	M_S (swirl) (kg/ms)	M_T (tumble) (kg/ms)
2.2	0.0	0.01751	0.0410	0.0507	-0.0789
4.2	0.0	0.03277	0.0508	0.1783	-0.0636
6.2	0.0	0.03796	-0.0770	0.2606	-0.2256
8.2	0.0	0.03961	-0.1194	0.3269	-0.2248
10.2	0.0	0.03976	-0.1205	0.3860	-0.2421
Ensayo 4 (numérico)					
Vál. izq.	Vál. der.	Caudal (kg/s)	M_x (cross tumble) (kg/ms)	M_S (swirl) (kg/ms)	M_T (tumble) (kg/ms)
2.2	0.0	0.01751	0.0	0.0	0.0
4.2	3.2	0.0586156	0.0261	0.0356	-0.1255
6.2	5.2	0.03796	-0.0407	0.0723	-0.1761
8.2	7.2	0.03961	-0.0477	0.1130	-0.2686
10.2	9.2	0.03976	-0.0252	0.0659	-0.3617

Tabla 3.8. Caudal y cantidades de momento para las dos estrategias de generación de *swirl* estudiadas. Resultados numéricos.

La cantidad de momento predicha numéricamente para el ensayo 3 resulta menor para todas las alzas aunque las discrepancias se reducen notoriamente para alzas altas. En cuanto al caudal aspirado, las estimaciones mediante *CFD* concuerdan significativamente con los resultados experimentales. Por otro lado, para el ensayo 4 se registran mayores discrepancias en lo referente al caudal aspirado, aunque las diferencias nuevamente se reducen para alzas altas. En lo que respecta a la generación de *swirl* por medio de esta estrategia

(desfasaje de 1.51 mm), como puede verse la misma resulta poco efectiva y el *swirl* solo manifiesta valores significativos para alzas cercanas a los 7.5 mm. Esto es congruente con resultados obtenidos por otros investigadores, reportando que se requieren retrasos de hasta el 50% en la alzada de una de las válvulas para obtener cantidades de *swirl* significativas [Grimaldi y col., 2004].

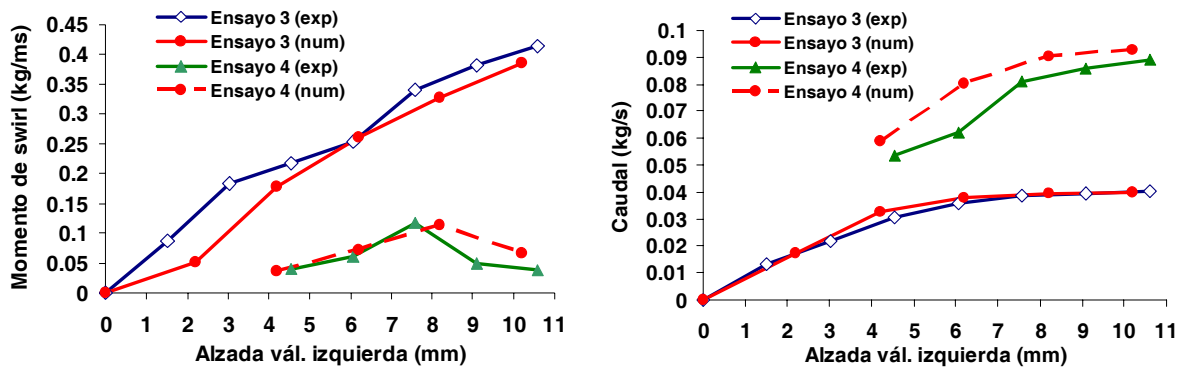


Figura 3.17. Resultados numéricos y experimentales para la flujometría estática de *swirl* (ensayos 3 y 4). *Izquierda:* cantidad de momento de *swirl*. *Derecha:* caudal másico.

3.9 Momento de *tumble*

Como se explicó anteriormente, la medición del momento de *tumble* utilizando un *MS* requiere de un accesorio convertidor de *tumble* en *swirl* (*ACT*), para la canalización lateral del vórtice de *tumble* desde el cilindro hacia el *MS*. Dado que estos ensayos no se encuentran estandarizados, en la bibliografía especializada es posible encontrar diferentes variantes de *ACT*. Al momento tampoco existen estudios concretos comparando la sensibilidad y la eficiencia de los distintos *ACT* para estimar las características de *tumble*, y como fue mencionado, la geometría de los mismos modifica significativamente los resultados obtenidos [Xu, 2001]. Al mismo tiempo, si bien existen numerosos trabajos reportando ensayos estáticos de *tumble*, muy pocos permiten extraer conclusiones acerca de la relación entre el momento de *tumble* obtenido y lo que ocurre en forma dinámica en el motor.

Las firmas Ricardo y *AVL* han sido pioneras en el diseño y la utilización de estos ensayos. En tal sentido, Ricardo recomienda el uso de *ACT* tipo *T* (ver figura 1.19 a la derecha), con el

eje del conducto canalizador situado a una distancia (respecto de la tapa de cilindros) igual a la mitad del diámetro del cilindro más 20 mm. Además propone colocar el *MS* a una distancia de 0.5 metros respecto del plano medio del cilindro. A continuación se aborda el estudio mediante *CFD* de los principales diseños existentes así como de algunos propuestos, con el fin de definir cual de ellos resulta más efectivo a la hora de caracterizar macroscópicamente el *tumble*.

3.9.1 Diseño del dispositivo para la medición de *tumble*

Se estudiaron cinco diseños de *ACT*, algunos actualmente en uso y otros propuestos en este trabajo. Analizando los distintos diseños es posible hacer una división general de los *ACT* en dos grupos; los que se caracterizan por canalizar el flujo en el cilindro a través de dos conductos laterales para la descarga del flujo desde el cilindro (tipo \perp o *TTA*), y aquellos que poseen solo un conducto lateral (tipo *L* o *LTA*). Los *ACT* clasificados dentro del primer grupo tienen la ventaja de mantener la simetría natural que posee el flujo respecto del plano medio del cilindro. Por otro lado, los diseños involucrando solo un conducto de descarga (*LTA*) generan una distorsión importante del flujo que ingresa al cilindro a través de la válvula de admisión que se encuentra más alejada del conducto. La figura 3.18 ilustra dos *ACT* clasificados dentro del primer grupo. Dado que existen dos ramas de descarga, es posible colocar en ambas un *MS*. Sin embargo, en general solo se coloca un instrumento en cualquiera de las dos ramas, en vista de la baja pérdida de carga que originan. En la figura 3.18 el *ACT* de la izquierda representa un diseño existente y de amplio uso. Por otro lado, el *ACT* de la derecha es un diseño propio intentando generar una mejor canalización del flujo aguas abajo del *MS*.

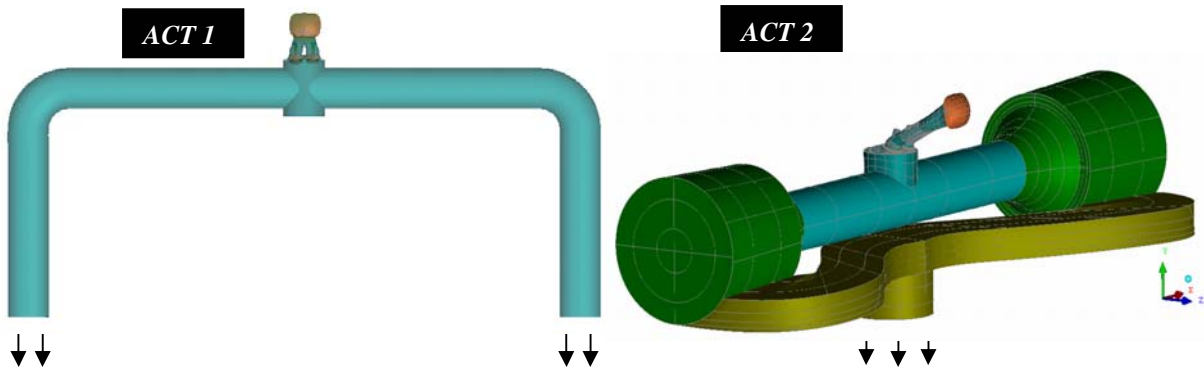


Figura 318. ACT de dos conductos laterales (tipo T o TTA). Izquierda: diseño estándar (ACT 1). Derecha: diseño propio (ACT 2).

Los conductos laterales del ACT 1 tienen un diámetro igual al diámetro del cilindro. Este diseño conserva una mayor porción de la superficie del cilindro, y además toma en cuenta la presencia del pistón en su parte inferior. Por otro lado, el ACT 2 utiliza conductos laterales con un diámetro mayor al diámetro del cilindro. Este diseño no tiene en cuenta la presencia del pistón, por lo que el flujo que ingresa encuentra un camino preferencial para rotar respecto del eje longitudinal de los conductos laterales. Adicionalmente, al ser estos de mayor diámetro, la velocidad de rotación del vórtice disminuye, y con ello es esperable una reducción en las pérdidas por esfuerzos de corte en la pared del conducto, reduciendo la disipación de cantidad de momento angular. Adicionalmente, este diseño incorpora tanques cilíndricos para canalizar en forma tangencial el flujo al final de los conductos laterales.

La figura 3.19 muestra los tres ACT tipo LTA analizados. El primer diseño (ACT 3) corresponde a una simplificación del ACT 2 mostrado anteriormente, donde ha sido eliminada una de las ramas laterales. A diferencia del anterior, el ACT 4 incorpora la geometría del pistón así como de gran parte de la superficie del cilindro. Por último, el ACT 5 es similar al ACT 3, solo que en este caso el conducto canalizador de *tumble* es conectado en forma directa al flujómetro, eliminando el tanque.

El comportamiento de los 5 ACT fue estudiado mediante CFD, buscando establecer la sensibilidad de los mismos para medir *tumble* y su tasa de disipación de momento a lo largo del conducto lateral. Los modelos fueron construidos siguiendo los parámetros establecidos en

el estudio de convergencia en malla en la sección 3.6., y dado el costo computacional de las simulaciones se estudio una única alzada de 10.6 mm.

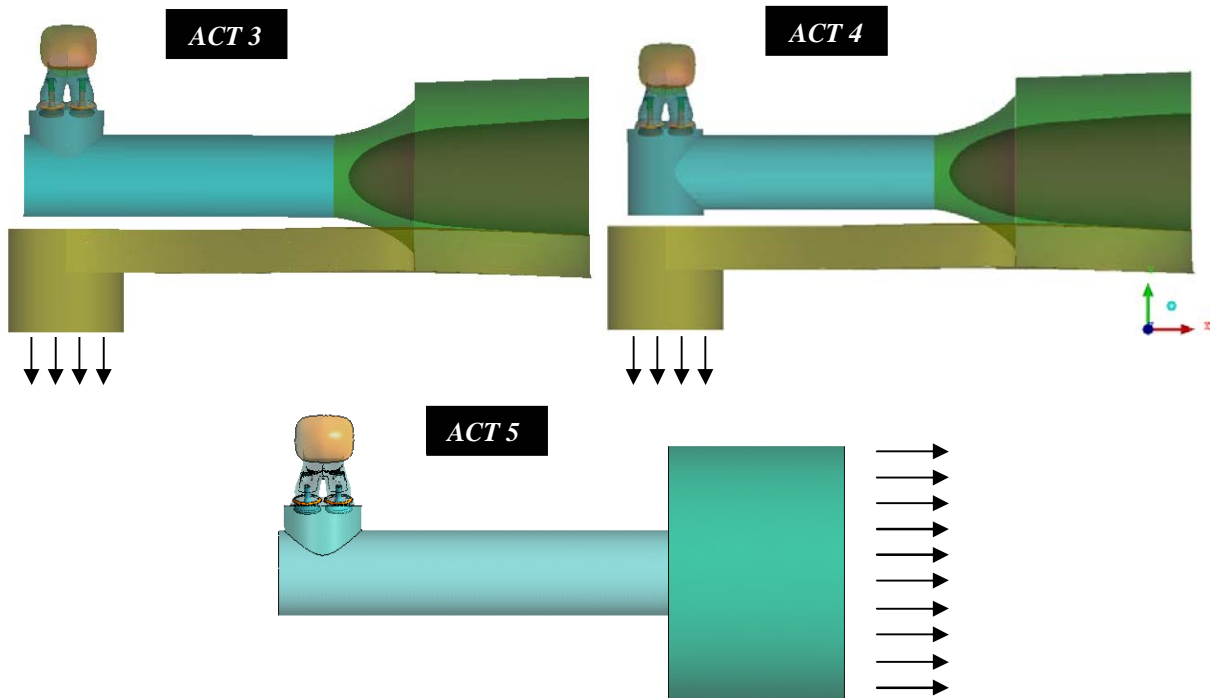


Figura 3.19. ACT de un conducto lateral tipo *L* o *LTA*. Arriba, izquierda: diseño propio sin pistón (ACT 3). Arriba, derecha: diseño propio con pistón (ACT 4). Abajo: diseño propio sin pistón (ACT 5).

La evolución de la cantidad de momento de *tumble* fue estudiada sobre cuatro regiones; una considerando el volumen del cilindro y tres representando posibles posiciones ocupadas por el *honey comb* durante los ensayos. En la figura 3.22 puede verse un detalle de los volúmenes de muestreo considerados. La figura 3.20 muestra la evolución del campo de velocidad (para un instante dado) sobre cuatro planos ubicados en los puntos medios de los volúmenes de muestreo antes mencionados.

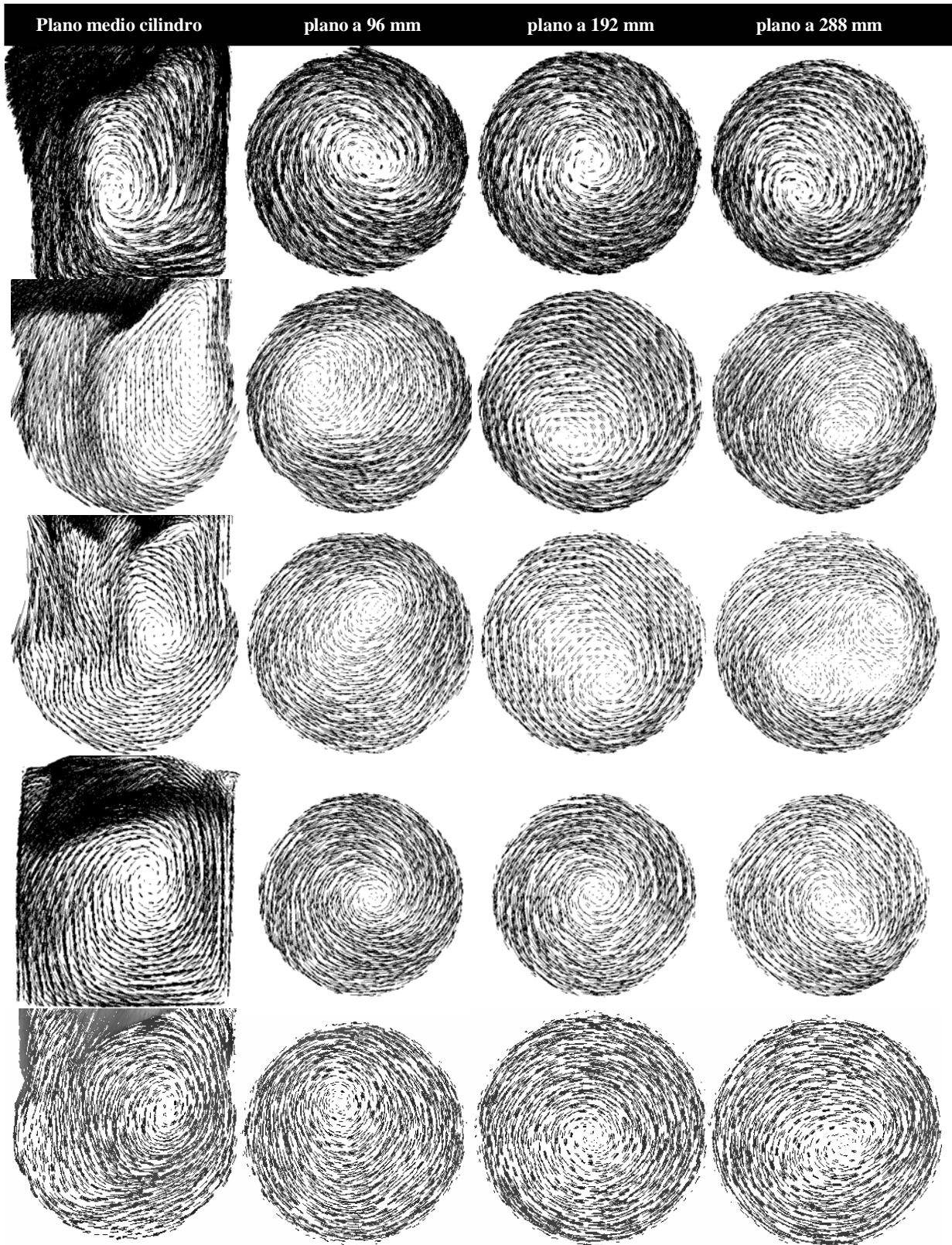


Figura 3.20. Proyección del campo de velocidad sobre los cuatro planos de muestreo. De arriba a abajo: ACT 1, ACT 2, ACT 3, ACT 4 y ACT 5.

Como puede observarse, en todos los casos se genera un macro vórtice, el cual es conducido a lo largo del conducto canalizador. En algunos casos (*ACT 1* y *ACT 2*) el centro del vórtice cambia su posición respecto del centro geométrico del conducto canalizador y en otros se mantiene centrado (*ACT 4* y *5*). En particular para el *ACT 3*, en el último plano al final del conducto aparecen dos vórtices contrarrotantes, inmersos en el interior de un macro vórtice mayor girando sobre la pared del conducto y en sentido anti-horario.

La figura 3.21 muestra la traza de streamlines para cada uno de los dispositivos analizados. Respecto a los *ACT* con tanques de descarga (*ACT 2, 3* y *4*), en ellos fue necesario colocar un deflector en el interior de los tanques, como se aprecia en las figuras 3.18 y 3.19, evitando así la generación de macro vórtices transversales respecto del eje longitudinal del tanque.

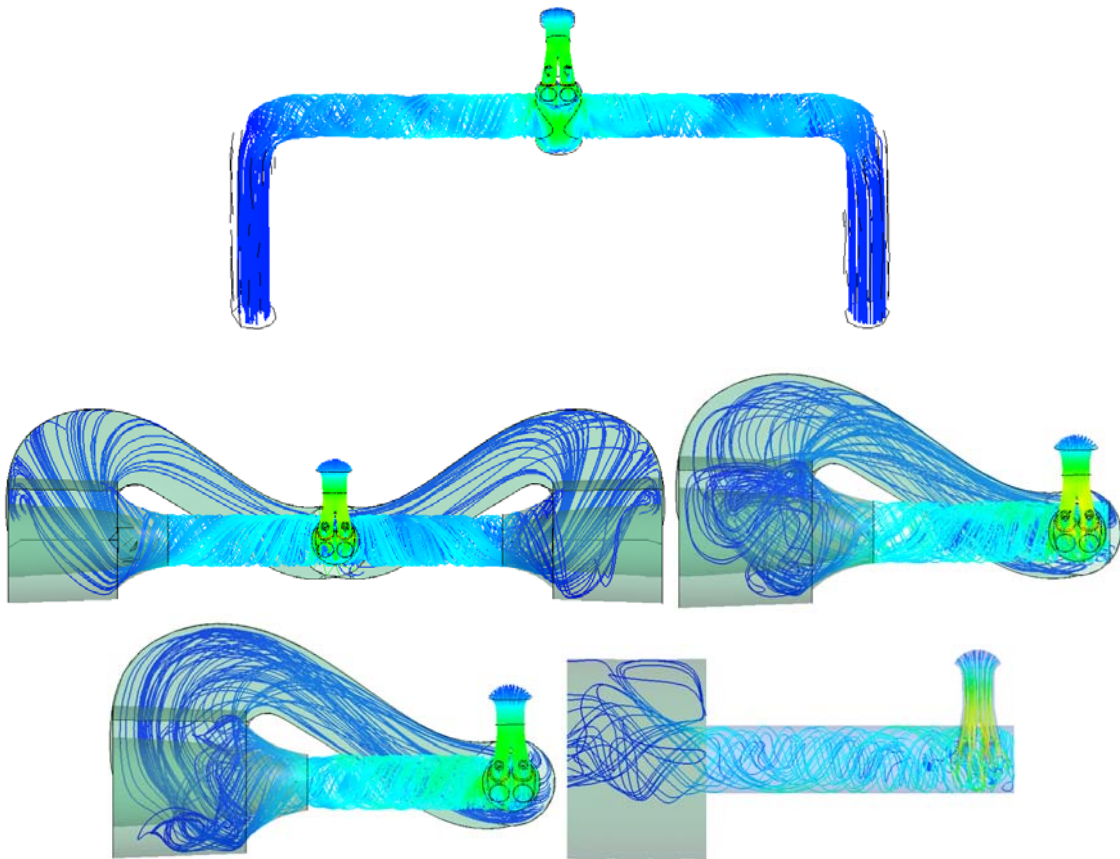


Figura 3.21. Traza de streamlines para los cinco dispositivos analizados.

Los resultados fueron cuantificados, obteniéndose el caudal flujado y el momento de *tumble* a lo largo de los conductos laterales. Utilizando la ecuación (3.3), fue integrada la

cantidad de momento considerando los cuatro volúmenes de muestreo. Para cada ACT se integraron seis instantes de tiempo (para 600, 800, 1000, 1200, 1400 y 1600 pasos), promediando luego sus resultados. La figura 3.22 a la izquierda muestra un croquis de los volúmenes de integración seleccionados para la estimación del momento de *tumble*, en tanto que en la parte derecha pueden verse los resultados de dicha integración.

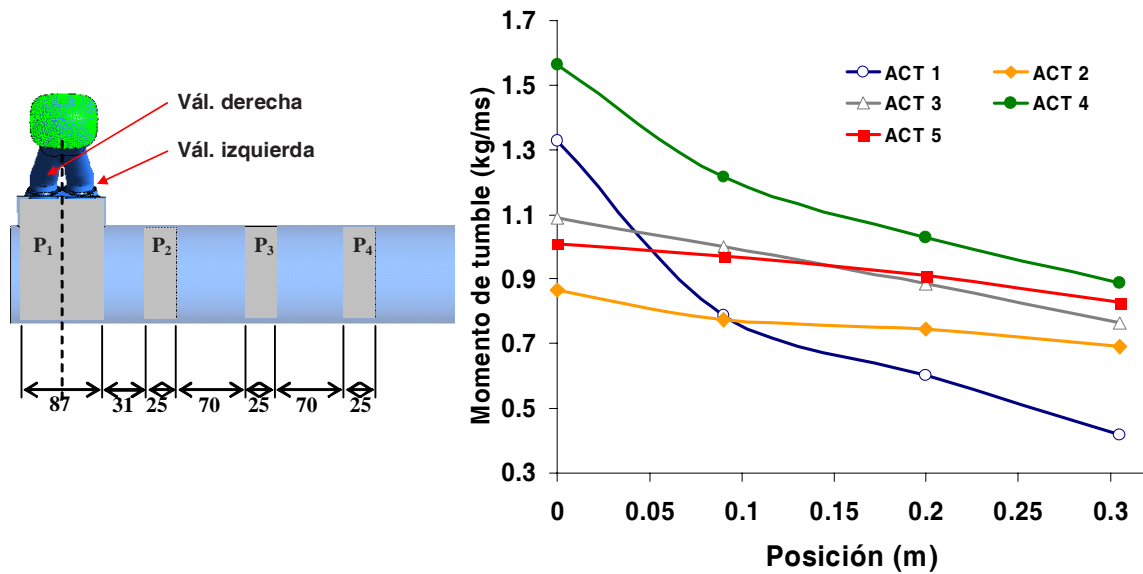


Figura 3.22. Izquierda: croquis definiendo los volúmenes de integración. Derecha: cantidades de momento de *tumble* para los cinco ACT analizados.

El momento de *tumble* (M_T) obtenido al utilizar el dispositivo ACT 1 de dos salidas, resultó notoriamente alto en el interior del cilindro (posición P_1). Sin embargo, el M_T se redujo notoriamente en la siguiente posición (P_2). Este comportamiento fue también registrado para el ACT 4, el cual posee una configuración geométrica similar en la unión entre el cilindro y el conducto lateral. Dado que, en la práctica no es posible realizar una medición directa en el cilindro, sino que se debe colocar el MS en alguna posición a lo largo del conducto canalizador (P_2 , P_3 o P_4 en este caso), la merma significativa en el M_T entre las posiciones P_1 y P_2 impide obtener una estimación del M_T en el cilindro a partir de la extrapolación de mediciones sobre el conducto lateral. Por ello, los ACT 1 y 4 no parecen ser una buena alternativa para estimar la cantidad de *tumble*.

La diferencia en la cantidad de momento obtenida con los dispositivos ACT 1 y ACT 4 respecto de los ACT 2 y ACT 3 se debe en principio a que, en los dos primeros el caudal es

canalizado a través de dos conductos, y por lo tanto la cantidad de momento medida sobre un conducto será sustancialmente menor (cabe recordar que el momento de *tumble* registrado en la figura 3.22 está expresado por unidad de volumen y no de caudal).

El ACT 2 no muestra reducciones abruptas en el M_T , pero desde el punto de vista de su construcción y utilización presenta mayores dificultades. Como se ve en los campos de velocidad mostrados en la figura 3.20, el ACT 2 genera un vórtice de mayor homogeneidad y centrado a lo largo de todo el conducto, mientras que para el ACT 3 es posible visualizar dos vórtices contrarrotantes dentro de un macro vórtice mayor a partir de una distancia de 305 mm, indicando la presencia de un flujo secundario, producto de la reflexión del flujo primario en el tanque. Sin embargo, el M_T obtenido con el ACT 3 muestra un comportamiento lineal a lo largo de todo el conducto lateral, y por ello resulta mejor para estimar la cantidad de *tumble* en el cilindro.

Finalmente el ACT 5 presenta un comportamiento lineal y una baja pérdida de cantidad de momento a lo largo del conducto lateral. Esto último es indicado en la tabla 3.9 donde se consignan las pérdidas relativas de M_T para los distintos tramos separando los cuatro volúmenes de muestreo. Como puede observarse, el ACT 5 presenta la menor pérdida de M_T en la unión entre el cilindro y el conducto lateral (P_1-P_2). Por otro lado, si bien el ACT 2 presenta una menor pérdida de M_T a lo largo de todo el conducto (tramo P_2-P_4), este no tiene un comportamiento tan lineal como el ACT 5.

ACT	Pérdida relativa de M_T entre las distintas posiciones (%)			
	P_1-P_2	P_2-P_3	P_3-P_4	P_2-P_4
1	40.8	23.3	30.7	46.8
2	10.5	3.6	7.5	10.9
3	8.3	11.3	13.6	23.4
4	22.1	15.4	13.6	26.9
5	4.0	6.2	8.9	14.5

Tabla 3.9. Pérdida relativa de M_T entre las distintas posiciones de medición en los ACT.

Al analizar los valores de M_T obtenidos en el primer volumen de muestreo, es decir en P_1 , se pone de manifiesto la influencia que tiene la geometría del empalme entre el cilindro y el

conducto canalizador, y cómo ésta afecta al momento de *tumble* inducido por la tapa de cilindros. El ACT 4 genera la mayor cantidad de momento en el cilindro, seguido por el ACT 1. Ambos poseen un conducto canalizador con un diámetro igual al del cilindro y en ambos la pérdida de M_T entre las posiciones P_1 y P_2 resulta muy notoria. Por otro lado, los ACT 3 y 4 poseen el mismo empalme y sus resultados son muy similares en el cilindro. Finalmente el M_T inducido por el ACT 2 resulta inferior a los dos anteriores por tratarse de un adaptador de dos ramas. Otro dato llamativo es que la merma en M_T al utilizar un dispositivo de una o dos ramas resulta cercana al 16%, tanto al comparar el ACT 1 con el ACT 4 como al hacerlo con el ACT 2 respecto de los ACT 3 y ACT 5. Un comportamiento similar puede inferirse al analizar los resultados de Grimaldi y col [2004].

Concluyendo, el comportamiento lineal tanto del ACT 3 como del ACT 5 permite utilizar cualquiera de ellos para realizar estimaciones del M_T en el cilindro, extrapolando el resultado a partir de dos mediciones sobre el conducto lateral. Por otro lado, el ACT 5 resulta más sencillo en su construcción, teniendo en cuenta que el conducto lateral se conecta en forma directa al flujómetro, aunque este tiene el inconveniente de que la tapa de cilindros debe ser ensayada en forma vertical. Por ello, en este trabajo se decidió utilizar el ACT 5. La figura 3.23 muestra un croquis del ACT 5, construido en material acrílico.

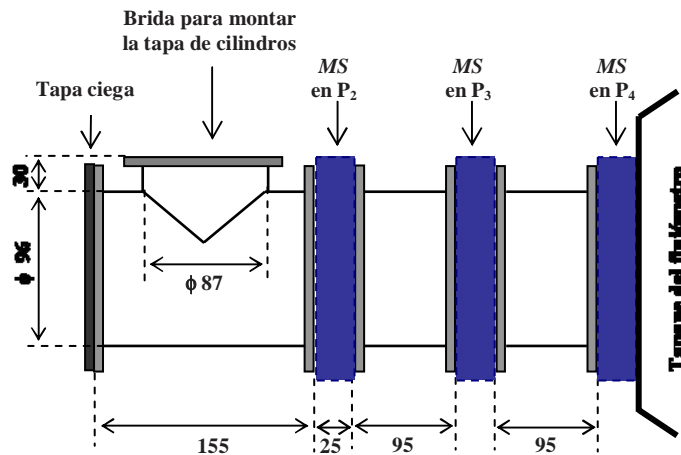


Figura 3.23. Croquis del ACT 5 construido.

3.9.2 Momento de *tumble*. Medición experimental

Los ensayos fueron llevados a cabo colocando la tapa de cilindros en posición vertical y considerando distintas configuraciones de apertura para las válvulas de admisión. Habitualmente las mediciones con este tipo de ACT se llevan a cabo colocando el MS en la posición inferior del conducto canalizador, es decir en la boca de entrada del flujómetro. No obstante, en este trabajo se implementaron mediciones colocando el MS en ambos extremos del conducto, a fin de determinar la influencia de su posición sobre la medición de *tumble* y estimar la disipación de M_T a lo largo del conducto. La tabla 3.10 consigna los resultados obtenidos al colocar el MS en las posiciones superior o P_2 (ensayo 5) e inferior o P_4 (ensayo 6). En estos ensayos (5 y 6) se consideró la misma apertura para ambas válvulas.

Los resultados mostrados en la tabla 3.10 son graficados en la figura 3.24 donde puede visualizarse la escasa incidencia de la posición del MS sobre el caudal aspirado (curvas por trazos). Con respecto al momento de *tumble*, si bien existen diferencias entre ambas curvas, el comportamiento de la tapa de cilindros es igualmente reflejado por ambas mediciones y la máxima diferencia absoluta es encontrada para la alzada máxima (siendo la diferencia relativa aproximadamente igual al 15%). Por otro lado, la máxima merma relativa alcanza un valor de 27% para la menor de las alzadas analizadas (1.51 mm), aunque no supera el 14% al promediar para todo el rango de alzadas. Estos resultados se encuentran dentro de lo esperado para este tipo de dispositivos [Mariani y Cavalletti, 2004], y son congruentes con lo obtenido numéricamente en la sección anterior, donde se estudió el comportamiento del ACT 5, obteniéndose una pérdida de cantidad de momento entre las posiciones P_2 y P_4 del 14.5%. Esto último resulta significativamente similar a lo obtenido experimentalmente para la misma alzada (10.6 mm). Estas discrepancias del 0.5% entre las mediciones y las simulaciones resultan más que aceptables al compararlas con las experiencias reportadas por Mariani y Cavalletti [2004], los cuales obtuvieron mermas del 60% en la cantidad de momento a lo largo del conducto canalizador durante sus simulaciones numéricas. Más aún, los investigadores reportaron diferencias superiores al 100% entre los resultados experimentales y numéricos.

Vál. izquierda	Vál. derecha	Ensayo 5		Ensayo 6	
		Caudal (cfm)	Tumble (rpm)	Caudal (cfm)	Tumble (rpm)
1.51	1.51	41.7	750	40.8	544
3.03	3.03	78.2	1284	78.3	1199
4.54	4.54	108.5	1754	108.0	1582
6.06	6.06	135.5	1555	135.0	1494
7.57	7.57	144.0	3910	143.9	3191
9.09	9.09	147.6	4656	147.3	4071
10.60	10.60	146.0	5148	146.7	4401

Tabla 3.10. Resultados experimentales obtenidos con diferentes estrategias de apertura variando la posición del *MS*.

A partir de lo mostrado en la figura 3.24 puede comprobarse una caída seguida de un incremento abrupto en la cantidad de momento generada por la tapa de cilindros, cuando la alzada de las válvulas supera un valor umbral cercano a la mitad de la alzada máxima. La cantidad de momento se incrementa linealmente con la alzada para el rango de alzadas bajas (0 a 4.54 mm), luego disminuye sensiblemente y posteriormente se ve incrementada en forma abrupta. A partir de las curvas de la figura 3.24, es posible trazar una recta imaginaria entre el primer y el último punto de las mismas, verificando que el salto abrupto en el *tumble* en la zona umbral es en realidad una caída abrupta, luego de la cual el motor retorna al comportamiento lineal entre el *tumble* generado y alzada. Este efecto umbral fue anteriormente reportado por Grimaldi y col. [2003; 2004], quienes basados en simulaciones mediante *CFD* concluyeron que dicho efecto está asociado al comportamiento del flujo en la zona ubicada entre ambas válvulas de admisión, donde convergen los flujos aportados por cada una de las válvulas. Mediante mediciones experimentales también concluyeron que este efecto no se percibe cuando una de las válvulas de admisión se mantiene por debajo de la alzada umbral. Como puede observarse en la figura 3.24, para el rango de alzadas comprendido entre 6.06 y 10.6 mm el caudal aspirado se mantiene casi constante mientras que la cantidad de *tumble* se incrementa notoriamente, triplicando su valor al alcanzar la alzada máxima. Además, contrariamente a lo que ocurre con el caudal, la curva de momento de *tumble* no muestra saturación para el rango de alzadas estudiado.

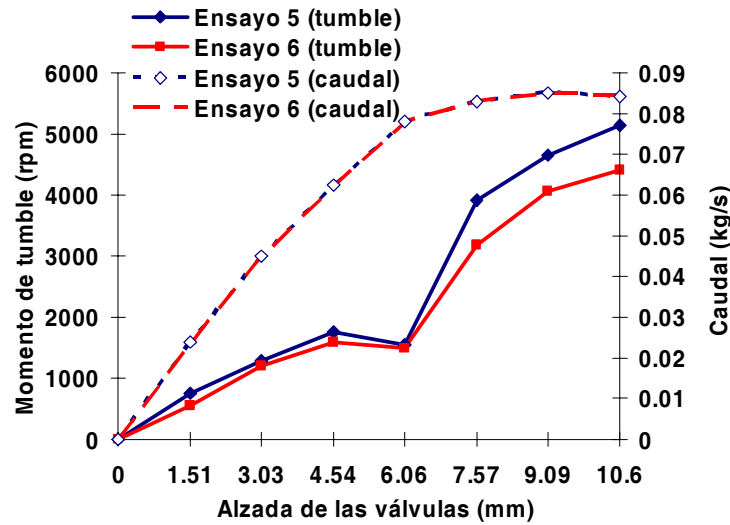


Figura 3.24. Medición del momento de *tumble* y del caudal aspirado utilizando el dispositivo ACT 5. Mediciones colocando el MS en dos posiciones diferentes.

Una vez estudiado el comportamiento de la tapa de cilindros al abrir en forma simétrica las válvulas de admisión, se procedió a estudiar la generación de *tumble* al introducir un desfase en la alzada de las mismas. En primer lugar, se colocó el MS en la posición superior (P_2) y se llevó a cabo la medición de *tumble* (ensayo 7), repitiendo la estrategia de apertura utilizada para generar *swirl* durante el ensayo 4. Los resultados obtenidos son reportados en la tabla 3.11 y graficados en la figura 3.25.

Vál. izquierda	Vál. derecha	Ensayo 7	
		Caudal (cfm)	<i>Tumble</i> (rpm)
3.03	1.51	60.2	1429
4.54	3.03	92.8	1728
6.06	4.54	122	2086
7.57	6.06	140	2976
9.09	7.57	147	4401
10.6	9.09	144	5029

Tabla 3.11. Ensayo 7. Estrategia de apertura retrazando la válvula derecha 1.51 mm respecto de la izquierda (ACT 5 con el MS en posición superior).

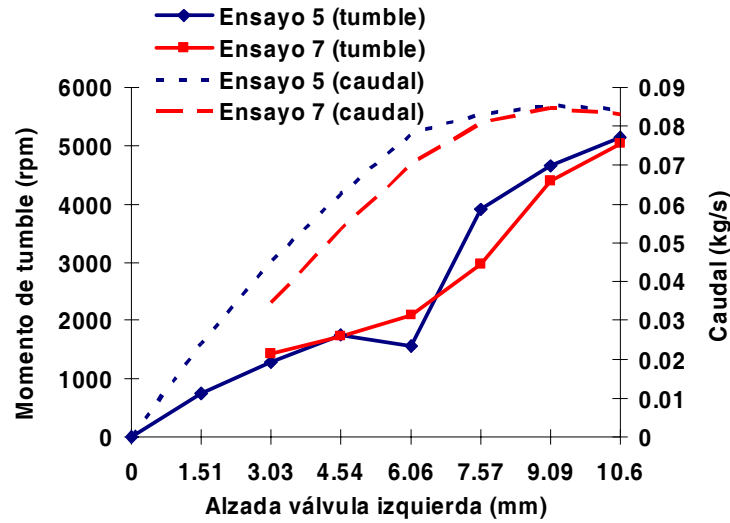


Figura 3.25. Medición del momento de *tumble* y caudal durante los ensayos 5 y 7.

Los resultados obtenidos al retrasar 1.51 mm la válvula derecha respecto de la izquierda muestran poco efecto en el comportamiento para alzadas bajas (por debajo de 5 mm) y altas (9.09 y 10.60 mm). Sin embargo, se registra un cambio notorio en la zona umbral, desapareciendo la transición brusca en el comportamiento para alzadas bajas y altas. Como puede observarse, el retraso en la válvula de admisión derecha produce una curva de generación de *tumble* suavizada respecto de la obtenida durante la apertura simultánea (ensayo 5). La merma en el *tumble* introducida por el desfase es minimizada para alzadas altas, si bien la cantidad de *tumble* generada para alzadas medias resulta menor (la reducción alcanza el 23% para la alzada de 7.57 mm). Sin embargo, la diferencia relativa promedio para todo el rango no supera el 3%. Por otro lado, resulta significativa la disminución del caudal aspirado, en particular para alzadas bajas.

Como fue mencionado, Grimaldi y col. [2003; 2004] reportaron que el incremento abrupto de *tumble* desaparece al mantener una de las válvulas por debajo de la alzada umbral. Con el objeto de estudiar este comportamiento, se implementaron dos nuevas estrategias de apertura; la primera manteniendo a la válvula izquierda con una alzada constante de 3.03 mm y la segunda manteniéndola a 4.54 mm. Finalmente se estudió una estrategia similar a ésta última, pero manteniendo fija la válvula derecha en lugar de la izquierda. Esto permitió estimar si ambas válvulas de admisión aportan cantidades iguales de *tumble*, teniendo en cuenta que fue utilizado un *ACT* con un solo conducto lateral, y por lo tanto una de las válvulas se encuentra

más alejada del conducto canalizador. La tabla 3.12 muestra los resultados obtenidos durante estos tres ensayos.

Vál. izquierda	Vál. derecha	Caudal (cfm)	Tumble (rpm)
Ensayo 8			
3.03	3.03	78.0	1200
3.03	4.54	93.1	1026
3.03	6.06	107.0	1567
3.03	7.57	112.0	1657
3.03	9.09	113.0	2466
3.03	10.6	114.5	2542
Ensayo 9			
4.54	4.54	108.0	1594
4.54	6.06	121.0	1698
4.54	7.57	125.8	2352
4.54	9.09	127.0	2912
4.54	10.6	128.8	3101
Ensayo 10			
4.54	4.54	108.0	1594
6.06	4.54	122.0	1672
7.57	4.54	125.5	2454
9.09	4.54	127.5	2991
10.6	4.54	129.5	2930

Tabla 3.12. Resultados experimentales obtenidos al utilizar tres estrategias diferentes buscando evitar el comportamiento umbral del *tumble* (ACT 5 con el MS en posición inferior).

La figura 3.26 muestra los resultados reportados en la tabla 3.12 junto con los correspondientes al ensayo 6. Como puede observarse, el incremento abrupto en la cantidad de *tumble* solo se manifiesta levemente al mantener la válvula izquierda con una alzada constante de 4.54 mm. Por otro lado, al reducir aún más la alzada la cantidad de momento muestra un comportamiento oscilatorio. En estos casos (ensayos 8, 9 y 10) la pérdida de momento de *tumble* resulta notoria para alzadas medias y altas, a diferencia de lo observado al mantener un

desfasaje de 1.51 mm entre las válvulas. Por ejemplo, cuando las válvulas derecha e izquierda poseen alzadas de 3.03 mm y 10.6 mm, respectivamente, se registra una merma del 50% en el *tumble*. Por otro lado, cuando la válvula derecha se mantiene a 4.54 mm, la disminución resulta del 40%.

Las curvas graficando los resultados para los ensayos 9 y 10 permiten concluir que, al menos para este motor y el ACT utilizado, no existen diferencias significativas en la cantidad de momento de *tumble* aportada por cada una de las válvulas. Esto último no se condice con lo reportado por Grimaldi y col. [2003; 2004], quienes analizaron el comportamiento de cada válvula en forma aislada utilizando un dispositivo similar al ACT 4 (pero sin incluir el tanque al final del conducto canalizador) y encontraron que la válvula más próxima al conducto canalizador genera una cantidad de momento de *tumble* un 50% menor que la otra. No obstante, la causa de las discrepancias entre los resultados obtenidos en este trabajo respecto de los reportados por Grimaldi y col. puede ser encontrada en las diferencias geométricas de los ACT utilizados.

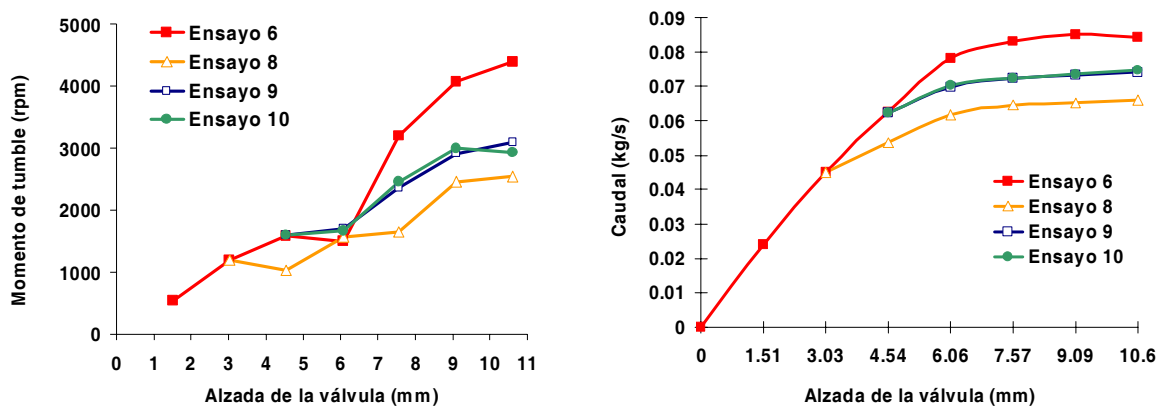


Figura 3.26. Resultados experimentales de los ensayos 6, 8, 9 y 10. *Izquierda:* cantidad de momento de *tumble* (rpm). *Derecha:* caudal másico.

La figura 3.26 también muestra los caudales registrados durante los cuatro ensayos. Como puede apreciarse, existe una gran disminución en la masa flujada al mantener una válvula abierta con una alzada reducida. Sin embargo, la disminución porcentual resulta mucho mayor en lo referente al *tumble*. Aquí tampoco se aprecian diferencias significativas en el caudal aspirado en función de cual sea la válvula que se mantiene con una alzada constante.

3.9.3 Momento de *tumble*. Simulación numérica

El estudio numérico fue abocado a reproducir solo los ensayos 5 y 6. Más aún, dado que el modelo computacional no tuvo en cuenta la presencia del *MS*, la simulación de ambas experiencias fue la misma y solo varió la posición en la cual se integraron los resultados para estimar la cantidad de momento de *tumble*.

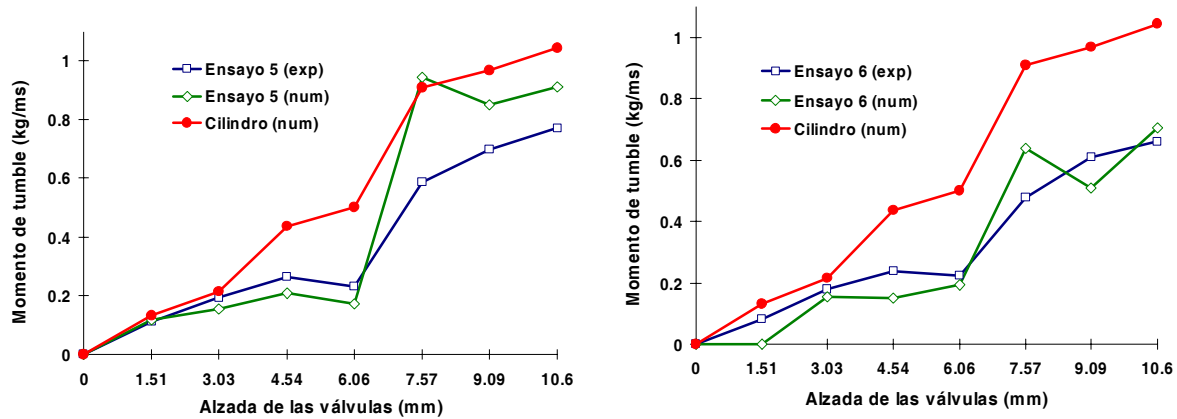


Figura 3.27. Resultados del momento de *tumble*. *Izquierda:* ensayo 5 (num. y exp.) y promedio en el cilindro (num.). *Derecha:* ensayo 6 (num. y exp.) y promedio en el cilindro (num.).

La figura 3.27 grafica los resultados numéricos y experimentales para los ensayos 5 (posición P_2) y 6 (posición P_4) junto con la estimación numérica del M_T para todo el cilindro (posición P_1). Como puede apreciarse, existe una buena correlación entre los resultados para alzadas bajas (inferiores a 6.06 mm). Por otro lado, al superar la alzada umbral los resultados numéricos crecen en forma excesiva. Esto resulta más notorio para el ensayo 5 (*MS* ubicado próximo al cilindro). Por otro lado, el comportamiento umbral del *tumble* es notoriamente capturado por los resultados numéricos en ambas posiciones. Dicho comportamiento es también encontrado en los resultados del cilindro, aunque resulta menos pronunciado.

El comportamiento umbral encontrado tanto experimental como numéricamente, puede ser identificado mediante cambios en los patrones de velocidad debajo de las válvulas, trazados sobre un plano que atraviesa en forma longitudinal ambas válvulas de admisión (ver figura 3.28). Como puede observarse, para la alzada de 3.03 mm existen dos vórtices rotando debajo de cada una de las válvulas, con un sentido tal que promueven la aspiración del flujo al

cilindro. Luego, al incrementar la alzada a 4.54 mm, solo se registra un vórtice debajo de cada válvula, y ambos giran en sentido horario. En este caso, el vórtice izquierdo promueve la descarga del flujo en la zona entre las válvulas, en tanto que el vórtice derecho la obstruye. Cuando la alzada crece a 6.06 mm, el incremento en los flujos ingresando a través de la parte próxima a la pared del cilindro (parte izquierda de la válvula izquierda y parte derecha de la válvula derecha) comienza a generar dos nuevos vórtices. Al alcanzar la siguiente alzada (7.57 mm) nuevamente se han formado los cuatro vórtices iniciales (identificados para la alzada de 3.03 mm), aunque ahora ubicados más próximos a las válvulas. Estos vórtices giran promoviendo la descarga en toda la periferia de las válvulas y favorecen el flujo entre ambas. Al aumentar aún más la alzada (9.09 mm y 10.6 mm), el patrón de flujo pierde en parte la simetría observada para la alzada de 7.57 mm, pero los cuatro vórtices permanecen.

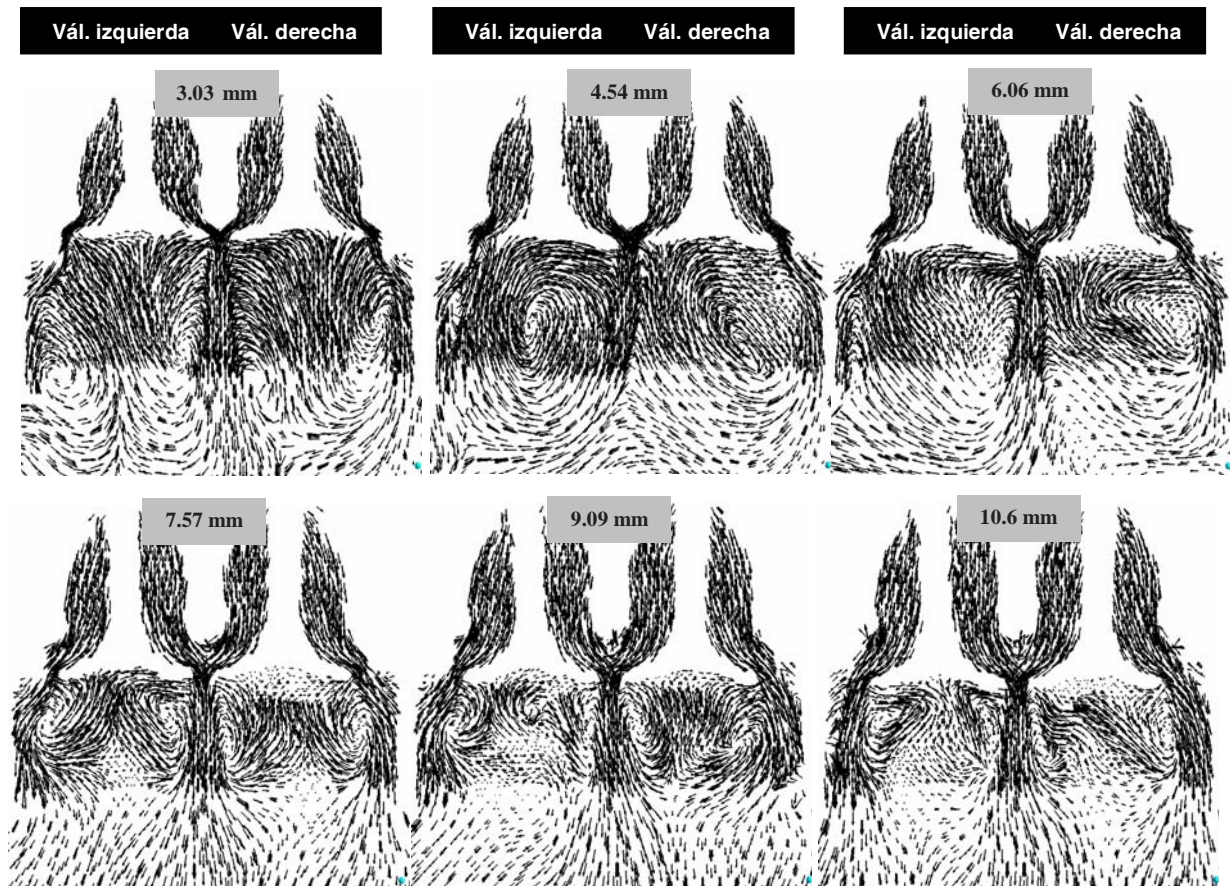


Figura 3.28. Campo de velocidad para seis alzadas sobre un plano cortando las válvulas de admisión.

Al analizar la figura 3.28 puede establecerse un rango de transición comprendido entre 3.03 y 7.57 mm, el cual posiblemente esté relacionado con el comportamiento observado para el *tumble*. Sin embargo, puede pensarse que, si bien dicho efecto resulta notorio durante las mediciones estáticas, éste tiene una importancia relativa para el motor funcionando en condiciones operativas normales. Es decir, cuando las válvulas y el pistón se mueven, el lapso de tiempo requerido para atravesar la zona umbral es muy pequeño. Para el motor analizado, el rango de transición corresponde a un giro de 40° CA, o de 80° CA si se considera la apertura y el cierre de las válvulas. Esto implica un 30% del tiempo total durante el cual las válvulas están abiertas, transcurriendo otro 30% para alzadas por encima de 7.57 mm, y el 40% restante para alzadas menores a 3.03 mm. Más aún, como se mostrará en el Capítulo V, el aporte de *tumble* para alzadas por debajo de 7.57 mm puede despreciarse respecto del *tumble* total generado durante la admisión.

La figura 3.29 muestra la distribución radial porcentual del caudal sobre la cortina de las válvulas, para las distintas alzadas simuladas. Las curvas fueron normalizadas con respecto a la suma del caudal de ambas válvulas, a fin de establecer con mayor claridad las diferencias en la dirección del flujo, sin importar el valor absoluto del mismo. La flecha gris en la parte izquierda en la figura indica la dirección en la cual se encuentra el conducto canalizador del ACT 5. No se observan diferencias significativas en el comportamiento del flujo en cada válvula, a pesar de la asimetría del ACT utilizado. Para alzadas bajas (por debajo de 6.06 mm) el flujo se distribuye homogéneamente sobre las válvulas, en tanto que para alzadas altas es progresivamente direccionado hacia el plano medio del cilindro. Esto último parece beneficioso para la generación de macro vórtices de *tumble*, persistentes hasta los últimos estadios de la etapa de compresión [Seeley, 1998].

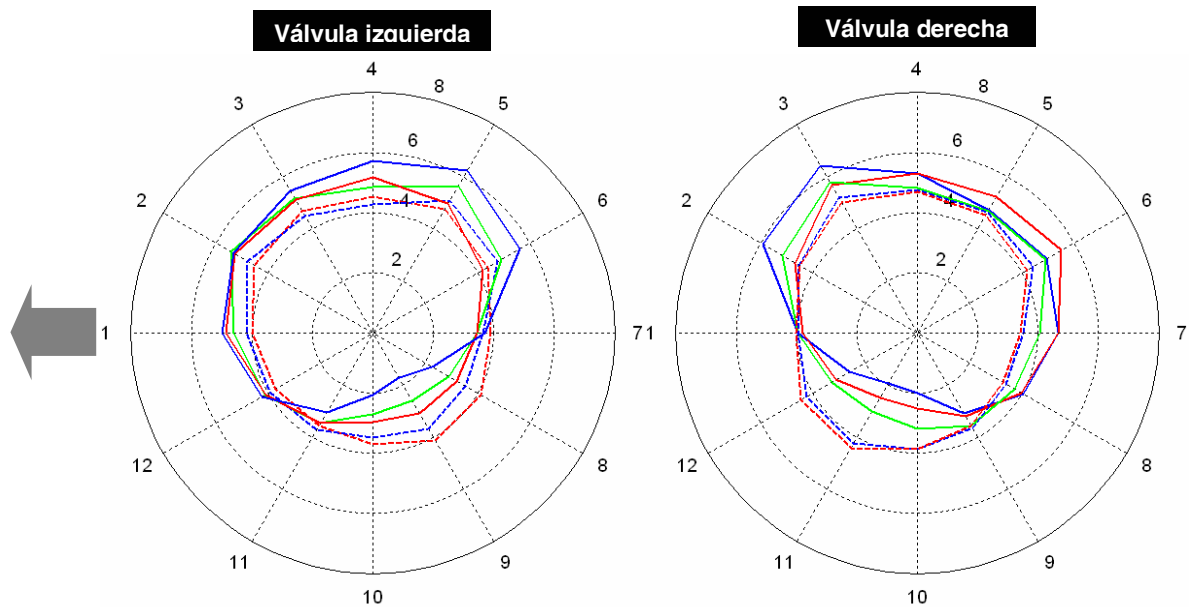


Figura 3.29. Distribución radial del caudal en ambas válvulas para distintas alzadas. Azul: 10.60 mm. Roja: 9.09 mm. Verde: 7.57 mm. Azul por tramos: 6.06 mm. Rojo por tramos: 4.54 mm.

En términos generales, los resultados obtenidos al medir el *tumble* en posiciones alejadas al cilindro, utilizando el ACT 5 describen cualitativamente bien lo que ocurre en el interior del mismo. No obstante, los resultados numéricos mostraron discrepancias respecto de los datos experimentales. Para el ensayo 5 el error máximo fue del 61% (alzada de 7.57 mm) y el error promedio del 25%. En tanto que, para el ensayo 6 el error máximo resultó del 36% (alzada de 4.54 mm) y el error promedio del 32%. Sin embargo, como fue mencionado experiencias similares arrojaron errores máximos cercanos al 100%.

Por último, la merma en el momento de *tumble* a lo largo del conducto canalizador fue en promedio del 30%, en tanto que experimentalmente resultó igual al 14%. Esto último parece no tener relación con lo encontrado anteriormente (sección 3.9.1) donde se mencionó que el ACT 5 introducía una merma del 14.5% en el M_T a lo largo del conducto lateral. Sin embargo, debe notarse que el ACT de la sección 3.9.1 posee un conducto canalizador más largo que el utilizado experimentalmente (y luego reproducido mediante CFD). Es decir que, aguas abajo del MS se produce la expansión del flujo dentro del tanque del flujómetro. Esto último

posiblemente sea responsable de la mayor disipación de momento obtenida numéricamente a lo largo del conducto lateral.

La figura 3.30 muestra los caudales obtenidos numérica y experimentalmente para los ensayos 5 y 6 junto con los resultados experimentales de flujometría estándar (ensayo 1).

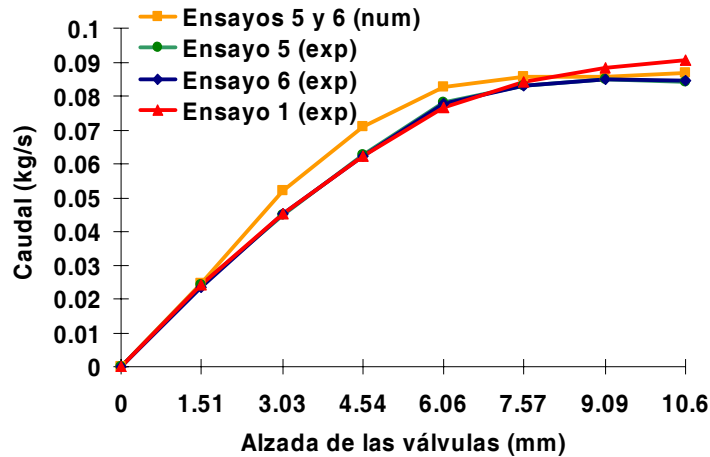


Figura 3.30. Caudal másico obtenido mediante la simulación y en forma experimental para los ensayos 5 y 6 y comparación con el caudal aspirado en forma estándar (ensayo 1).

De acuerdo a lo informado por otros investigadores [Wilson, 1993; Mariani y Cavalletti, 2004; Grimaldi y col., 2004], la generación de estructuras de *tumble* en el cilindro utilizando un *ACT*, tiene el efecto de reducir los coeficientes flujométricos respecto de lo obtenido durante las flujometrías estándar. No obstante, de acuerdo a los resultados experimentales graficados en la figura 3.30, dicha disminución sólo fue apreciable para alzadas superiores a 7.57 mm. En este caso la merma resultó más notoria para la alzada máxima, con una reducción relativa de 7.2%, en tanto que la reducción promedio no superó el 2.5%. Por el contrario, los resultados numéricos mostraron una marcada sobreestimación del caudal para alzadas bajas y medias, disminuyendo el error para alzadas altas. El error máximo relativo en este caso (comparando los resultados experimentales y numéricos del ensayo 5) fue del 15% (alzada de 3.03 mm), en tanto que el error promedio relativo fue del 6%. Sin embargo, las mermas encontradas en el motor en estudio no son tan significativas como las reportadas por Grimaldi y col. al analizar un motor Ducati de alto rendimiento.

3.10 Modificación de la geometría original

Algunos de los motores actuales de altas prestaciones incorporan sistemas para el control de la carga admitida mediante complejos mecanismos para variar el reglaje de las válvulas y/o su alzada. Una modificación en tal sentido resulta difícilmente aplicable al motor en estudio, dada la complejidad de modificar el tren cinemático de la distribución. Por ello en esta sección se analiza el efecto de introducir una modificación más sencilla, de modo de generar cambios en el flujo que ingresa al cilindro. Tal modificación consiste en colocar deflectores de flujo en el conducto de admisión, capaces de direccionar la carga y promover la generación de *tumble* y/o *swirl* según sea más conveniente.

3.10.1 Incorporación de un deflector para la generación de *tumble*

La figura 3.31 muestra la vista lateral y superior de tres deflectores propuestos para promover una mayor generación de *tumble* en el cilindro. Los mismos consisten en superficies delgadas construidas a partir de la forma del puerto de admisión. Las mismas son capaces de tomar distintas posiciones, al girar respecto de un eje pivoteado ubicado en el extremo aguas arriba del deflector. Como puede observarse los tres deflectores difieren en su longitud y en el ángulo de giro considerado para cada uno de ellos.

Para conocer la efectividad de los deflectores para incrementar el *tumble*, estos fueron analizados para una alzada de 10.6 mm.

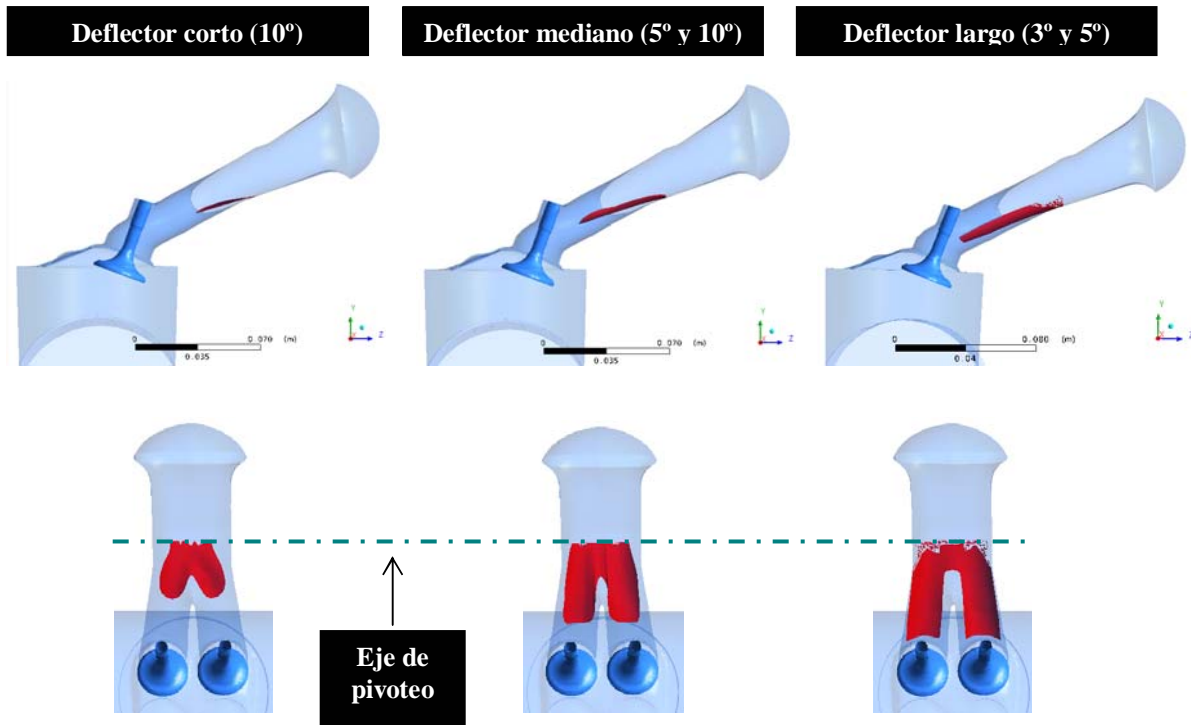


Figura 3.31. Vistas lateral (arriba) y superior (abajo) de los deflectores de *tumble*.
Izquierda: deflector corto (ángulo 10°). *Centro:* deflector mediano (ángulo 10°). *Derecha:* deflector largo (ángulo 5°)

La figura 3.32 muestra la traza de *streamlines* para los tres deflectores estudiados. La primera figura corresponde al conducto original (sin deflector), la segunda al deflector corto con un ángulo de pivoteo de 10° , las figuras tercera y cuarta corresponden al deflector mediano girado 5° y 10° . Por último, las figuras quinta y sexta grafican el comportamiento del deflector largo para ángulos de 3° y 5° . Como puede observarse, al introducir los deflectores se percibe una mayor concentración de líneas ingresando por la porción positiva de la cortina de las válvulas. La utilización de un deflector mediano con un ángulo de 10° genera una perturbación significativa del flujo aguas abajo del deflector y por tanto este no resulta eficiente para canalizar el flujo, al menos para este régimen. No obstante, este problema es subsanado al reducir el ángulo de pivoteo a 5° .

El efecto de los deflectores fue analizado al estimar la cantidad de momento en el cilindro y sobre el conducto canalizador, de igual forma que en el ensayo 5. Al mismo tiempo, se

monitoreó el caudal aspirado en cada caso a fin de estimar las pérdidas de eficiencia volumétrica asociadas al uso de los distintos deflectores.

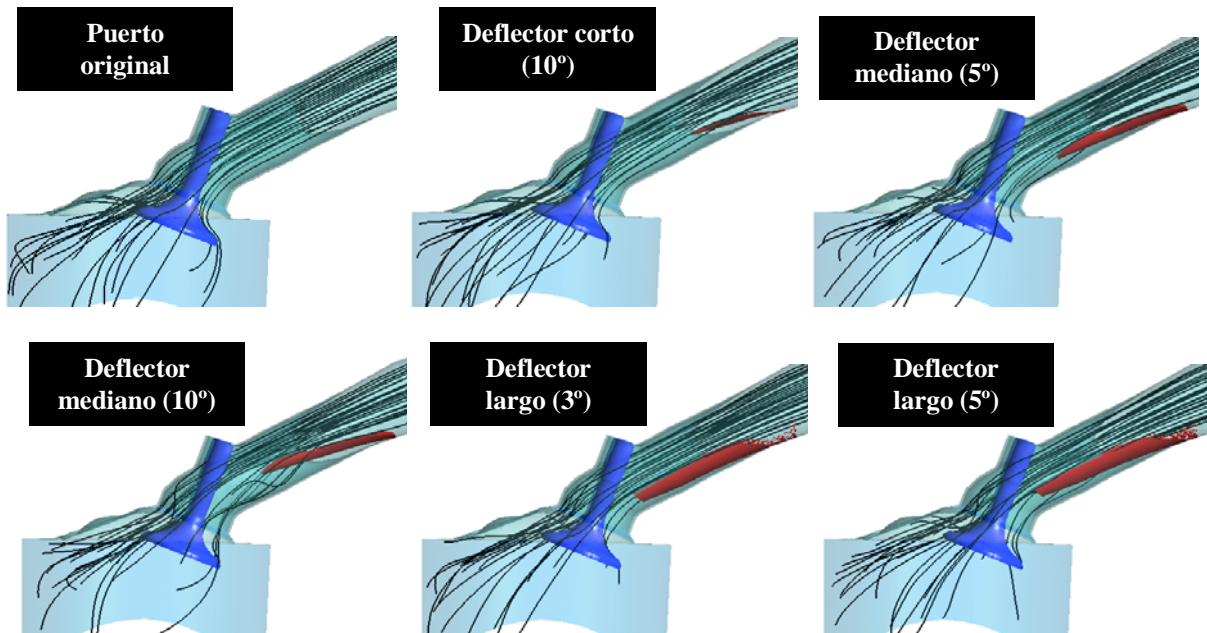


Figura 3.32. Vista lateral de la trayectoria de streamlines partiendo desde la admisión y siendo distorsionadas por el deflector colocado en el conducto.

La figura 3.33 muestra los resultados obtenidos para la alzada de 10.6 mm y los tres deflectores en estudio, junto con los resultados numéricos del puerto sin deflector. Los resultados son expresados como pérdida de caudal y ganancia de momento de *tumble* con respecto a lo obtenido sin utilizar ningún deflector. Como puede observarse, existe una notoria pérdida de rendimiento volumétrico al introducir cualquiera de los deflectores estudiados. Por otro lado, la cantidad de momento de *tumble* resulta incrementada en tres de los cinco casos estudiados, a pesar de la disminución de caudal. El incremento mayor es encontrado al utilizar el deflector largo con un ángulo de 3°, pero por otro lado, el uso de dicho deflector con un ángulo de 5° provoca una merma no sólo en el caudal sino también en la cantidad de momento. Algo similar ocurre con el deflector mediano al incrementar el ángulo de 5° a 10°, pero disminuyendo en este caso sólo el momento de *tumble*. Por otro lado, al analizar el momento de *tumble* normalizado respecto del caudal puede verse como todos los deflectores incrementan la “calidad” de la carga aspirada, aunque como se mencionó anteriormente, en

algunos casos la merma en el caudal produce la disminución global de M_T . Esto último queda reflejado en las curvas de la figura 3.33 a la derecha.

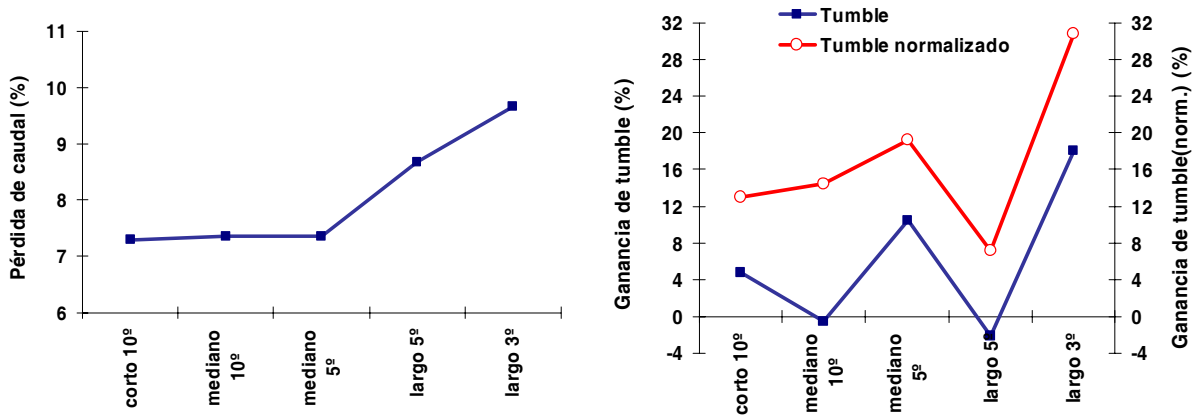


Figura 3.33. Datos correspondientes a una alzada de 10.6 mm. *Izquierda:* pérdida porcentual de caudal. *Derecha:* ganancia porcentual de *tumble* total y normalizado respecto del caudal.

A partir de los resultados preliminares para una única alzada de 10.6 mm, se decidió estudiar en mayor profundidad el comportamiento de los deflectores mediano con un ángulo de 5°, y largo con un ángulo de 3°, para todo el rango de alzadas de interés.

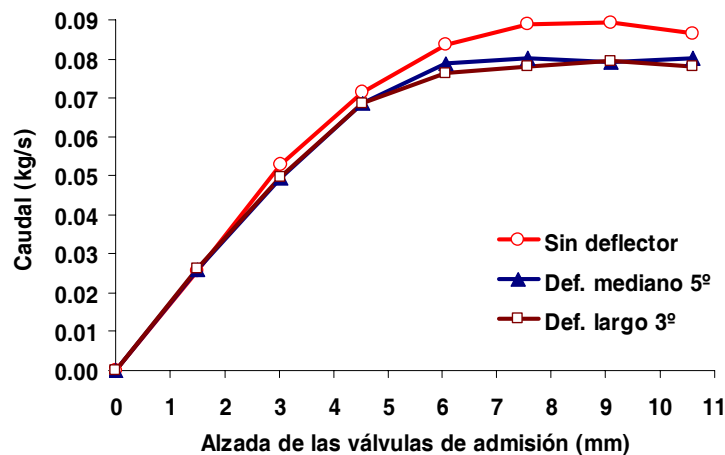


Figura 3.34. Caudal másico obtenido durante la flujometría virtual sin deflector, con un deflector mediano (5°) y con un deflector largo (3°).

La figura 3.34 muestra los caudales aspirados para todo el rango de alzadas (0 mm a 10.6 mm) para los dos deflectores mencionados, junto con los resultados numéricos obtenidos sin utilizar deflectores. Como puede observarse, existen pérdidas de caudal en casi todo el rango de alzadas analizado (a excepción de 1.51 mm), si bien solo luego de los 4.54 mm éstas se vuelven significativas. La mayor merma de caudal ocurre para ambos deflectores entre 7.57 mm y 9.09 mm, siendo las pérdidas máximas de 11.3% y 12.3%, para los deflectores mediano (5°) y largo (3°), respectivamente.

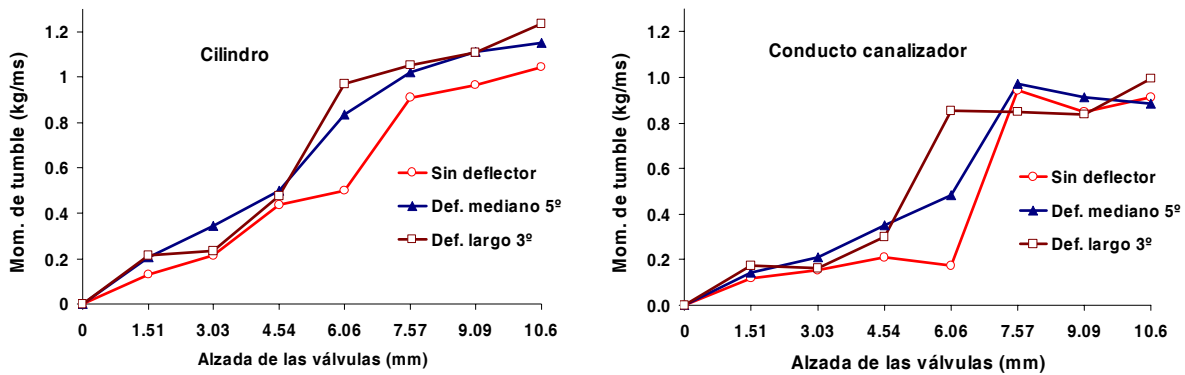


Figura 3.35. Cantidad de momento de *tumble*. *Izquierda:* en el cilindro. *Derecha:* en la posición 1 (virtual en este caso) de colocación del *MS*.

Los resultados mostrados en la figura 3.35 para el interior del cilindro indican que la incorporación del deflector mediano reduce la caída abrupta en la cantidad de *tumble* al atravesar la alzada umbral. Por otro lado, el deflector largo no elimina este comportamiento sino que por el contrario lo anticipa. Este análisis es más fácilmente notado al estudiar los resultados obtenidos en el interior del conducto canalizador, para la posición del *MS* más cercana al cilindro. En este caso el deflector mediano no parece eliminar la caída abrupta en el *tumble*, y a diferencia del deflector largo, tampoco lo anticipa. La evolución del *tumble* en el conducto canalizador manifiesta una marcada saturación luego de superada la zona umbral, es decir que el motor parece no recuperar el comportamiento lineal entre *tumble* y alzada que se registra al calcular el momento de *tumble* en el interior del cilindro. A partir de los resultados en el conducto solo se perciben diferencias notorias en el rango intermedio de alzadas al introducir los deflectores. Por el contrario, el análisis de lo que ocurre en el interior del cilindro refleja una mejora considerable para alzadas medias y altas.

La figura 3.36 es útil para entender el por qué del incremento en *tumble* al utilizar cualquiera de los dos deflectores. En ella se han trazado las curvas de caudal en función de la alzada, discriminando los flujos másicos que ingresan por la zona positiva y negativa de la cortina de las válvulas. Los resultados sin incorporar deflectores muestran un comportamiento oscilatorio conforme aumenta la alzada. Por otro lado, ambos deflectores regularizan el flujo y muestran resultados iguales para el caudal positivo. En cuanto al caudal negativo, puede observarse como el deflector largo mantiene un caudal menor para todo el rango de alzadas medias y altas, explicando con ello su mayor capacidad para generar *tumble*. Es decir que, el incremento de *tumble* no se produce por un aumento en el caudal positivo sino por una disminución del caudal negativo, dado por el flujo que ingresa por detrás de las válvulas, afectando principalmente a la componente del flujo que genera momento de *tumble* con sentido contrario al de generación natural del motor (sentido anti-horario en la figura 3.31).

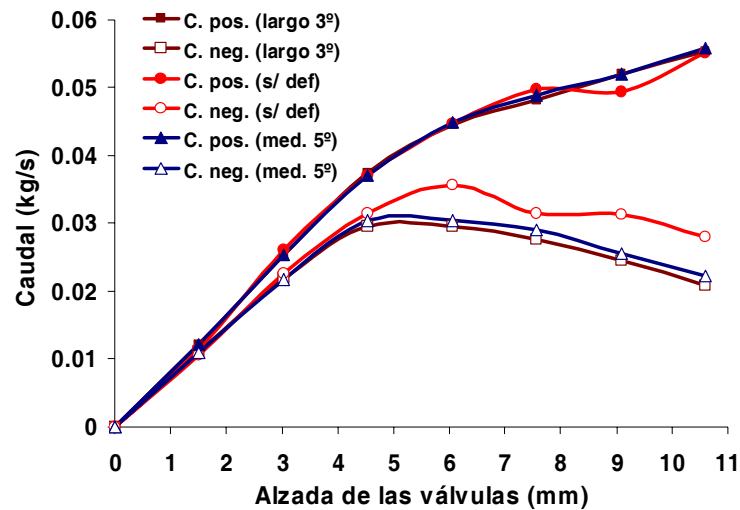


Figura 3.36. Caudal másico discriminado de acuerdo a si atraviesa la zona positiva o negativa de la cortina de las válvulas.

3.10.2 Incorporación de un deflector para la generación de *swirl*

En las secciones 3.5 y 3.8 se abordó el estudio de la generación de *swirl* al desfasar o incluso cerrar completamente una de las válvulas de admisión. Si bien ésta metodología ha sido implementada en motores comerciales mediante sistemas VVT o VVA obteniendo buenos resultados, la misma reviste complicaciones constructivas difíciles de superar si se pretende aplicarlas al motor en estudio. Por lo tanto, en ésta sección se presenta una modificación mecánica simple introduciendo un deflector en el interior del puerto de admisión, de modo de permitir una distribución no homogénea del caudal de entrada, alimentando preferencialmente una de las válvulas, pero sin introducir modificaciones sobre el tren cinemático de las válvulas. La figura 3.37 muestra el modelo computacional utilizado para estudiar el comportamiento del deflector propuesto, el cual puede ser introducido en el puerto de admisión sin interferir con el deflector de *tumble* analizado en la sección anterior, y adicionalmente tiene la posibilidad de girar respecto de un eje de pivoteo vertical, de modo de variar su posición.

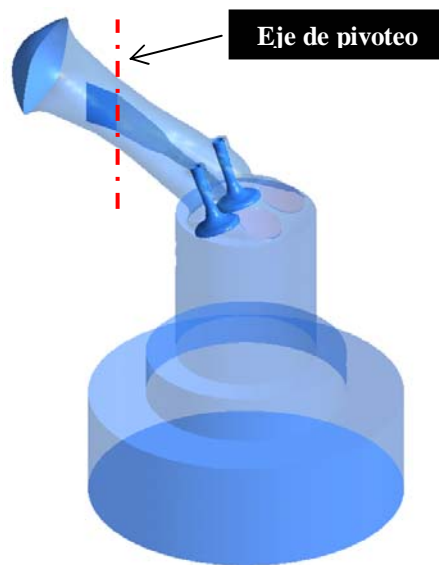


Figura 3.37. Modelo computacional del deflector de *swirl* incorporado en el puerto de admisión.

Conocer el comportamiento estático del deflector de *swirl* propuesto requiere estudiar el flujo para cada alzada y para una cantidad representativa de posiciones posibles del deflector.

Sí se consideran las siete alzas estudiadas anteriormente (1.51, 3.03, 4.54, 6.06, 7.57, 9.09 y 10.60 mm), y una cantidad acotada de posiciones del deflector, por ejemplo 10°, 20°, 30°, 40° y 50°, entonces existen 35 combinaciones posibles. Esta cantidad de simulaciones resulta costosa desde el punto de vista computacional, por lo que solo se estudió el comportamiento del deflector para las cinco posiciones mencionadas pero para una única alza de 10.60 mm. La figura 3.38 muestra la traza de streamlines para cuatro de las cinco posiciones implementadas. Como puede observarse, el deflector modifica fuertemente el patrón de flujo sobre el conducto de la válvula obturada.

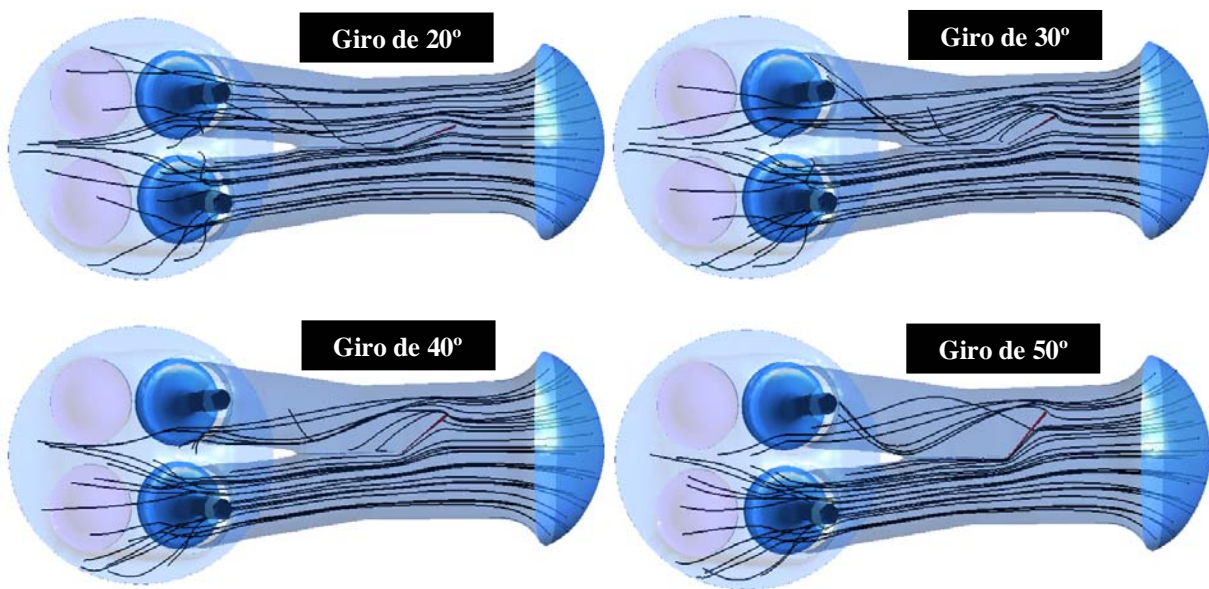


Figura 3.38. Streamlines en el interior del conducto de admisión para distintos ángulos del deflector de *swirl*. Arriba, izquierda: 20°. Arriba, derecha: 30°. Abajo, izquierda: 40°. Abajo, derecha: 50°.

Para ángulos de giro superiores a 20° el flujo se desprende de la superficie interior del deflector, generándose un vórtice en su zona posterior, restringiendo aún más el área efectiva de paso para el flujo. Esto es más fácilmente notado en la figura 3.39, al visualizar el campo de velocidad para un plano paralelo a la dirección del flujo.

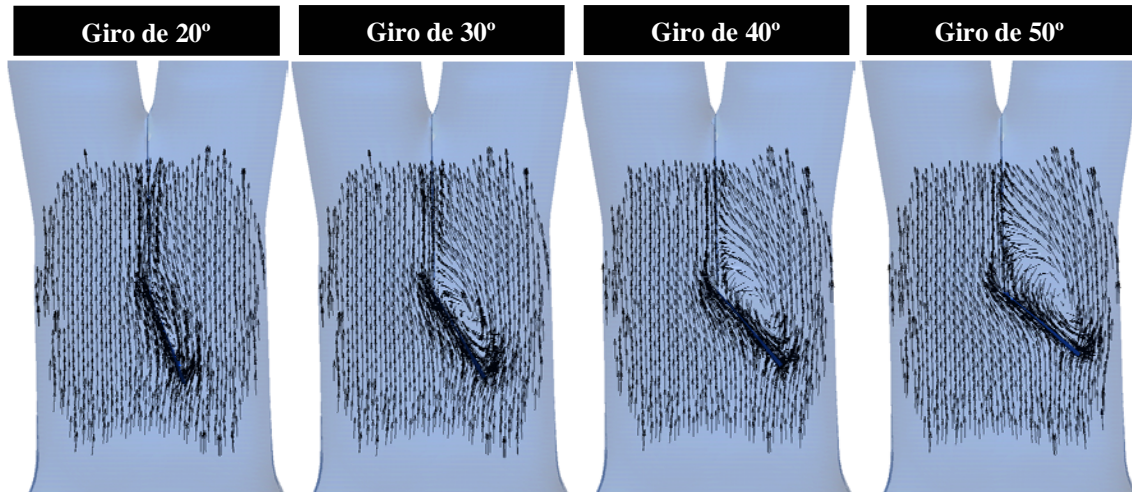


Figura 3.39. Campo vectorial de velocidad alrededor del deflector para 20°, 30°, 40° y 50°.

La figura 3.40 grafica la distribución del caudal másico a medida que el deflector obtura el conducto derecho del puerto de admisión. Como puede observarse, el deflector reduce sustancialmente el caudal sobre la válvula derecha pero incrementa solo levemente el que ingresa por la otra válvula. Al mismo tiempo, el caudal total (suma de los caudales de ambas válvulas) disminuye en forma sustancial.

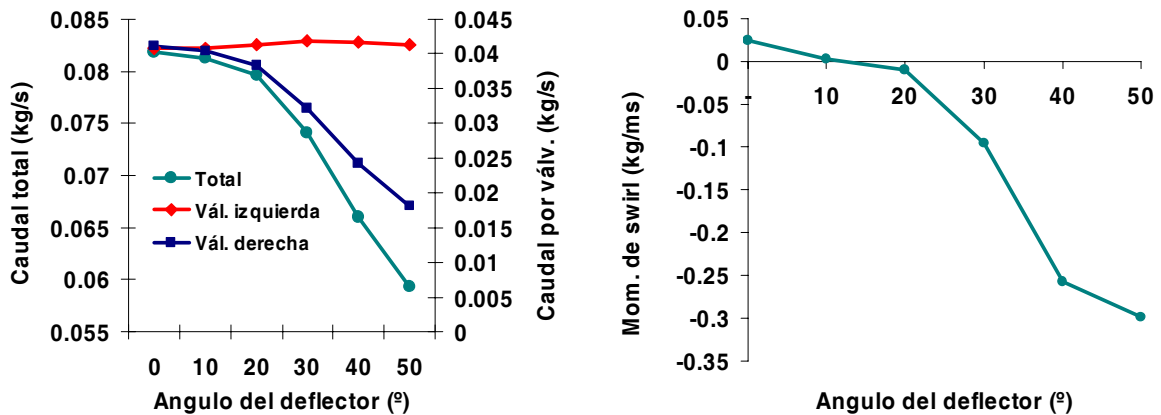


Figura 3.40. Izquierda: caudal total y por válvula en función del ángulo del deflector.

Derecha: Cantidad de momento de *swirl* en función del ángulo del deflector.

Para la posición de máxima obturación (50°), el caudal sobre la válvula izquierda (≈ 0.0412 kg/s) resulta muy similar al obtenido durante los ensayos de *swirl* (ensayo 3), en el cual se

mantuvo completamente cerrada la válvula derecha (≈ 0.0403 kg/s), pero al utilizar el deflector el caudal total resulta mayor (≈ 0.059 kg/s). Al mismo tiempo, al comparar los resultados de la figura 3.40 con los valores de las tablas 3.5 y 3.9 es posible notar que la cantidad de momento de *swirl* generada por el deflector en 50° resulta similar a la obtenida al mantener completamente cerrada una de las válvulas (ensayo 3). Es decir que el deflector tiene la capacidad para inducir cantidades de *swirl* comparables a las obtenidas abriendo solo una válvula, pero con la ventaja de poder introducir un mayor caudal másico al cilindro (las pérdidas máximas de caudal son del orden del 27% si se las compara con lo obtenido durante la apertura simultanea).

3.11 Discusión y conclusiones parciales

A partir de las mediciones llevadas a cabo es posible abordar una serie de discusiones acerca de la intensidad y las características de las estructuras de flujo generadas mediante las distintas configuraciones de apertura para las válvulas de admisión. Al mismo tiempo, puede analizarse cómo las distintas estrategias influyen sobre la eficiencia flujométrica del motor. La figura 3.41 muestra los caudales totales así como los coeficientes de flujo (C_f) obtenidos experimentalmente para el puerto de admisión durante la flujometría estándar (ensayo 1) y las mediciones de *swirl* (ensayos 3 y 4) y de *tumble* (ensayo 7).

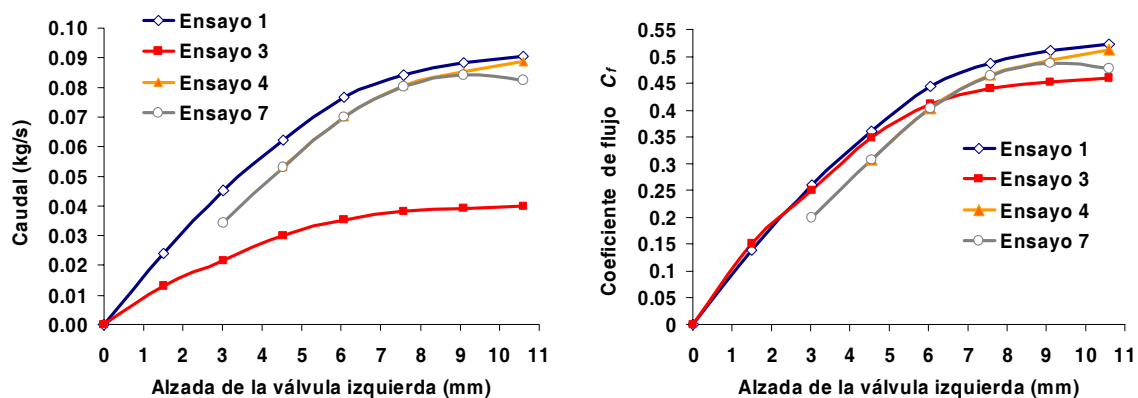


Figura 3.41. Eficiencia volumétrica del puerto de admisión (resultados experimentales).

Izquierda: caudal másico. *Derecha:* coeficientes de flujo (C_f).

Existe una leve diferencia en el comportamiento del caudal medido mediante el ensayo de *swirl* (ensayo 4) respecto de lo observado con el *ACT 5* (ensayo 7), y solo se perciben diferencias significativas para la máxima alzada analizada. Como puede observarse, la merma en el caudal al retrasar una de las válvulas 1.51 mm (ensayos 4 y 7) resulta más notoria para alzadas bajas y medias. Los coeficientes de flujo en la gráfica derecha de la figura 3.41 sirven para visualizar la pérdida en la eficiencia volumétrica al mantener una de las válvulas completamente cerrada (ensayo 3), respecto de lo que ocurre durante la apertura simultánea (ensayo 1). Cabe aclarar que el C_f correspondiente al ensayo 3 fue calculado utilizando como área efectiva la correspondiente a una sola válvula. En este caso, la pérdida de eficiencia volumétrica se vuelve notoria por encima de los 4.54 mm y manifiesta un comportamiento monótono creciente con la alzada, alcanzando un valor máximo del 12%. Grimaldi y col. [2003; 2004] obtuvieron resultados similares con un motor Ducati, aunque las pérdidas de eficiencia no fueron tan importantes (4% para una alzada de 10 mm y 8% para la alzada máxima de 14 mm).

La figura 3.42 grafica la distribución del caudal másico al dividir en doce partes iguales la cortina de una de las válvulas de admisión. En la parte izquierda de la figura puede observarse el diagrama polar de caudales, mientras que en la parte derecha se indica la orientación del diagrama sobre la válvula estudiada. En dicha figura, pueden compararse los resultados numéricos obtenidos para una alzada de 10.60 mm al abrir una o ambas válvulas. Como es esperable la dirección del conducto que alimenta a la válvula induce un mayor caudal a través del cuadrante 1-4. Esto resulta notorio al abrir una sola válvula. También se aprecia el efecto producido por el vástago de la válvula, disminuyendo el caudal en la dirección 4. Sin embargo, la presencia de la segunda válvula modifica el patrón de flujo, promoviendo un mayor caudal sobre la mitad derecha del diagrama polar (4-10) y en particular sobre el cuadrante 4-7, donde como puede observarse, éste alcanza su valor máximo.

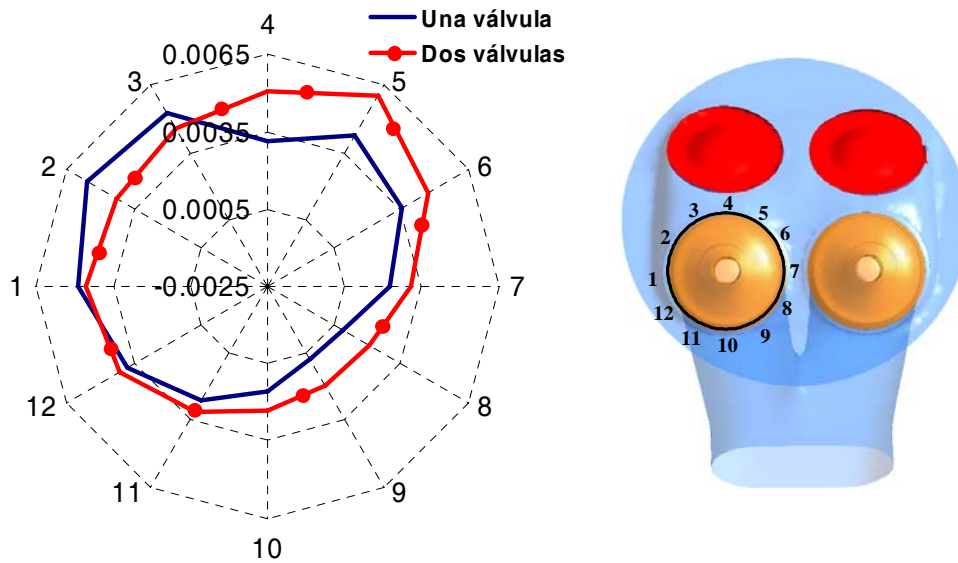


Figura 3.42. Distribución del caudal a través de la cortina de la válvula para una alzada de 10.60 mm. *Izquierda:* diagrama polar del caudal al abrir una o ambas válvulas. *Derecha:* orientación de los ejes del diagrama sobre la válvula.

En vista de los resultados obtenidos es posible extraer conclusiones acerca de cual estrategia es más efectiva para generar cantidades de momento, ya sean de *swirl* o de *tumble*, evaluando, al mismo tiempo, la eficiencia volumétrica que cada una de ellas trae aparejada. La figura 3.43 en su parte izquierda muestra en una misma gráfica los resultados numéricos para;

- 1 - la cantidad de momento de *tumble* por unidad de volumen en el interior del cilindro al abrir simultáneamente ambas válvulas (denominada *full tumble*), es decir la simulación correspondiente al ensayo 5
- 2 - la cantidad de momento de *swirl* generada al mantener completamente cerrada una válvula (denominada *full swirl*), es decir la simulación correspondiente al ensayo 3
- 3 - la cantidad de momento de *tumble* generada al utilizar el deflector de *tumble* largo, con un ángulo de giro de 3°
- 4 - la cantidad de momento de *swirl* obtenida al utilizar el deflector de *swirl* con un ángulo de giro de 50° (recordar que en este caso solo se simuló el efecto del deflector para una única alzada).

Al mismo tiempo, la figura 3.43 en su parte derecha grafica los caudales máxicos correspondientes a las cuatro simulaciones mencionadas.

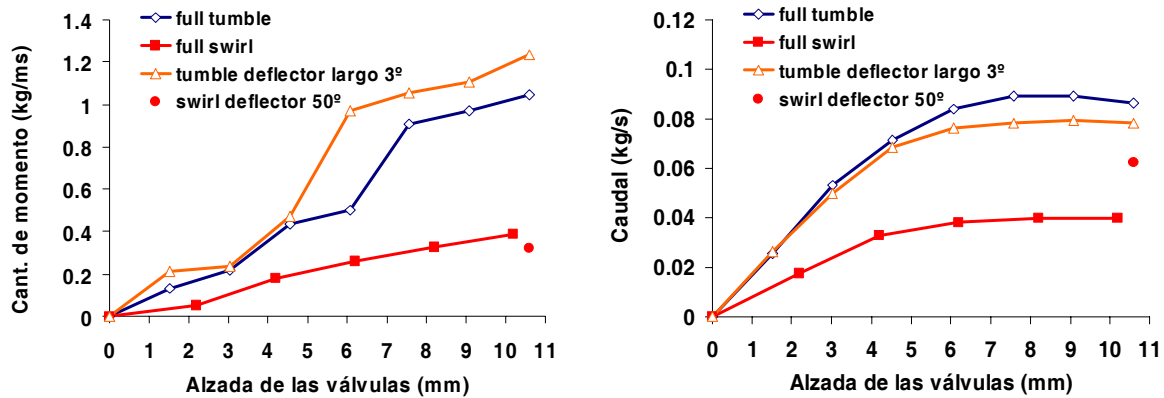


Figura 3.43. Cuatro estrategias de generación de cantidad de momento. *Izquierda:* cantidades de momento de *swirl* y *tumble*. *Derecha:* caudales máxicos correspondientes.

Como puede observarse la cantidad de momento de *swirl* máxima que puede producir el motor (al mantener una válvula completamente cerrada) resulta comparativamente muy inferior (solo un 37%) a la obtenida al generar *tumble*, abriendo simultáneamente ambas válvulas. Al mismo tiempo, la generación de *swirl* introduce una merma sensible en el caudal aspirado (del 54%). La incorporación de un deflector para la generación de *tumble* (ver figura 3.31) produce un aumento significativo de la cantidad de momento (18%), pero también disminuye el caudal aspirado en un 12%. Finalmente, la utilización del deflector de *swirl* (ver figura 3.34) induce una cantidad de momento similar a la generada al mantener una válvula completamente cerrada, pero con la ventaja de que la merma en el caudal aspirado resulta igual al 27% en lugar del 54%.

Por otro lado, si bien no es posible medir al mismo tiempo las cantidades de *swirl* y *tumble* (dado que las mismas requieren de distintas configuraciones geométricas para los ensayos), el análisis de los resultados experimentales obtenidos al retrasar la válvula derecha 1.51 mm respecto de la izquierda (ensayos 4 y 7), muestra que este desfase no es suficiente para generar cantidades significativas de *swirl* (ver figura 3.44). Es decir que, cualquier estrategia de movimiento de válvulas, pretendiendo generar cantidades combinadas de *swirl* y *tumble*, requerirá un desfase mayor al analizado en este trabajo.

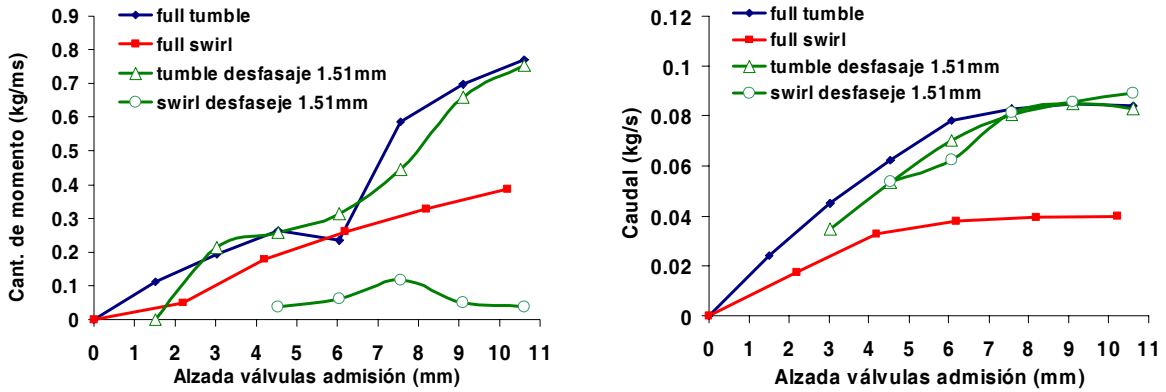


Figura 3.44. Cuatro estrategias de generación de cantidad de momento. *Izquierda:* cantidades de momento de *swirl* o *tumble*. *Derecha:* caudales máxicos correspondientes.

En este sentido el trabajo realizado por Mahrous y col. [2007] y discutido en la sección 1.4.2 del Capítulo I, muestra qué para obtener cantidades significativas de *swirl* y *tumble* se deben introducir desfasajes del orden del 200% en la alzada máxima de una válvula respecto de la otra. De acuerdo con este trabajo también resulta provechoso retrasar el instante de apertura de la válvula de menor alzada, cerrando luego ambas en forma simultanea (ver figura 1.21 en el Capítulo I).

Capítulo IV. Estudio del flujo en un motor académico mediante un modelo 0-dimensional

4.1 Aspectos generales de los simuladores 0/1-dimensionales

La simulación 3-dimensional de motores de combustión interna monocilíndricos encuentra aún varios problemas que resolver, en particular en lo referente al movimiento de las mallas y al alto costo computacional de las simulaciones. Estos inconvenientes se multiplican al intentar abordar la simulación de motores pluricilíndricos, siendo hasta el momento poco factible el modelado completo de los mismos mediante *CFD*. Por ello, la tendencia actual se ha orientado a resolver en forma simplificada aquellos componentes del motor que tienen menor importancia (conductos, tanques, etc.) y dedicar el esfuerzo computacional a resolver en forma 3-dimensional el cilindro o los puertos de admisión. En este marco de trabajo, el desarrollo de simuladores de motor 0/1-dimensionales (en adelante denominados 0/1-D) continúa siendo relevante.

La utilización de simuladores computacionales 0/1-D para estudiar el comportamiento de los motores de combustión interna ha sido ampliamente reportada en bibliografía [Benson y col, 1974; Bianchi y col, 1998; Nigro y col, 1999; Weng y col, 1999; Blair y col, 2000; Mattarelli, 2000; Blair y col, 2001; Caton, 2001; Newman y col, 2002; Caton, 2003; Onorati y col, 2003; D'Errico y col, 2003; Ramajo y Nigro, 2004; Harrison y Dunkley, 2004; D'Errico y col, 2006], siendo aún la única manera de predecir el comportamiento global de los motores pluricilíndricos. Entre los simuladores 0/1-D más conocidos pueden mencionarse el GT-Power, el Gasdyn, el Promo, el Mandy y el Dynamotion. Los simuladores 0/1-D utilizan aproximaciones 1-dimensionales para conocer el comportamiento del flujo en los conductos mediante la resolución de las ecuaciones de Euler, considerando términos apropiados para inferir las pérdidas de momento (friccionales) y de energía (transferencia de calor). Al mismo tiempo, aplican balances de masa y energía en los cilindros, tanques y otros recipientes volumétricos, es decir que resuelven éstos componentes mediante aproximaciones 0-dimensionales. Un sinnúmero de correlaciones y modelos fenomenológicos son empleados para representar los fenómenos complejos que ocurren, entre los que pueden nombrarse la transferencia de calor, la inyección y vaporización del combustible, el mezclado de reactantes

o el avance de la combustión. Estos simuladores son ampliamente utilizados para resolver la dinámica de gases en los conductos (sintonía del motor), dimensionar el sistema de refrigeración o predecir los niveles de emisiones del motor, aplicando hipótesis de equilibrio químico y de cinética química para ciertas especies como los óxidos de nitrógeno o los hidrocarburos, por citar algunos ejemplos.

El modelado del proceso de combustión es sin duda uno de las limitaciones de estos simuladores, ya que por lo general debe ser prefijada una ley de quemado del combustible (la ley de Wiebe es generalmente aplicada). En este sentido, Caton propuso un modelo multi-zonal para discriminar gases quemados y no quemados en el cilindro [Caton, 2001; Caton, 2003]. Además han sido desarrollados modelos de estimación de turbulencia [Poulos y Heywood, 1983; Benjamin, 1993; Achuth y Metha, 2001], buscando corregir la tasa de quemado de combustible de acuerdo a ciertos parámetros turbulentos del flujo. En este sentido, se incorporó un modelo multi-zona (basado en el propuesto por Caton), en un simulador 0/1-D [Ramajo y Nigro, 2004], el cual fue desarrollado anteriormente en el CIMEC. Esto permitió mejorar las estimaciones de la temperatura de los gases quemados y en consecuencia modelar con mayor precisión la evolución de las especies químicas.

Respecto de la utilización de modelos para la estimación de parámetros del flujo (movimientos característicos y turbulencia), se estudió en detalle un modelo fenomenológico 0-dimensional, propuesto por Achuth y Metha [2001], para estimar *tumble* y turbulencia en motores de 4 válvulas por cilindro [Ramajo y col, 2007]. Dicho modelo fue formulado para establecer las características fluido dinámicas de la carga en el cilindro, tema clave de esta tesis. Por ello, dicho modelo es ampliamente detallado y analizado en el presente Capítulo.

4.2 Estudio del flujo en el interior de un motor *SI* utilizando herramientas 0 y 3 dimensionales

El efecto de modificar los conductos de admisión, manteniendo inalterada la cámara de combustión, ha sido estudiado por diferentes investigadores, para determinar como la generación de distintas estructuras de flujo, durante la etapa de admisión, incide sobre el proceso posterior de combustión de la mezcla [Fontana y col, 2003; Lee y col, 2007]. En el estudio abordado en este Capítulo se utilizó una geometría de motor académica, es decir simplificada, pero que toma en cuenta las principales características de los motores de 4

válvulas por cilindro. Dicha simplificación permitió analizar la influencia de ciertas características geométricas de los puertos de admisión, dado que los mismos fueron sustancialmente diferentes en cuanto a su capacidad para generar momento de *tumble*. Al mismo tiempo, las simulaciones mediante *CFD* fueron utilizadas para estudiar y evaluar la aplicabilidad de un modelo 0-dimensional para la estimación del momento de *tumble* y la turbulencia, el cual fue propuesto por Achuth y Metha [2001]. A continuación se introduce la formulación y características principales de este modelo (en adelante denominado modelo *0D*). Luego se detalla la metodología utilizada para la simulación del motor académico mediante *CFD*, y por último se comparan los resultados obtenidos con la aproximación simplificada (*0D*) y mediante *CFD* (3-dimensional), estableciéndose las principales limitaciones del modelo *0D* y arribando a partir de los resultados de *CFD*, a conclusiones útiles acerca de las características de las estructuras de vórtice generadas en el interior del cilindro.

4.3 Modelos 0-dimensionales de *tumble* y turbulencia

En el Capítulo I fueron abordados brevemente numerosos trabajos científicos, abocados a la medición experimental de las características del flujo en el interior del cilindro, y en particular orientados a cuantificar el *tumble* y la turbulencia. Sin embargo, hay muy pocos trabajos referidos a estudios numéricos usando modelos 0-dimensionales para evaluar estas variables. Incorporar estas herramientas en un simulador 0/1-D permitiría tomar en cuenta el efecto de parámetros geométricos fundamentales como la forma de la cámara de combustión ó de las válvulas de admisión, entre otros. Todo ello motivó el estudio de un modelo fenomenológico derivado de un modelo anterior propuesto por Benjamin [1993] para estudiar la evolución del *tumble* y la turbulencia durante la compresión en cámaras de combustión planas (*disc chamber*). Este modelo fue posteriormente reformulado por Achuth y Metha [2001], quienes introdujeron dos nuevos parámetros geométricos adicionales de forma de extender su aplicabilidad al estudio de la carrera de admisión en motores de 4 válvulas por cilindro con cámaras de tipo *pentroof*.

El modelo *0D* básicamente consiste en;

- una ecuación para estimar las características del flujo medio, al asumir la existencia de un macro vórtice de *tumble*, cuyo comportamiento está asociado a una ecuación de conservación

para la cantidad de momento angular

- dos ecuaciones para el modelado de la turbulencia (modelo $k-\epsilon$).

Dado que se trata de un modelo 0-dimensional todas las variables consideradas son reducidas al promediarlas espacialmente. El modelo tiene una base fenomenológica e incluye expresiones para la energía cinética turbulenta y el momento angular generados durante la admisión y compresión de la carga. Este puede dividirse en dos submodelos; el correspondiente al *tumble* (en adelante denominado modelo de *tumble*) y el referido a la turbulencia (en adelante denominado modelo de turbulencia). La figura 4.1 muestra las principales características geométricas consideradas en la formulación de ambos.

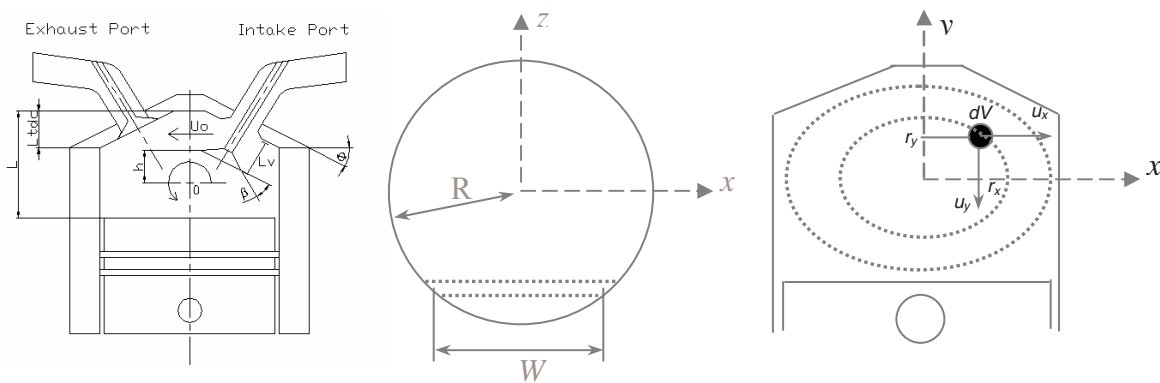


Figura 4.1. Geometría del cilindro y parámetros del modelo 0D.

4.3.1 Modelo de *tumble*

El modelo de *tumble* asume que el flujo entrante posee una componente de momento angular respecto del centro instantáneo del cilindro, contribuyendo a la creación de un macro vórtice de *tumble*. La velocidad del vórtice es calculada al resolver la ecuación de conservación del momento angular dada por:

$$\frac{dM_z}{dt} = \frac{dM_{zin}}{dt} - T_s - T_w, \quad (4.1)$$

donde M_{zin} es la fuente de momento (expresada en $\text{kg m}^2/\text{s}$) dada por el flujo entrante a través de las válvulas, T_s son las pérdidas debidas a las tensiones de corte en el seno del fluido y T_w las correspondientes a los esfuerzos friccionales con la pared de la cámara de combustión (se

denomina cámara de combustión a todo el recinto interior, es decir la superficie de la tapa de cilindros, del cilindro y de la cabeza del pistón). La variación temporal de M_{Zin} es expresada como:

$$\frac{dM_{Zin}}{dt} = \dot{m}_{in} U_0 h, \quad (4.2)$$

siendo h la altura desde el centro instantáneo del cilindro hasta la cabeza de la válvula de admisión (ver figura 4.1 en su parte izquierda) y \dot{m}_{in} la tasa de ingreso de masa a través de las válvulas de admisión. La velocidad tangencial de entrada del flujo U_0 es definida como:

$$U_0 = c_v \bar{v}_n \cos(\theta - \beta), \quad (4.3)$$

donde \bar{v}_n es la velocidad media de entrada al cilindro, expresada como el cociente entre \dot{m}_{in} , la densidad ρ del fluido y el área instantánea A_2 de la cortina de la válvula,

$$\bar{v}_n = \frac{\dot{m}}{\rho A_2}. \quad (4.4)$$

El coeficiente c_v en la ecuación (4.3) puede variar entre 0.5 y 1.0 dependiendo de la alzada instantánea de la válvula (L_v). Achuth y Metha recomiendan usar 0.5 para $L_v < L_{vmax}/2$ y 1.0 para $L_v \geq L_{vmax}/2$, siendo L_{vmax} la alzada máxima de las válvulas de admisión.

El modelo de *tumble* asume que el macro vórtice tiene una forma elipsoidal, delimitada por las paredes del cilindro. A partir de ello, el campo de velocidad se define como 2-dimensional y es parametrizado utilizando una velocidad característica de *tumble* U :

$$u_x = 2U \left(1 - \frac{z^2}{R^2}\right) \frac{y}{L} \quad y \quad u_y = -2U \left(1 - \frac{z^2}{R^2}\right) \frac{x}{W}, \quad (4.5)$$

siendo R el radio del cilindro, L la altura instantánea de la cámara de combustión y W el ancho de un vórtice elemental (ver figura 4.1 en el centro). El perfil de velocidad definido por las expresiones en (4.5), implica que la velocidad del fluido sobre la cabeza del pistón y sobre la superficie de la tapa de cilindros sea la misma. Esto permite dividir el dominio en dos regiones o zonas, facilitando el promediado espacial de las variables involucradas. La primera de las zonas es definida por la pared del cilindro (en adelante denominada *cyl*), en tanto que la

segunda zona está compuesta por la superficie de la cabeza del pistón y de la tapa de cilindros (en adelante denominada p).

El cálculo de las pérdidas friccionales T_w , se inicia con la estimación de las tensiones de corte en la pared, aplicando la solución analítica para el cálculo de la fuerza de fricción entre dos placas paralelas:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho u_w^2 c_f, \quad (4.6)$$

siendo u_w la velocidad del fluido fuera de la capa límite turbulenta, la cual es considerada como igual a U por el modelo OD . El coeficiente de fricción c_f se obtiene por medio de la siguiente correlación:

$$c_f = 0.074 \text{Re}^{-0.2} \quad \text{con} \quad \text{Re} = \frac{2RU}{\nu} \quad \text{para} \quad (5 \times 10^5 < \text{Re} < 10^7), \quad (4.7)$$

siendo ν la viscosidad cinemática del fluido. Luego, las pérdidas totales por corte T_w surgen al integrar τ_w sobre las superficies de cada zona (zonas p y cyl):

$$T_w = L \int_{\text{sup}} \tau_w dA = L \left(\int_{\text{cyl}} \tau_w dA_{\text{cyl}} + \int_p \tau_w dA_p \right) = 0.72 c_f m U^2, \quad (4.8)$$

siendo m es la masa instantánea en el interior del cilindro.

Por otra parte, T_s se obtiene al integrar las tensiones de corte τ_s , que para un fluido Newtoniano son expresadas como:

$$\tau_{xy} = \rho \nu_t \left(\frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right) \quad \text{y} \quad \tau_{yz} = \rho \nu_t \frac{\partial u_y}{\partial z}, \quad (4.9)$$

siendo ν_t la viscosidad cinemática turbulenta, definida en el modelo k - ε como:

$$\nu_t = \frac{c_\mu k^2}{\varepsilon}. \quad (4.10)$$

Los gradientes de velocidad en las ecuaciones (4.9) son calculados usando el campo de velocidad definido por las expresiones en (4.5). Luego T_s se escribe de la siguiente forma:

$$T_s = L \int_{\text{sup}} \tau_s dA = L \left(\int_{\text{cyl}} \tau_s dA_{\text{cyl}} + \int_p \tau_s dA_p \right) = \frac{3Um v_t}{2} \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9\pi R} \right). \quad (4.11)$$

Finalmente la ecuación para la variación de la cantidad de momento angular de *tumble* es obtenida al reemplazar las expresiones para dM_{Zin}/dt , T_s and T_w (ecuaciones (4.2), (4.8) y (4.11)) en la ecuación de conservación del momento angular introducida en (4.1):

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{mU}{8} (L + 1.81R) \right] = \dot{m}_{in} U_0 h - \frac{3}{2} Um v_t \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9\pi R} \right) - 0.72c_f m U^2. \quad (4.12)$$

La ecuación (4.12) puede ser trabajada algebraicamente para obtener una expresión para la tasa de variación de la velocidad U ;

$$\dot{U} = \frac{8}{m(L + 1.81R)} \left\{ \dot{m}_{in} U_0 h - \frac{3}{2} Um v_t \left(\frac{1}{L} + \frac{8}{9\pi R} \right) - 0.72c_f m U^2 - \frac{(L + 1.81R)}{8} U \dot{m} - \frac{mU \dot{L}}{8} \right\}, \quad (4.13)$$

siendo \dot{m} la tasa neta de variación de masa en el cilindro. Esta última expresión puede ser integrada temporalmente para obtener la evolución de la variable U , y con ello del momento de *tumble* a lo largo de las carreras de admisión y compresión del motor.

4.3.2 Modelo de turbulencia

El modelo de turbulencia toma en cuenta la generación de turbulencia por esfuerzos de corte durante la admisión de la mezcla, así como la producción debida a la degradación del vórtice de *tumble* durante la compresión. Achuth y Metha describen el proceso en tres etapas; primero la generación de turbulencia durante la admisión, luego la turbulencia incrementada por la transferencia de energía desde las escalas más grandes a las más pequeñas (cascada de energía), y por último el decaimiento debido al incremento de la disipación turbulenta, originado por la alta deformación de las macro estructuras durante el final de la compresión. Dependiendo de la geometría de la cámara de combustión, de los conductos y de las válvulas, es posible obtener un máximo de turbulencia durante la admisión y otro durante la compresión del gas.

El modelo de turbulencia fue deducido a partir de una ecuación genérica para el transporte de una variable turbulenta s . El mismo incluye términos caracterizando la producción P_s , la disipación D_s y la difusión G_s :

$$\frac{ds}{dt} = P_s - D_s + G_s \quad (4.14)$$

Para escribir el modelo k - ε en un marco 0-dimensional es nuevamente necesario promediar espacialmente todas las variables consideradas. Esto lleva a expresiones para \dot{k} y para $\dot{\varepsilon}$ del tipo:

$$\begin{aligned} \dot{k} = & -\frac{2}{3} \frac{\dot{L}}{L} k + \frac{5}{2} v_t U^2 \left[\frac{1}{L^2} + \frac{7}{15R^2} - \frac{256}{75\pi RL} \right] - \varepsilon - \\ & 2 \left[\frac{v_{t,eq-cyl} (k - k_{eq-cyl})}{R y_{eq-cyl}} + \frac{v_{t,eq-p} (k - k_{eq-p})}{L y_{eq-p}} \right] + \frac{\dot{m}_{in}}{m} (k_{in} - k) \end{aligned} \quad (4.15)$$

y

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon} = & -\frac{4}{3} \frac{\dot{L}}{L} \varepsilon + \frac{5}{2} v_t U^2 \left[\frac{1}{L^2} + \frac{7}{15R^2} - \frac{256}{75\pi RL} \right] \frac{c_{\varepsilon 1} \varepsilon}{k} - \frac{\varepsilon^2}{k} c_{\varepsilon 2} - \\ & 2 \left[\frac{v_{t,eq-cyl} (\varepsilon - \varepsilon_{eq-cyl})}{R y_{eq-cyl}} + \frac{v_{t,eq-p} (\varepsilon - \varepsilon_{eq-p})}{L y_{eq-p}} \right] + \frac{\dot{m}_{in}}{m} (\varepsilon_{in} - \varepsilon) \end{aligned} \quad (4.16)$$

siendo k_{in} y ε_{in} estimadas como:

$$k_{in} = (c_k \bar{v}_n)^2 \quad \text{y} \quad \varepsilon_{in} = \frac{c_\mu k_{in}^{\frac{3}{2}}}{c_l L_{vmax}} \quad (4.17)$$

En las ecuaciones (4.16) y (4.17) los coeficientes c_k , c_l , $c_{\varepsilon 1}$ y $c_{\varepsilon 2}$ toman los valores 0.47, 0.30, 1.44 y 1.92, respectivamente. La turbulencia generada sobre las paredes es también considerada en el modelo. Para ello se adoptan velocidades promedio u_{cyl} y u_p en cada zona de la cámara de combustión (zonas p y cyl). Estas velocidades se obtienen al integrar el campo de velocidad dado por (4.5) en cada una de las superficies de ambas zonas;

$$u_{cyl} = \frac{1}{2} U \quad \text{y} \quad u_p = \frac{3}{4} U \quad (4.18)$$

La velocidad de fricción u^* es utilizada para obtener la energía cinética turbulenta de equilibrio k_{eq} . Esta velocidad es diferente para cada zona y depende de las velocidades promedio obtenidas con las ecuaciones (4.18) y los coeficientes de fricción c_{f-p} y c_{f-cyl} dados por la ecuación (4.7):

$$u_{cyl}^* = u_{cyl} \left(\frac{c_{f_{cyl}}}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{y} \quad u_p^* = u_p \left(\frac{c_{f_p}}{2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (4.19)$$

Finalmente, las expresiones para la energía cinética turbulenta k_{eq} , la tasa de disipación turbulenta ε_{eq} , la viscosidad turbulenta ν_{eq} y la distancia de equilibrio y_{eq} desde la pared son dadas por:

$$k_{eq} = \frac{(u^*)^2}{(c_d)^{\frac{1}{2}}}, \quad \varepsilon_{eq} = \frac{(u^*)^3}{0.41y_{eq}}, \quad \nu_{eq} = c_\mu \frac{k_{eq}^2}{\varepsilon_{eq}} \quad \text{y} \quad y_{eq} = \frac{\nu}{u^*} \exp \left(0.41 \left(\frac{2}{c_f} \right)^{\frac{1}{2}} - 5 \right). \quad (4.20)$$

Las ecuaciones (4.13), (4.15) y (4.16) constituyen un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE), las cuales deben ser integradas temporalmente (mediante un método trapezoidal o de Runge-Kutta, por ejemplo) para obtener las magnitudes $U(t)$, $k(t)$ y $\varepsilon(t)$. Luego, el momento de *tumble* puede ser obtenido a partir de $U(t)$ en tanto que, el grado de turbulencia puede expresarse por medio de la intensidad turbulenta u' , definida como:

$$u' = \sqrt{\frac{2k}{3}}. \quad (4.21)$$

4.4 Metodología

La simulación mediante *CFD* fue llevada a cabo usando el software ANSYS-CFX 5.7. A fin de estudiar y evaluar la aplicabilidad del modelo *OD*, dos geometrías de motor fueron consideradas, diferenciándose exclusivamente en la forma del puerto de admisión. La primera consistió en un puerto convencional, en el cual el extremo del conducto de admisión fue orientado normal a la superficie de la tapa de cilindros, es decir en forma co-axial con el eje de las válvulas. Por el contrario, la segunda geometría fue generada mediante un conducto recto, orientado de modo de introducir el flujo en forma tangencial a la superficie de la tapa de cilindros. La figura 4.2 muestra ambas geometrías, mientras que la tabla 4.1 resume los parámetros geométricos del motor.

Se evaluaron dos velocidades de motor (1500 rpm y 2500 rpm) y dos niveles de carga:

- *carga parcial*, considerando una presión inferior a la atmosférica en el contorno de entrada de forma de simular la pérdida de carga producida por el cierre parcial de la mariposa

de control del aire

- *carga total*, aplicando una presión igual a la atmosférica, equivalente a una pérdida de carga nula en el sistema de admisión.

Esto permitió evaluar cuatro condiciones distintas de funcionamiento para cada uno de los puertos evaluados.

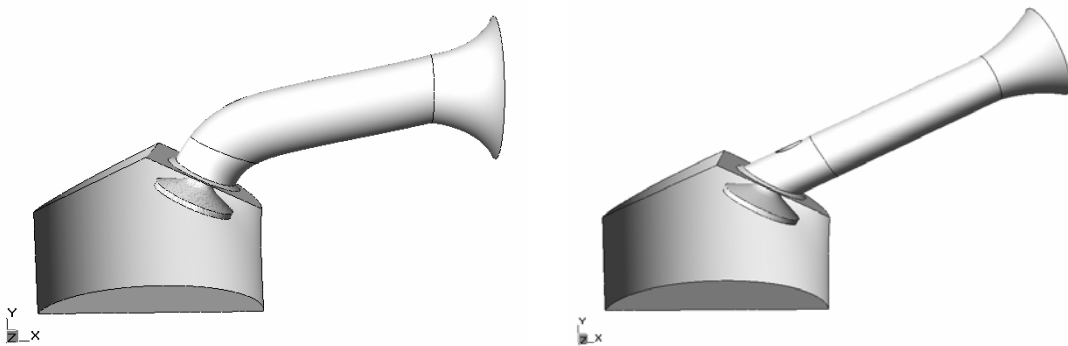


Figura 4.2. *Izquierda:* modelo con puerto de admisión convencional. *Derecha:* modelo con puerto de admisión promoviendo el *tumble*.

Diámetro del cilindro (mm)	80	Ang. asiento de válvula (°)	25
Carrera (mm)	80	Diám. de la válvula (mm)	30
Long. de la biela (mm)	155.4	Diám. del vástago (mm)	6
Relación de compresión	10.1	Alzada máxima (mm)	10
Ang. Pentroof (°)	25	Ang. de apertura AAA (CA)	10
Velocidad del motor (rpm)	1500 – 2500	Ang. de cierre RCA (CA)	36

Tabla 4.1. Parámetros constructivos y operativos del motor.

Implementación de los modelos CFD

El software ANSYS-CFX 5.7 tiene la capacidad para simular problemas involucrando cambios en la frontera del dominio computacional, al deformar la malla de volúmenes finitos mediante la imposición de movimientos sobre las paredes del contorno. Sin embargo, la simulación de motores trae aparejados desplazamientos muy importantes para el pistón y las válvulas. Estos desplazamientos significativos, con la consecuente deformación de la malla,

resultan difíciles de soportar por el software, y rápidamente se generan mallas inválidas con elementos con volumen negativo. Al mismo tiempo, la calidad de la malla se ve perjudicada cuando los elementos son fuertemente distorsionados, afectando en forma directa la convergencia de la solución.

Existen varias estrategias para modelar el ciclo completo de un motor alternativo, las cuales serán discutidas en mayor detalle en el Capítulo siguiente (sección 5.2.3). Para producir el movimiento del pistón y la válvula durante las simulaciones llevadas a cabo en este Capítulo se utilizó una estrategia consistente en dividir las carreras de admisión y compresión en diez etapas de 36 CA, y en cada una de ellas la geometría fue dibujada y mallada. Cada nueva etapa fue inicializada a partir del último paso de la solución de la etapa anterior. Por supuesto esta metodología tiene inconvenientes ya que involucra un trabajo inicial significativo para reposicionar las partes móviles y mallar cada una de las etapas e introduce difusión durante la interpolación de la solución entre una etapa y la siguiente. Sin embargo, la misma permitió dar continuidad al movimiento del pistón y la válvula, manteniendo acotada la deformación de la malla y evitando la generación de elementos con volumen negativo.

Dada la simetría de los modelos respecto del plano medio del cilindro, se simuló solo la mitad del dominio completo, lo cual implica un ahorro importante en el tamaño del modelo computacional, y por lo tanto en el tiempo de cálculo. La simulación comenzó desde el punto muerto superior (0 CA), iniciando el descenso del pistón. Por simplicidad en el instante inicial la válvula de escape se consideró cerrada (eliminando el cruce de válvulas), mientras que la válvula de admisión se encontraba abierta con una alzada de 0.8 mm. Las primeras seis etapas involucraron el movimiento de la válvula de admisión (0 a 220 CA), caracterizando su desplazamiento mediante funciones polinómicas, reproduciendo un perfil de alzada típico (ver figura 4.3). El desplazamiento del pistón (d_p) fue introducido mediante la expresión para el movimiento de un mecanismo biela-manivela,

$$d_p = l_b + a_c - \left[a_c \cos \phi + \left(l_b^2 - a_c^2 \sin^2 \phi \right)^{\frac{1}{2}} \right], \quad (4.22)$$

siendo l_b la longitud de la biela y a_c el radio del cigüeñal (mitad de la carrera del pistón).

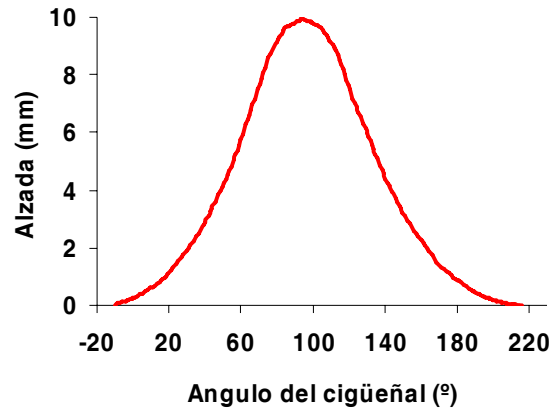


Figura 4.3. Curva de apertura de la válvula de admisión.

Dado que no fue simulado el puerto de escape, solo fue necesario aplicar una condición de contorno en el extremo del conducto de admisión. Para ello se fijó una presión dinámica constante de 1.0 atm para representar el estado de *carga total* y de 0.7 atm para modelar la *carga parcial*. Como fluido de trabajo se definió al aire como un gas ideal con una temperatura de 300 K y con un grado de turbulencia reducido (1%). Las condiciones iniciales fueron homogéneas en todo el dominio, siendo la velocidad nula y la presión y la temperatura iguales a las aplicadas en el contorno de entrada. Sobre las paredes fue fijada una temperatura constante de 450 K tanto para el cilindro como para el conducto de admisión, en tanto que se utilizó una temperatura de 600 K para la válvula, la tapa de cilindros y el pistón.

El problema fue resuelto utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo compresible, y se utilizó un modelo $k-\varepsilon$ estándar para resolver la turbulencia, el cual ha sido ampliamente empleado para obtener simulaciones dinámicas de motores alternativos de combustión interna [Bailly y col, 1999; Matarelli, 2000; Hong y Tarng, 2001; Li y col, 2001a; Mahrous y col, 2007]. El sistema de ecuaciones fue integrado mediante un esquema backward Euler con un paso de tiempo constante equivalente a 3.6 CA, estableciéndose un criterio de convergencia *RMS* de 1×10^{-5} .

Tanto la geometría (modelo *CAD*) como la discretización del dominio fueron generadas mediante el software ANSYS-ICEM 5.0, utilizando mallas no estructuradas de tetraedros. Estas fueron refinadas localmente en las regiones de mayor complejidad geométrica, alrededor

de la válvula de admisión y su asiento. El tamaño de los elementos varió entre 0.5 mm y 3 mm, siendo el tamaño de las mallas de entre 300.000 y 700.000 elementos, dependiendo de la posición del pistón y la válvula. La figura 4.4 muestra la malla de superficie para el puerto convencional, correspondiente a la segunda etapa (36 a 72 CA).

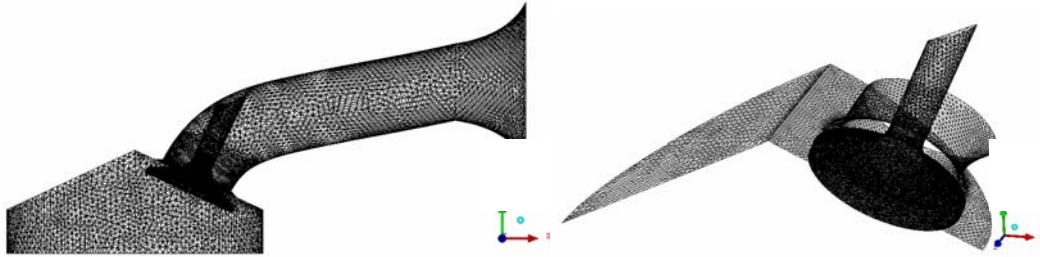


Figura 4.4. Malla de superficie para la geometría convencional correspondiente a la segunda etapa de la simulación (36 a 72 CA).

Es necesario mencionar que la simulación mediante *CFD* desarrollada en este Capítulo solo involucró una etapa *admisión-compresión* (desde 0 a 360 CA). A esto se suma el hecho de haber aplicado una presión constante en el conducto de entrada y condiciones iniciales de velocidad nula y presión homogénea en todo el dominio. Estas condiciones se encuentran lejos de ser las encontradas durante el funcionamiento normal del motor en régimen estacionario. Sin embargo, estas simplificaciones reducen drásticamente la complejidad de la simulación y su costo computacional y, por otro lado, han sido ampliamente utilizadas por otros investigadores para estudiar el comportamiento del flujo previo a la combustión, las características del mezclado de la carga y la inyección y estratificación del combustible en el cilindro, entre otras cosas [Seeley, 1998; Bailly y col, 1999; Mattarelli, 2000; Ishikawa y col, 2001]. Por otro lado, como se verá en el Capítulo siguiente, al analizar el comportamiento dinámico del motor Fiat Torque, las variaciones ciclo a ciclo durante la flujometría en frío del motor no resultan tan significativas. Por ello, los resultados obtenidos para la etapa *admisión-compresión* durante el primer ciclo son de gran utilidad para llevar a cabo éste estudio.

Implementación del modelo 0D

El modelo *0D* fue formulado para ser introducido dentro de un simulador 0/1-D, el cual

simula el comportamiento completo del motor y aporta los datos de flujometría requeridos por el modelo *0D*. Sin embargo, un simulador 0/1-D incluye ecuaciones y modelos para la evaluación del flujo en conductos, tanques, uniones, para la cinemática de válvulas y el pistón, transferencia de energía y la combustión, entre otros. Luego, resulta complicado evaluar al modelo *0D* dentro de un sistema tan amplio y complejo.

Por éstas razones, el modelo *0D* fue implementado en forma aislada, a fin de poder estudiar sus características sin la posible influencia de factores externos al mismo. La implementación fue llevada a cabo en lenguaje Fortran 90, y el sistema de ecuaciones presentado anteriormente (ecuaciones (4.13), (4.15) y (4.16)) fue integrado bajo un esquema de *Backward Euler* con un paso de tiempo constante equivalente a 0.1 CA.

Los resultados preliminares del modelo *0D* (modelo de *tumble* y modelo de turbulencia) mostraron diferencias significativas con respecto a las obtenidas por *CFD*, por lo que se procedió a aislar por completo el modelo de *tumble*. Para ello, una vez simuladas las carreras de admisión y compresión mediante *CFD*, se utilizaron sus resultados para alimentar el modelo *0D*, aportándole a éste los datos del caudal másico, la velocidad media de entrada del flujo y la viscosidad turbulenta ν_t (parámetro que acopla al modelo de *tumble* con el de turbulencia). La figura 4.5 grafica los caudales másicos obtenidos mediante *CFD* para cada una de las ocho simulaciones. Estas cantidades fueron introducidas mediante arreglos de datos en función del ángulo del cigüeñal. De este modo, el modelo *0D* de *tumble* quedó completamente desacoplado del modelo *0D* de turbulencia y el primero pudo ser estudiado sin incorporar mayor incerteza en sus resultados.

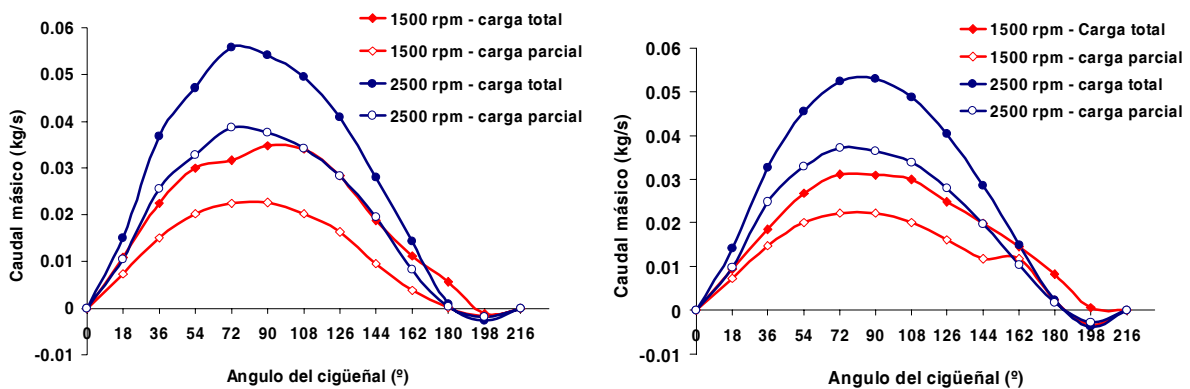


Figura 4.5. Caudales másicos obtenidos mediante *CFD*. *Izquierda:* puerto convencional. *Derecha:* puerto de *tumble*.

4.5 Resultados

Los resultados obtenidos tanto por *CFD* como mediante el modelo *0D* fueron comparados utilizando como parámetro la cantidad de momento angular de *tumble* por unidad de masa (M_z), obtenida a partir del campo de velocidad y de la masa instantánea acumulada en el cilindro. Con los resultados de *CFD* fue calculado el momento de *tumble* respecto de una terna cartesiana ubicada en el centro geométrico de la cámara de combustión (punto medio entre la superficie de la tapa de cilindros y la superficie de la cabeza del pistón). Con respecto al modelo *0D*, la resolución de sus ecuaciones arroja como resultado la evolución de la velocidad característica de *tumble* U . Luego, utilizando las expresiones para el campo bidimensional de velocidad asumido en (4.5), puede estimarse la cantidad de momento de *tumble* M_z , aunque no es posible inferir nada acerca de las cantidades de momento en los dos ejes restantes. Para el modelo *0D* la integración del campo de velocidad en el cilindro (ver figura 4.1) da como resultado:

$$M_z = \frac{\rho \int (-u_x r_y + u_y r_x) dV}{m} = \frac{3}{8960} U (175 \pi R + 256 L), \quad (4.23)$$

siendo r_x y r_y las coordenadas desde cada volumen diferencial dV hacia el eje de *tumble*. Cabe notar que, el perfil de velocidad impuesto por las expresiones en (4.5) se halla limitado a un elipsoide contenido en la cámara de combustión, por lo que fuera del mismo la velocidad se considera nula durante la integración.

La figura 4.6 muestra los resultados correspondientes a M_z , obtenidos mediante *CFD* y el modelo *0D*. En lo que respecta al puerto convencional, solo puede ser encontrada una leve correspondencia entre las estimaciones de ambos métodos. Los resultados del modelo *0D* se aproximan a los de *CFD* durante la primera mitad de la carrera de admisión. Pero, luego de alcanzada la alzada máxima, el modelo *0D* sobrestima el momento de *tumble* de los gases que ingresan, obteniéndose un mayor M_z al final de la admisión. Durante la compresión para el régimen de 1500 rpm, la tasa de decaimiento de *tumble* resulta similar con ambos métodos, aunque debido a la sobreestimación de M_{Zin} , el modelo *0D* incurre nuevamente en la sobreestimación del *tumble* durante toda la carrera de compresión. Este comportamiento es registrado para ambas velocidades de motor y estados de carga.

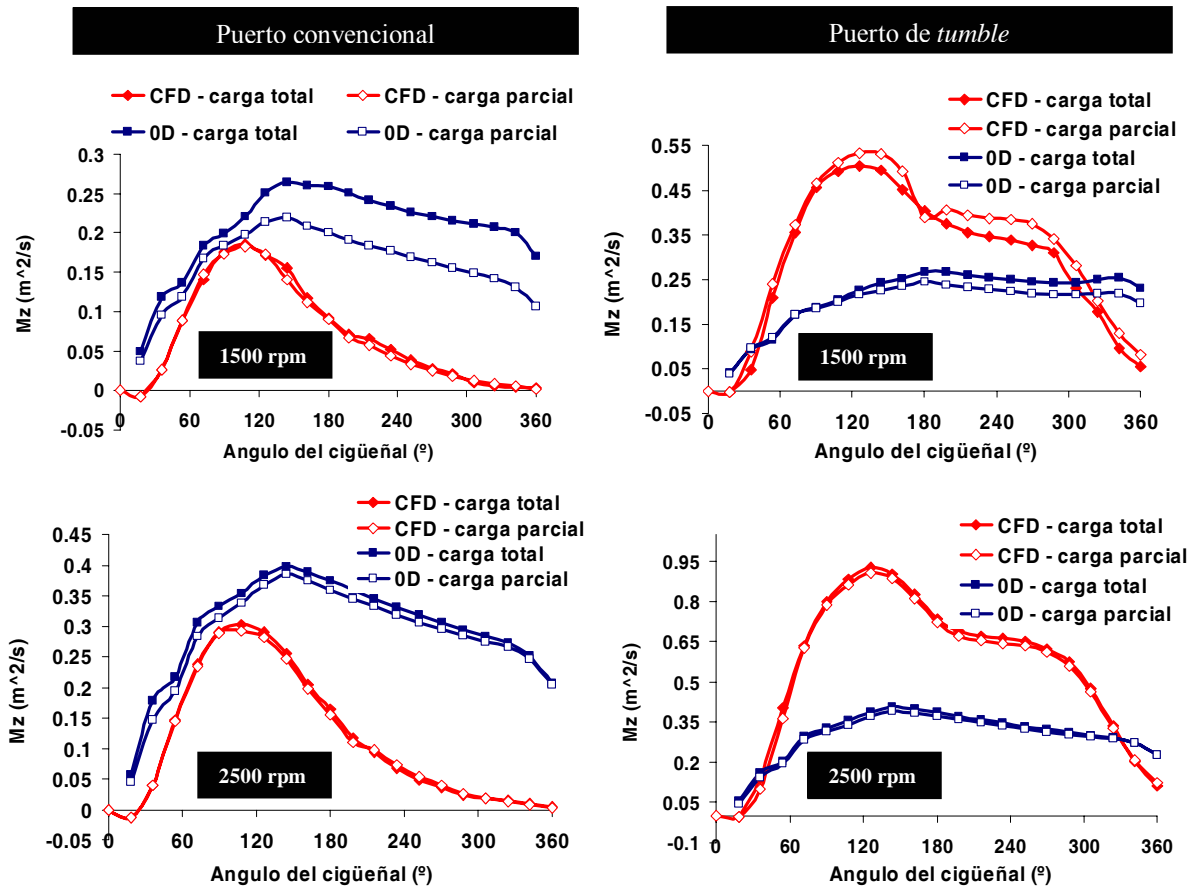


Figura 4.6. M_z obtenidos mediante *CFD* y el modelo *0D*. *Izquierda, arriba:* puerto convencional, 1500 rpm. *Izquierda, abajo:* puerto convencional, 2500 rpm. *Derecha, arriba:* puerto de *tumble*, 1500 rpm. *Derecha, abajo:* puerto de *tumble*, 2500 rpm.

Con respecto al puerto de *tumble*, el modelo *0D* nuevamente falla, pero en este caso por subestimar la generación de *tumble* durante la etapa de admisión. La tasa de decaimiento de *tumble* durante los primeros instantes de la compresión resulta similar pero nuevamente el error introducido en la etapa de admisión se traduce en la subestimación del M_z . Por otro lado, los resultados de *CFD* predicen una rápida degradación de M_z en los últimos 60 CA previos al *PMS*, pero este comportamiento resulta casi imperceptible en los resultados del modelo *0D*.

Una posible causa de la mala estimación del momento de *tumble* durante la admisión podría encontrarse en la poca información incorporada al modelo *0D* acerca de las características del flujo que ingresa al cilindro (su dirección y velocidad). Por ello, un análisis detallado del mismo es posteriormente introducido en el presente Capítulo.

Debe señalarse que los cambios geométricos del tipo de los implementados sobre el puerto de admisión tienen fuerte influencia sobre la generación de *tumble*, y distintos investigadores lo han corroborado en forma experimental [Kang y col, 1995; Jeon y col, 1998; Lee y col, 2007] y computacional [McLanndress y col, 1996; Seeley, 1998; Lee y col, 2001; Li y col, 2001a; Li y col, 2001b; Li y col, 2003]. El momento de *tumble* puede ser incrementado en gran medida al introducir el fluido en forma tangencial a la superficie de la tapa de cilindros. No obstante, este comportamiento no es representado en los resultados del modelo *OD*. Si bien este modelo incluye algunos de los aspectos geométricos más relevantes del motor, el mismo no posee sensibilidad ante cambios en la geometría del puerto de admisión, lo cual degenera en su incapacidad para predecir el comportamiento del flujo aguas arriba de las válvulas.

Los autores del modelo *OD* recomiendan usar un punto experimental de calibración para mejorar los resultados del mismo. Esta corrección consiste en multiplicar el M_z inicialmente obtenido por un factor constante, calculado como el cociente entre el valor experimental de M_z en el *PMI* y el valor predicho por el modelo para dicho instante. Sin embargo, dicha corrección fue implementada sin obtener una mejora en los resultados, como puede observarse en la figura 4.7.

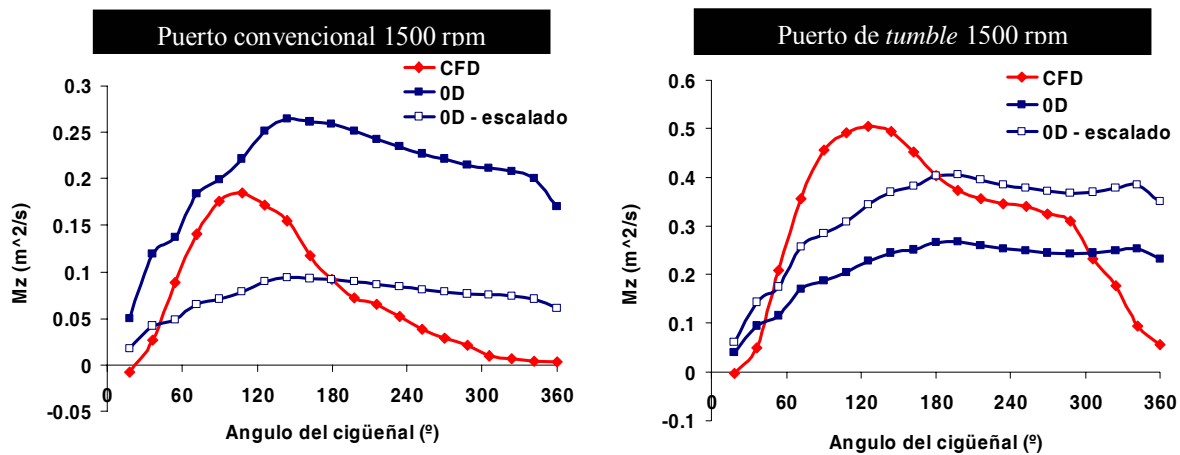


Figura 4.7. M_z de *CFD* y del modelo de *tumble* con y sin corrección (1500 rpm). *Izquierda* puerto convencional. *Derecha*: puerto de *tumble*.

Los resultados arrojados por la simulación mediante *CFD* permitieron entender la dinámica del flujo en el interior del cilindro. Al graficar el momento angular en sus tres componentes (ver figura 4.8), puede verse que para el puerto convencional M_z resulta comparable a las dos

componentes de momento restantes (cabe recordar que sí se modela el cilindro completo en lugar de la mitad, entonces la integración de M_x en el cilindro debe ser despreciable). Esto resulta muy diferente para el puerto de *tumble*, donde M_z se impone sobre las restantes componentes.

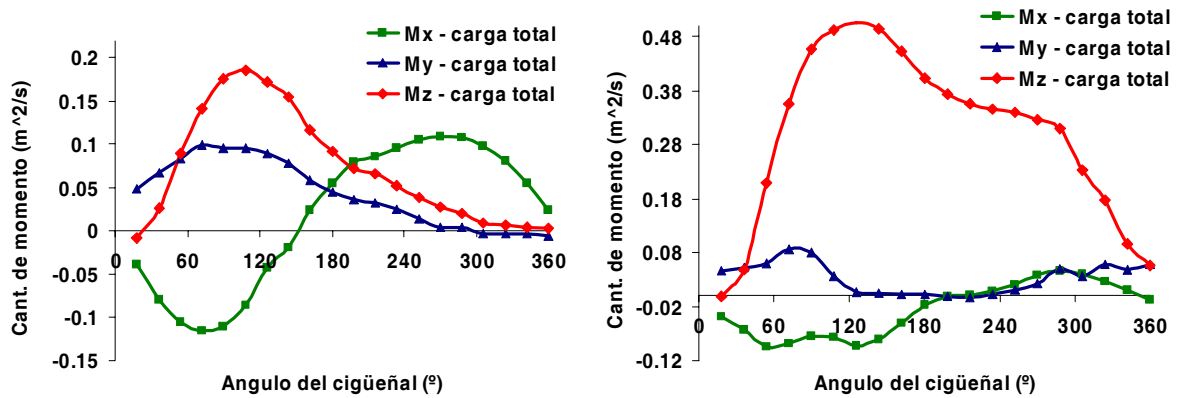


Figura 4.8. Cantidad de momento en las tres direcciones para 1500 rpm (resultados de CFD). Izquierda: puerto convencional. Derecha: puerto de *tumble*.

Al visualizar el flujo que atraviesa la cortina de las válvulas se evidencian marcadas diferencias entre ambos puertos, y un análisis cuantitativo de la distribución del caudal másico confirma éstas diferencias. La figura 4.9 resulta útil para introducir ciertas definiciones y nomenclatura. En su parte izquierda se muestra el campo de velocidad sobre un plano de corte que atraviesa la válvula de admisión. Allí pueden definirse fácilmente dos flujos principales; uno ingresando por la parte izquierda de la válvula (en adelante denominado flujo positivo) y otro por la parte opuesta de la misma (denominado flujo negativo). Cada uno de estos flujos es responsable de producir un vórtice, definiendo como vórtice positivo a aquel que gira en sentido anti-horario y como negativo al que lo hace en el sentido opuesto. En la parte central de la figura 4.9 se observa como ha sido discriminada la cortina de la válvula, definiendo una superficie donde ingresa el flujo positivo (denominada zona 1) y una donde lo hace el flujo negativo (denominada zona 2). Finalmente, la figura 4.9 en su parte derecha muestra los tres flujos principales que aportan (al menos en forma directa) cantidad de momento de *tumble* al cilindro.

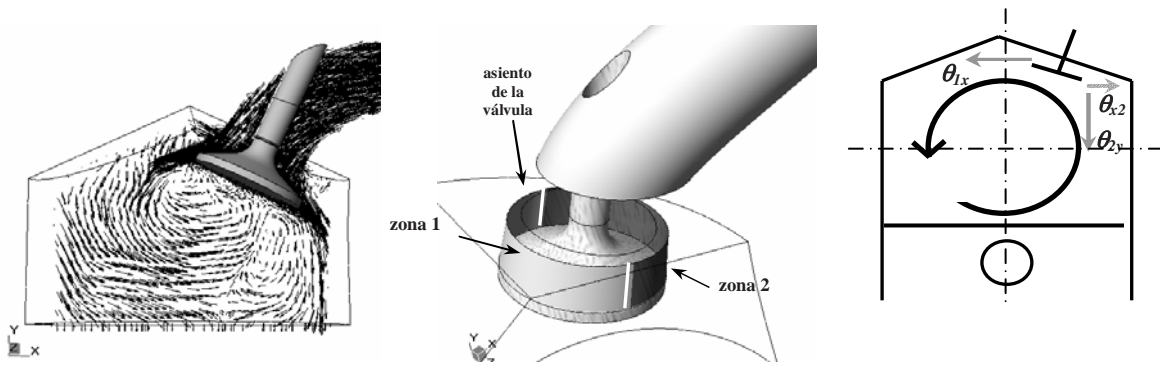


Figura 4.9. *Izquierda:* campo de velocidad sobre el plano medio de la válvula. *Centro:* división de la cortina de la válvula en dos zonas. *Derecha:* componentes del flujo promotores de *tumble*.

En el puerto convencional el flujo es conducido por el conducto de admisión incidiendo en forma homogénea sobre la válvula (ver figura 4.10), lo cual redundaría en una distribución de flujo relativamente homogénea alrededor de la cortina de la válvula. Esto acentúa la generación de una componente de *tumble* de sentido horario (negativo), oponiéndose al vórtice principal. Por otro lado, el puerto de *tumble* direcciona el flujo mayoritariamente sobre la mitad superior de la válvula. Este comportamiento se evidencia para todo el rango de alzadas, y por tanto tiene una marcada influencia en la cantidad de *tumble* generada durante la admisión.

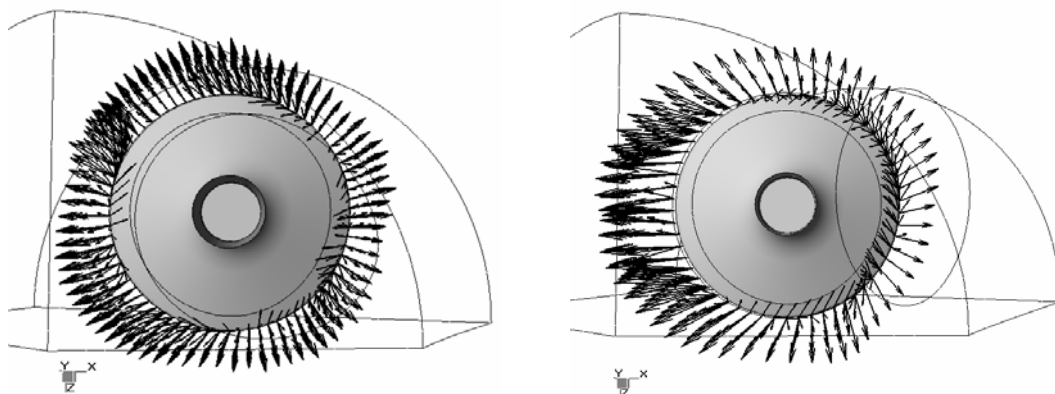


Figura 4.10. Campo de velocidad sobre la cortina de la válvula para la máxima alzada. *Izquierda:* puerto convencional. *Derecha:* puerto de *tumble*.

El caudal másico de entrada y su momento angular así como su orientación tienen un rol importante en la dinámica del momento de *tumble*. Con el objetivo de caracterizar el campo de velocidad sobre la cortina de la válvula, éste fue parametrizado mediante un juego de coeficientes C_{ii} , obtenidos a partir de promedios espaciales de la velocidad en cada una de las dos zonas de la cortina. Las expresiones para las velocidades promediadas y para los coeficientes son introducidas en las ecuaciones (4.24) y (4.25):

$$\bar{v}_{i,j} = \frac{\sum_{k=1}^n v_{k,j}^i \dot{m}_{k-i}}{\sum_{k=1}^n \dot{m}_{k-i}}, \quad \bar{v}_i = \left(\bar{v}_{ix}^2 + \bar{v}_{iy}^2 + \bar{v}_{iz}^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.24)$$

$$C_{im} = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}}, \quad C_{iv} = \frac{\bar{v}_i}{\bar{v}_n}, \quad C_{ix} = \frac{\bar{v}_{ix}}{\bar{v}_i}, \quad C_{iy} = \frac{\bar{v}_{iy}}{\bar{v}_i} \quad \text{y} \quad C_{iz} = \frac{\bar{v}_{iz}}{\bar{v}_i}, \quad (4.25)$$

donde $\bar{v}_{i,j}$ es la componente cartesiana promediada j ($j = 1, 2, 3$) de la velocidad en la zona i ($i = 1, 2$) de la cortina. $v_{k,j}^i$ es la componente cartesiana j de la velocidad en el punto k de la superficie de la zona i de la cortina. \bar{v}_i es la velocidad promedio en la zona i de la cortina (cociente entre el caudal volumétrico cada cortina y su respectiva área). \dot{m}_{k-i} es el flujo másico en el punto k de la superficie de la zona i de la cortina y por último, \dot{m}_i es el flujo másico en la zona i de la cortina y \bar{v}_n es la velocidad promedio de ingreso al cilindro (cociente entre el caudal volumétrico total y el área de la cortina).

Los coeficientes C_{1m} y C_{2m} representan la fracción del caudal total que atraviesa cada una de las dos zonas. Los coeficientes C_{1v} y C_{2v} indican cuanto se aleja la velocidad promedio en cada zona respecto de la velocidad promedio de entrada al cilindro (\bar{v}_n). Finalmente, los coeficientes C_{1x} , C_{1y} , C_{1z} , C_{2x} , C_{2y} y C_{2z} indican la relación entre cada una de las tres componentes de la velocidad y la velocidad promedio \bar{v}_i en cada zona.

Los coeficientes obtenidos a partir de (4.24) y (4.25) son presentados en la tabla 4.2. Mediante los mismos resulta posible cuantificar los patrones de velocidad mostrados en la figura 4.10, y entender la mejora en la generación de *tumble* introducida al modificar

geométricamente el puerto de entrada.

Puerto		L_v	\dot{m}	C_{1m}	C_{2m}	C_{1v}	C_{2v}	C_{1x}	C_{1y}	C_{1z}	C_{2x}	C_{2y}	C_{2z}
con-ven-cional	Ape-rtu-ra	2	0,00835	0,53	0,47	1,17	0,90	0,99	0,02	0,12	0,57	0,81	0,15
		4	0,01130	0,59	0,41	1,54	1,24	0,97	0,23	0,11	0,24	0,97	0,05
		6	0,01407	0,60	0,40	1,66	1,32	0,96	0,26	0,10	0,22	0,97	0,07
		8	0,01461	0,64	0,36	2,00	1,43	0,95	0,31	0,10	0,16	0,98	0,10
		10	0,01446	0,63	0,37	2,49	1,85	0,92	0,38	0,13	0,20	0,97	0,12
	Cie-rre	8	0,01337	0,58	0,42	1,99	1,51	0,93	0,32	0,20	0,30	0,95	0,08
		6	0,01172	0,56	0,44	1,66	1,33	0,94	0,29	0,15	0,34	0,94	0,01
		4	0,00869	0,55	0,45	1,53	1,34	0,96	0,26	0,11	0,39	0,92	0,04
		2	0,00367	0,55	0,45	1,22	1,08	0,97	0,19	0,14	0,48	0,87	0,10
de tumble	Ape-rtu-ra	2	0,00824	0,60	0,40	1,62	0,58	1,00	0,09	0,04	0,39	0,89	0,24
		4	0,01264	0,70	0,30	1,99	0,93	1,00	0,05	0,03	0,10	0,99	0,08
		6	0,01402	0,78	0,22	2,25	1,09	1,00	0,02	0,03	0,04	0,98	0,18
		8	0,01424	0,84	0,16	2,68	2,34	1,00	0,07	0,01	0,35	0,90	0,27
		10	0,01556	0,82	0,18	3,04	2,58	0,99	0,14	0,03	0,36	0,92	0,17
	Cie-rre	8	0,01362	0,75	0,25	2,53	1,66	0,99	0,10	0,03	0,20	0,98	0,04
		6	0,01152	0,71	0,29	2,21	1,44	1,00	0,05	0,04	0,16	0,99	0,03
		4	0,00832	0,69	0,31	1,99	1,22	1,00	0,01	0,05	0,09	0,99	0,13
		2	0,00417	0,67	0,33	1,75	0,77	1,00	0,04	0,05	0,00	0,95	0,32

Tabla 4.2. Parametrización del flujo de entrada mediante coeficientes describiendo su distribución y dirección durante la apertura y el cierre de la válvula de admisión.

Con respecto al puerto convencional, el coeficiente C_{1m} muestra una mayor homogeneidad en la distribución del flujo para todo el rango de alzadas analizado. No obstante, existe una tendencia del flujo a ingresar a través de la zona 1 (flujo positivo), tendencia que se incrementa con la alzada, originándose un desbalance del 26% para la alzada máxima. En cuanto a la dirección del flujo, en la zona 1 la componente x domina por sobre las dos restantes, en particular para alzadas bajas. En tanto que C_{1z} , y en mayor medida C_{1y} , se incrementan notablemente al alcanzar la alzada máxima. Por otro lado, para la zona 2 la distribución de la velocidad resulta más homogénea en sus tres direcciones, siendo la componente vertical dominante respecto de las restantes e induciendo momento de *tumble* negativo.

En cuanto al puerto de *tumble*, el flujo encuentra un camino preferencial para ingresar al

cilindro a través de la zona 1, para todo el rango de alzadas, siendo mínima la desviación introducida por la válvula. Para alzadas altas, cerca del 80% del flujo ingresa a través de la zona 1 con una velocidad mayormente tangencial respecto del vórtice de *tumble* (dirección x) y con sentido positivo. El coeficiente C_{Ix} se mantiene cercano a 1.0 para todo el rango de alzadas, mientras que C_{Iy} y C_{Iz} son despreciables. Para igual alzada, el coeficiente C_{Im} resulta menor durante el cierre de la válvula, siendo también menor el caudal total aspirado. Al comparar el C_{Im} para iguales alzadas puede verse que, mientras mayor es el caudal total, mayor resulta el C_{Im} , reflejando la naturaleza inercial del flujo. Por otro lado, una distribución mucho más homogénea es encontrada al analizar la zona 2, dado que si bien el flujo principal es orientado en la dirección y , las restantes componentes ostentan magnitudes apreciables. Las componentes x e y en ésta zona generan *tumble*, oponiéndose al vórtice principal inducido por C_{Ix} . Finalmente, la componente z del flujo, la cual está relacionada con el movimiento de *swirl*, no tiene influencia directa en la producción de *tumble*.

La figura 4.11 grafica el coeficiente C_{Im} para los dos puertos, para ambos regímenes de velocidad y para los dos estados de carga analizados. La velocidad del motor y el estado de carga no parecen tener una influencia significativa en la distribución del flujo alrededor de la válvula. En ambos puertos la asimetría en la distribución del flujo crece con el incremento en la alzada de las válvulas y C_{Im} resulta mayor durante la apertura. Para el régimen de mayor velocidad y a mayores alzadas, los efectos inerciales incrementan el desbalance del flujo en el puerto de *tumble*, aunque no producen el mismo efecto sobre el puerto convencional. Un comportamiento similar es notado al analizar los restantes coeficientes (C_{Ix} , C_{2x} y C_{2y}).

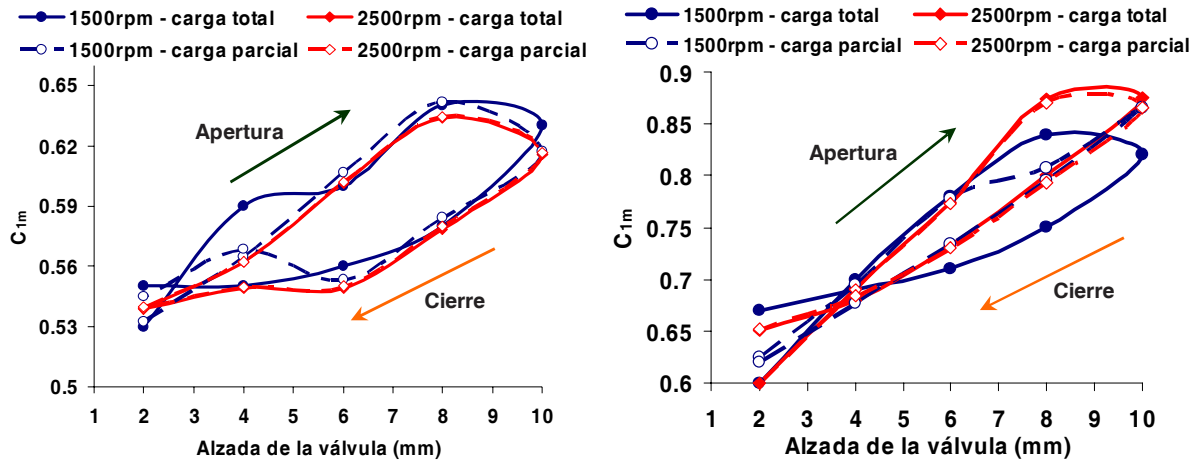


Figura 4.11. Coeficiente C_{1m} durante la apertura y cierre de las válvulas para 1500 rpm.

Izquierda: puerto convencional. *Derecha:* puerto de *tumble*.

La figura 4.12 muestra la componente x del flujo a lo largo de tres líneas verticales paralelas al eje del cilindro. En lo referente al puerto convencional (parte superior en la figura), el vórtice de *tumble* no logra definirse en forma clara en ningún instante. El campo de velocidad cercano al cilindro tiene un único sentido, mostrando un patrón de flujo con una componente de *swirl* significativa. Esto resulta consistente con lo obtenido al calcular el momento de *swirl* (M_y) en el cilindro (ver figura 4.8). Al mismo tiempo, el movimiento de *tumble* solo se registra sobre el eje del cilindro y desaparece rápidamente cuando la válvula comienza a cerrarse.

Por el contrario, para el puerto de *tumble* (figura 4.12, parte inferior) el vórtice de *tumble* es observado desde los primeros instantes de la etapa de admisión (desde los 70 CA), y se define a lo largo de todo el eje transversal del cilindro. El eje del vórtice se localiza cerca de la superficie del pistón durante el periodo de admisión, pero luego se aproxima al centro del cilindro cuando el pistón comienza su carrera ascendente. El vórtice se mantiene incluso cuando el pistón se encuentra muy próximo del *PMS*. Esto también es reflejado por los resultados mostrados en la figura 4.8.

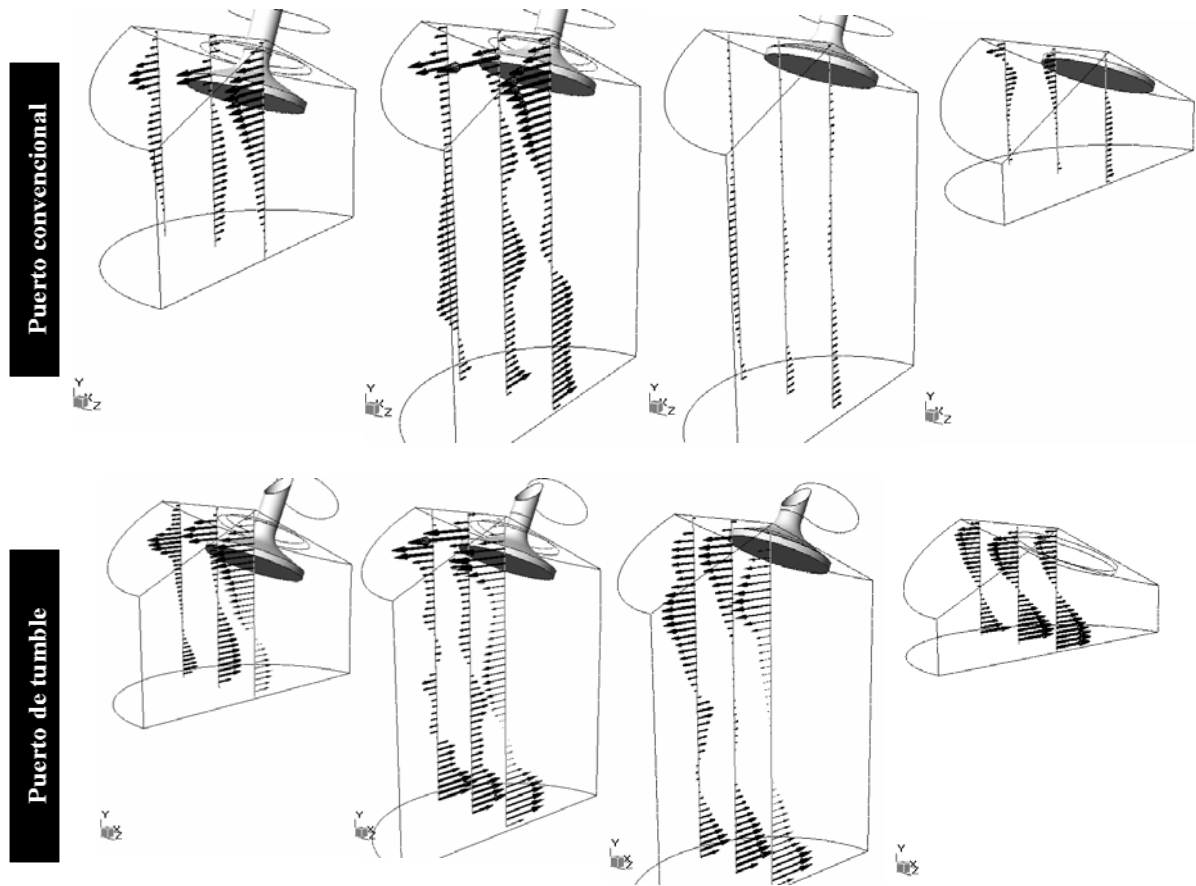


Figura 4.12. Campo de velocidad en el cilindro (velocidad de 1500 rpm y carga completa) para 72, 144, 216 y 324 CA. Arriba: puerto convencional. Abajo: puerto de *tumble*.

La figura 4.13 ayuda a entender la complejidad del patrón de flujo, al mostrar el campo de velocidad sobre planos paralelos al plano medio del cilindro para 252 CA. Como puede apreciarse, para el puerto convencional sobre el plano medio del cilindro existen dos vórtices contra rotantes, siendo el principal de ellos positivo y ubicado próximo a la superficie del pistón. Este vórtice desaparece al analizar el plano más cercano a la pared del cilindro. Por otro lado, el flujo inducido por el puerto de *tumble* se caracteriza por un único macro vórtice, el cual se define a lo largo de los tres planos mostrados, localizándose su centro cercano al centro geométrico del cilindro.

Las diferencias en el momento de *tumble* generado por ambos puertos también son reflejadas en las cantidades turbulentas. Los patrones de flujo involucrando estructuras coherentes redundan en menores tasas de disipación de su energía cinética, y por tanto favorecen la conservación de la energía del flujo entrante. De acuerdo a los resultados

mostrados, las macro estructuras que se desarrollan en todo el dominio al utilizar el puerto de *tumble*, permanecen estables hasta el final de la compresión. La figura 4.14 muestra el campo de velocidad generado por dicho puerto durante el final de la compresión (324 CA), en tres planos paralelos al plano medio del cilindro. Como puede verse, durante la carrera ascendente del pistón el macro vórtice sufre una fuerte distorsión y las pérdidas por fricción se incrementan, liberando energía cinética hacia escalas de turbulencia más pequeñas (cascada de energía) en el momento en que se inicia la combustión.

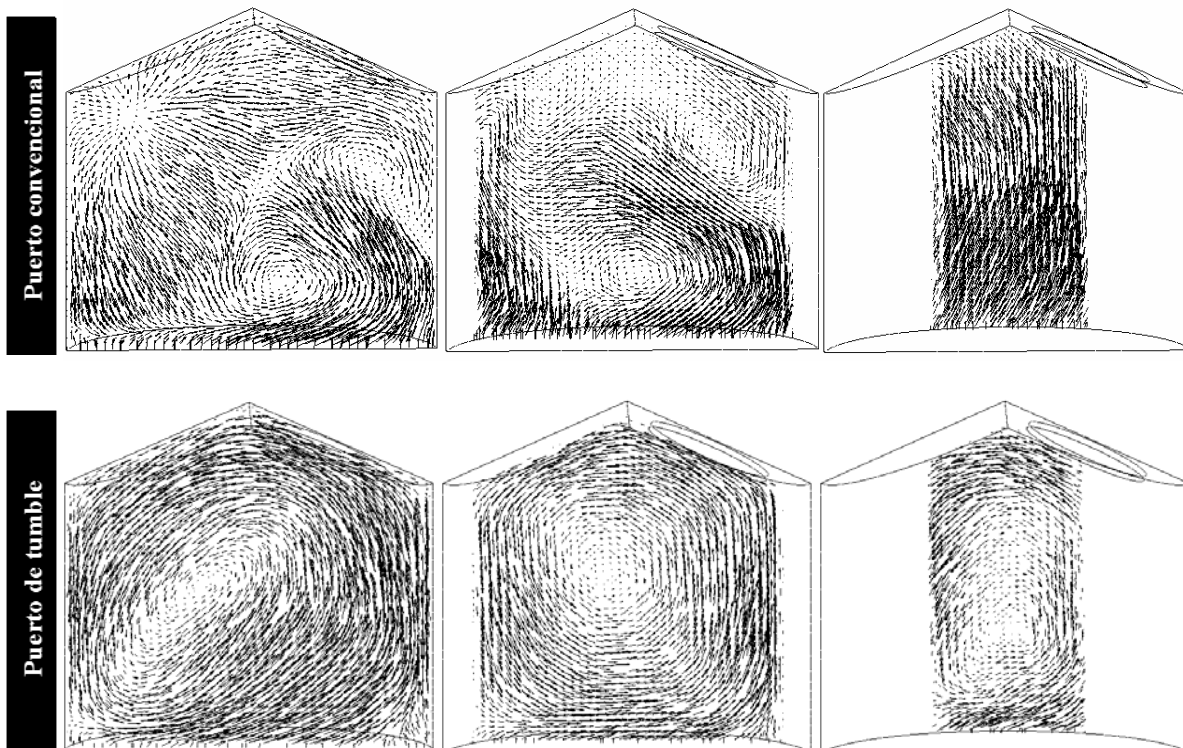


Figura 4.13. Campo de velocidad sobre planos x - y (*arriba*: puerto convencional. *Abajo*: puerto de *tumble*) para 252 CA, velocidad de 1500 rpm y carga completa. *Izquierda*: plano medio del cilindro. *Centro*: plano medio de la válvula. *Derecha*: plano a 10 mm respecto de la pared del cilindro.

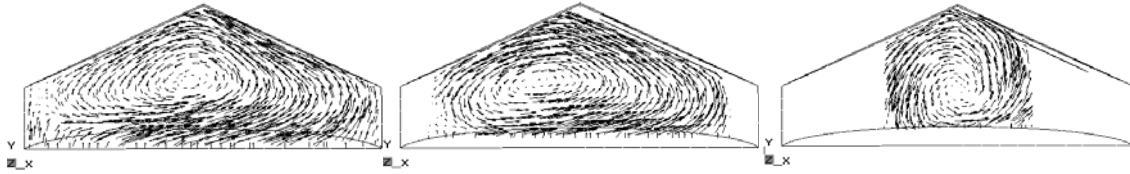


Figura 4.14. Campo de velocidad sobre planos x - y para 324 CA, velocidad de 1500 rpm y carga completa. *Izquierda:* plano medio del cilindro. *Centro:* plano medio de la válvula. *Derecha:* plano a 10 mm respecto de la pared del cilindro.

La intensidad turbulenta u' promediada en el cilindro es graficada en la figura 4.15. Allí se muestra cómo el puerto de *tumble* consigue incrementar la turbulencia en el final de la compresión, es decir en el instante en que se debe producir la ignición de la mezcla. También se incluyen los resultados obtenidos con el modelo *OD*, el cual sobreestima el grado de turbulencia durante toda la carrera de compresión.

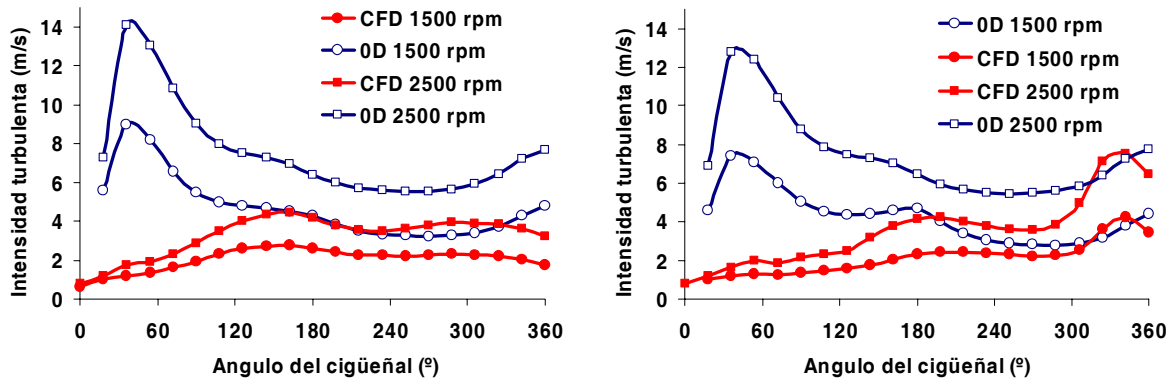


Figura 4.15. Intensidad turbulenta u' a lo largo de las carreras de admisión y compresión. *Izquierda:* puerto convencional. *Derecha:* puerto de *tumble*.

La tasa de quemado de la mezcla es altamente dependiente de la masa que ingresa al frente de llama, lo cual está estrechamente relacionado a la capacidad de mezclado y en consecuencia a la energía cinética turbulenta. Por este motivo, la homogeneidad de la turbulencia en todo el cilindro y en particular en las inmediaciones de la bujía se torna crucial para sostener una velocidad de avance de llama relativamente constante. La figura 4.16 muestra el promedio espacial para la intensidad turbulenta (u') en todo el volumen del cilindro

y en tres volúmenes esféricos centrados en la bujía, con radios de 5, 10 y 15 mm. En lo referente a u' , el puerto de *tumble* nuevamente muestra una mayor homogeneidad en todo el cilindro durante las etapas de admisión y compresión. Como ya se mencionó, este comportamiento tiene ventajas en cuanto al desarrollo posterior de la combustión y por otro lado, verifica en mayor medida la formulación del modelo *0D*, el cual promedia espacialmente las variables, equivalente a considerarlas homogéneas.

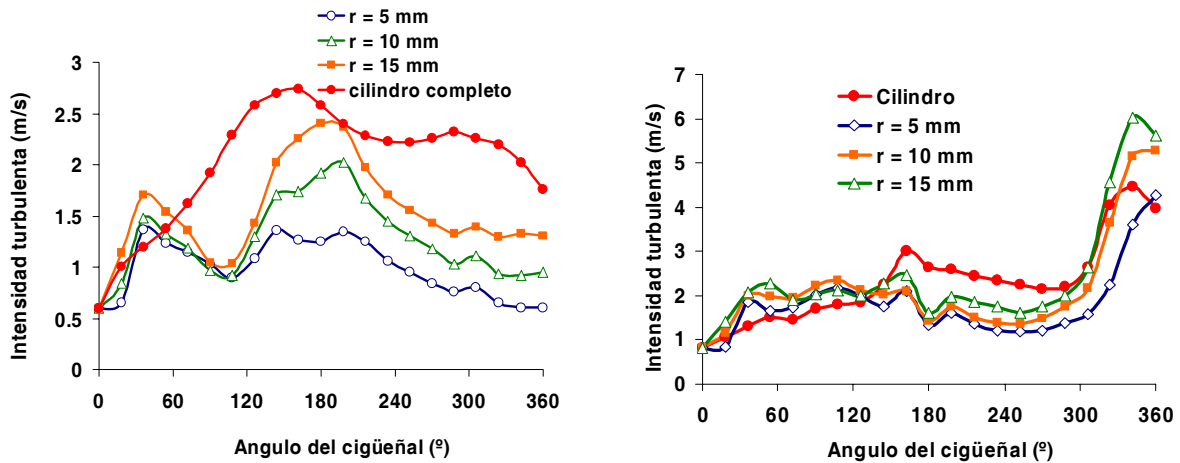


Figura 4.16. Promedio espacial de la intensidad turbulenta (u') en las inmediaciones de la bujía y en todo el cilindro. *Izquierda:* puerto convencional. *Derecha:* puerto de *tumble*.

4.6 Modificaciones introducidas al modelo *0-dimensional*

De acuerdo con la figura 4.13, una configuración de motor que promueva la generación de altos niveles de *tumble* se ajusta mejor a la hipótesis de que el flujo puede ser representado como un cuerpo rígido en rotación (ecuación (4.5)). Los resultados obtenidos para el puerto de *tumble*, y la información aportada por el análisis paramétrico de los perfiles de velocidad sobre la cortina de la válvula, indican que existe una marcada falencia en la estimación de la cantidad de momento introducida por el flujo durante la admisión. Por ello, se propuso una modificación al modelo de *tumble* que incorpora más información acerca del flujo que ingresa al cilindro. En éste sentido, la ecuación (4.2) fue reformulada considerando el aporte de momento de *tumble* de los tres flujos que inducen *tumble* en forma directa, θ_{1x} , θ_{2x} y θ_{2y} , (ver figura 4.9, derecha). La ecuación reformulada tomó la siguiente forma:

$$\frac{dM_{Zin}}{dt} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \bar{v}_i r_i = \dot{m}_1 \bar{v}_{1x} \cdot r_1 - \dot{m}_2 \bar{v}_{2x} \cdot r_2 - \dot{m}_2 \bar{v}_{2y} \cdot r_3, \quad (4.26)$$

donde r_1 , r_2 y r_3 son las coordenadas del vector posición desde el centro del cilindro a cada uno de los tres vectores de flujo considerados. Por simplicidad r_1 y r_2 son considerados como iguales a $L/2$ (ver figura 4.1 a la izquierda) y r_3 es tomado como igual a la mitad del radio del cilindro.

La figura 4.17 muestra los resultados obtenidos con el modelo *OD* original y con la modificación introducida, junto con los correspondientes a la simulación por *CFD*. Aunque las estimaciones obtenidas con el modelo modificado para el puerto convencional continúan lejos de ser confiables, al menos la sobreestimación de M_z durante la admisión fue reducida notablemente. Por otro lado, la modificación impuesta solo tiene efecto sobre la etapa de admisión, por lo que no se esperan mejoras en el comportamiento del modelo en lo referente a la tasa de disipación y degradación ulterior del *tumble*.

En lo referente al puerto de *tumble*, el modelo modificado permitió arribar a mejores estimaciones de M_z durante la admisión. Al analizar en mayor detalle la ecuación original (ecuación 4.2), en ella se considera que todo el flujo de entrada produce momento de *tumble* positivo, en tanto que la modificación propuesta (ecuación 4.26) cuantifica la generación de *tumble* negativo, inducido por los flujos θ_{2x} y θ_{2y} . Sin embargo, la modificación da como resultado una mayor producción de M_z , en el puerto de *tumble*. Si bien, a primera vista esto parece ser contradictorio, la explicación se halla en que el modelo modificado, además de tomar en cuenta los tres flujos másicos (θ_{1x} , θ_{2x} y θ_{2y}), considera también sus velocidades (v_{1x} , v_{2x} y v_{2y}). El modelo original formula que todo el flujo ingresa con una cantidad de momento angular igual a $\dot{m}_m U_0 h$, donde U_0 es menor o en el mejor de los casos igual a la velocidad media de ingreso al cilindro \bar{v}_n (ver ecuación 4.3). Pero, como puede observarse en la tabla 4.2, la velocidad promedio en la zona 1 (\bar{v}_1) para el puerto de *tumble* (coeficiente C_{1x}) alcanza a ser dos veces superior a \bar{v}_n . Es decir que, aunque C_{1m} indica que solo una fracción del flujo total atraviesa la zona 1 (flujo (θ_{1x}), ésta fracción posee una velocidad superior a la velocidad media \bar{v}_n , y por lo tanto genera un mayor momento de *tumble*. En resumen, los coeficientes de flujo definidos mediante velocidades promedio pesadas con el flujo másico permiten

evaluar con mayor precisión la cantidad de momento lineal de los flujos de entrada al cilindro, y en consecuencia la cantidad de momento de *tumble* inducida por los mismos.

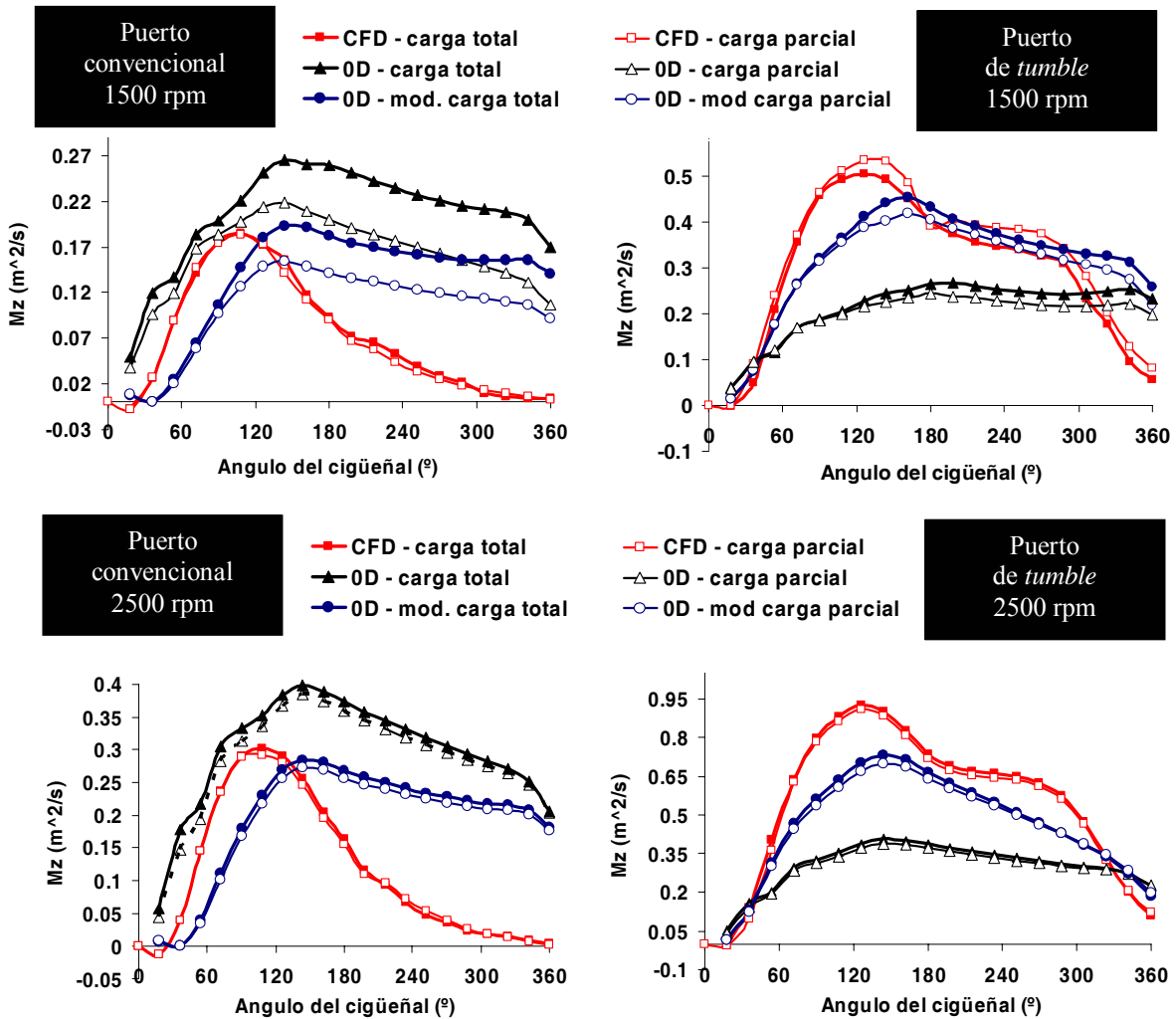


Figura 4.17. Estimaciones del momento de *tumble* normalizado M_z con el modelo *OD* original, el modificado y *CFD* para ambos puertos y velocidades de 1500 y 2500 rpm.

Con respecto a la turbulencia, tanto el modelo original como el modificado dan malas estimaciones durante ambas etapas y en particular durante la admisión. Los cambios introducidos al modelo no generan cambios significativos sobre los resultados en este sentido. La modificación propuesta no debe entenderse como un nuevo modelo, sino como una estrategia para determinar si al incorporar mayor información es posible mejorar los resultados del modelo *OD*. Queda claro que, de acuerdo a los resultados de la simulación con

CFD y a los obtenidos por otros investigadores, la influencia del conducto de admisión debe ser tomada en cuenta por cualquier modelo 0-dimensional que intente aportar resultados, al menos de carácter cualitativo, acerca del comportamiento del flujo en el interior del cilindro.

4.7 Discusión y conclusiones parciales

Los resultados aportados por la simulación dinámica mediante CFD permitieron comparar en mayor detalle el comportamiento de las dos geometrías de motor estudiadas. La tabla 4.3 muestra los incrementos relativos obtenidos al incrementar la velocidad del motor desde 1500 a 2500 rpm, es decir en un 66%. En la tabla son consignados los incrementos en los valores máximos para M_z y k , junto con el ángulo del cigüeñal para el cual fueron registrados. También son incluidos los incrementos registrados cerca del punto de ignición (342 CA) y al alcanzar el PMS, durante el final de la compresión.

Puerto de admisión	Incrementos porcentuales (%)					
	M_z			k		
	Máx.	342 CA	360 CA	Máx.	342 CA	360 CA
convencional	63 (108 CA)	124	119	165 (162 CA)	222	227
de <i>tumble</i>	84 (126 CA)	113	96	219 (342 CA)	219	241

Tabla 4.3. Incrementos porcentuales del momento de *tumble* y la energía cinética turbulenta para los dos puertos analizados (resultados de CFD).

Como es de esperar, existe un aumento acentuado de ambas variables (M_z y k) al incrementar la velocidad del motor. Con respecto al valor máximo de M_z , el puerto convencional sufre un aumento porcentual levemente inferior al de la velocidad. Por otro lado, el puerto de *tumble* incrementa su valor máximo en una proporción mayor al incremento de la velocidad del motor, al igual que la energía cinética turbulenta máxima, la cual es incrementada en 99 y 153 puntos porcentuales por sobre el incremento en la velocidad del motor. En este caso, resulta notorio cómo para el puerto convencional la k máxima se registra durante el final de la carrera de admisión (162 CA), mientras que para el puerto de *tumble*, dicho máximo toma lugar al final de la carrera de compresión (342 CA). Esto último no ocurre para M_z , difiriendo en solo 18 CA el instante en que se dan los valores máximos, registrándose

ambos cerca de la alzada máxima de la válvula. Es decir que, el puerto de *tumble* no solo tiene mayor capacidad para incrementar la turbulencia con la velocidad del motor, sino que además logra desplazar su valor máximo al instante próximo a la ignición.

Los resultados de *CFD* no muestran una sensibilidad apreciable respecto de los dos niveles de carga analizados. Además, si bien solo se incluyen los resultados obtenidos para 1500 rpm, el estudio de las características del flujo de entrada por medio de los coeficientes de las ecuaciones (4.24) y (4.25), no muestran diferencias significativas para ambas velocidades y niveles de carga.

En lo que respecta a la evaluación del modelo *OD* y su factibilidad para estimar características fluidodinámicas en el interior del cilindro, surgen las siguientes conclusiones:

- los resultados del modelo muestran fuertes diferencias con los hallados mediante *CFD*
- el modelo sobreestima la cantidad de momento de *tumble* durante la admisión en motores con geometrías convencionales y subestima dicha cantidad en motores con alta generación de *tumble*
- el modelo sobreestima la intensidad de la turbulencia en ambas carreras, y en particular durante la admisión
- las diferencias entre los resultados del modelo y de *CFD* crecen con el incremento en la velocidad del motor
- el modelo no posee sensibilidad a cambios significativos en la configuración del puerto de admisión. Estudios tanto numéricos como experimentales han mostrado que dichos cambios tienen una fuerte incidencia en la generación de *tumble*
- el modelo requiere mayor información de las características del flujo de entrada al cilindro
- la mejora en el modelo original solo puede ser obtenida si se incorpora información extra que contemple el comportamiento del flujo aguas arriba de la válvula de admisión, y en tanto éste modelo sea destinado al estudio de motores con alta generación de *tumble*

Por todo lo explicado, el modelo *OD* solo es recomendado para su aplicación en motores con alta generación de *tumble*, para los cuales las hipótesis planteadas resultan más realistas. No obstante, como queda demostrado, sus resultados aún no pueden considerarse confiables por lo que éste debería ser reformulado de modo de incorporar características geométricas describiendo la forma del puerto de admisión, y no solo del cilindro y las válvulas.

Capítulo V. Estudio fluido dinámico del motor en movimiento

5.1 Dimensionado del motor

En este Capítulo se detallan las técnicas y los resultados obtenidos al simular dinámicamente el motor Fiat Torque estudiado en forma estática en el Capítulo III. El motor posee un volumen total desplazado (V_d) de 1582 cm^3 y un diámetro de cilindro de 86 mm. Su carrera es de 68 mm, la longitud de biela es de 118 mm y su relación de compresión (r_c) de 10.5:1. A partir de estos datos es posible determinar el volumen nocivo (V_c) de la cámara de combustión mediante la siguiente relación:

$$V_c = \frac{V_d}{r_c - 1}, \quad (5.1)$$

donde V_d representa el volumen desplazado por el pistón. El volumen nocivo resulta entonces igual a 42 cm^3 . Calculando el volumen contenido en la cámara de combustión puede ubicarse la posición del pistón durante el *PMS* a 2 mm por debajo del extremo inferior de la tapa de cilindros. La tabla 5.1 resume las principales características constructivas del motor.

Cilindrada (cm^3)	1582
Carrera (mm)	68
Relación de compresión	10.5:1
Diámetro del cilindro (mm)	86
Longitud de la biela (mm)	118

Tabla 5.1. Principales características constructivas del motor.

Los perfiles de apertura y cierre para las válvulas fueron relevados sobre la superficie de las levas, utilizando un reloj comparador y un transportador. A partir de los resultados de las mediciones, y de los datos reportados en el manual técnico del motor (reglaje de las válvulas), fue posible construir el perfil de apertura y cierre de las válvulas en función del ángulo de giro del cigüeñal. Esto último es mostrado en la figura 5.1.

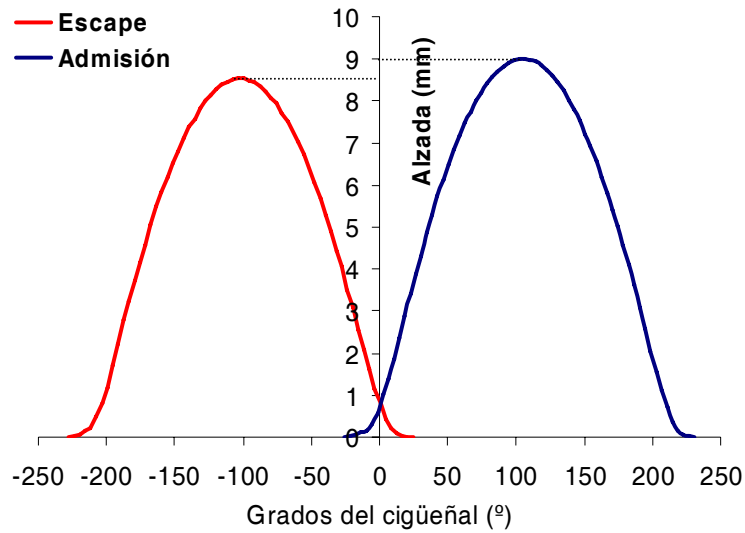


Figura 5.1. Alzada de las válvulas de admisión y escape para el motor Fiat Torque.

Como puede observarse en la figura 5.1, durante el *PMS* ambas válvulas se encuentran abiertas con alzadas similares (0.8 mm aproximadamente). La tabla 5.2 consigna los datos de alzada máxima, avance a la apertura y retraso al cierre para ambas válvulas [Manual técnico Fiat, 2001].

	Admisión	Escape
Alzada máxima	9 mm	8.5 mm
Diámetro	30.4 mm	29.9 mm
CA alzada máxima	102.5°	618.5°
Rango de apertura	255°	253°
Avance a la apertura	25°	48°
Retraso al cierre	50°	25°

Tabla 5.2. Parámetros de la alzada de las válvulas de admisión y escape para el motor Fiat Torque.

A fin de llevar a cabo un estudio 0/1-D fue necesario relevar globalmente el motor, con el objetivo de conocer detalladamente las dimensiones características del cilindro, las válvulas y el conjunto biela-manivela, así como también las longitudes y diámetros efectivos de los

conductos de admisión y escape, la distribución de las uniones y plenos y el volumen y superficie interior de estos últimos. La figura 5.2 muestra los conductos y el pleno de admisión del motor Fiat Torque, en tanto que en la figura 5.3 se grafica la distribución general del motor. Por último, la tabla 5.3 detalla las características geométricas de interés para la simulación 0/1-D del mismo.

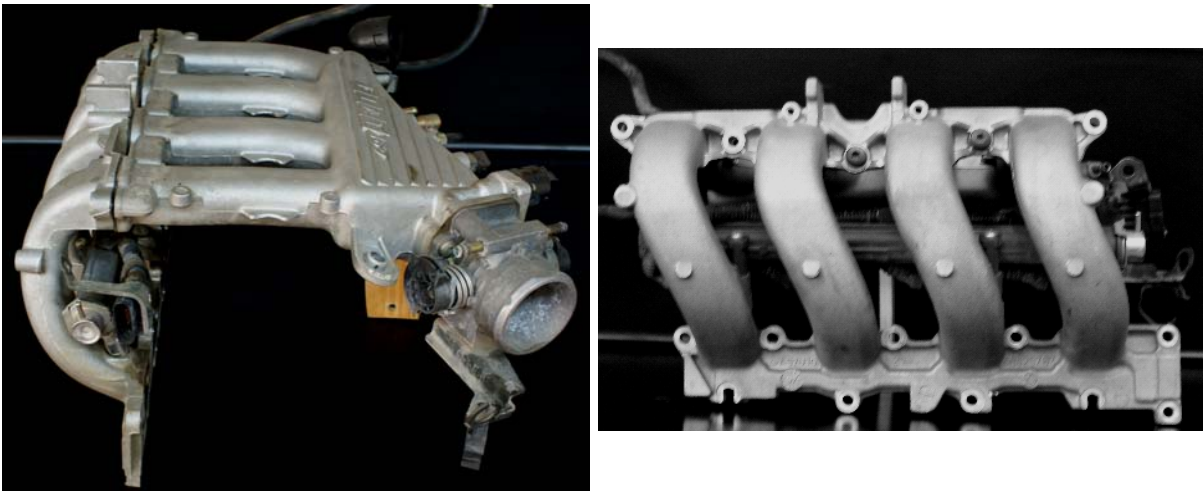


Figura 5.2. Sistema de admisión del motor Fiat Torque.

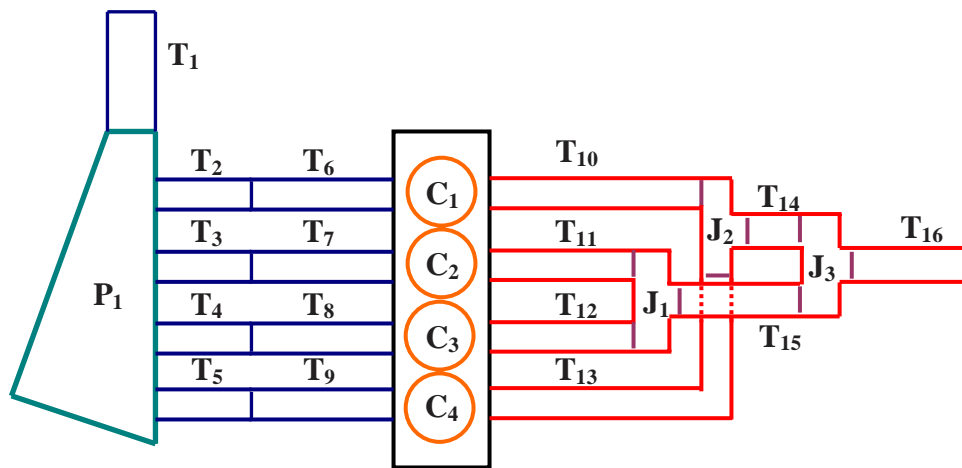


Figura 5.3. Distribución de conductos, plenos y juntas para el motor Fiat Torque.

Componente	Características	
Conductos	Longitud (mm)	Diámetro hidráulico (mm)
T ₁	500	65
T ₂	170	38
T ₃	170	38
T ₄	170	38
T ₅	170	38
T ₆	300 + 80	38 – 30.3
T ₇	300 + 80	38 – 30.3
T ₈	300 + 80	38 – 30.3
T ₉	300 + 80	38 – 30.3
T ₁₀	80 + 220	30 – 33
T ₁₁	80 + 220	30 – 33
T ₁₂	80 + 220	30 – 33
T ₁₃	80 + 220	30 – 33
T ₁₄	220	33
T ₁₅	200	33
T ₁₆	800	40
Plenos	Volumen (m ³)	Área (m ²)
P ₁	7x10 ⁻⁴	0.0636

Tabla 5.3. Diámetros, longitudes y volúmenes de los conductos y plenos del motor.

5.2 Simulación multidimensional

La búsqueda de trabajos científicos y reportes sobre simulaciones dinámicas multidimensionales en motores de combustión interna, permite concluir que existen pocos intentos por abordar este tipo de investigaciones. En muchos trabajos se reportan simulaciones mediante *CFD* considerando parte del ciclo termodinámico del motor, fundamentalmente las etapas de admisión y compresión, estudiando la dinámica de gases y la inyección de combustible. Por otro lado, otros trabajos abordan el estudio aislado del proceso de

combustión [Bailly y col, 1999; Weng y col, 1999; Matarelli, 2000; Hong y Tarng, 2001; Li y col, 2001a; Stan y col, 2003; Tan y Reitz, 2006; Ramajo y col, 2007]. Sin embargo, en solo unos pocos pueden encontrarse simulaciones del ciclo completo del motor mediante *CFD* [Bianchi y col, 1998; Johan y col, 2001; Fontana y col, 2003; Cao y col, 2004; Fontana y col, 2006; Mahrous y col, 2007]. Las causas de esto último, son fácilmente deducidas a partir de la dificultad para deformar las mallas en las inmediaciones de las válvulas, lo cual se agrava por la necesidad de utilizar mallas con alta resolución, para definir en forma adecuada la geometría compleja de los motores. A esto se suma la necesidad de resolver apropiadamente las variables turbulentas, modelar la combustión y sobrellevar las dificultades numéricas introducidas por las altas diferencias de temperatura y de presión, que se manifiestan durante la apertura de las válvulas de escape. No resulta tampoco menor el alto costo computacional requerido para modelar estos problemas, para los cuales deben emplearse pasos de integración temporal reducidos si se pretende lograr una buena descripción del campo de velocidad y de las estructuras turbulentas, con una convergencia aceptable en los resultados. Las dificultades mencionadas son potenciadas al utilizar un software de *CFD* multipropósito como ANSYS-CFX, el cual no fue diseñado explícitamente para modelar este tipo de problemas. Como se analizará a continuación, la mayor dificultad en implementar la simulación del ciclo completo del motor radica en la división y unión de dominios durante la apertura y cierre de las válvulas. En las secciones siguientes se detalla la metodología empleada para llevar a cabo la simulación dinámica en frío del motor. Posteriormente en la sección 5.5, se presenta la simulación 0/1-D del mismo, cuyos resultados fueron empleados para imponer condiciones de contorno apropiadas para modelar con mayor grado de realismo la simulación en caliente del motor mediante *CFD*.

5.2.1 Metodología para la deformación de la malla

Existen al menos tres metodologías propuestas para resolver problemas que involucran cambios en el dominio computacional ocasionados por el movimiento de las fronteras del mismo. La primera de ellas consiste del remallado del dominio, en cada paso de tiempo. La segunda se basa en deformar la malla original de modo de adaptarla a la nueva geometría. La tercera es una combinación de las anteriores, donde se parte de una malla válida (cuyos elementos poseen volumen positivo), y se utiliza una estrategia de deformación durante n

pasos de tiempo, hasta que la calidad de la malla se vuelve inadmisibile, es decir que los elementos de la malla se distorsionan excesivamente, o incluso ésta se vuelve inválida. Entonces es necesario llevar a cabo el remallado de la nueva geometría, obtenida luego de la deformación, e iniciar nuevamente el proceso de deformación a partir de la nueva malla valida [Johan, 2001]. En éste trabajo se ha implementado la tercera estrategia, es decir que se deforma la malla hasta un cierto grado, para luego proceder a dibujar la nueva geometría y generar una nueva malla, para poder continuar con la simulación.

La deformación de la malla se produce a partir de la aplicación de desplazamientos específicos sobre los nodos de las fronteras móviles (cabeza de las válvulas y pistón), permitiendo el desplazamiento libre de los nodos de la superficie del cilindro y de los vástagos de las válvulas. A los restantes nodos de superficie, es decir los que definen la superficie de la tapa de cilindros y de los conductos de admisión y escape, no les es permitido moverse, de modo de proporcionar puntos de fijación para calcular la posición de los nodos que sí pueden hacerlo. La posición de los nodos interiores, los cuales pueden moverse libremente, es obtenida al resolver una ecuación de desplazamiento en cada nodo. En ANSYS-CFX esta ecuación es de tipo difusiva, es decir que el desplazamiento de los nodos de las fronteras móviles se propaga a los nodos interiores de acuerdo a una expresión del tipo:

$$X_i^{n+1} = X_i^n + v_i^{n+1} \cdot \Delta t, \quad (5.2)$$

donde X_i^{n+1} y v_i^{n+1} son la posición y la velocidad del nodo i en el paso $n+1$, X_i^n es la posición del nodo i en el paso anterior y Δt es el avance temporal empleado para la simulación. La velocidad v_i^{n+1} es obtenida mediante una ecuación de difusión de la forma:

$$\frac{\partial v_i^{n+1}}{\partial t} = \nabla \cdot (D_{mesh} \nabla v_i^{n+1}), \quad (5.3)$$

donde D_{mesh} es un coeficiente de difusión para la malla, el cual puede ser un valor constante o una función local. En este caso se ha utilizado una expresión local igual a 1×10^5 [m³/s] / V_{FV} , siendo V_{FV} el volumen asociado a cada nodo de la malla de volúmenes finitos. De ésta forma se busca rigidizar los elementos cuyo volumen resulta menor, y por ello más propensos a volverse inválidos.

Si bien la metodología descrita ha permitido modelar el ciclo completo del motor, la

misma resulta poco robusta cuando se imponen desplazamientos significativos, produciéndose elementos con volumen negativo. Por tal motivo, se prevé como tarea a futuro la utilización de una estrategia de movimiento de malla desarrollada en el CIMEC por López y col. [2006, 2008], con la cual es posible calcular la posición de los nodos de la malla deformada, a través de un algoritmo iterativo que minimiza un funcional geométrico global, relacionado con la calidad de cada elemento. Esta formulación permite obtener deformaciones extremas, reduciendo volúmenes hasta 100 veces, sin que la malla colapse.

5.2.2 Estrategias para la apertura y el cierre de las válvulas

Para producir el movimiento de las válvulas conforme avanza la simulación se utilizó una rutina externa Fortran, la cual accede a un archivo de datos (ángulo de cigüeñal vs. alzada correspondiente), y aplica una interpolación lineal para calcular el desplazamiento que debe aplicarse a cada válvula, en cada instante de tiempo.

Una de las dificultades más grandes al momento de simular dinámicamente el comportamiento de un motor alternativo está referida al movimiento de las válvulas, y a la división o unión de dominios, cuando las mismas terminan de cerrarse o inician su apertura. En el primer caso, es decir cuando las válvulas se cierran (ya sean de admisión o escape), el cilindro se desconecta del conducto y se establecen dos dominios aislados, y por lo tanto no factibles de ser resueltos en forma simultánea. En el segundo de los casos, es decir cuando las válvulas inician su apertura, dos o más dominios deben ser conectados, formando un único dominio.

En este trabajo se estudiaron tres metodologías para conectar y desconectar dominios. La primera de ellas consistió en imponer una viscosidad dinámica, varios órdenes de magnitud mayor a la real en la zona del *gap* entre el casquillo y la válvula. De esta forma, se pretendió generar esfuerzos de corte sobre las paredes que permitan la salida de una cantidad poco significativa de masa en el periodo en que las válvulas deben mantenerse cerradas. Sin embargo, esta metodología no arrojó resultados satisfactorios cuando la presión en el cilindro se incrementaba, durante la etapa de compresión. Dado que, durante las simulaciones se utilizó una ley de pared para representar el perfil de velocidades en las inmediaciones de las mismas, ésta no garantiza que la velocidad sobre la pared sea nula y en consecuencia puede existir deslizamiento del flujo sobre la misma. Posiblemente mejores resultados podrían haber

sido obtenidos sí se utilizaba un modelo laminar o tipo *LES*. No obstante, introducir valores elevados de viscosidad localmente puede inducir problemas numéricos en las ecuaciones de Navier-Stokes.

Otra posibilidad evaluada fue introducir un medio poroso en la zona del *gap*, de modo de aplicar una resistencia al paso del fluido por medio de una fuente de momento. Este método fue aplicado en un modelo simple, obturando el paso de gas en un conducto, obteniéndose buenos resultados. Sin embargo, cuando se lo implementó en el motor, se produjo una pérdida de masa considerable durante la compresión, por lo que también fue descartado. Por tales motivos, se decidió utilizar la tercera de las metodologías; la unión y división de dominios. Si bien ésta última resulta más laboriosa que las anteriores, al mismo tiempo tiene una ventaja en cuanto al costo computacional, ya que, mientras el flujo en el cilindro debe ser resuelto con un paso de tiempo muy pequeño (al menos 0.5 CA), en los conductos aislados es posible utilizar pasos de tiempo cuatro o cinco veces mayores, sin que el número de Courant se incremente excesivamente.

La figura 5.4 muestra los distintos subdominios necesarios para modelar el ciclo completo del motor. En la parte superior izquierda puede observarse el modelo (dominio *ACE*) utilizado para simular el cruce de las válvulas durante la primera y última parte del ciclo (0 CA a 16 CA y 710 CA a 720 CA). Una vez cerrada la válvula de escape, se remueve el sistema de escape y se continúa con un modelo para el conjunto admisión-cilindro (dominio *AC*) desde 16 CA a 208 CA, y otro para el escape (dominio *E*) desde 16 CA hasta 499 CA. Al alcanzar los 208 CA se cierran las válvulas de admisión y se continúa el modelado en forma separada del sistema de admisión (dominio *A*) desde 208 CA a 710 CA, del cilindro (dominio *C*) desde 208 CA hasta 499 CA, y del sistema de escape (dominio *E*), el cual comenzó a modelarse en forma aislada a partir de los 16 CA. Al alcanzar 499 CA se abren las válvulas de escape y son conectados el cilindro y el sistema de escape (dominio *CE*), simulándose este modelo desde 499 CA hasta 710 CA. Finalmente, al alcanzar los 710 CA se abren las válvulas de admisión y nuevamente los tres dominios forman un solo dominio (dominio *ACE*).

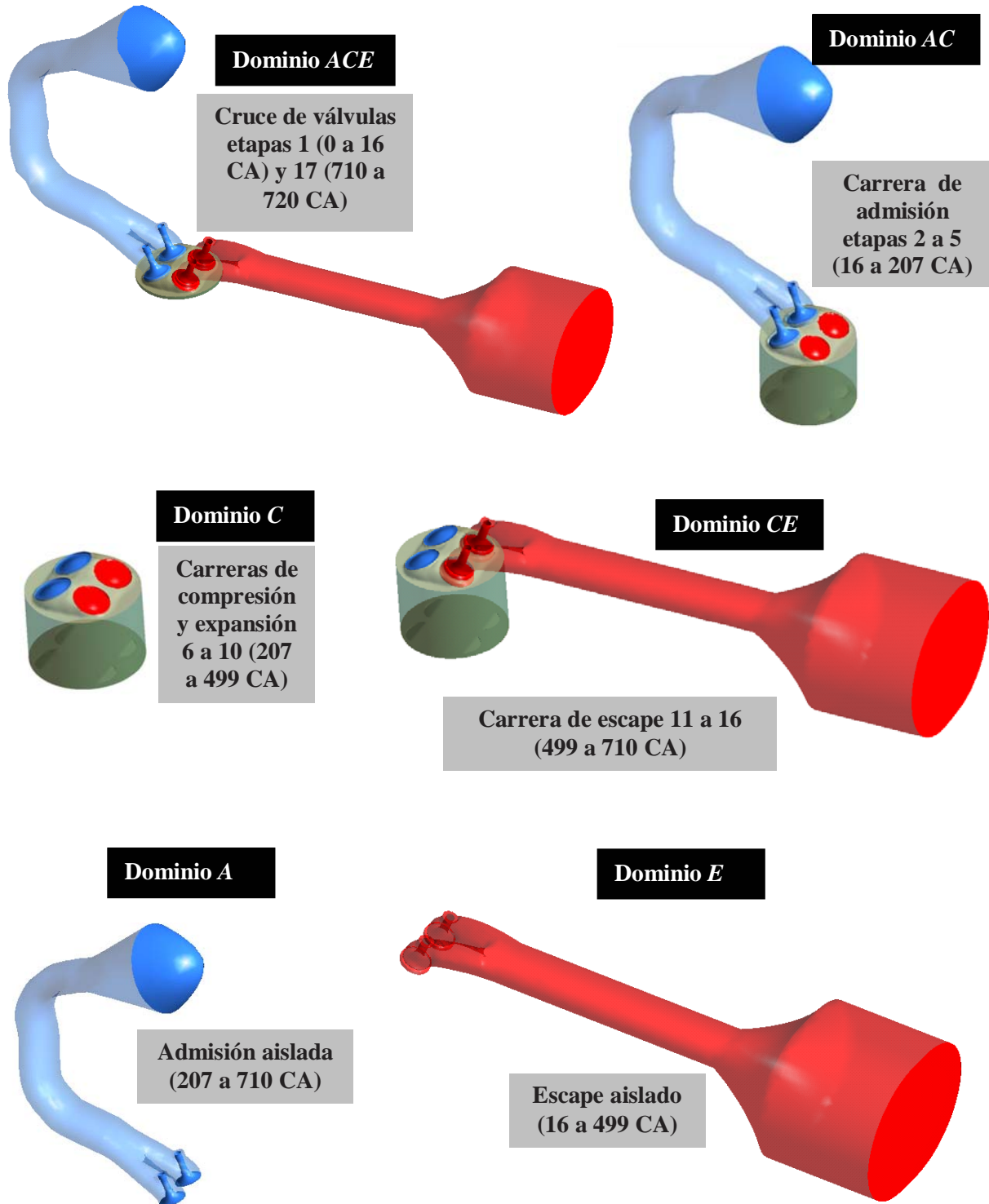


Figura 5.4. Modelos utilizados para la simulación dinámica.

Como puede notarse, los ángulos de cigüeñal mencionados anteriormente no se corresponden con los reglajes consignados en la tabla 5.2. Esto es así dado que fue necesario

fijar un *gap* mínimo entre las válvulas y sus asientos correspondientes durante el inicio de la apertura y el final del cierre de las mismas. Es decir que, cuando las válvulas inician su movimiento, las mismas deben tener una alzada inicial (aproximadamente 0.8 mm). De igual modo, durante su cierre, el movimiento se detiene cuando se ha alcanzado el *gap* mínimo. Todo esto redundará en un menor cruce de válvulas. Las dificultades devenidas de la estrategia de unión y separación de dominios son fácilmente imaginables si se considera la necesidad de tener que dibujar y mallar cada dominio por separado. La simulación del motor en estudio requirió un total de 19 geometrías.

La división de un dominio en varios dominios requiere la interpolación de las condiciones iniciales en el interior de cada nuevo dominio, lo cual es posible mediante ANSYS-CFX. Por otro lado, la unión de dos o más dominios en un único dominio, con la consecuente interpolación de las condiciones iniciales, no es resuelta automáticamente por ANSYS-CFX. Por ello, se debió programar una rutina externa de usuario en lenguaje Fortran, capaz de ser llamada por ANSYS-CFX, de forma de poder imponer las condiciones iniciales sobre las nuevas mallas a partir de las soluciones obtenidas en cada uno de los modelos anteriores.

La rutina generada para ésta tarea es ejecutada por ANSYS-CFX durante la generación de las condiciones iniciales, y provee a ANSYS-CFX de datos de presión, temperatura, velocidad (en sus tres componentes) y cantidades turbulentas (k y ϵ). Esta rutina es llamada en dos oportunidades durante cada ciclo;

- primero cuando se abren las válvulas de escape (499 CA), uniendo los dominios C y E
- por último al abrir las válvulas de admisión (710 CA), uniendo los dominios CE y A .

Durante la ejecución de la rutina, ANSYS-CFX proporciona un arreglo con las coordenadas nodales (X,Y,Z) de todos los nodos de la malla nueva. Luego, la rutina externa inicia una búsqueda direccionada sobre las mallas de los dominios simulados en las etapas previas. En primer lugar, para cada nodo de la malla nueva se determina si sus coordenadas (x,y,z) pertenecen al cilindro, o a los sistemas de admisión o escape. Una vez definido ello, se toma un elemento al azar en dicho dominio y se calculan las coordenadas de área del punto buscado en dicho elemento. Si el punto se encuentra en el interior del elemento entonces sus cuatro coordenadas de área (para el caso de tetraedros) serán mayores a cero. Si por el contrario, el punto no está contenido en el elemento, entonces se determina a qué nodo del elemento corresponde la menor coordenada de área (más negativa), y se avanza hacia el

elemento opuesto a dicho nodo (aquel elemento que comparte los tres nodos restantes del tetraedro). El esquema se repite hasta encontrar el elemento correcto. La figura 5.5 esquematiza la metodología de búsqueda implementada. La misma tiene la ventaja de que en un número pequeño de avances se encuentra el elemento buscado. Puede ocurrir que durante el recorrido de búsqueda no exista un elemento para seguir avanzando. Esta situación puede originarse por dos causas; o bien que el punto buscado esté fuera del dominio (en cuyo caso se extrapola la solución a partir del último elemento del recorrido), o bien que durante el recorrido se atravesase una región vacía del dominio (un orificio o una parte cóncava en el contorno como se muestra en la figura 5.5). Cuando esto ocurre, la búsqueda vuelve a iniciarse eligiendo otro elemento al azar en el dominio, y la misma solo concluye si se llega al punto buscado, o si se alcanza un número máximo de búsquedas partiendo de distintos puntos iniciales.

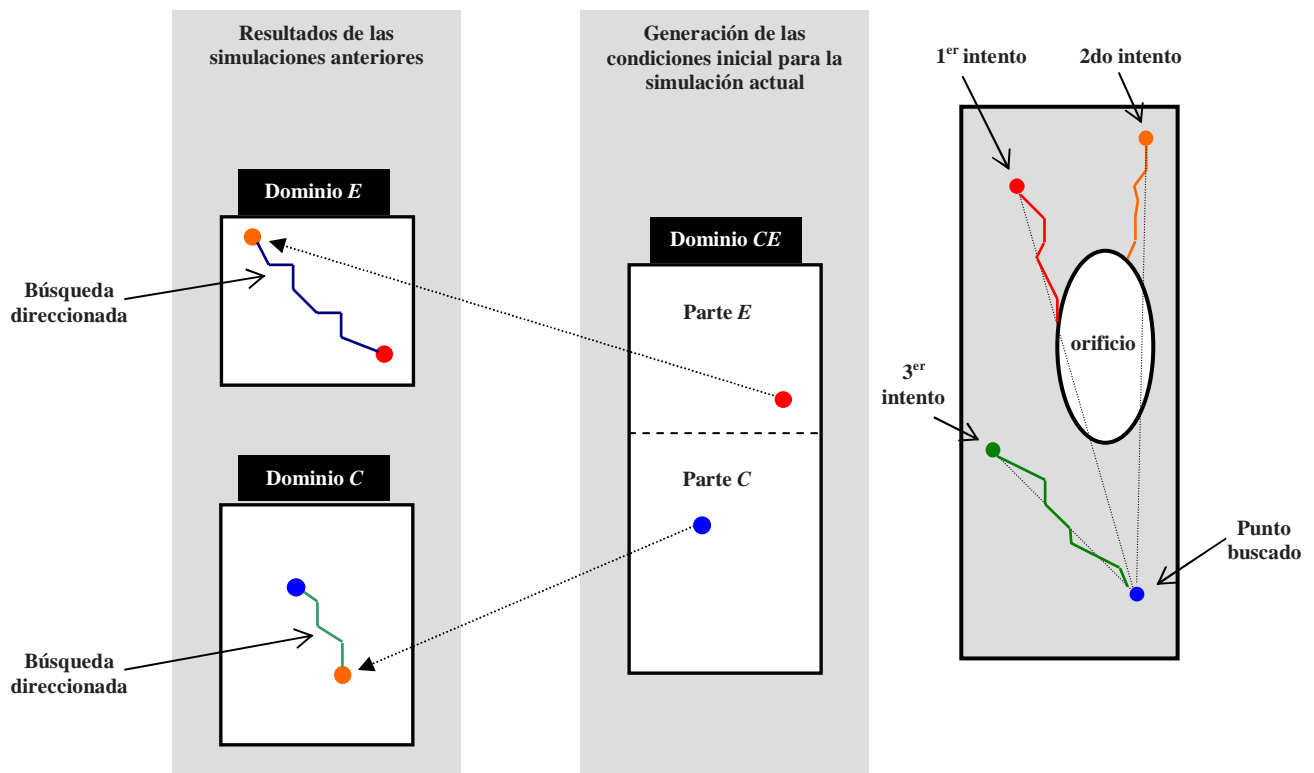


Figura 5.5. Esquema de la implementación de generación de condiciones iniciales.

La rutina también considera la posibilidad de que alguno de los nodos del nuevo dominio no se encuentre contenido en el dominio anterior, como por ejemplo en la zona del *gap* entre

el casquillo y la válvula. En este caso, el nodo buscado es proyectado en forma ortogonal sobre la frontera de la malla original, interpolando luego los resultados.

Una vez hallado el mismo, se realiza una interpolación por elementos finitos con funciones de forma lineales para calcular las distintas condiciones iniciales.

5.3 Flujometría dinámica en frío

Se desarrollaron simulaciones dinámicas en frío para tres velocidades de motor (1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm), las cuales comprenden gran parte del rango de funcionamiento del mismo. Para resolver el flujo en el cilindro se empleó un avance temporal variable de acuerdo a la velocidad del motor, equivalente a 0.5 CA, 0.25 CA y 0.1666 CA para 1500, 3000 y 4500 rpm, respectivamente. Esto equivale a pasos de tiempo de 5.55×10^{-5} s, 1.388×10^{-5} s y 6.9375×10^{-6} s, lo cual permite mantener el número de Courant relativamente constante para los tres regímenes (próximo a 2.0 durante la admisión y el escape y menor a 1.0 durante el resto del ciclo). Por otro lado, durante la simulación de los conductos de admisión y escape en forma aislada, se emplearon avances temporales cuatro veces mayores. En cada paso de tiempo se estableció una cantidad máxima de seis iteraciones de Newton para las ecuaciones de Navier-Stokes, y de diez iteraciones para la deformación de la malla. Las simulaciones fueron desarrolladas mediante cálculo distribuido en diez nodos, requiriendo un tiempo de cálculo aproximado de 40 hs, 80 hs y 120 hs para obtener un ciclo completo a 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm, respectivamente. En la actualidad se está trabajando en la mejora de las estrategias de movimiento de mallas, dado que las mismas limitan significativamente el paso de tiempo empleado y con ello incrementan los tiempos de simulación.

Condiciones de contorno. Tanto para el escape como para la admisión se fijaron una presión de 1.0 atm y una temperatura de 300 K. En ambos contornos se utilizó una condición de tipo abierta (*opening*), estableciéndose un nivel de turbulencia para el flujo entrante igual 1%. La temperatura en las paredes del dominio fue considerada como constante e igual a 300 K. Las paredes fueron consideradas como suaves a excepción de los conductos de admisión y escape, para los cuales se estableció una rugosidad de 0.2 mm.

Como se verá posteriormente, durante la simulación del motor en caliente, las condiciones de contorno no fueron atmosféricas como en este caso, sino que la presión, la temperatura y las cantidades turbulentas fueron introducidas a partir de resultados obtenidos en forma 0/1-D.

Si bien esto último podría haberse implementado también en este caso, los ensayos experimentales dinámicos en frío mediante técnicas ópticas (brevemente descritos en el Capítulo I) se realizan bajo condiciones de presión y temperatura atmosféricas, y dado que uno de los objetivos de este trabajo es comparar las distintas técnicas de estudio aplicadas a motores, resulta útil conocer el comportamiento del cilindro bajo estas condiciones.

Condiciones iniciales. Como condición inicial se consideraron una presión de 1.0 atm, una temperatura de 300 K, una energía cinética turbulenta de $1.0 \text{ m}^2/\text{s}^2$ y una tasa de disipación turbulenta de $10 \text{ m}^2/\text{s}^3$.

Postprocesamiento de los resultados. Una vez completadas las simulaciones, los resultados fueron escritos en formato ASC y postprocesados mediante una rutina Fortran, con la cual se obtuvo el promedio espacial de las variables de interés en el cilindro, analizándose los resultados cada 8 CA.

5.3.1 Resultados para 1500 rpm

El postprocesamiento de los resultados permitió conocer la evolución de la simulación en los distintos ciclos y establecer la convergencia de los resultados. La figura 5.6 muestra algunas de las variables estudiadas. Para éste régimen de velocidad, se simularon un total de cuatro ciclos completos, hasta establecer el régimen estacionario para el motor. En este sentido, se asumió el régimen estacionario a partir del momento en que las variables de control alcanzaron el mismo valor al inicio y al final del ciclo termodinámico (0 CA y 720 CA) [Cao y col, 2004]. Como puede observarse, la masa total en el cilindro, la presión y la temperatura alcanzan rápidamente el estado estacionario en tanto que la cantidad de momento de *tumble* y la energía cinética turbulenta presentan una mayor variación a lo largo de todo el ciclo. Si bien, como se ha indicado existen diferencias ciclo a ciclo en las soluciones obtenidas, se consideró que éstas no justificaban la necesidad de simular más de dos ciclos para cada régimen de velocidad, más aún teniendo en cuenta el costo computacional que ello implica. Tanto la curva de presión como la de temperatura evolucionan siguiendo un comportamiento politrópico durante la compresión y la expansión. Dado que la temperatura de las paredes del dominio fue fijada en 300 K, una vez que el fluido comienza a comprimirse se establece una transferencia de calor de éste hacia el contorno. Por ello, durante el final de la expansión puede advertirse que el fluido ha alcanzado una temperatura levemente menor a la

que posee al inicio de la compresión. Durante la etapa de escape se perciben fluctuaciones en la temperatura de los gases del cilindro, producidas por el ingreso de fluido a 300 K desde el exterior. Esto último es reflejado con mayor claridad al graficar la evolución de la masa en el cilindro (gráfica superior derecha en la figura 5.6).

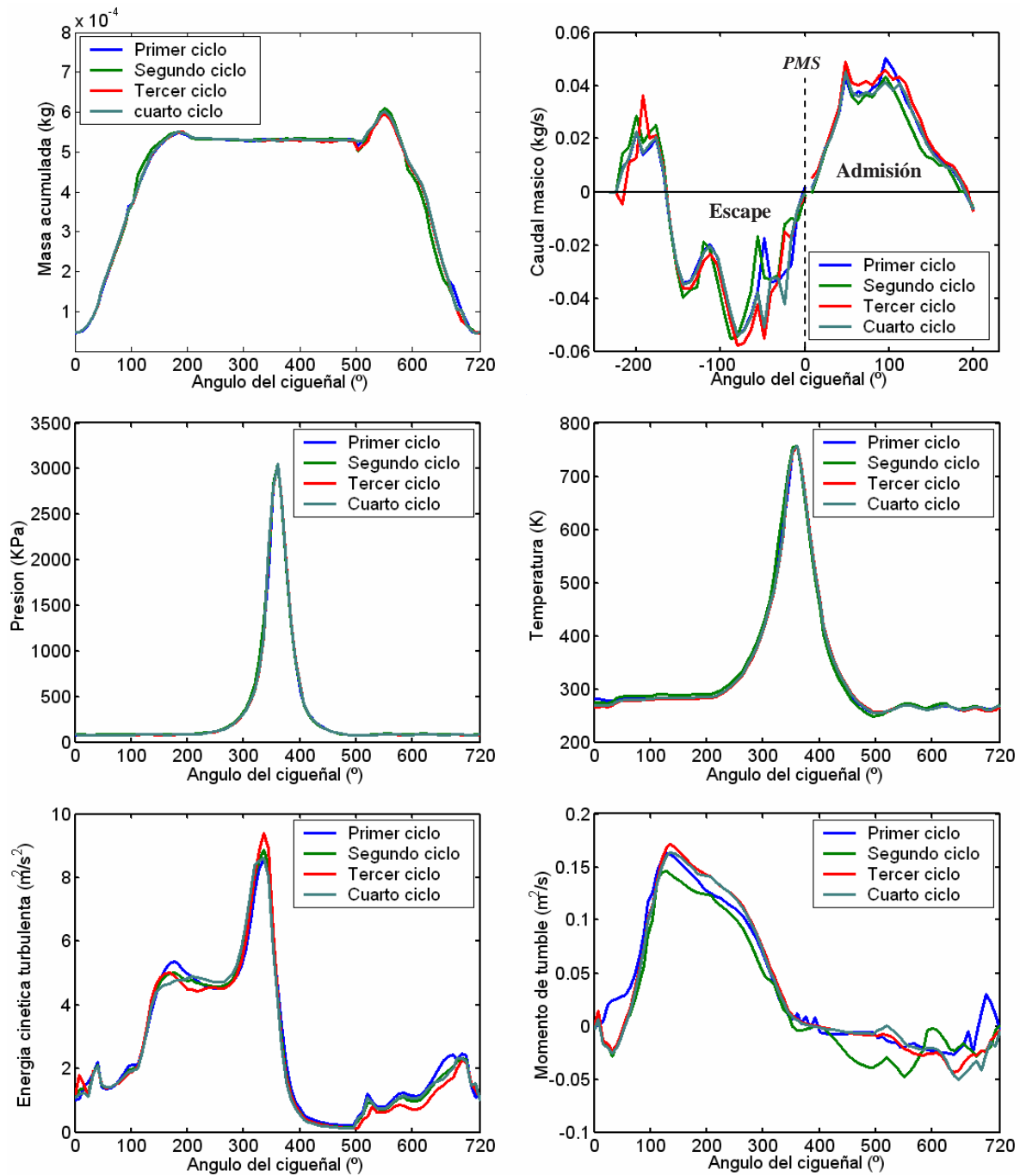


Figura 5.6. Resultados de la simulación a 1500 rpm para los cuatro ciclos estudiados.

La figura 5.7 muestra la cantidad de momento angular respecto de los tres ejes coordenados. Puede observarse que el momento de *tumble* (M_z) es ampliamente dominante respecto de las dos direcciones restantes durante todo el ciclo, y más aún entre 0 CA y 400 CA. Durante el inicio del ciclo M_z resulta negativo (es decir, con sentido inverso al esperado naturalmente). Esto es originado durante el escape y se mantiene hasta superar los 50 CA, luego de lo cual M_z crece rápidamente hasta alcanzar un valor máximo de 0.164 kg/ms a 135 CA. Posteriormente M_z decrece, persistiendo durante el instante de ignición (asumido como cercano a 340 CA), solo poco más del 1% del valor máximo alcanzado, haciéndose nulo para 385 CA. M_z presenta escasas variaciones durante la carrera de expansión, pero una vez abiertas las válvulas de escape (492 CA), éste es nuevamente inducido por los gases que escapan del cilindro, pero esta vez con un sentido de giro inverso (*tumble* negativo).

La degradación de los vórtices de *tumble* durante la compresión, tiene una influencia directa sobre la energía cinética turbulenta, como es ilustrado en la figura 5.7 a la derecha (tanto en ésta figura como en todas aquellas donde se grafican M_z y k en una misma gráfica debe notarse que k es escalada por un factor de 0.01, dada la diferencia en la magnitud de ambas variables). En ella, puede observarse que durante la admisión existe un incremento leve de k , originado posiblemente por los esfuerzos de corte sobre las válvulas. Sin embargo, el pico máximo de k se inicia a partir de los 300 CA (cuando el *tumble* es rápidamente degradado), alcanzando un valor máximo igual a 8.6 m²/s² para 335 CA. Luego de ello, k disminuye rápidamente, habiéndose disipado casi el 99% de la turbulencia al iniciarse la apertura de las válvulas de escape. Es decir que, casi la totalidad de la energía cinética turbulenta disponible es liberada entre los 330 CA y los 400 CA. Una vez abiertas las válvulas de escape, se percibe un incremento de k , producto de los esfuerzos friccionales de los gases expulsados del cilindro, en parte por la diferencia de presión y mayormente por el ascenso del pistón durante la carrera de escape.

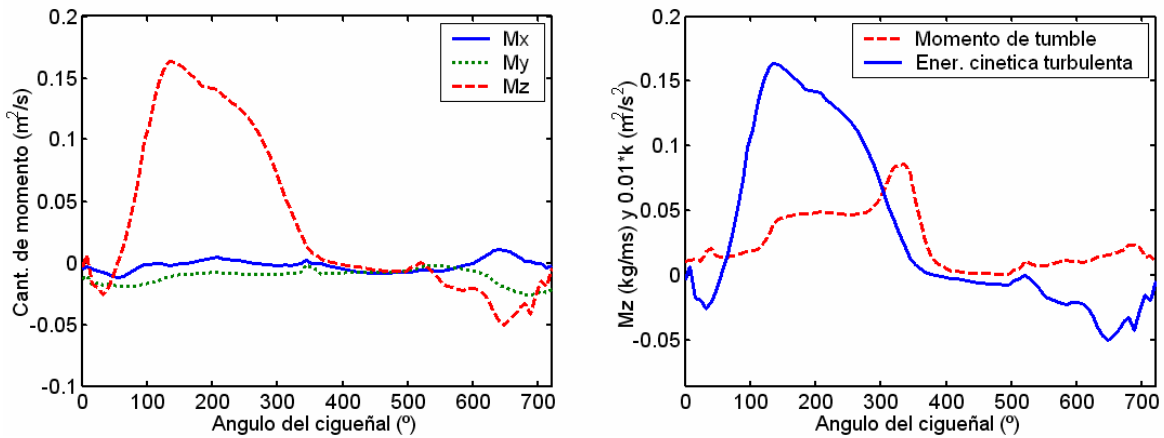


Figura 5.7. Resultados para el último ciclo (1500 rpm). *Izquierda:* cantidad de momento en los tres ejes coordenados. *Derecha:* momento de *tumble* M_z y energía cinética turbulenta k .

La figura 5.8 muestra el campo de velocidades sobre el plano medio del cilindro para cuatro instantes dados (90 CA, 180 CA, 270 CA y 330 CA). Como puede apreciarse, para 90 CA solo se definen dos vórtices pequeños ubicados cerca del pistón. La mayor parte del flujo que ingresa por las válvulas de admisión (desde la parte izquierda) está dirigida hacia la parte derecha de la cámara de combustión, induciendo momento de *tumble* positivo, en tanto que, una fracción menor del flujo ingresa en sentido opuesto y con menor velocidad. 90 CA más tarde, es decir para 180 CA, el flujo gira casi en su totalidad con momento de *tumble* positivo, y si bien aún no posee una estructura completamente ordenada, puede identificarse un vórtice principal, y uno secundario ubicado en el extremo inferior derecho. Al alcanzar los 270 CA el vórtice principal persiste y mantiene su posición (desplazado hacia la izquierda y hacia abajo), en tanto que todo el campo de velocidad gira en torno de su centro. Finalmente, en la última figura, al acercarse el pistón al *PMS*, durante el final de la compresión, el vórtice original puede ser aún definido, aunque este se ha desplazado hacia la derecha y se encuentra notoriamente deformado, adquiriendo forma elíptica.

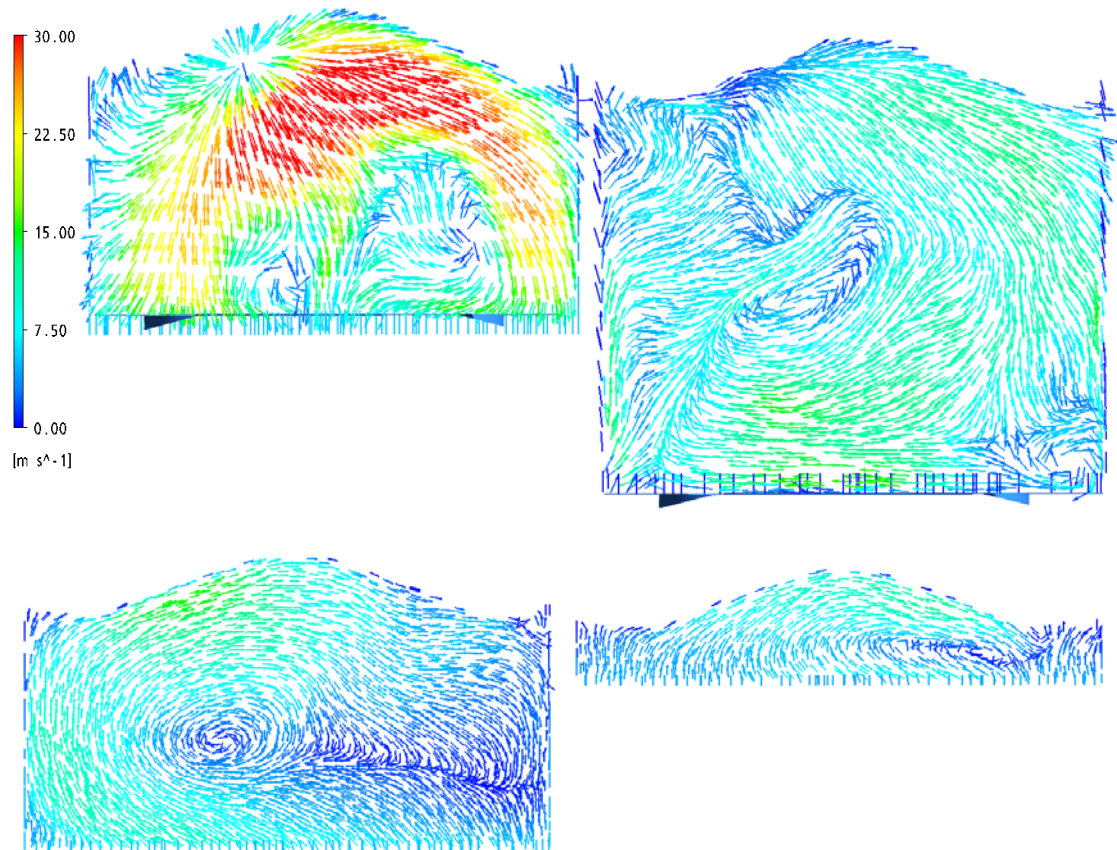


Figura 5.8. Campo vectorial para la velocidad sobre el plano medio del cilindro. *Arriba, izquierda: 90 CA. Arriba, derecha: 180 CA. Abajo, izquierda: 270 CA. Abajo, derecha: 330 CA.*

La energía cinética turbulenta (k), sobre el plano medio del cilindro, es mostrada en la figura 5.9 para los mismos instantes (90 CA, 180 CA, 270 CA y 330 CA). k resulta poco significativa durante el inicio de la etapa de admisión. Sin embargo, al alcanzar el pistón el *PMI*, el flujo tiene una energía cinética promedio cercana a $5 \text{ m}^2/\text{s}^2$, aunque su distribución es poco homogénea y en las inmediaciones de la bujía resulta aproximadamente igual a $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Luego, cuando el pistón se acerca al *PMS*, la compresión del vórtice de *tumble* origina importantes esfuerzos de corte en el interior del flujo, incrementando notoriamente la turbulencia hacia el centro del vórtice. Si bien el vórtice se encuentra desplazado respecto de la posición de la bujía, los valores de k en sus inmediaciones han crecido más de diez veces respecto de lo hallado a 270 CA.

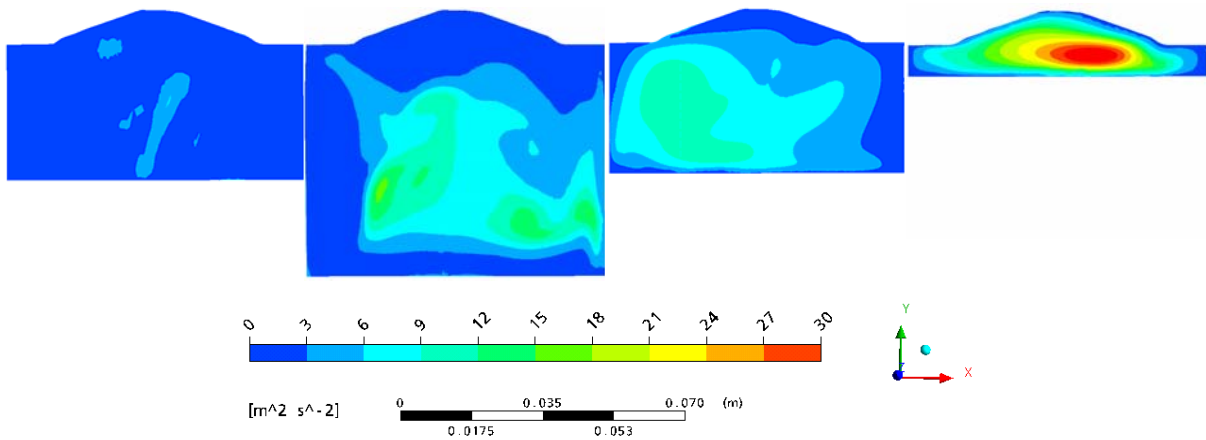


Figura 5.9. Energía cinética turbulenta k sobre el plano el plano medio del cilindro ángulos de 90 CA, 180 CA, 270 CA y 330 CA.

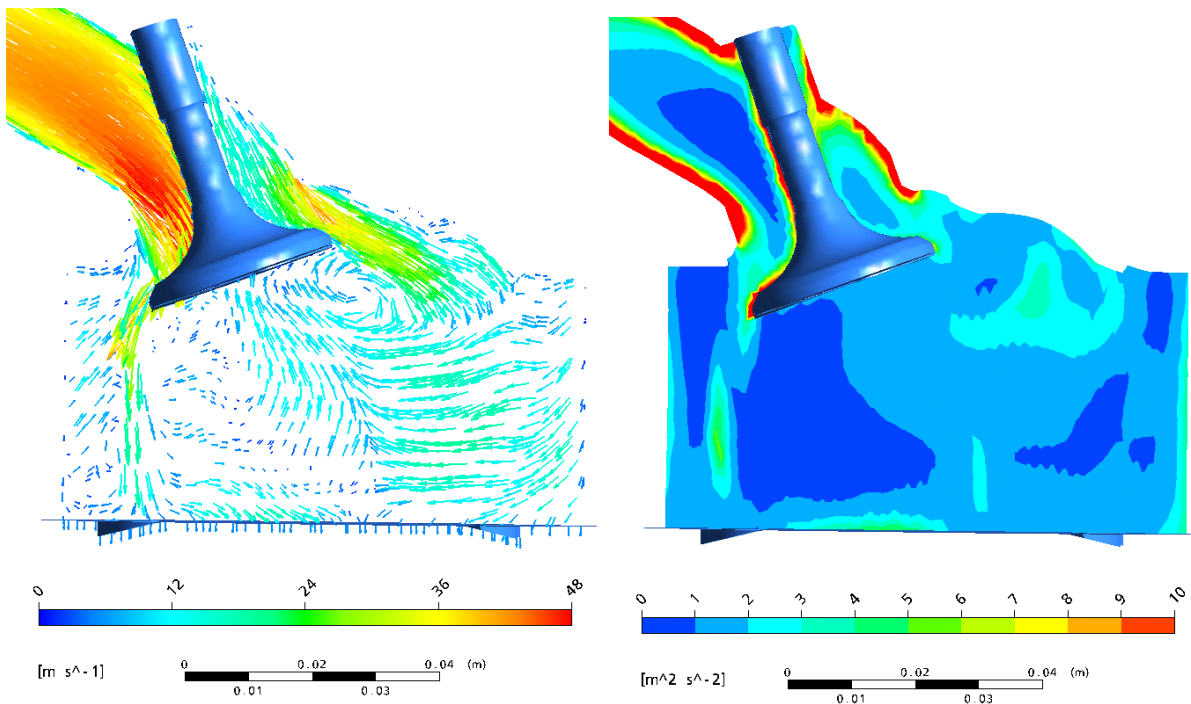


Figura 5.10. Plano medio de la válvula para 90 CA. *Izquierda:* campo vectorial de velocidad. *Derecha:* energía cinética turbulenta k .

La figura 5.10 muestra el patrón de velocidades, así como la energía cinética turbulenta (k), sobre un plano x - y , seccionando en forma longitudinal una de las válvulas. La mayor proporción de turbulencia se produce sobre las paredes del conducto de admisión, el cual, a

diferencia de la cámara de combustión, posee una rugosidad de 0.2 mm. k también se incrementa en la zona de estancamiento, donde el flujo impacta con el vástago de la válvula.

La figura 5.11 resulta útil para entender la complejidad de la dinámica de vórtices que ocurre en el interior del cilindro. En dicha figura pueden observarse los patrones de velocidad sobre un plano de corte, seccionando longitudinalmente la válvula de admisión derecha. Las figuras comprenden la evolución del flujo entre 102 CA y 256 CA. En ellas fueron señalados mediante puntos rojos, los centros de los vórtices girando en sentido positivo (sentido horario), y mediante puntos verdes a aquellos girando en sentido opuesto. También se los clasificó de acuerdo a su tamaño. Puede notarse que, durante 102 CA y 126 CA, el flujo que ingresa por la válvula de admisión produce dos vórtices contra rotantes, uno a cada lado de la válvula. El vórtice ubicado en la parte derecha de la válvula tiene un tamaño notoriamente mayor, lo cual es esperable dadas las características geométricas de la cámara de combustión y el hecho de que ingresa un mayor caudal por la parte derecha de la válvula. Este comportamiento ha sido reportado anteriormente, incluso en motores con baja producción de *tumble* [Mattarelli, 2000; Ramajo y col, 2007]. Al comparar las figuras para 102 CA y 126 CA puede observarse que, en ésta última, aparecen dos vórtices de menor importancia cerca de la pared del cilindro y otro cerca del pistón. Aquellos vórtices que se encuentran cerca del cilindro desaparecen rápidamente, en tanto que, el ubicado cerca del pistón, toma mayor tamaño, pero desaparece al alcanzar los 166 CA. En el instante correspondiente a 142 CA aparece un nuevo vórtice positivo, ubicado cerca del pistón, el cual como se verá en las figuras siguientes, compite con el vórtice positivo inicial (ubicado en la parte derecha de la válvula), hasta degradarlo completamente al alcanzar los 182 CA. Este vórtice permanecerá como la principal estructura en el flujo hasta ser degradado luego de los 232 CA. Como puede observarse, en la octava figura (200 CA) aparecen dos vórtices positivos pequeños, de los cuales solo uno persiste, y finalmente se transforma en el vórtice principal del flujo.

En conclusión, durante el periodo entre 102 CA y 256 CA, puede visualizarse la generación y extinción de varios vórtices principales y secundarios, pudiendo definirse tres vórtices principales distintos a lo largo de dicho periodo.

Como fue previamente mencionado, la visualización del campo de velocidad en el plano medio del cilindro a 270 CA (ver figura 5.12) permite observar la existencia de un macro vórtice bien definido y centrado. Sin embargo, al analizar lo que ocurre en planos paralelos al

plano medio (cortando en forma longitudinal cada una de las válvulas de admisión), el macro vórtice solo puede identificarse sobre la válvula izquierda, y su centro se ha desplazado respecto de lo que ocurre en el plano medio. Al mismo tiempo, sobre la válvula derecha no es posible definir un centro de vórtice.

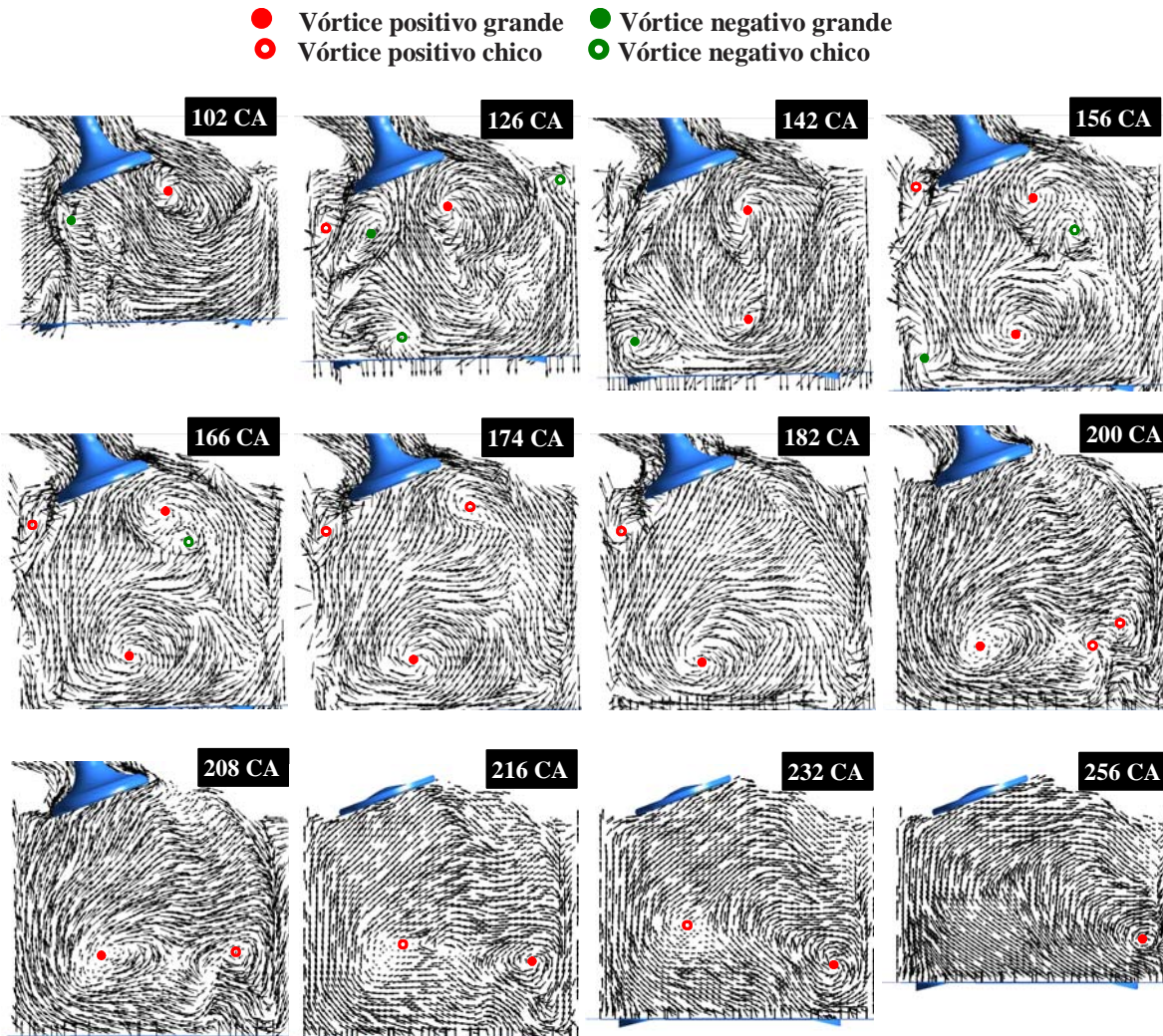


Figura 5.11. Evolución del patrón de flujo sobre un plano cortando en forma longitudinal la válvula de admisión derecha para distintos instantes.

Sin embargo, al comparar los patrones de velocidad obtenidos con este motor respecto de los obtenidos en investigaciones previas sobre geometrías académicas (reportadas en el Capítulo IV), puede concluirse que, si bien el motor analizado muestra patrones de flujo muy complejos con creación y destrucción de vórtices, existe una significativa predominancia de

los movimientos de *tumble*, lo cual se ve reflejado tanto en la visualización de los campos de velocidad como en las cantidades promedio obtenidas.



Figura 5.12. Patrón de velocidad sobre planos paralelos al plano medio del cilindro (270 CA).
Izquierda: plano medio de la válvula izquierda. *Centro:* plano medio del cilindro. *Derecha:* plano medio de la válvula derecha.

5.3.2 Resultados para 3000 rpm

La figura 5.13 muestra en su parte izquierda las tres cantidades de momento angular, en tanto que en su parte derecha son trazadas en una misma gráfica la energía cinética turbulenta y el momento de *tumble*. Analizando éstas variables, el comportamiento del motor a 3000 rpm resulta similar a lo observado a 1500 rpm. No obstante, un sensible incremento en los valores es evidenciado. Para éste régimen de velocidad, se vuelve aún más notorio el predominio de la cantidad de momento de *tumble* por sobre las dos componentes restantes. El incremento en la velocidad de los gases de entrada produce un pico inicial de k durante la etapa de admisión, notándose una rápida tasa de generación de turbulencia al abrirse completamente las válvulas de admisión (102 CA), y alcanzándose un pico de turbulencia secundario para 168 CA, el cual no es registrado a 1500 rpm. No obstante, k nuevamente alcanza su cota máxima finalizando la carrera de compresión (328 CA).

La visualización de los patrones de flujo sobre el plano medio del cilindro (ver figura 5.14) muestra una mayor complejidad durante la etapa de admisión (90 CA y 180 CA) respecto de lo obtenido para 1500 rpm. Sin embargo, al alcanzar los 270 CA el flujo se ordena y puede definirse fácilmente un único macro vórtice de *tumble* perfectamente centrado en el cilindro, a diferencia de lo obtenido para el régimen anterior, donde el vórtice se encuentra desplazado hacia la izquierda. Ambos regímenes muestran un comportamiento similar al

alcanzar los 330 CA, aunque para 3000 rpm puede observarse un pequeño vórtice contrarrotante ubicado en la parte superior derecha de la cámara de combustión.

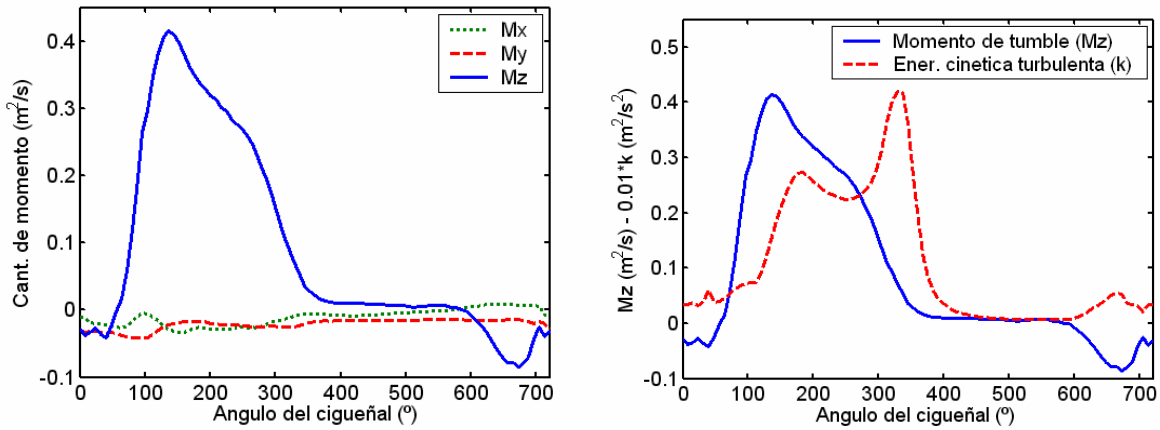


Figura 5.13. Resultados para el último ciclo (3000 rpm). *Izquierda:* cantidad de momento en los tres ejes coordenados. *Derecha:* momento de *tumble* M_z y energía cinética turbulenta k .

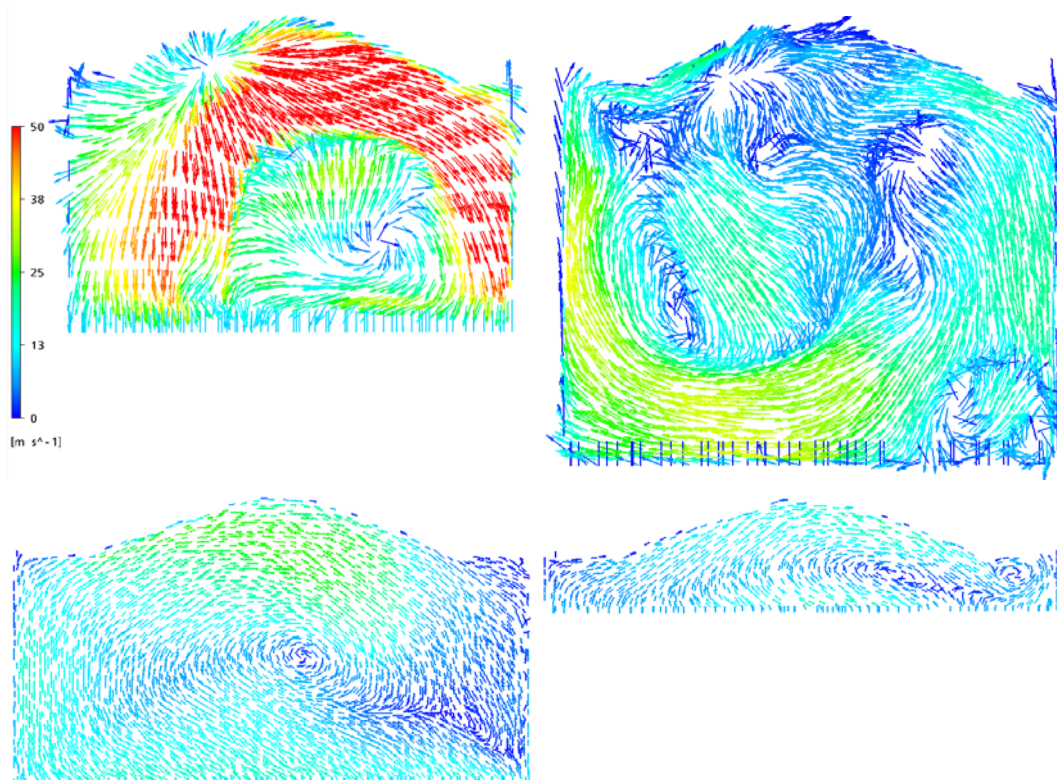


Figura 5.14. Campo vectorial paral a velocidad sobre el plano medio del cilindro. *Arriba, izquierda:* 90 CA. *Arriba, derecha:* 180 CA. *Abajo, izquierda:* 270 CA. *Abajo, derecha:* 330 CA.

La figura 5.15 muestra la distribución de energía cinética turbulenta sobre el plano medio del cilindro. Nuevamente no se perciben diferencias significativas respecto de lo encontrado para 1500 rpm. Nuevamente se establece un incremento localizado de k al acercarse el pistón al PMS.

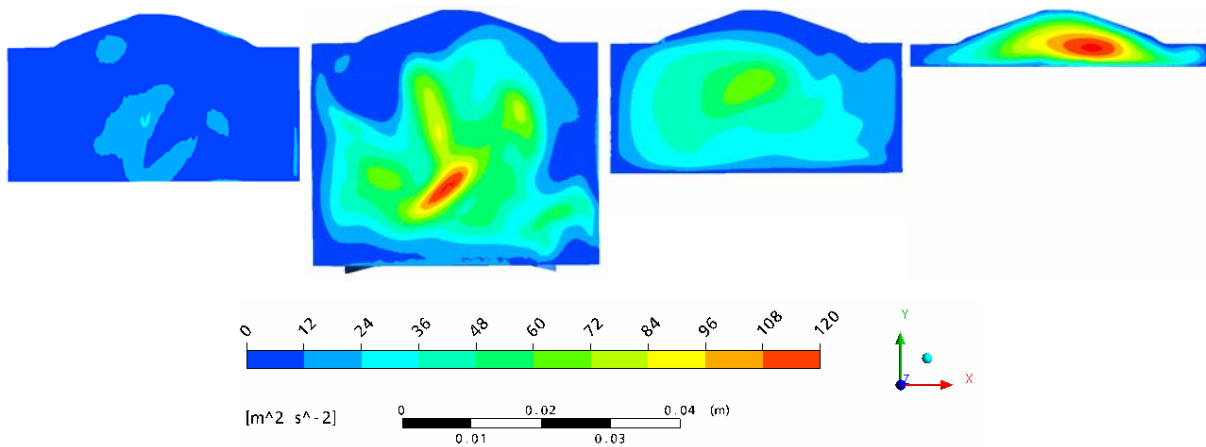


Figura 5.15. Energía cinética turbulenta k sobre el plano el plano medio del cilindro ángulos de 90 CA, 180 CA, 270 CA y 330 CA.

5.3.3 Resultados para 4500 rpm

La figura 5.16 en su parte izquierda, se muestra la cantidad de momento en sus tres componentes, mientras que, en su parte derecha, se grafica la energía cinética turbulenta (k) y la cantidad de momento de *tumble* (M_z). La visualización del campo de velocidad para éste régimen no muestra diferencias significativas respecto de lo mostrado para 3000 rpm, a menos del incremento en la magnitud de la velocidad. Una conclusión similar es hallada al comparar la distribución del la energía cinética turbulenta, respecto de lo mostrado en la figura 5.15. Por ello, dichas gráficas son omitidas.

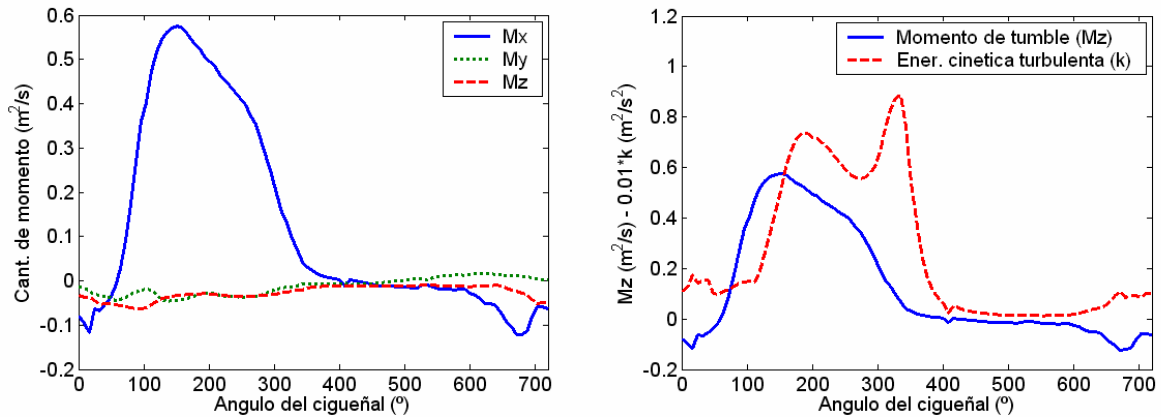


Figura 5.16. Resultados para el último ciclo (4500 rpm). *Izquierda:* cantidad de momento en los tres ejes coordenados. *Derecha:* momento de M_z y energía cinética turbulenta k .

5.3.4 Comparación entre los tres regímenes de funcionamiento

Patrones de flujo en el cilindro

La figura 5.17 muestra el patrón de velocidad sobre dos planos paralelos a la superficie del pistón, ubicados a 10 mm (en adelante denominado plano A) y 30 mm (en adelante denominado plano B), debajo del PMS. Las principales estructuras de vórtice fueron identificadas en ambos planos, utilizando el mismo símbolo para establecer su continuidad en ambos planos. Resulta muy notoria la similitud en los patrones de flujo al duplicar y triplicar la velocidad del motor. Sobre el plano A pueden identificarse once estructuras de vórtice para las velocidades de 1500 rpm y 4500 rpm, en tanto que un vórtice adicional aparece para la velocidad intermedia de 3000 rpm. La mayor velocidad del flujo tiene lugar sobre el plano medio del cilindro, donde convergen los flujos de ambas válvulas. Cuando este flujo principal alcanza la pared del cilindro origina varias estructuras de pequeño tamaño.

La cantidad de estructuras definidas sobre el plano B resulta menor y también se perciben mayores diferencias en el patrón de flujo al incrementar la velocidad del motor. Sin embargo, ocho estructuras resultan comunes a los tres regímenes estudiados y nuevamente aparece una estructura adicional para 3000 rpm, la cual no fue definida en el plano A. Sin embargo, aún resulta sorprendente la similitud encontrada en los patrones del flujo para las tres velocidades de motor, no solo por la cantidad de vórtices identificados, sino también en su posición.

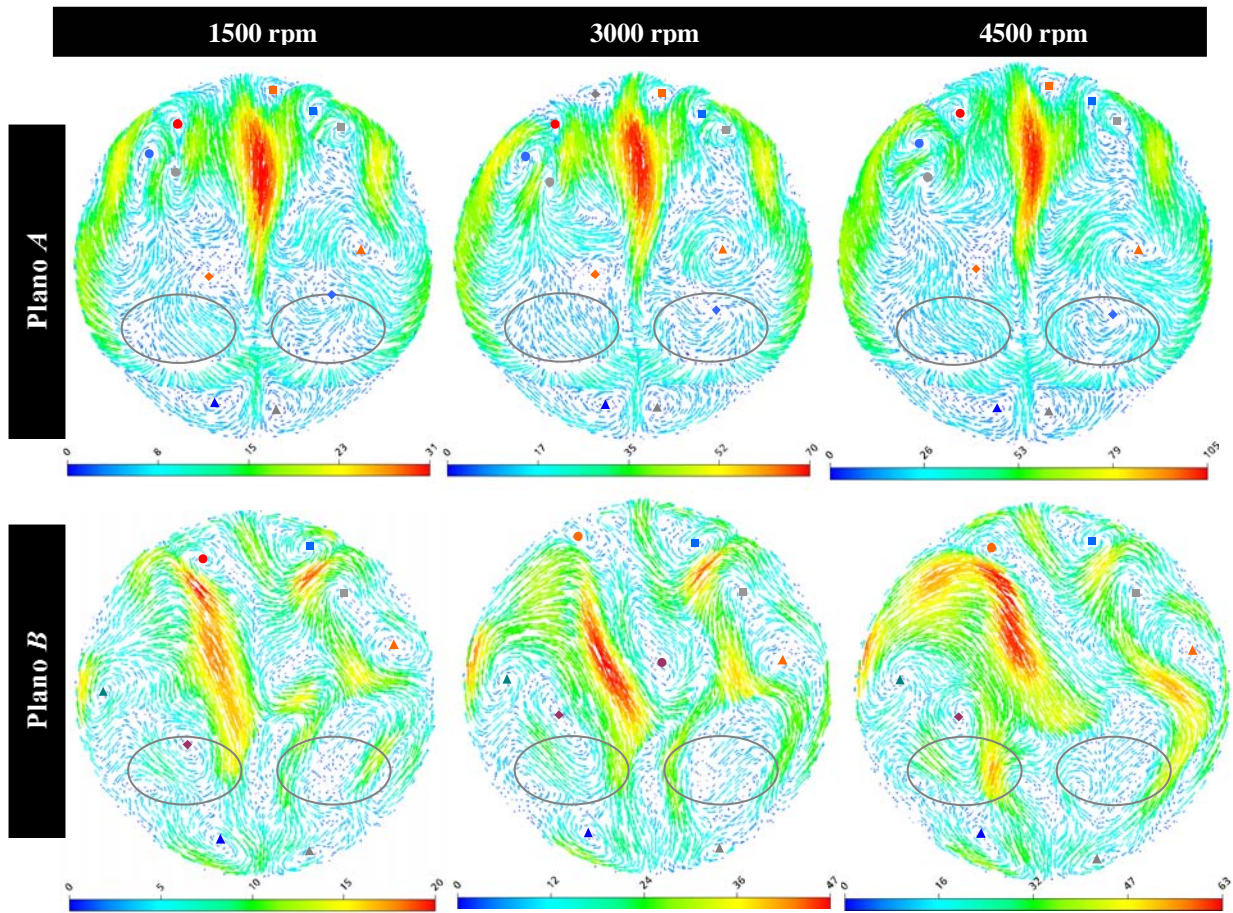


Figura 5.17. Campo de velocidad para la alzada máxima (102 CA) sobre un plano a 10 mm (plano A) y a 30 mm (plano B), respecto del PMS.

Patrones de flujo sobre las válvulas de admisión

La figura 5.18 muestra el campo de velocidad sobre un plano de corte seccionando ambas válvulas de admisión. En ella se incluye el patrón de flujo obtenido mediante flujometría estática utilizando el adaptador convertidor de *tumble* (simulación del ensayo 5 en el Capítulo III), junto con los resultados correspondientes a la flujometría dinámica en frío (1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm). Al observar estos últimos nuevamente pueden definirse estructuras de flujo similares para las tres velocidades estudiadas. La diferencia más notoria se observa en el comportamiento del flujo que ingresa entre ambas válvulas, el cual para 1500 rpm y 3000 rpm se desvía en una dirección (hacia la izquierda), en tanto que para 4500 rpm lo hace en la dirección contraria. Cabe notar que, a diferencia de las simulaciones estáticas desarrolladas, en

éste caso los modelos también incluyeron el múltiple de admisión, el cual posee una forma en S, como puede verse claramente en la fotografía derecha de la figura 5.2.

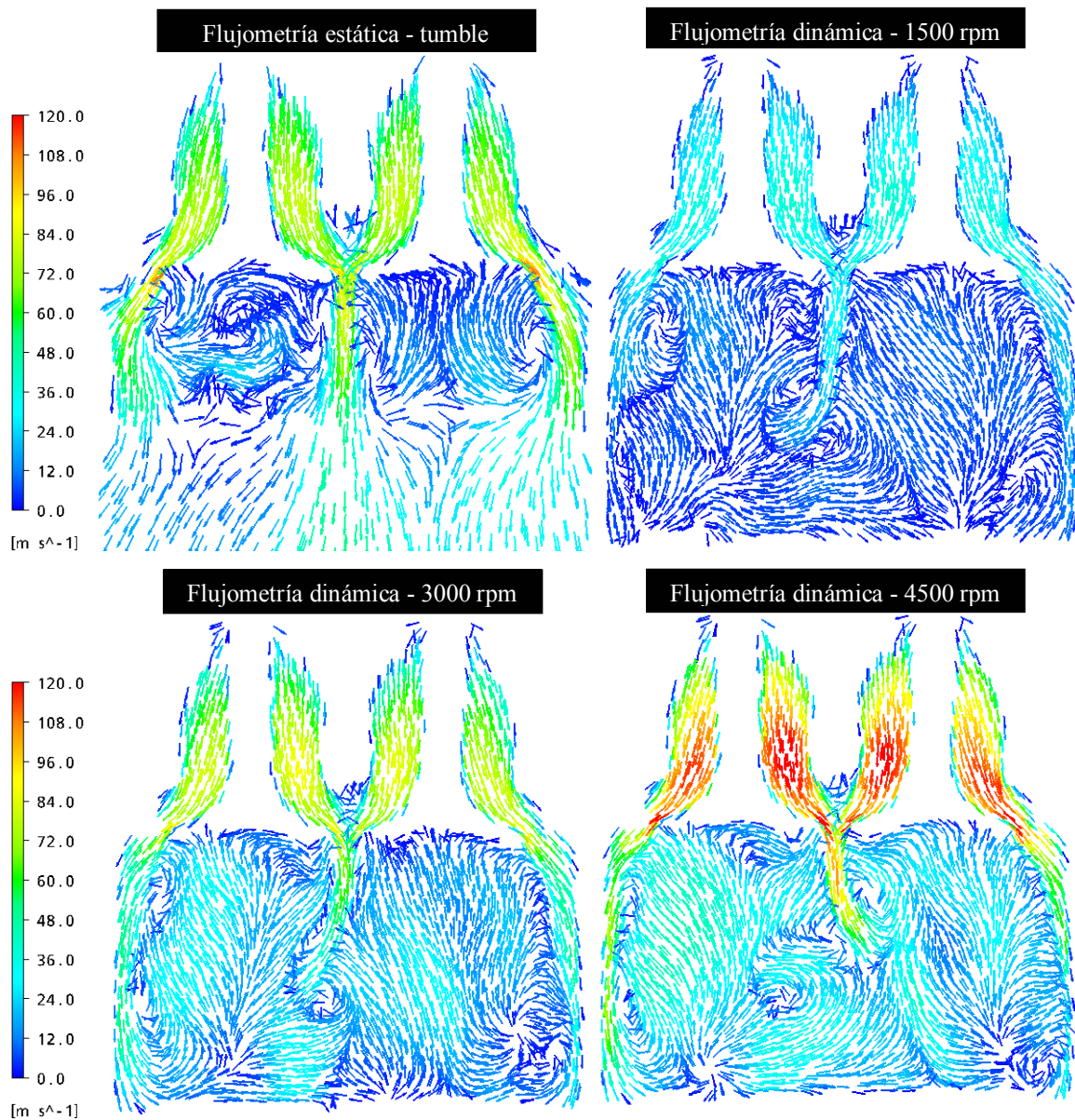


Figura 5.18. Campo de velocidad sobre el plano medio de las válvulas para la alzada de 9 mm.

Los resultados aportados por la flujometría estática son difíciles de contrastar con los dinámicos por varias razones, entre las que destacan la geometría involucrada. No obstante, teniendo en cuenta que en la figura 5.18 se utilizó una única escala en todos los casos, puede

inferirse que, dada la magnitud de las velocidades generadas en cada caso, es posible cotejar el comportamiento del flujo estático con el obtenido a 3000 rpm. Más aún, como se mostrará posteriormente, el caudal inducido a 3000 rpm para la alzada de 9 mm resulta muy similar al obtenido en forma estática para igual alzada. El patrón de velocidad estático muestra vórtices importantes a cada lado de la válvula, y bajo las mismas aparece una zona de recirculación del flujo. Por otro lado, para el caso dinámico no se produce este efecto debajo de la válvula.

La figura 5.19 muestra la distribución de caudal alrededor de la cortina de una de las válvulas, para cuatro alzadas distintas y analizando en forma separada lo que ocurre durante su apertura y su cierre. Los resultados son expresados como el porcentaje de caudal respecto del caudal total que atraviesa las válvulas. Esto significa que, si circula igual cantidad de gas por ambas válvulas, entonces la suma de los porcentajes, en las doce zonas en que se dividió la cortina, debe ser igual a 50%. Por otro lado, si la distribución del flujo sobre una válvula es homogénea entonces por cada zona debe ingresar un porcentaje igual al 4.16% del caudal total. En las mismas gráficas se incluyen los resultados obtenidos durante la simulación estática del ensayo de *tumble* (ensayo 5 en el Capítulo III). Para alzadas bajas (4 mm) y durante la apertura, la distribución del flujo alrededor de la cortina de la válvula resulta bastante homogénea, incluso más aún que lo obtenido en forma estática, donde el flujo comienza a direccionarse hacia el plano medio del cilindro. Como se mostrará luego, tanto para 1500 rpm como para 3000 rpm, cuando las válvulas se encuentran próximas a cerrarse (alzada menor a 4 mm) el caudal másico resulta negativo, es decir que los gases no ingresan sino que salen del cilindro. Por ésta razón, la gráfica correspondiente al cierre de la válvula para 4 mm solo contempla los resultados de la simulación estática y dinámica a 4500 rpm. A medida que la alzada se incrementa, el caudal másico tiende a incrementarse en el primer y segundo cuadrante (0° a 180°). Como puede observarse, durante la apertura de las válvulas la distribución del flujo se asemeja mucho para las tres velocidades estudiadas. Más aún, su comportamiento no difiere significativamente de lo obtenido mediante simulación estática. Sin embargo, esta tendencia es revertida al alcanzar la alzada máxima de 9 mm y aparecen diferencias notables entre las simulaciones dinámicas y la estática. Durante el cierre de las válvulas el comportamiento del flujo cambia completamente si se lo compara con el obtenido durante la apertura. La tendencia del flujo a desplazarse hacia los cuadrantes 1 y 2 resulta más acentuada y las simulaciones dinámicas exhiben mayores diferencias entre ellas, aunque las

tres velocidades generan patrones similares.

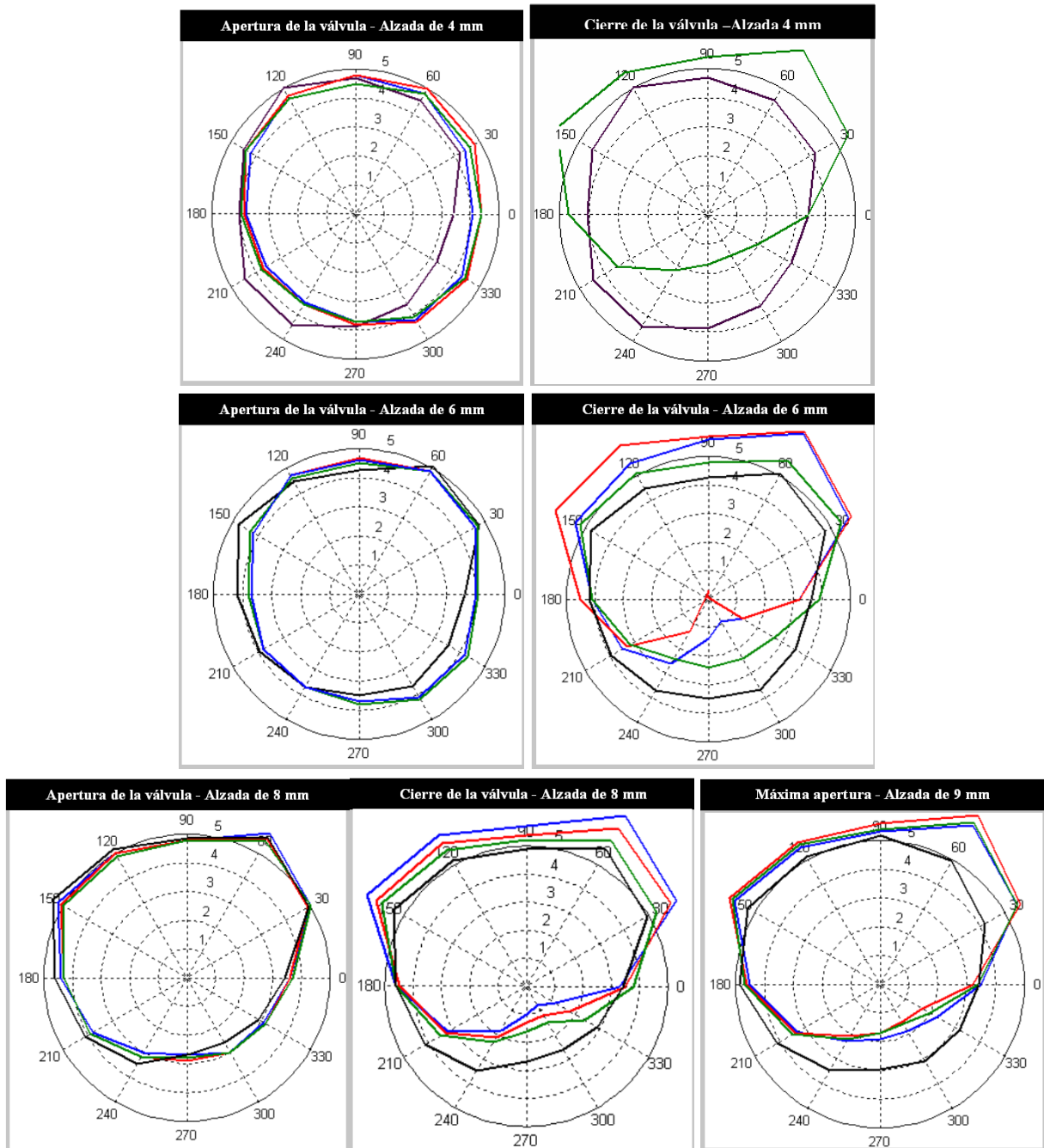


Figura 5.19. Distribución del flujo másico alrededor de la cortina de la válvula para distintas alzadas y regímenes: flujometría estática (línea negra), dinámica a 1500 rpm (línea azul), dinámica a 3000 rpm (línea roja) y dinámica a 4500 rpm (línea verde).

En la tabla 5.4 se cuantifica la desviación estándar para el caudal másico alrededor de la cortina de las válvulas. De esta manera, se intenta contabilizar la no homogeneidad en su distribución, tanto para el ensayo estático como para los tres regímenes dinámicos estudiados.

De acuerdo a los valores mostrados en la tabla 5.4, durante la apertura de las válvulas y para alzadas bajas (4 mm y 6 mm), el flujo resulta relativamente homogéneo, manteniendo su desviación estándar alrededor del 10% al 15% respecto del valor medio esperado (del 4.16%). Esto resulta similar para el caso estático y los tres dinámicos. Por otro lado, para alzadas altas la mala distribución del flujo se vuelve sensiblemente visible, y en consecuencia se incrementa notoriamente su desviación estándar, duplicándose respecto de lo observado para alzadas bajas. Al analizar los resultados dinámicos durante la apertura, puede observarse una leve tendencia del flujo a homogeneizarse mientras se incrementa la velocidad del motor, hasta alcanzar una alzada de 8 mm. No obstante, esta tendencia no es clara para 9 mm, siendo la desviación estándar superior al 30% para dicha alzada. La mala distribución del caudal se acentúa más aún durante el cierre de las válvulas, registrándose desviaciones superiores al 50%. A partir de lo mostrado, puede concluirse que los resultados estáticos tienen una buena concordancia con los dinámicos solo para alzadas bajas durante la apertura de las válvulas, en tanto que, las diferencias se vuelven significativamente más notorias al alcanzar la alzada máxima, y se acrecientan aún más durante el cierre de las válvulas.

Desviación estándar de la distribución de caudal								
Régimen	Válvula	Apertura			Máxima	Cierre		
		4 mm	6 mm	8 mm	9 mm	8 mm	6 mm	4 mm
Estático	Izquierda	0.54	0.55	0.89	1.17			
	Derecha	0.41	0.55	1.10	0.90			
1500	Izquierda	0.44	0.42	1.05	1.67	2.34	1.98	-
	Derecha	0.53	0.60	0.83	1.43	2.37	1.57	-
3000	Izquierda	0.48	0.44	0.94	1.93	2.00	2.58	2.88
	Derecha	0.62	0.62	0.72	1.68	1.87	2.06	3.23
4500	Izquierda	0.4	0.41	0.93	1.80	1.69	1.27	1.32
	Derecha	0.54	0.59	0.70	1.60	1.41	0.7	0.67

Tabla 5.4. Desviación estándar de la distribución de caudal alrededor de la cortina de las válvulas de admisión durante la apertura y el cierre.

Cantidades promedio en el cilindro

La figura 5.20 en su parte izquierda muestra, para las tres velocidades estudiadas, la cantidad de momento de *tumble* (M_z), mientras que en su parte derecha se grafica la energía cinética turbulenta (k). Como puede observarse, el incremento en el valor máximo de M_z resulta mayor al aumentar la velocidad desde 1500 rpm a 3000 rpm, que al hacerlo desde 3000 rpm a 4500 rpm. No obstante, las tres curvas muestran un comportamiento muy similar, incrementándose en magnitud conforme aumentan las rpm. Si bien las curvas de M_z difieren considerablemente durante toda la etapa de admisión y gran parte de la carrera de compresión, las tres, y en particular las correspondientes a 3000 rpm y 4500 rpm arriban a valores muy similares al alcanzar *PMS*. Al incrementar la velocidad del motor desde 1500 rpm a 3000 rpm se produce un aumento mucho mayor en el pico de M_z , que el registrado al incrementar la velocidad de 3000 rpm a 4500 rpm. Las curvas correspondientes a 3000 rpm y 4500 rpm resultan muy similares en su forma, aunque para la última de ellas el máximo se presenta 18 CA más tarde. Por otro lado, a 1500 rpm, M_z muestra un comportamiento más aplanado, aunque la posición para la cual se registra su valor máximo coincide con el correspondiente a 3000 rpm (136 CA). En todas las curvas se manifiesta un comportamiento pseudo lineal luego de alcanzado el valor máximo y hasta que se inicia la degradación acelerada del vórtice de *tumble* (aproximadamente a partir de los 280 CA). Una vez superado el *PMS*, e iniciada la carrera de expansión, la cantidad de *tumble* resulta nula en todos los casos. Finalmente, durante la última parte del ciclo, se generan cantidades apreciables de *tumble* pero con sentido de giro contrario, producto del egreso de los gases a través de las válvulas de escape. Este comportamiento también es proporcional a la velocidad del motor.

Al comparar cualitativamente y cuantitativamente la evolución de las cantidades de momento de *tumble* en el cilindro, obtenidas para el motor Fiat Torque y para las dos geometrías académicas analizadas en el Capítulo anterior (ver figura 4.17), puede clasificarse al primero de ellos como de baja a media capacidad para inducir *tumble*, pero al mismo tiempo, de alta capacidad para conservarlo.

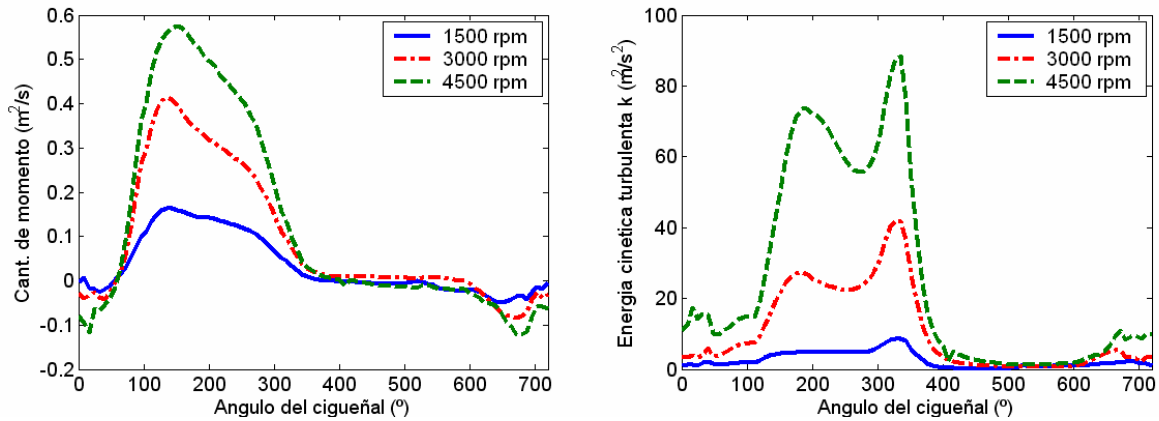


Figura 5.20. Momento de *tumble* y energía cinética turbulenta para los tres regímenes de motor.

La tabla 5.5 consigna los valores máximos, a 342 CA y 360 CA para la cantidad de momento de *tumble* (M_z) y la energía cinética turbulenta (k). Además, se incluye el caudal másico admitido durante la alzada máxima de las válvulas. Como fue expuesto en el Capítulo I, el control de la turbulencia durante la ignición es fundamental para modificar el comportamiento de la combustión. Como puede observarse, el incremento en la velocidad del motor no incide significativamente sobre el *tumble* a 342 CA y 360 CA. No obstante, sí resulta notorio el aumento en la energía cinética turbulenta. La tabla 5.6 muestra los incrementos relativos asociados a los valores reportados en la tabla 5.5.

Velocidad del motor	M_z (m ² /s)			\dot{m} (kg/s)	k (m ² /s ²)		
	Máx.	342 CA	360 CA		Máx.	342 CA	360 CA
1500	0.164-136CA	0.014	0.005	0.0373	8.6-336 CA	8.0	4.0
3000	0.415-136CA	0.036	0.02	0.0792	41.9-328 CA	36.1	18.6
4500	0.575-152CA	0.05	0.021	0.1207	88.5-336 CA	79.1	37.2

Tabla 5.5. Valores para M_z , \dot{m} y k junto con el ángulo del cigüeñal correspondiente.

	Incrementos porcentuales (%)							
	rpm	M_z			\dot{m} 102 CA	k		
		Máx.	342 CA	360 CA		Máx.	342 CA	360 CA
1500 a 3000	100	153	157	300	112	387	350	365
3000 a 4500	100	38	39	5	53	111	119	100
1500 a 4500	200	250	257	320	224	929	889	830

Tabla 5.6. Incremento porcentual de M_z , \dot{m} y k en función del aumento de la velocidad del motor.

Los mayores incrementos relativos se establecen al aumentar la velocidad del motor desde 1500 rpm a 3000 rpm. Posteriormente, el aumento de la velocidad desde 3000 rpm a 4500 rpm induce incrementos relativos muy inferiores a la mitad de los registrados desde 1500 rpm a 3000 rpm. Esto último es más notorio para M_z que para k .

Al analizar los incrementos porcentuales mostrados en la tabla 5.6, no resulta posible definir una relación simple entre el aumento de la velocidad del motor y su efecto sobre M_z y k . Por otro lado, el incremento porcentual en el caudal másico a 102 CA guarda cierta correlación con el correspondiente a la velocidad del motor, pero por otro lado, esta correlación resulta bastante esperable y ambos porcentajes deberían ser similares a menos de las pérdidas de eficiencia volumétrica, las cuales en general resultan proporcionales a la velocidad del motor.

La figura 5.21 muestra la cantidad de momento de *tumble* (M_z) obtenida sobre tres planos transversales de corte, junto con el promedio para todo el cilindro ($\overline{M_z}$). A 1500 rpm durante la admisión el M_z máximo resulta significativamente mayor sobre el plano medio, respecto de lo que ocurre para los dos planos adyacentes y para el promedio en todo el cilindro. Pero, posteriormente estas diferencias son minimizadas durante la compresión, dando como resultado una distribución muy homogénea de M_z , al final de la misma. Las desviaciones estándar de $\overline{M_z}$ durante las carreras de admisión y compresión (0 CA a 360 CA) resultan del orden de 2.6×10^{-6} m²/s, 5.4×10^{-6} m²/s y 8.7×10^{-6} m²/s para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm, respectivamente. Es decir que, el flujo se vuelve progresivamente menos homogéneo cuanto mayor es la velocidad del motor.

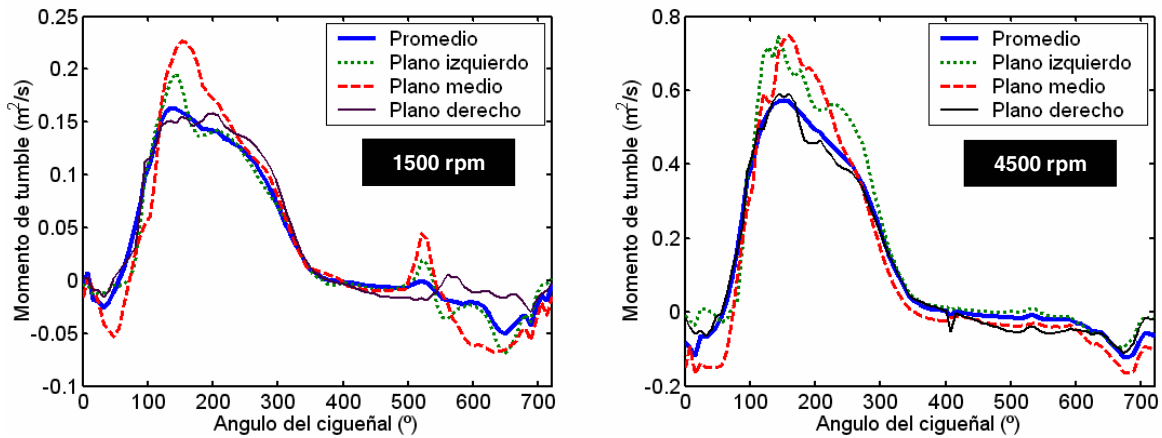


Figura 5.21. Momento de *tumble* promediado en el cilindro (línea azul) y en tres planos transversales al eje de *tumble*: sobre la válvula izquierda (línea verde), en el plano medio del cilindro (línea roja) y sobre la válvula derecha (línea negra).

Como fue mencionado en el Capítulo I, una velocidad elevada puede ocasionar el arrastre del *kernel* de ignición, produciendo la extinción prematura de la llama. Por ello, en la figura 5.22 han sido graficados el módulo de la velocidad ($|v|$) y la intensidad turbulenta (u') para todo el ciclo, considerando distintos volúmenes de integración alrededor de la bujía y en todo el cilindro. El comportamiento del módulo de la velocidad resulta muy similar para las tres velocidades de motor, aunque por supuesto sus magnitudes se incrementan progresivamente, y las mayores diferencias se perciben durante el escape. La velocidad promedio resulta muy inferior a la obtenida en las inmediaciones de la bujía y manifiesta un comportamiento similar al asociado al momento de *tumble*. Por otro lado, alrededor de la bujía el comportamiento de $|v|$ guarda mayor relación con lo observado para la energía cinética turbulenta.

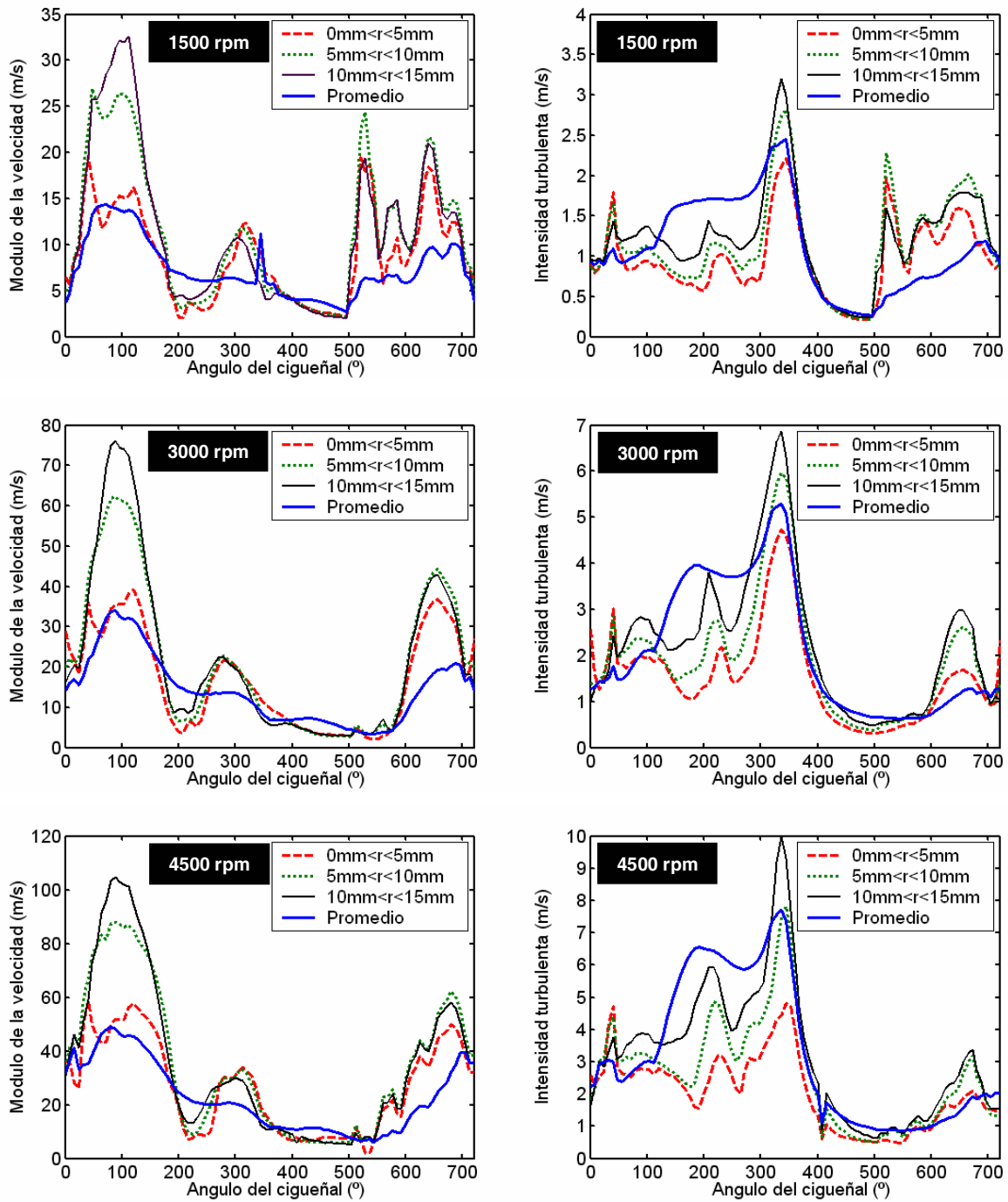


Figura 5.22. Modulo de la velocidad e intensidad turbulenta para distintas zonas alrededor de la bujía.

A diferencia de lo ocurrido con el módulo de la velocidad ($|v|$), la intensidad turbulenta promedio en el cilindro resulta, al menos hasta alcanzar los 330 CA, superior a la encontrada

en las inmediaciones de la bujía. Este comportamiento es revertido al alcanzar el PMS, y u' se incrementa localmente alrededor de la misma.

En la figura 5.23 son trazadas en una misma gráfica las curvas correspondientes al módulo de la velocidad y la intensidad turbulenta alrededor de la bujía (gráfica izquierda) y promedio en todo el cilindro (gráfica derecha), en un periodo comprendido entre 296 CA y 424 CA. El flujo posee una mayor velocidad cerca de la bujía, teniendo valores elevados en el instante de ignición (alrededor de 340 CA). Si bien cerca de la bujía existen diferencias apreciables entre las velocidades del flujo para 3000 rpm y 4500 rpm, las diferencias no resultan significativas al graficar u' . Por otro lado, al promediar los resultados en todo el cilindro se percibe un incremento notorio en la intensidad turbulenta generada a 4500 rpm respecto de lo obtenido para 3000 rpm. Para éstas últimas, la velocidad es continuamente decreciente hasta llegar al PMS, luego de lo cual permanece casi constante. Por otro lado, para 1500 rpm la misma permanece casi invariante en el intervalo analizado.

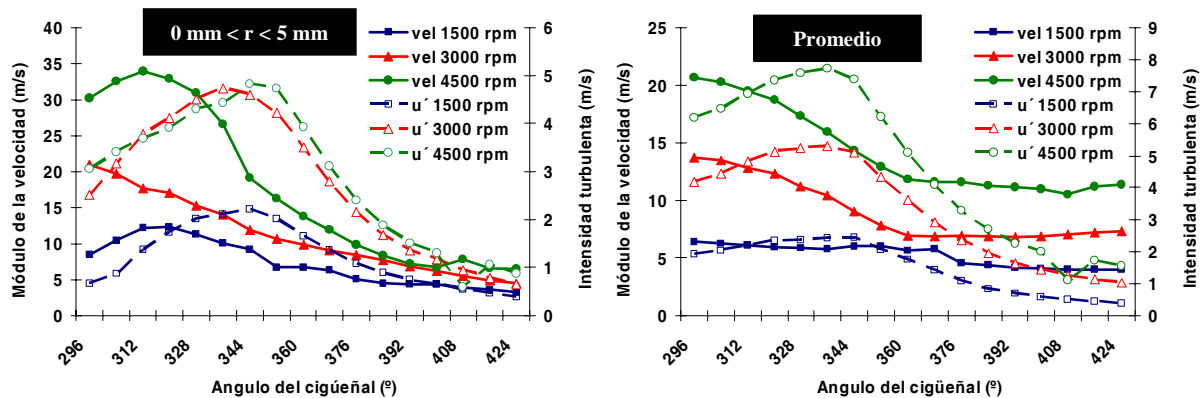


Figura 5.23. Módulo de la velocidad e intensidad turbulenta u' . *Izquierda:* puntos a menos de 5 mm respecto de la bujía. *Derecha:* promedio en todo el cilindro.

Generación de momento de tumble

La figura 5.24 grafica la cantidad de momento de *tumble* en función de la alzada de las válvulas de admisión, comprendiendo tanto su apertura como su cierre. Como puede observarse, M_z resulta negativo hasta alcanzar una alzada superior a 7 mm, lo cual equivale a 56 CA. Superada dicha alzada se produce un incremento acelerado en la producción de *tumble*, al punto que, al llegar a la alzada máxima, se ha obtenido una cantidad de momento

aproximadamente igual al 70% del M_z máximo. Este comportamiento se registra por igual para los tres regímenes dinámicos, pero no para la simulación estática, para la cual el incremento de *tumble* al aumentar la alzada desde 7.57 mm a 9.09 mm resulta del 6.5%. Al examinar el comportamiento de M_z obtenido en forma dinámica, puede concluirse que la mayor producción de *tumble* ocurre durante las alzadas máximas (8 mm a 9 mm), luego de lo cual M_z cae casi linealmente mientras se cierran las válvulas.

La superposición en una misma gráfica del M_z obtenido en forma estática y dinámica, permite concluir que el efecto umbral encontrado durante los ensayos estáticos no tiene una influencia, al menos aparente, sobre el comportamiento dinámico del motor.

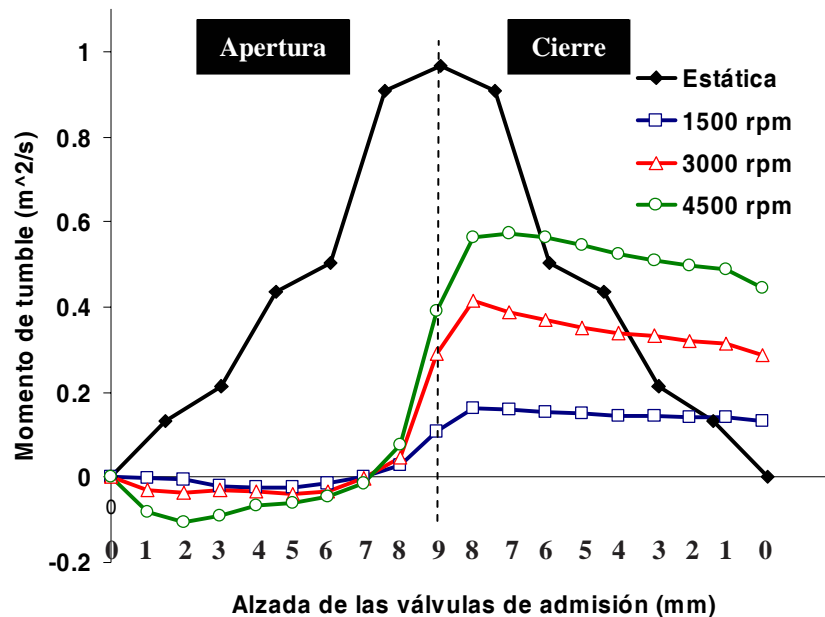


Figura 5.24. Cantidad de momento de *tumble* en función de la alzada de las válvulas de admisión para la simulación estática y las dinámicas.

La figura 5.25 grafica el caudal másico en función del ángulo del cigüeñal y la alzada de las válvulas, para las tres simulaciones dinámicas y para la estática. Anteriormente, al analizar la figura 5.24, se concluyó que M_z es fundamentalmente generado luego de alcanzadas las mayores alzadas. Sin embargo, el caudal inducido durante las alzadas bajas no resulta despreciable, sino que por el contrario se encuentra relativamente próximo al caudal máximo. A 1500 rpm el caudal correspondiente a 8 mm representa el 83% del caudal máximo, en tanto

que para las velocidades de 3000 rpm y 4500 rpm éste es igual al 92%. Puede pensarse entonces en dos posibles causas para explicar la generación vertiginosa de momento de *tumble*; la primera es que la posición del pistón influye al aportar un recinto más propicio para la formación de los vórtices de *tumble*. En segundo lugar que la causa se encuentra en una redistribución del caudal que ingresa, el cual se direcciona fuertemente sobre una de las mitades de la cortina de las válvulas luego de alcanzada la alzada de 8 mm, induciendo una mayor proporción de momento de *tumble*.

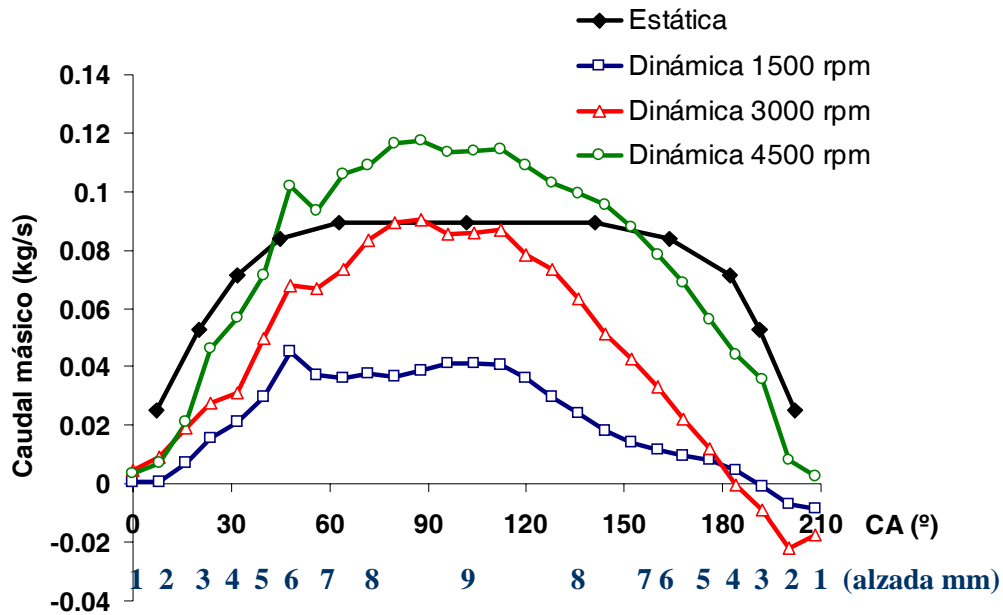


Figura 5.25. Caudal másico durante la admisión en función del ángulo del cigüeñal y de la alzada de las válvulas.

Sí se toma la curva de caudal estático y se la escala de modo que su caudal para 9 mm resulte igual al obtenido en cada una de las simulaciones dinámicas (similar a lo que ocurre entre dicha curva y la curva correspondiente a 3000 rpm), y luego ambas curvas son integradas temporalmente (obteniendo la masa aspirada en el cilindro), entonces la integración de la curva estática resulta siempre muy superior a cualquiera de las dinámicas. Esto es debido a que el caudal admitido para alzadas bajas y medias durante la flujometría dinámica resulta significativamente inferior a lo estimado en forma estática, indicando que las mejoras en los coeficientes flujométricos para alzadas por debajo de la alzada media de las válvulas tendrán poca influencia sobre el comportamiento dinámico del motor.

5.4 Flujiometría dinámica en caliente

En ésta sección se incorpora el efecto de la combustión mediante un modelo fenomenológico simplista, propuesto para modelar fundamentalmente la tasa de quemado del combustible en función de las características turbulentas de la mezcla y la geometría de la cámara de combustión. Además, se incorporan condiciones de contorno dinámicas obtenidas a partir de la simulación 0/1-D del motor.

5.4.1 Simulación 0/1-D para obtener condiciones de contorno

Utilizando los datos consignados en las tablas 5.1, 5.2 y 5.3 se llevó a cabo la simulación 0/1-D del motor. Para ello se utilizó un simulador de motor previamente programado en lenguaje Fortran 90 en CIMEC. El mismo resuelve en forma 1-dimensional las ecuaciones de masa, momento y energía en los conductos, considerando la transferencia de calor y los esfuerzos viscosos. Por otro lado, tanto los cilindros como los distintos volúmenes, como ser tanques o plenos, son modelados en forma 0-dimensional, resolviendo las ecuaciones de balance de masa y energía en los mismos. El simulador mencionado permite conocer, en forma relativamente rápida, las principales características del flujo en los conductos (densidad, presión y velocidad) y en los cilindros y tanques (densidad, presión y temperatura). A partir de esta información es posible construir el ciclo indicado del motor y sus curvas características (potencia, torque, consumo específico y emisiones).

La simulación del motor mediante el simulador 0/1-D permitió extraer resultados dinámicos del flujo, los cuales fueron posteriormente utilizados como datos de entrada en los contornos del modelo 3-dimensional. De este modo, fue posible introducir condiciones de contorno que consideren la geometría completa del motor, y analizar solo en forma detallada lo que ocurre en el cilindro y los puertos de admisión y escape.

El simulador 0/1-D posee varios coeficientes empíricos, los cuales deben ser definidos de forma tal de obtener la respuesta de performance deseada. Dichos coeficientes inciden sobre fenómenos a priori difíciles de cuantificar, como ser la transferencia de calor y los parámetros del proceso de combustión (el retardo a la ignición y la duración de la combustión). Por ello, dichos parámetros fueron ajustados de modo de obtener resultados próximos a los reportados por Fiat para el motor en estudio, en un rango comprendido entre 1500 rpm y 6500 rpm. Si bien los resultados obtenidos fueron aceptables, una calibración más precisa de los parámetros

mencionados requiere conocer no solo la geometría del motor sino también ciertas características como el avance al encendido, las cuales no son fácilmente obtenibles, por contar el motor con encendido electrónico. En este caso se contó únicamente con las curvas de potencia y torque del motor y con su geometría. Por otro lado, también resulta difícil establecer a priori la duración de la combustión sin contar con el ciclo indicado del motor, ó al menos, con mediciones de consumo específico y temperatura de los gases de escape.

La tasa de quemado de combustible fue modelada utilizando la ley de Wiebe. La misma tiene la siguiente forma:

$$x_b = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\phi - \phi_0}{\Delta\phi}\right)^{(m+1)}\right), \quad (5.4)$$

siendo x_b la tasa de quemado ($x_b = 0$ para combustión nula y $x_b = 1$ para combustión completa), a y m constantes que definen la forma en que avanza la combustión, $\Delta\phi$ la duración de la combustión y ϕ^0 el ángulo de ignición. El proceso de combustión es dependiente de la velocidad del motor, pero al no contar con información sobre el mismo se utilizaron los mismos avances duraciones para todo el rango de rpm ($\Delta\phi = 80$ CA y $\phi^0 = 340$ CA). Además, los parámetros a y m fueron fijados en 5.0 y 2.0, siendo valores típicos ajustados en base a mediciones experimentales sobre un gran número de motores.

La figura 5.26 muestra la correlación entre los resultados de rendimiento reportados por Fiat y los obtenidos mediante la simulación 0/1-D. El motor mantiene una curva de potencia monótonamente creciente hasta alcanzar un régimen de 5500 rpm, luego de lo cual la misma comienza a decaer. La simulación obtenida muestra resultados similares cuando se introduce el efecto de las pérdidas friccionales, aunque en este caso la merma de potencia es registrada luego de los 6000 rpm. Por otro lado, los resultados de torque muestran mayores discrepancias si bien el pico de torque máximo es correctamente identificado. Dada la relación directa entre las características de la combustión y el torque y la potencia, resulta laborioso mejorar los resultados en este sentido sin contar con mayor información acerca del fenómeno de combustión.

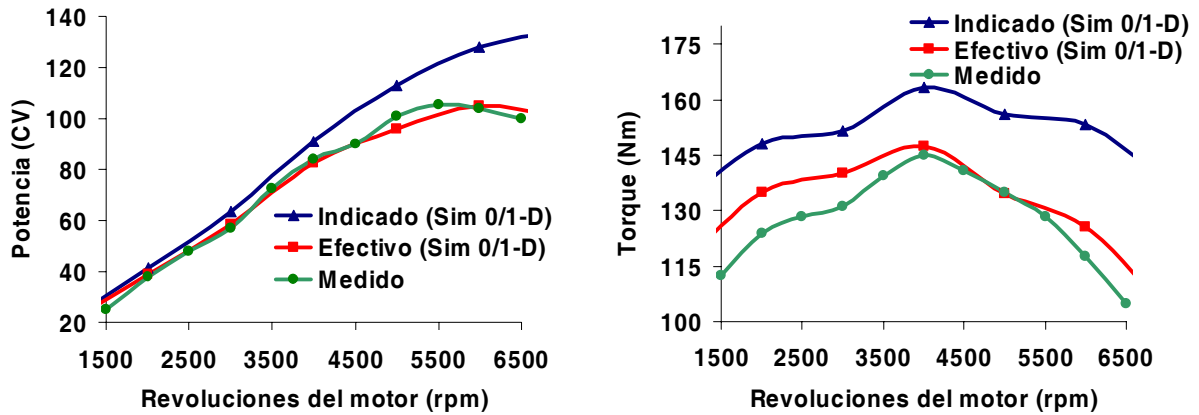


Figura 5.26. Prestaciones del motor obtenidas mediante medición en banco (datos proporcionados por Fiat) y mediante el simulador 0/1-D. *Izquierda:* potencia. *Derecha:* torque.

La figura 5.27 muestra el caudal másico en el cilindro para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm. Como puede observarse, durante la admisión (0 CA a 230 CA) el flujo resulta positivo a partir del *PMS* para las tres velocidades. Sin embargo, durante el final de la carrera de admisión puede verse cómo el caudal comienza a fluctuar, perdiéndose parte de la masa admitida. Esto se registra para las dos velocidades más bajas. Por otro lado, para la velocidad de 4500 rpm el caudal se mantiene siempre positivo, ingresando masa aún cuando el pistón ha superado el *PMI* e iniciado su carrera ascendente. Para 1500 rpm, el caudal máximo se registra próximo a 90 CA (máxima velocidad del pistón). Por otro lado, para 3000 rpm y 4500 rpm el caudal máximo se origina posteriormente, aproximándose a la máxima alzada de las válvulas. Durante el escape (-228 CA a 0 CA), el caudal máximo se acerca al *PMS* en forma gradual, conforme aumenta la velocidad del motor. El movimiento del fluido es mayormente gobernado por la diferencia de presión existente durante la apertura de las válvulas de escape, por lo cual el caudal máximo no coincide ni con el instante de velocidad máxima del pistón (-90 CA) ni con el correspondiente a la alzada máxima de las válvulas de escape (-101.5 CA).

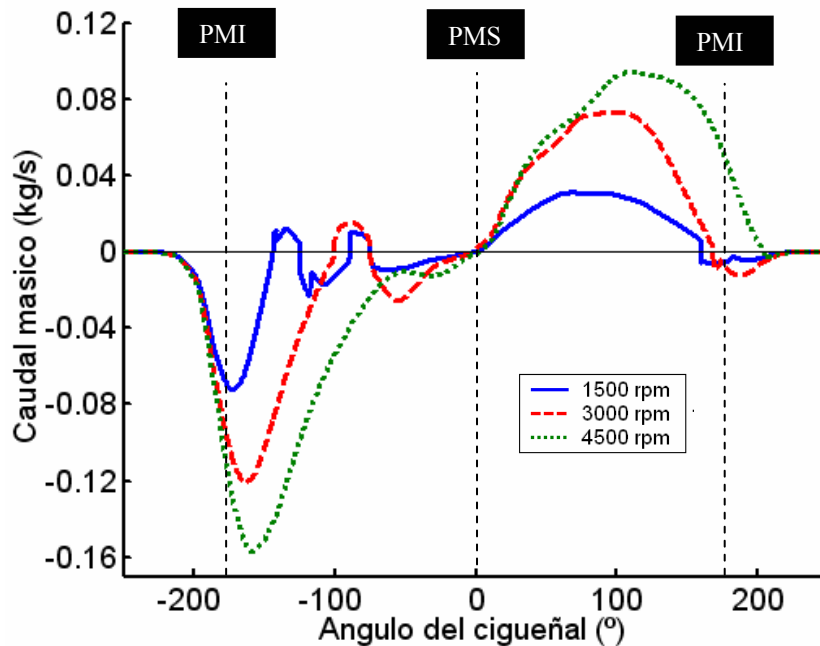


Figura 5.27. Caudal en los puertos de admisión y escape para tres velocidades de motor (resultados 0/1-D).

La figura 5.28 grafica la temperatura y la presión promediadas en el cilindro para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm. Los gases residuales en el cilindro poseen una temperatura elevada, pero la admisión de mezcla fresca reduce su temperatura rápidamente. Durante el final de la expansión, la apertura de las válvulas origina una rápida caída de la presión para 1500 rpm, en tanto que, para las restantes velocidades dicha merma resulta más suave. Esto último probablemente se debe al bloqueo del flujo en las válvulas, ocasionado por la mayor diferencia de presión que se establece aguas arriba y aguas debajo de las mismas. Finalmente, el flujo de retroceso que se origina a partir de los 600 CA produce el ingreso de parte de la masa previamente expulsada, incrementando nuevamente la temperatura de los gases en el cilindro.

La figura 5.29 grafica las presiones medias indicada y efectiva en el cilindro y el consumo específico de combustible al freno (*BSFC*), obtenidos mediante la simulación 0/1-D. Como puede verse, el punto de máxima presión coincide con el de máximo torque. También resulta notorio cómo las pérdidas mecánicas se incrementan sensiblemente con la velocidad del motor, reduciendo su eficiencia global e incrementando fuertemente el consumo de

combustible.

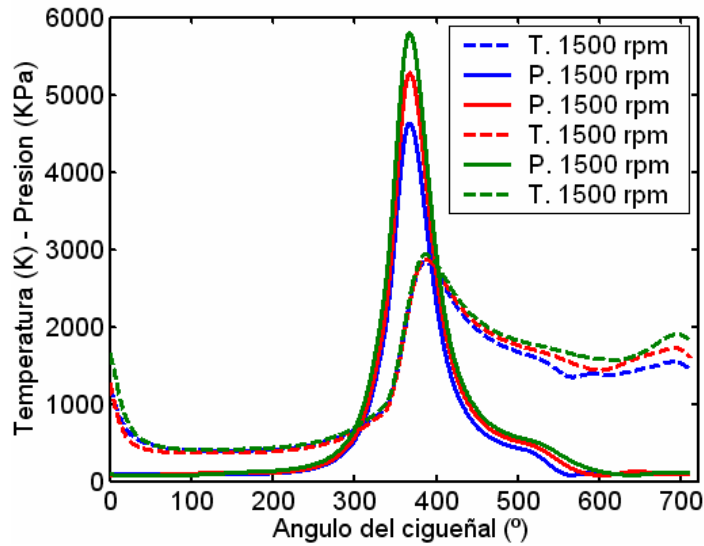


Figura 5.28. Presión y temperatura promediadas en el cilindro para tres velocidades de motor (resultados 0/1-D).

Como se explicó anteriormente, la simulación 0/1-D del motor tiene el objetivo de incorporar condiciones de contorno apropiadas a las simulaciones por *CFD*. La formulación correcta de todo problema de mecánica de fluidos requiere definir una cierta cantidad de variables en los contornos y una combinación determinada de las mismas, de modo de garantizar la unicidad de la solución del problema físico. En particular, para el régimen subsónico, en los contornos donde el flujo resulta entrante se deben definir la presión total y la densidad del fluido. Por otro lado, donde el flujo resulta saliente, es suficiente con definir la presión (total o estática) [Laney, 1998; Nigro y col, 1999]. Cuando se utiliza un gas cuyo comportamiento es asumido como ideal entonces pueden definirse su presión y su temperatura, ya que su densidad es fácilmente calculada.

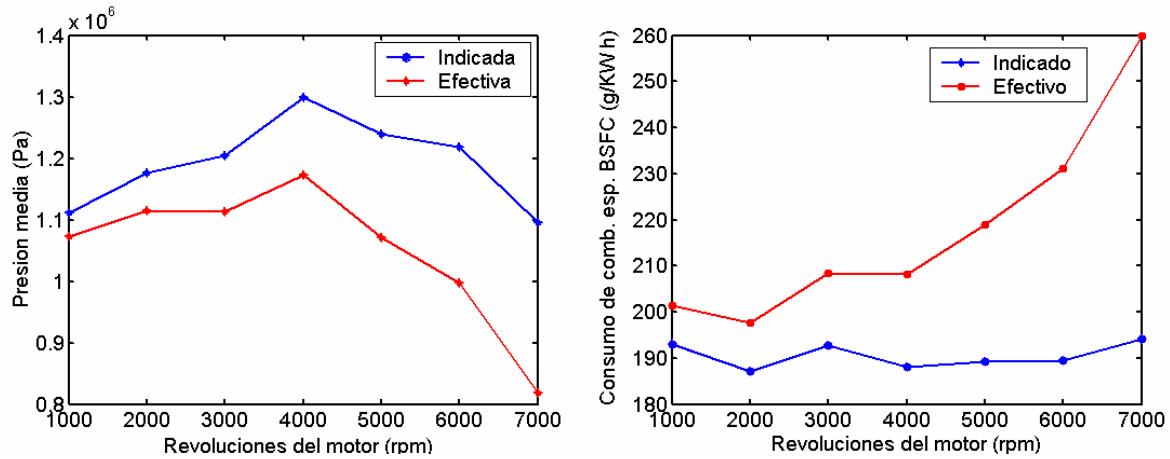


Figura 5.29. Resultados de la simulación 0/1-D. *Izquierda:* presión media indicada y efectiva. *Derecha:* consumo específico de combustible medio y efectivo.

A partir de la visualización del caudal másico en el cilindro, puede verse que, tanto la admisión como el escape se comportan como entradas o salidas en determinados instantes del ciclo. Es decir, que se deben utilizar condiciones de contorno tipo *opening*.

La figura 5.30 grafica la presión estática registrada en el pleno P_1 del sistema de admisión (ver figura 5.3), para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm. Dado que el pleno es modelado en forma 0-dimensional, no existe una estimación de la velocidad del fluido en dicho punto, pero se conoce la presión estática, la densidad y la temperatura. Por otro lado, dadas las dimensiones del mismo, es posible asumir que la presión dinámica es despreciable respecto de la estática, y en definitiva que la presión total es igual a la estática. Como puede verse, la presión oscila en torno a la presión atmosférica, reduciéndose notablemente, producto de las pérdidas friccionales en los conductos de admisión. La presión alcanza un máximo cuando las válvulas de admisión se cierran y el flujo convierte su energía cinética nuevamente en presión estática. Como puede verse, para las velocidades más bajas (1500 rpm y 3000 rpm) la presión se ha normalizado al finalizar el ciclo (720 CA), pero para la velocidad de 4500 rpm persiste una onda de presión en el sistema de admisión. La temperatura, por otro lado, se ve reducida durante la admisión, producto del ingreso de gas fresco al pleno (con una temperatura de 300 K). Luego, una vez cerradas las válvulas, el fluido es calentado por la transferencia de calor con las paredes del pleno, para el cual se fijó una temperatura de 330 K. Puede apreciarse como el comportamiento de la temperatura del gas se encuentra en fase con las ondas de presión.

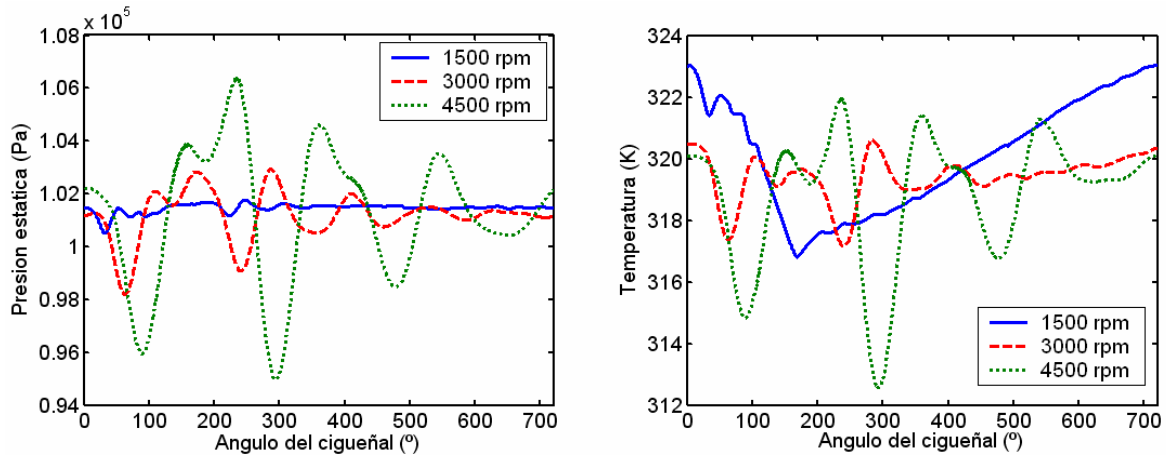


Figura 5.30. Condiciones de contorno en la admisión, obtenidas a partir de la simulación 0/1-D para las tres velocidades de motor. *Izquierda:* presión estática. *Derecha:* temperatura.

Finalmente, la figura 5.31 muestra la estimación de las variables turbulentas k y ε . Dado que el simulador 0/1-D no resuelve la turbulencia, es necesario establecer la misma a partir de las variables disponibles. En principio existen dos maneras de hacer esto; la primera es simular un número significativo de ciclos, y a partir de la suposición de que $U = \bar{U} + U'$ calcular las fluctuaciones de la velocidad (U') en el tiempo, en uno o varios nodos del conducto de admisión, asumiendo luego que U' es igual a la intensidad turbulenta u' del flujo. La segunda es más sencilla y consiste en estimar u' como proporcional a la velocidad U , asumiendo que u' es un porcentaje de U , por ejemplo 1%, 5% o 10% para representar flujos con baja, media o alta turbulencia. En este trabajo se optó por utilizar la segunda de las dos opciones, asumiendo un grado de turbulencia medio. Una vez obtenida u' , fue posible estimar k y ε a partir de las siguientes expresiones:

$$k = \frac{3}{2}(u')^2 \quad \text{y} \quad \varepsilon = \frac{C_\mu^{0.75} k^{3/2}}{l}, \quad (5.5)$$

siendo C_μ una constante igual a 0.09 y l una longitud turbulenta característica, tomada en este caso como igual al diámetro hidráulico del conducto de admisión ($l = 0.0303$). La figura 5.32 muestra los resultados obtenidos aplicando esta metodología.

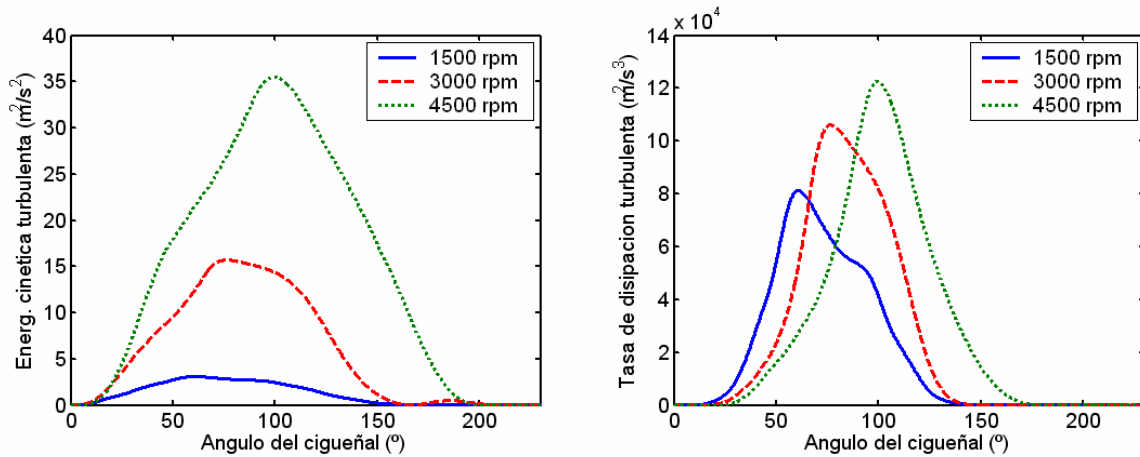


Figura 5.31. Condiciones de contorno en la admisión obtenidas a partir de la simulación 0/1-D para las tres velocidades de motor. *Izquierda:* energía cinética turbulenta k . *Derecha:* tasa de disipación turbulenta ε .

Por último, la figura 5.32 muestra la presión estática y la temperatura aplicadas al contorno de salida del motor, obtenidas mediante la simulación 0/1-D. En este caso las fluctuaciones en la presión resultan muy significativas durante la apertura de las válvulas de escape. También son muy marcadas las fluctuaciones en la temperatura de los gases en el escape.

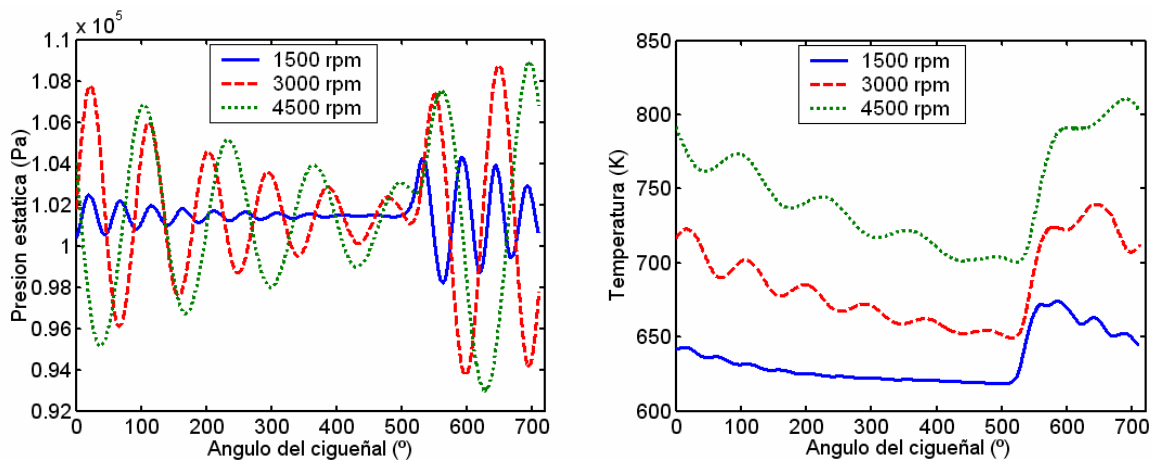


Figura 5.32. Condiciones de contorno en el escape, obtenidas a partir de la simulación 0/1-D para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm. *Izquierda:* presión estática. *Derecha:* temperatura.

5.4.2 Modelado de la combustión

En el Capítulo II se introdujeron modelos y ecuaciones para estimar la velocidad de avance de un frente de llama inmerso en un flujo turbulento. La combustión en el interior de un motor es un fenómeno de alta complejidad y por tanto escapa al estudio planteado en éste trabajo. Sin embargo, dado que es importante establecer las diferencias en el patrón de flujo en condiciones de funcionamiento reales (caudales, presiones y temperaturas, entre otras) respecto de las obtenidas en frío, se vuelve imprescindible el introducir la combustión, al menos en una forma muy simplificada. Como se mencionó en el Capítulo II, la introducción de una fuente localizada sobre un frente de llama que avanza en el tiempo, resulta mucho más realista, pero la liberación localizada de calor introdujo problemas de convergencia, y el error en las soluciones obtenidas resultó sensiblemente proporcional a la energía calorífica del combustible. Dado que éste problema de índole numérico en ANSYS-CFX no pudo ser aún resuelto, se optó por modelar la combustión como una fuente de calor homogénea en el cilindro. La estimación de la velocidad de llama turbulenta (S_t) se llevó a cabo aplicando un modelo formulado a partir de la teoría fractal. S_t se obtuvo al resolver la ecuación (2.37), estimando a la dimensión fractal (D_3) mediante la ecuación (2.38). En la ecuación (2.37), la velocidad de llama laminar (S_l) fue obtenida mediante la ecuación (2.39). Luego, la escala integral l_e en (2.37) fue estimada como la altura entre el punto más alto de la tapa de cilindros y la superficie del pistón (h_{cil} en la figura 5.33), mientras que, para la escala l_i se empleó la escala turbulenta de Kolmogorov (l_k), cuya expresión fue introducida en el Capítulo I (ecuación (1.3)).

La tasa de liberación de calor en función del tiempo (\dot{x}_b) fue estimada de la siguiente forma:

$$\dot{x}_b = S_t \cdot A_{frente} \cdot Q_{fuel} \quad (5.6)$$

siendo A_{frente} el área de la superficie del frente de llama y Q_{fuel} el calor por unidad de volumen del fluido. Q_{fuel} surge a partir de la masa inicial de combustible y del volumen instantáneo en el cilindro,

$$Q_{fuel} = \frac{m_{fuel} \cdot E_{fuel}}{V_{cil}}, \quad (5.7)$$

siendo E_{fuel} el calor por unidad de masa, liberado por el combustible ($E_{fuel} = 44$ MJ/kg para el isoctano).

Estimación del área del frente de llama

Al asumir que el frente de llama crece en forma isotrópica o esférica, entonces la estimación de su área puede obtenerse mediante consideraciones puramente geométricas. Para ello se considera que A_{frente} es el área de la superficie de un casquete esférico creciendo en el interior del cilindro, con centro en la bujía, y puede tomar contacto con las paredes de la cámara de combustión mientras crece. La figura 5.33 esquematiza la geometría de una cámara de combustión *pentroof* típica, con los distintos parámetros geométricos que la caracterizan. A partir de la posición del frente de llama pueden definirse dos posibilidades; la primera es esquematizada en la figura 5.33 a la izquierda y consiste en que el radio del frente r_{frente} sea menor al radio limite R_{lim} (ver definición de R_{lim} en la gráfica derecha). La segunda posibilidad es que r_{frente} sea mayor que R_{lim} . El radio R_{lim} se estima como:

$$R_{lim} = l_{pr} \cdot \text{sen}(\varphi_{pr}) / \text{sen} \left(\text{tg}^{-1} \left(\frac{l_{pr} \cdot \text{sen}(\varphi_{pr})}{R_{cil}} \right) \right). \quad (5.8)$$

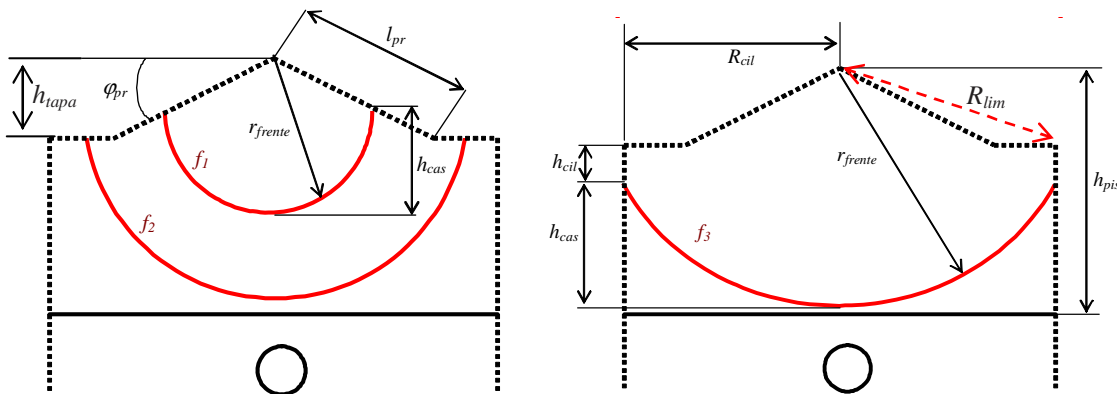


Figura 5.33. Esquema de la geometría de la cámara de combustión, utilizada para formular las ecuaciones para estimar el área del frente de llama.

A partir de la ecuación para el área de un casquete esférico ($A_{cas} = 2.\pi.r.h_{cas}$), es posible estimar A_{frente} de la siguiente manera:

- sí $r_{frente} < R_{lim}$

$$A_{frente} = \pi.(r_{frente})^2(1 + \text{sen}\varphi_{pr}) \quad \text{para } f_1 \quad (5.9)$$

$$A_{frente} = \pi.r_{frente}(r_{frente} + l_{pr}\text{sen}\varphi_{pr}) \quad \text{para } f_2$$

- sí $r_{frente} > R_{lim}$

$$h_{cil} = r_{frente} \cdot \text{sen}\left(\cos^{-1}\left(\frac{R_{cil}}{r_{frente}}\right)\right) \quad A_{frente} = 2\pi.r_{frente}(r_{frente} - h_{cil}) \quad \text{para } f_3 \quad (5.10)$$

Por último, en caso de que el frente de llama posea un radio (r_{frente}) mayor a la altura h_{pis} (altura desde la tapa de cilindros hasta la superficie del pistón), entonces a las expresiones anteriores debe restárseles el área A_{pis} del casquete interceptado por el pistón. Es decir,

$$A_{pis} = 2.\pi.r_{frente}(r_{frente} - h_{pis}). \quad (5.11)$$

Estimación de las propiedades del fluido

Ciertas propiedades del fluido son fuertemente dependientes de su temperatura y la concentración de especies químicas de la mezcla. En particular, la viscosidad molecular de la mezcla puede ser corregida de acuerdo a su temperatura mediante una expresión conocida como ley de Sutherland:

$$\mu_{aire} = \frac{1.457 \times 10^{-6} . T^{3/2}}{110 + T} \quad [Pa.s] . \quad (5.12)$$

La figura 5.34 en su parte izquierda grafica la viscosidad estimada mediante la expresión (5.12). La capacidad calorífica (C_p) del gas también se ve fuertemente modificada con la temperatura y debe ser introducida una expresión apropiada para modelar el C_p . El C_p de la mezcla fresca puede ser estimado a partir de expresiones para el aire. Por otro lado, el C_p de los gases quemados varía con la composición de dichos gases, la cual es función de la relación aire/combustible $\tilde{\varphi}$ de la mezcla fresca y de la temperatura. Sí se considera que la mezcla

quemada adquiere instantáneamente una composición de equilibrio en cada temperatura, entonces es posible obtener la composición de las especies químicas más importantes (Combustible, O₂, H₂, H₂O, CO₂, CO) [Heywood, 1981]. Luego, conocida la composición de los gases quemados, es posible utilizar una aproximación polinómica junto con los coeficientes de las tablas JANAF [1971] para obtener el C_P en función de $\tilde{\phi}$ y de la temperatura. La figura 5.34 en su parte derecha grafica el C_P obtenido para el aire y para mezclas de gases quemados con diferentes relaciones aire/combustible.

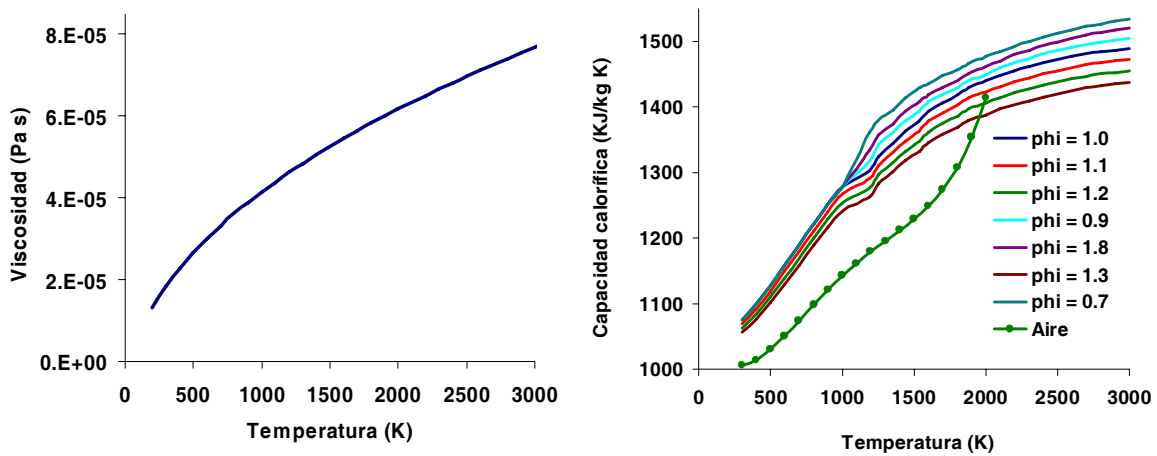


Figura 5.34. Izquierda: viscosidad dinámica del aire en función de la temperatura. Derecha: capacidad calorífica a presión constante (C_P) para el aire y para distintas mezclas de gases quemados.

En las simulaciones llevadas a cabo se consideró que la mezcla tenía una relación aire/combustible de 1.0. Luego las curvas correspondientes al aire y a la mezcla con $\phi = 1.0$ en la figura 5.34 fueron aproximadas mediante las siguientes funciones polinómicas:

$$C_{P_{\phi=1}} = 5x10^{-9}T^3 - 9x10^{-5}T^2 + 0.4019T + 954.42 \quad [J/kgK] \quad y \quad (5.13)$$

$$C_{P_{aire}} = 1.93x10^{-10}T^4 - 8x10^{-7}T^3 + 1.14T^2 - 0.449T + 1057 \quad [J/kgK] \quad . \quad (5.14)$$

Dado que en el modelo computacional solo se utiliza aire como fluido (es decir un solo componente), su C_P durante la combustión fue calculado en función de las expresiones (5.13) y (5.14) y de la fracción de gases quemados (x_b) en cada instante, aplicando la ley de la mezcla de gases.

En cuanto a la conductividad térmica, la misma debió ser modelada mediante una expresión que aproxima solo el comportamiento del aire:

$$\lambda_{\text{aire}} = 1.52 \times 10^{-11} T^3 - 4.86 \times 10^{-8} T^2 + 1.018 \times 10^{-4} T - 3.93 \times 10^{-4} \quad [W/mK] . \quad (5.15)$$

5.4.3 Resultados. Comparación entre los tres regímenes de funcionamiento

En las secciones precedentes se desarrollo un estudio pormenorizado de los resultados obtenidos al simular en frío el motor, analizándose los resultados promediados y las estructuras turbulentas características. En esta sección no se entablará un análisis tan detallado de los resultados, dado que las discrepancias entre el comportamiento en frío y en caliente del motor no lo ameritan, por lo que se hará hincapié solo en las principales diferencias encontradas.

Presión y temperatura

Durante el modelado 0/1-D del motor se utilizaron los mismos parámetros de combustión (avance a la ignición, duración de la combustión y constantes en la ecuación de Wiebe) para modelar todo el rango de velocidades. Posteriormente la simulación por *CFD* mostró que la duración de la combustión se prolonga conforme aumenta la velocidad del motor, a tal punto que sí se mantiene constante el avance a la ignición en 344 CA, entonces para el régimen de 4500 rpm la combustión no finaliza antes de la apertura de las válvulas de escape. Por este motivo se utilizó un avance diferente en las simulaciones por *CFD* para los tres regímenes estudiados, iniciándose la combustión a los 344 CA, 335 CA y 325 CA para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm, respectivamente.

La figura 5.35 muestra en una misma gráfica las curvas de presión y temperatura para los tres regímenes estudiados por *CFD*. Como puede apreciarse, existe un incremento en la presión en el cilindro conforme aumenta la velocidad del motor, obteniéndose picos de 4030 KPa, 4660 KPa y 5690 KPa para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm respectivamente. Al comparar estos resultados con los obtenidos mediante la simulación 0/1-D (con parámetros de combustión constantes), en estos últimos (0/1-D) el pico de presión para 1500 rpm se encuentra por encima (12%), para 3000 rpm también resulta mayor (11%) y para 4500 rpm es apenas inferior al obtenido por *CFD* (3%). Con respecto a la temperatura, en este caso los

resultados de *CFD* son significativamente más bajos que los obtenidos mediante la simulación 0/1-D (alrededor del 18% en los tres casos). En este caso las tres curvas muestran un comportamiento muy similar, aunque sus picos se incrementan y se retrasan a medida que aumenta la velocidad del motor. Los picos obtenidos en este caso son de 2300 K, 2350 K y 2400 K para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm, respectivamente. En los tres casos, la temperatura es fuertemente incrementada durante los últimos instantes de la compresión y cuando ésta debería comenzar a descender (luego del *PMS*), la combustión de la mezcla ya ha alcanzado un porcentaje tal que le permite continuar incrementándose. Una vez que se abren las válvulas de escape, los cambios en la dirección del flujo (ver figura 5.37) producen fluctuaciones en la temperatura del gas en el interior del cilindro.

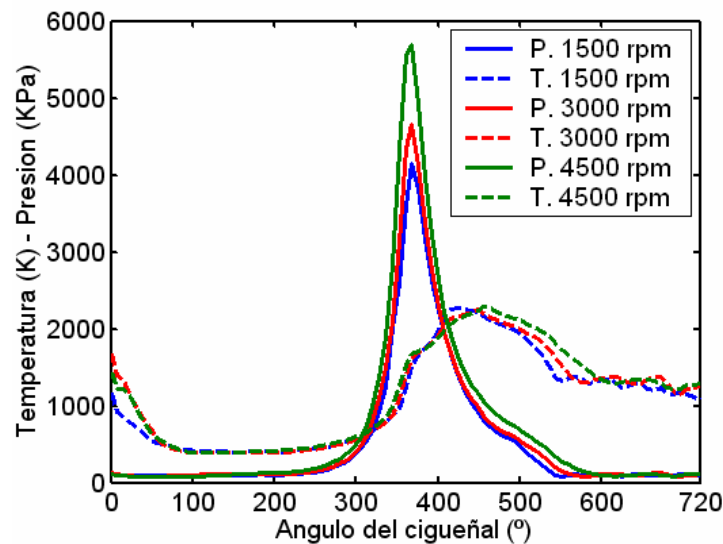


Figura 5.35. Resultados de temperatura y presión promediados en el cilindro obtenidos mediante *CFD* para los tres regímenes estudiados.

Al repetir las simulaciones 0/1-D utilizando los parámetros de inicio de combustión y duración de la misma (manteniendo los mismos valores para *a* y *m* en la función de Wiebe), es posible mejorar las estimaciones respecto de lo obtenido por *CFD*. Los nuevos resultados 0/1-D son graficados en la figura 5.36.

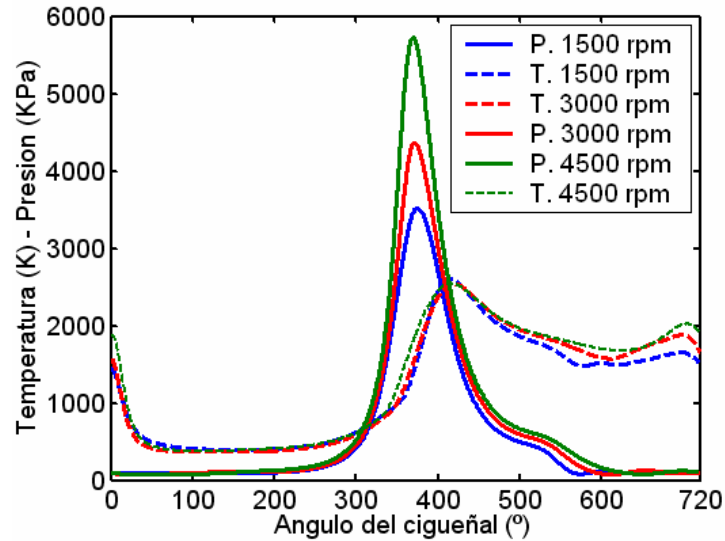


Figura 5.36. Resultados de temperatura y presión en el cilindro obtenidos mediante el simulador 0/1-D aplicando las condiciones de combustión obtenidas por *CFD*.

En este caso los errores relativos en los valores máximos resultan iguales a 11%, 6,3% y -1% para la presión y de -13%, -8,5% y -6% para la temperatura para 1500 rpm, 3000 rpm y 4500 rpm, respectivamente. Además de los errores mencionados, las diferencias más notorias entre los resultados de ambas simulaciones (0/1-D y *CFD*) se encuentran en la forma y posición del pico de temperatura y la temperatura alcanzada al final del ciclo.

Acerca de estas discrepancias, puede pensarse que las menores temperaturas máximas obtenidas en las simulaciones por *CFD* están relacionadas con un incremento en el coeficiente pelicular de transferencia de calor originado por la turbulencia, con el consecuente aumento de la transferencia de calor hacia las paredes frías de la cámara de combustión. Otra razón puede hallarse en una liberación de calor inicial demasiado lenta, lo cual origina que cuando se alcanza el *PMS*, la fracción de gases quemados sea poco significativa, reduciendo la presión máxima alcanzada. Al profundizar en esta idea, pueden inferirse posibles deficiencias en el modelado de la combustión:

- ◆ el modelo implementado parte de una zona quemada con un radio nulo y no toma en cuenta la iniciación del *kernel* con un tamaño inicial y una velocidad de crecimiento originada a partir de la energía eléctrica durante la descarga en la bujía. Tan y Reitz [2006] propusieron un modelo basado en el balance de masa y momento estimar esto. Este modelo podría acelerar la

velocidad de crecimiento durante los primeros instantes y lograr una mayor tasa de quemado al alcanzar el *PMS*

♦ otra gran deficiencia del modelo es que al no existir una zona de gases quemados y otra de gases frescos, todo el gas incrementa su temperatura mientras progresa la combustión (modelo homogéneo), transfiriendo calor a través de toda la superficie de la cámara de combustión. Dado que la conductividad térmica del gas se incrementa notoriamente con la temperatura, el calor transferido resulta mayor.

Caudal másico

Al analizar los caudales másicos mostrados en la figura 5.37 puede observarse una buena correlación con lo obtenido mediante la simulación 0/1-D. Con respecto al escape, la curva para 1500 rpm muestra un máximo de 0.063 kg/s para -180 CA y luego el caudal comienza a fluctuar, ingresando gas al cilindro en tres instantes. Esto es también registrado en la simulación 0/1-D pero sólo en dos oportunidades. Durante la admisión, los resultados de 0/1-D muestran un comportamiento suave en tanto que los de *CFD* resultan erráticos. No obstante, sí se traza una envolvente sobre los resultados de *CFD* puede apreciarse una buena correlación entre ambas simulaciones, incluso al estimar el reflujo durante el final de la admisión. Las bruscas fluctuaciones en los resultados de la simulación por *CFD* son potenciadas en parte por una frecuencia de muestreo deficiente (cada 8 CA), originando que las curvas sean excesivamente agudas. Sin embargo, los resultados son muy similares cualitativa y cuantitativamente. Por otro lado, al comparar estos últimos con los obtenidos en frío (figura 5.6), pueden advertirse cambios notorios durante el escape, los cuales pueden ser explicados por las mayores diferencias de presión aplicadas sobre las válvulas durante las simulaciones en caliente, y por la aplicación de condiciones de contorno dinámicas.

Con respecto a los resultados para 3000 rpm, nuevamente existe una buena concordancia entre los resultados (mediante *CFD* y 0/1-D) tanto en los picos máximos como sus posiciones. Aunque la simulación por *CFD* muestra mayores fluctuaciones, en ambos casos existe solo un instante en que ingresa masa a través de las válvulas de escape. Además, el reflujo durante el final de la admisión también es predicho por ambos métodos.

Por último, para 4500 rpm no se registra ingreso de masa durante el escape y esto es correctamente predicho mediante *CFD*. Al mismo tiempo, la curva de ingreso de masa durante

la admisión resulta suave y puede observarse un ingreso significativo de masa durante todo el periodo de apertura de las válvulas. La ausencia de reflujos durante el escape y la admisión indican que flujométricamente el motor funciona en condiciones óptimas a alto régimen.

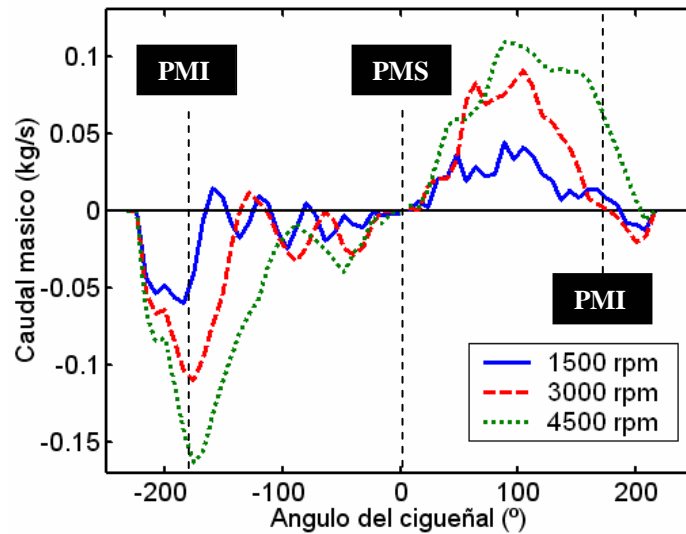


Figura 5.37 Resultados de caudal másico en el cilindro para los tres regímenes estudiados (simulación por *CFD*).

Cantidad de momento

La figura 5.38 muestra en forma separada cada una de las componentes de la cantidad de momento angular para las tres velocidades estudiadas. Nuevamente el momento de *tumble* domina ampliamente sobre los dos restantes. Las curvas obtenidas en caliente son muy similares a las obtenidas en frío, aunque la incorporación de la combustión origina incrementos sensibles. En particular para 1500 rpm el incremento relativo es del 20% y para 3000 rpm resulta igual al 25%, aunque para 4500 rpm no alcanza el 4%. El *tumble* negativo resulta mayor durante la simulación en caliente, dadas las mayores velocidades que se registran durante la descarga de gases en el escape y nuevamente puede establecerse una relación entre las fluctuaciones del *tumble* negativo y las del caudal de descarga. Las otras dos componentes de momento mantienen valores poco significativos durante todo el ciclo.

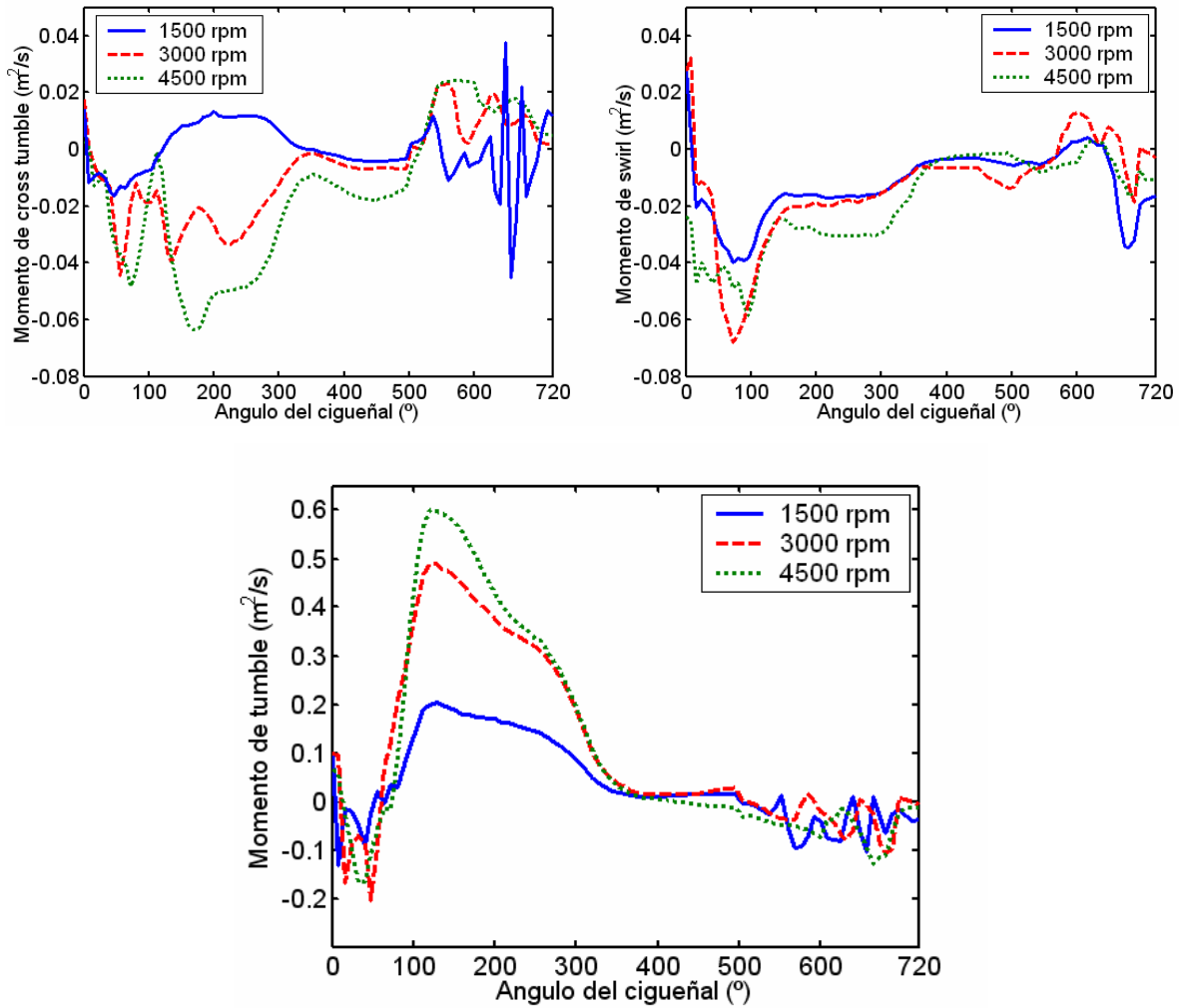


Figura 5.38. Cantidad de momento en sus tres componentes para los tres regímenes estudiados. *Arriba, izquierda:* momento en x (*cross tumble*). *Arriba, derecha:* momento en y (*swirl*). *Abajo:* momento en z (*tumble*).

Las diferencias más notorias entre los resultados en frío y los graficados en la figura 5.38 pueden hallarse en el incremento en la cantidad de momento de *tumble* para las velocidades de 1500 rpm y 3000 rpm, acercándose los resultados de esta última (3000 rpm) a los obtenidos para 4500 rpm. También es notoria la repercusión de las fluctuaciones en el caudal durante el escape sobre *tumble* negativo, al final del ciclo.

Energía cinética turbulenta

En relación a la energía cinética turbulenta (ver figura 5.39), la misma sufre cambios notorios incrementándose significativamente para las velocidades de 3000 rpm y 4500 rpm. Para la primera de ellas (3000 rpm) nuevamente se obtienen dos picos máximos, el primero durante la admisión y el segundo al final de la compresión. Sin embargo, en este caso (flujometría en caliente) ambos tienen similar importancia, mientras que durante la simulación en frío el segundo pico casi duplicaba al primero. Al analizar el régimen de 4500 rpm el cambio es aún más notorio y el primer pico domina, duplicando su valor respecto del segundo. Estos cambios pueden estar relacionados con el incremento en la viscosidad del fluido, producto del aumento en su temperatura.

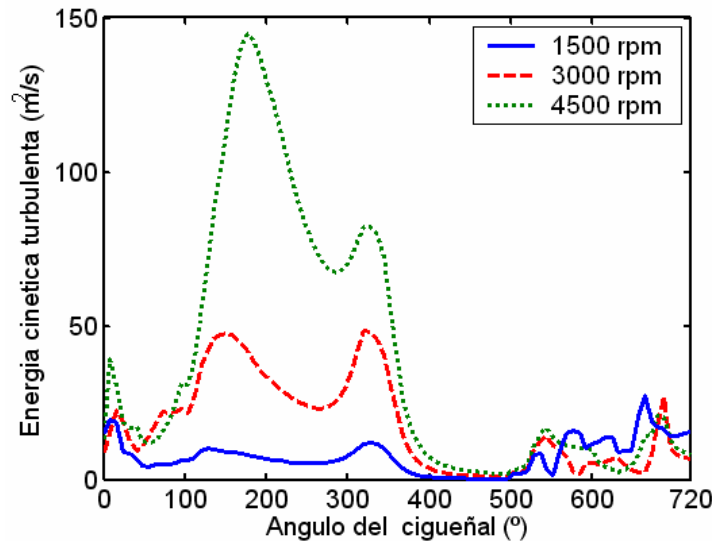


Figura 5.39. Resultados de energía cinética turbulenta para los tres regímenes estudiados.

La tabla 5.7 es equivalente a la tabla 5.5 solo que en este caso consigna los resultados de la simulación en caliente. A partir de ambas puede construirse una tabla cuantificando los cambios introducidos en el flujo al considerar la combustión. Como se observa en los resultados de la tabla 5.8, la incorporación de la combustión introduce incrementos en todos en los tres regímenes de velocidad, tanto para los valores máximos como durante el final de la carrera de compresión.

Velocidad Del motor	M_z (m ² /s)			\dot{m} (kg/s)	k (m ² /s ²)		
	Máx.	342 CA	360 CA		102 CA	Máx.	342 CA
1500	0.20-128CA	0.024	0.0145	0.038	11.8-328 CA	10.6	5.04
3000	0.49-120CA	0.05	0.028	0.091	48.6-320 CA	42.1	22.1
4500	0.60-120 CA	0.05	0.022	0.106	145-176 CA	82.2	38.5

Tabla 5.7. Valores para M_z , \dot{m} y k junto con el ángulo del cigüeñal correspondiente.

En cuanto al momento de *tumble*, los incrementos resultan muy superiores durante el final de la compresión. Como fue anteriormente mencionado, la combustión influye más marcadamente sobre M_z para velocidades de motor bajas. No obstante, esta tendencia parece ser opuesta al analizar la energía cinética turbulenta.

	Incrementos porcentuales al introducir la combustión (%)						
	M_z			\dot{m}	k		
	Máx.	342 CA	360 CA		102 CA	Máx.	342 CA
1500	22	71	190	2	37	33	26
3000	18	39	40	15	16	17	19
4500	4	0	5	-12	64	4	3

Tabla 5.8. Incrementos porcentuales al comparar los resultados en frío y en caliente.

Patrones de flujo en el cilindro

La figura 5.40 compara el campo de velocidad sobre el plano medio del cilindro durante el final de la admisión (208 CA) y para las tres velocidades de motor estudiadas. Puede apreciarse un mayor grado de desorden en el flujo para 4500 rpm respecto de lo que ocurre para las dos velocidades más bajas, e incluso al compararlo con los resultados para dicha velocidad durante la simulación en frío. Por otro lado, para las velocidades de 1500 rpm y en particular para 3000 rpm el flujo es notoriamente ordenado.



Figura 5.40. Campo de velocidad sobre el plano medio del cilindro al final de la etapa de admisión para las tres velocidades de motor.

La figura 5.41 resulta útil para comparar el comportamiento del motor en frío y en caliente. En su parte izquierda se grafica el patrón de velocidad del flujo ingresando durante la admisión (90 CA), en tanto que en la parte derecha se muestra el campo de energía cinética turbulenta correspondiente (ambos sobre un plano meridional cortando una de las válvulas de admisión). Al comparar esta figura con la correspondiente a la simulación en frío (figura 5.10) pueden apreciarse pocas diferencias en cuanto al patrón de velocidades, aunque para la simulación en frío el flujo ingresando por la parte derecha de la válvula (flujo positivo) parece tener mayor importancia. No obstante, los resultados de momento de *tumble* indican lo contrario. En cuanto a la energía cinética turbulenta, la simulación en caliente muestra un incremento general de la misma en todo el dominio y en particular debajo de las válvulas y lejos de su superficie, donde el aumento de k se vuelve muy notorio.

La magnitud de la velocidad no parece cambiar sensiblemente al incluir la combustión, aunque para el régimen de 1500 rpm, al promediarla en tres instantes durante la admisión (42 CA, 102 CA y 180 CA) se evidencia un incremento cercano al 10% en la velocidad respecto de lo encontrado en la simulación en frío. También se encontró un incremento similar (del 11%) en el segundo invariante del tensor de deformaciones, lo cual indicaría que durante esta simulación se producen mayores esfuerzos de corte en el seno del fluido. Otro efecto notorio al comparar la simulación en frío y en caliente (durante la admisión) es que en esta última, además de un incremento en la viscosidad dinámica (del 17%) se origina un aumento mucho mayor en la viscosidad turbulenta (μ_t), alcanzando en promedio el 47%.

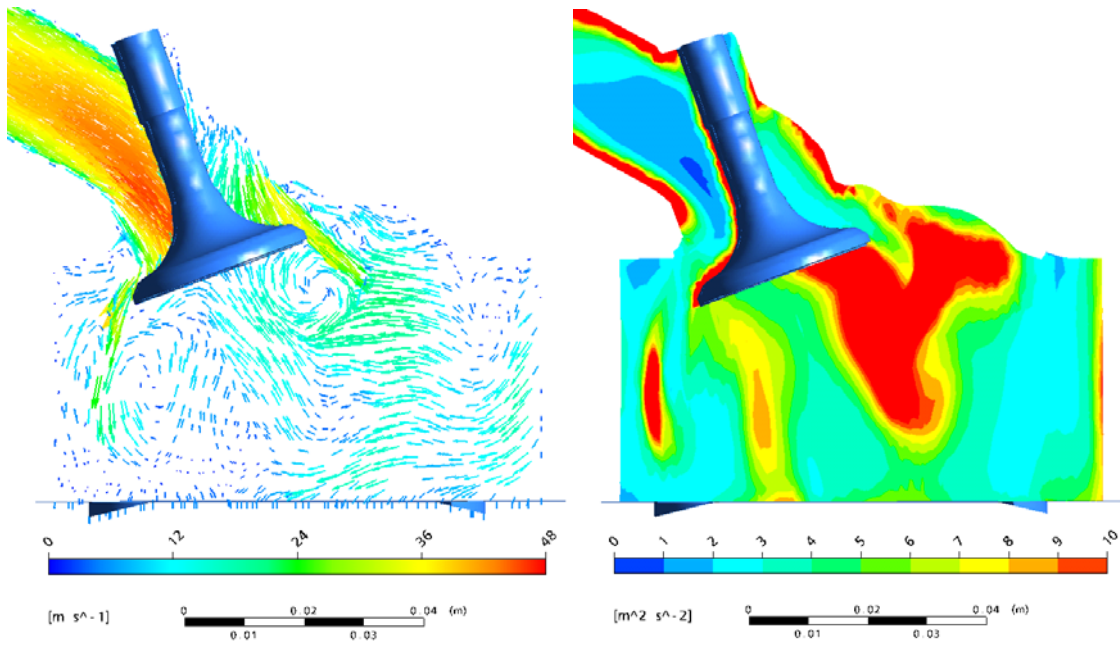


Figura 5.41. Resultados para 90 CA y 1500 rpm sobre el plano meridional de una de las válvulas. *Izquierda:* campo de velocidad. *Derecha:* energía cinética turbulenta k .

Al analizar los patrones de velocidad sobre planos transversales al cilindro (figura 5.42) puede apreciarse que, para el plano que se encuentra próximo al *PMS* (10 mm debajo del mismo), el patrón de flujo es muy similar para las tres velocidades e incluso se asemeja notablemente al obtenido en frío (figura 5.16). Por otro lado, para el plano más cercano al pistón (a 30 mm debajo del *PMS*) se aprecian significativas diferencias entre las tres velocidades.

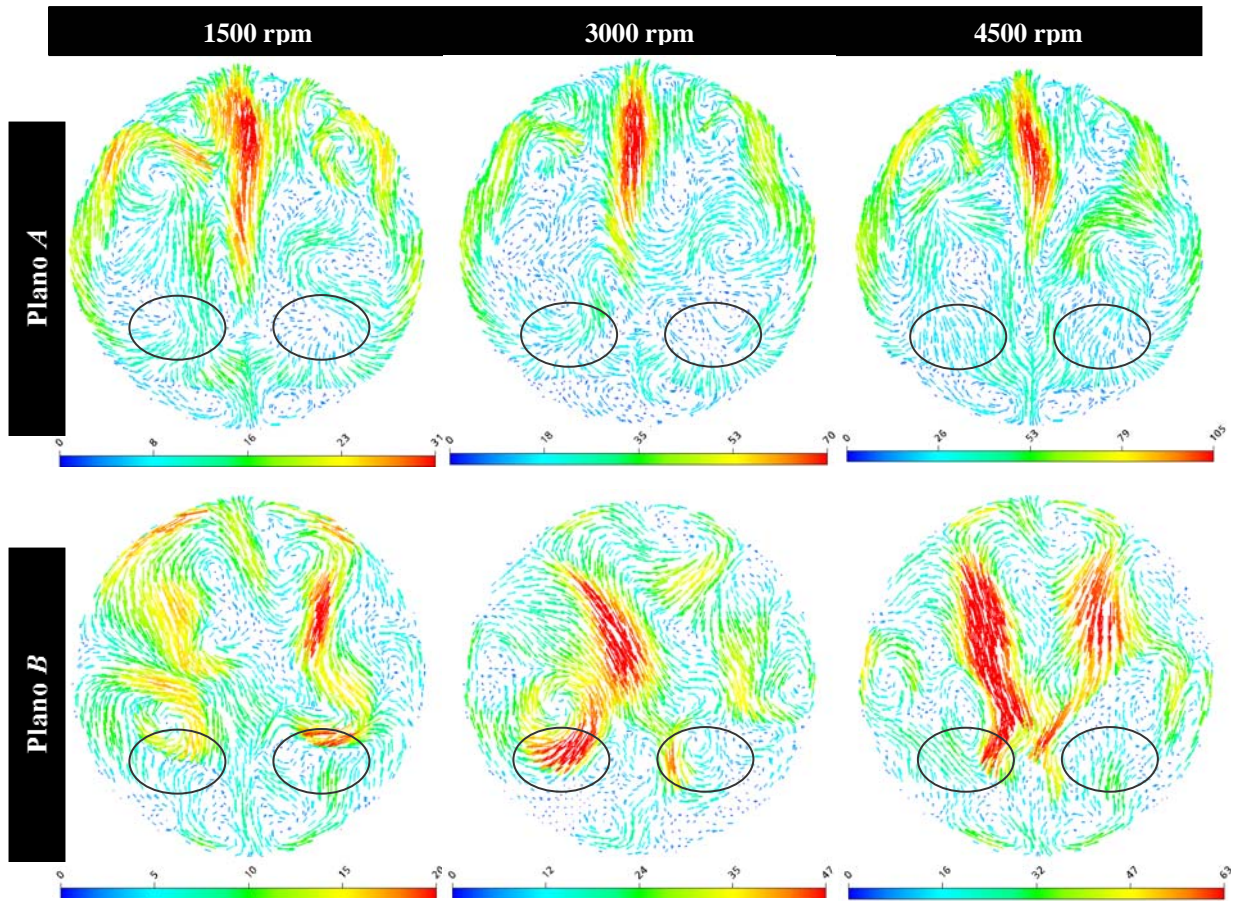


Figura 5.42. Campo de velocidad para la alza máxima (102 CA) sobre un plano a 10 mm (plano A) y a 30 mm (plano B), respecto del PMS.

Evolución de la combustión

La figura 5.43 muestra las principales variables que definen la evolución de la combustión en el cilindro, de acuerdo al modelo empleado. En una misma gráfica pueden observarse el radio y el área de la superficie del frente de llama, el porcentaje de mezcla quemada (MFB) y la distancia vertical desde la bujía hasta la superficie de la cabeza del pistón h_{pis} (denominada altura h). También se indica el radio del cilindro (mediante una línea horizontal de trazos). Tanto la altura h como la línea indicando el radio del cilindro resultan útiles para entender cómo funciona el modelo de estimación del área del frente de llama y cómo A_{frente} evoluciona mientras crece el radio de la llama.

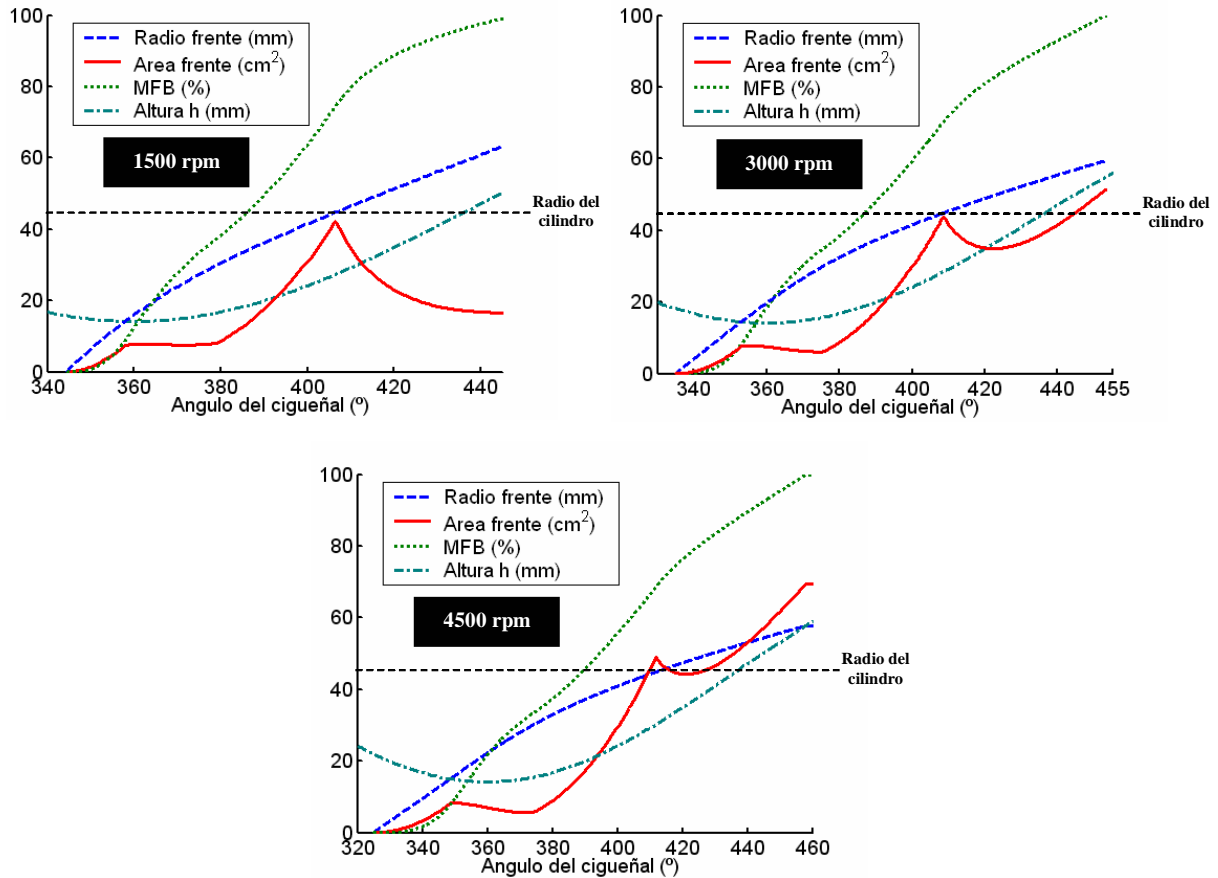


Figura 5.43. Radio y área de la superficie del frente, porcentaje de avance de la combustión (*MFB*) y distancia desde la bujía al pistón.

Al analizar la gráfica correspondiente a 1500 rpm pueden identificarse distintas etapas en el crecimiento del frente a partir de la evolución del área del frente;

⇒ durante la primera etapa el frente muestra un crecimiento cuadrático de acuerdo a f_1 (ecuación (5.9)), luego, dada la proximidad del pistón, el frente toma contacto con su superficie antes de alcanzar el *PMS* (intersección de las curvas del radio del frente y la altura h)

⇒ una vez que el pistón y el frente toman contacto, el área del frente se mantiene aproximadamente constante durante un periodo que ronda los 20 CA, dado que ahora al área del frente f_1 o f_2 calculada mediante (5.9) debe restársele el área del casquete esférico limitado por la presencia del pistón (ecuación (5.11))

⇒ luego, cuando el pistón adquiere velocidad y se aleja de la bujía nuevamente el área del frente muestra un crecimiento cuadrático

⇒ finalmente, cuando el frente alcanza las paredes del cilindro su área se reduce abruptamente con el incremento en el radio del frente y esto repercute en la tasa de quemado, como se aprecia en la curva de *MFB*.

Un análisis similar puede hacerse para las otras dos velocidades de motor, solo que en éstas (3000 rpm y 4500 rpm) la velocidad del pistón se incrementa más que la velocidad de propagación turbulenta de la llama, como puede concluirse a partir de la figura 5.44.

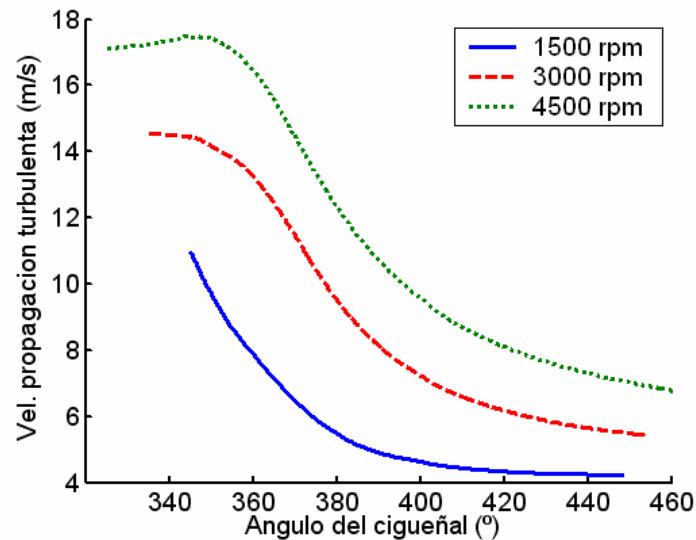


Figura 5.44. Velocidad de propagación turbulenta S_t para los tres regímenes estudiados.

Rpm	ϕ_{ig} (CA)	$\Delta\phi_{comb}$ (CA)	Δt_{comb} (ms)	$\overline{u'}$ (m/s)	$\overline{S_t}$ (m/s)
1500	344	101	11.22	1.97	4.578
3000	335	120	6.66	3.02	9.076
4500	325	133	4.93	4.1	11.786

Tabla 5.8. Duración de la combustión, intensidad turbulenta y velocidad de propagación de la llama para los tres regímenes estudiados.

5.6 Conclusiones parciales

Los resultados expuestos en el presente Capítulo ponen de manifiesto la complejidad que encierra el flujo que se desarrolla en el interior de un motor de combustión interna de 4 válvulas por cilindro. La simulación 3-dimensional dinámica del motor en frío permitió arribar a las siguientes conclusiones:

- la variabilidad ciclo a ciclo de los resultados es relativamente baja y a los fines de reducir el costo computacional es posible asumir que los resultados obtenidos a partir del segundo ciclo de simulación son suficientemente representativos del comportamiento dinámico del motor
- las mayores diferencias ciclo a ciclo son encontradas en el caudal másico, repercutiendo en mayor medida sobre los resultados de la cantidad de momento de *tumble*. Por otro lado, ni la temperatura ni la densidad muestran variaciones apreciables
- la cantidad de momento de *tumble* resulta dominante por sobre las restantes componentes del flujo y la energía cinética turbulenta en general presenta dos picos bien definidos; el primero cercano a los 150 CA y el segundo al final de la carrera de compresión. el primer pico es generado por el gas que ingresa durante la admisión, aunque su posición no es coincidente con la correspondiente al caudal máximo. Por otro lado, el segundo pico es consecuencia directa de la degradación de las estructuras de *tumble*, producto de la compresión del cilindro.
- al analizar las estructuras del flujo puede verse una notoria similitud para los tres regímenes de funcionamiento, no solo en las estructuras dominantes (vórtices de *tumble*) sino también en vórtices más pequeños en planos transversales al cilindro. La distribución de energía cinética turbulenta también muestra similitud para los tres casos estudiados
- la dinámica de vórtices de *tumble* es muy compleja y la evolución de las estructuras muestra que existe creación y destrucción de vórtices durante todo el proceso de admisión, llegando a identificarse tres vórtices principales diferentes durante las etapas de admisión y compresión
- al estudiar la homogeneidad del caudal másico sobre la cortina de las válvulas para los tres regímenes de velocidad, puede apreciarse una notoria similitud en los resultados durante la apertura de las válvulas, incrementándose las diferencias durante el cierre
- al comparar el momento angular de *tumble* obtenido para el motor Fiat Torque con respecto a los resultados reportados en el Capítulo IV para dos geometrías académicas, puede

concluirse que este motor presenta una capacidad baja a media de producir estructuras de *tumble*, y una gran capacidad para conservar el momento de *tumble* hasta el final de la compresión

- la generación de *tumble* está fuertemente relacionada con la velocidad de giro del motor, obteniéndose un incremento relativo de M_z mucho mayor al aumentar la velocidad desde 1500 rpm a 3000 rpm, que el obtenido al aumentarla desde 3000 rpm a 4500 rpm. Similares conclusiones se desprenden del análisis de la energía cinética turbulenta
- el análisis de la homogeneidad espacial de M_z en distintos planos muestra buenos resultados, es decir que el *tumble* se desarrolla a lo largo de todo el eje transversal del cilindro, siendo su valor máximo ubicado sobre el plano medio del mismo. Al mismo tiempo, al evaluar k a distintas distancias respecto de la bujía, si bien durante la admisión y compresión se registran diferencias muy notorias en la distribución, éstas desaparecen rápidamente al final de la compresión y puede apreciarse una significativa homogeneidad durante la expansión
- al graficar el momento de *tumble* en función de la alza de las válvulas se pone de manifiesto que la generación de M_z ocurre luego de que las válvulas han alcanzado una apertura superior a 8 mm. Es decir que, casi la totalidad del momento de *tumble* es inducido luego de superada la mitad de la carrera de admisión. Esto último no puede ser relacionado con un bajo caudal de admisión durante la apertura de las válvulas sino con la presencia de cantidades apreciables de *tumble* negativo, generado durante la expulsión de los gases en la etapa de escape

Por otro lado, al comparar los resultados de la flujometría dinámica en frío con aquellos obtenidos anteriormente en forma estática surgen las siguientes conclusiones:

- los ensayos estáticos para determinar las características del flujo producido durante la admisión poseen aplicabilidad cuando se intenta comparar dos motores con características geométricas similares, o más aún cuando se estudian cambios geométricos sobre un mismo motor. No obstante, existe una diversidad de factores que colocan a estos ensayos en diferentes condiciones respecto de lo que ocurre en el motor en forma dinámica.
- la visualización del campo de velocidad debajo de las válvulas de admisión durante la alza máxima muestra diferencias apreciables

- la distribución de caudal sobre la cortina de las válvulas guarda mucha similitud durante su apertura pero difiere significativamente durante su cierre. Los patrones generados en forma estática resultan mucho más homogéneos, y por tanto no representan la distribución del flujo durante el cierre, y como se mencionó anteriormente, la generación de *tumble* está más ligada al periodo de máxima alzada y de cierre de las válvulas, que a su apertura
- el efecto umbral en la generación de *tumble*, determinado en forma estática, no es verificado en las simulaciones dinámicas, como es esperable dado lo breve que resulta el periodo umbral durante el funcionamiento normal del motor
- al comparar las curvas de caudal másico obtenidas en forma dinámica y estática, puede observarse que a igual caudal máximo, la curva estática sobreestima el caudal aspirado a alzadas medias y bajas con lo cual el rendimiento volumétrico del motor en condiciones reales para dichas alzadas resultará siempre inferior al estimado en forma estática

Finalmente, los resultados aportados por la simulación dinámica en caliente permiten concluir que:

- la utilización de un simulador 0/1-D para generar condiciones de contorno más realistas permitió incorporar la influencia de la geometría del motor en el análisis detallado de lo que ocurre en el cilindro. Luego se compararon las estimaciones de caudal, presión y temperatura obtenidas mediante ambos métodos (0/1-D y *CFD*), encontrándose buena correlación entre ellas
- la incorporación de un modelo de combustión con capacidad para predecir su evolución en función de las cantidades turbulentas permitió ponderar la importancia del *tumble* y relacionar la combustión con las cantidades promedio que definen las características de la carga
- el modelo de combustión, aunque simplista, puso de manifiesto la relación entre las estructuras de flujo y la velocidad de quemado de la mezcla y la duración de la combustión
- la tasa de quemado de la mezcla, resultado de la estimación de la velocidad de propagación turbulenta y del algoritmo para estimar el área de la superficie del frente de llama, mostró resultados esperables. Sin embargo, la validación y mejora de tales modelos solo puede llevarse a cabo mediante la comparación con datos experimentales

- de acuerdo al modelo de combustión empleado, al incrementar la velocidad del motor el incremento en la velocidad de quemado de la mezcla no alcanza a compensar la reducción en la duración del ciclo del motor y por ello el proceso de combustión se extiende

Finalmente, al comparar los resultados de la flujometría dinámica en frío con aquellos obtenidos incorporando la combustión en el cilindro, puede arribarse a las siguientes conclusiones:

- al incorporar la combustión en el ciclo dinámico, no se registran cambios significativos en la evolución del *tumble*, y solo se verifican incrementos significativos (del orden del 20% y 25%) para 1500 rpm y 3000 rpm
- al visualizar los campos de velocidad durante la flujometría en caliente, pueden advertirse diferencias respecto de lo encontrado en frío. Sin embargo, las cantidades macroscópicas analizadas no muestran cambios significativos
- el incremento en la temperatura de la carga admitida origina el aumento de la viscosidad molecular, y un incremento más notorio en la viscosidad turbulenta. Todo ello produce mayores esfuerzos de corte, redundando en una mayor producción de turbulencia durante la admisión

Conclusiones finales

En este trabajo se llevó a cabo el estudio de los patrones de flujo generados en el interior de un motor de 4 válvulas por cilindro de ignición por chispa. El estudio abarcó diferentes aproximaciones partiendo desde las más sencillas, es decir ensayos y simulaciones estáticas, utilizando luego herramientas numéricas 0-dimensionales, y abordando por último la simulación 3-dimensional dinámica en frío y en caliente de un motor real. En este último caso fueron también incorporadas herramientas 0/1-D para generar condiciones de contorno más realistas, demostrando la importancia de desarrollar herramientas para el acoplamiento 0/1-D y 3-D. A continuación se resumen las conclusiones más importantes a las que se arribó en este trabajo:

- en lo referente al uso de ensayos estáticos para determinar el comportamiento del flujo, solo puede concluirse que dichos ensayos poseen gran sensibilidad para analizar el efecto de cambios geométricos sobre las cantidades medias del flujo (caudal flujado y momento angular). Sin embargo, difícilmente puede establecerse su utilidad para determinar el comportamiento del motor en forma dinámica
- en cuanto al uso de herramientas computacionales para modelar este tipo de problemas, sus resultados muestran una buena correlación con los obtenidos en forma experimental. Dado que dichas herramientas computacionales aportan gran cantidad de información sobre el comportamiento del flujo para el motor en condiciones reales, la validación de sus resultados resulta fundamental para establecer la capacidad de las mismas para reproducir flujos altamente complejos
- mediante modificaciones geométricas sencillas fue posible ensayar computacionalmente la utilización de deflectores de flujo, con los cuales controlar en forma dinámica las propiedades de la carga
- el estudio 0-dimensional del momento angular de *tumble* desarrollado en el Capítulo IV permitió establecer la capacidad de un modelo propuesto (siendo a la fecha, el único encontrado en bibliografía) para estimar la generación y desarrollo del *tumble* en motores *SI*. Este modelo fue estudiado en detalle estableciéndose sus limitaciones y su campo de aplicabilidad a motores reales.

- la simulación dinámica del motor Fiat Torque ayudó a determinar la relación existente entre los ensayos estáticos y los dinámicos, estableciendo que los primeros pueden ser implementados a los fines de comparar dos diseños o para llevar a cabo una primera evaluación de las características de un motor. Sin embargo, la información aportada por la simulación dinámica resulta indispensable
- al comparar los resultados de la simulación dinámica en frío y en caliente se determinó que los resultados obtenidos durante la admisión y compresión, sin considerar la combustión, resultan muy similares a los encontrados incorporando la combustión
- los resultados obtenidos al simular solo una etapa admisión-compresión reflejan en buena medida lo que ocurre en el cilindro cuando el motor se encuentra en régimen y reducen fuertemente el costo computacional de las simulaciones. Por otro lado, luego de simular dos ciclos completos de motor puede considerarse que el mismo ha alcanzado el régimen estacionario
- como fue ampliamente reportado en el Capítulo I, el *tumble* afecta fundamentalmente a la etapa de crecimiento del *kernel* de la llama (0 a 10% de la *MFB*). Esto resulta razonable en vista de los resultados obtenidos en el Capítulo V, en el cual se demostró que el *tumble* desaparece rápidamente luego de superado el *PMS*, por lo que difícilmente puede influenciar la evolución de la combustión luego de 10% de *MFB*.

Tareas a futuro

Este trabajo abordó varias temáticas concernientes a la simulación de motores *SI*. Muchas de ellas presentaron dificultades difíciles de superar, y deberán ser nuevamente estudiadas a fin de mejorar los resultados obtenidos. Entre los puntos que requieren un análisis más profundo destacan los siguientes:

- incorporar en ANSYS-CFX una metodología para el movimiento de las mallas que presente una mayor robustez, para soportar deformaciones extremas de la misma sin recaer en mallas inválidas. Como fue mencionado, recientemente ha sido propuesto un algoritmo capaz de resolver este problema [López y col, 2006, López y col, 2008], alcanzando ordenes de deformación superiores a 100 veces, sin volver inválida la malla
- programar las rutinas necesarias para acoplar en tiempo real las simulaciones 0/1-D con las de *CFD*. Esto permitiría disponer de un simulador 0/1/3-D completamente acoplado en lugar de tener que resolver primero el motor en forma 0/1-D para luego aplicar sus resultados a la simulación por *CFD*
- introducir en las simulaciones de *CFD* un modelo de combustión de mayor realismo, que sin intentar considerar toda la física involucrada en el proceso, sea capaz de discriminar entre gases quemados y mezcla fresca (modelo de dos zonas), y con ello poder llevar a cabo el seguimiento de las especies químicas más relevantes en estos sistemas
- implementar ensayos dinámicos sobre el motor Fiat Torque estudiado en este trabajo, a fin de contar con resultados ciertos sobre potencia, torque, consumo específico, emisiones contaminantes y presión instantánea en el cilindro. De este modo podrá profundizarse en el estudio y desarrollo de algoritmos y metodologías para modelar con mayor realismo el motor en particular en lo referente a los modelos de combustión, validando los resultados numéricos con datos obtenidos en el motor real
- implementar ensayos dinámicos sobre el motor Fiat Torque modificando la geometría de los puertos de admisión al incorporar deflectores como los estudiados en el Capítulo III, de modo de poder profundizar en el entendimiento del efecto que causan las estructuras turbulentas sobre el desarrollo de la combustión y la performance global del motor.

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mi familia y en particular a mi madre Irene, quien a pesar o quizá debido a su vocación, me incentivo desde que tengo recuerdos ha hacer de la ingeniería mi profesión, y luego a seguir perfeccionándome por el camino de la investigación, a mi hermano Leandro que recorrió el mismo camino que yo y siempre trató de darme ánimos para seguir adelante con su incansable pragmatismo, y a mi compañera Mercedes Milesi, quien estuvo a mi lado desde el comienzo, sosteniéndome en los momentos de incertidumbre y creyendo en mi capacidad para sobrepasarlos.

También deseo expresar mi profundo agradecimiento a todos los integrantes del Centro Internacional de Métodos Computacionales en Ingeniería CIMEC, por su apoyo científico, pero por sobre todo humano. Deseo agradecer en forma particular a:

el Dr. Norberto Nigro quien me introdujo en la simulación de motores de combustión interna, permitiéndole iniciarse en esta área de investigación

el Dr. Angel Zanotti quien aportó su experiencia personal para proponer los caminos de trabajo más interesantes en el área

el Dr. Jorge D`lia quien siempre me ayudo a resolver mis inconvenientes a la hora de llevar a cabo simulaciones en paralelo y en quién evacué mis dudas sobre programación en Fortran

los Drs. Martín Pucheta y Rodrigo Paz y al ingeniero Lisandro Dalcín que siempre tuvieron un momento disponible para ayudarme en mi trabajo

a Patricia Muda y Jorge Albornoz que me socorrieron con mis problemas informáticos y no fueron pocos

el Ing. Cesar Luengo, que además de su amistad, me aportó sus conocimientos prácticos de mecánica automotriz

También quiero agradecer al Concejo Nacional de Investigaciones Científicas y Tecnológicas (CONICET) por haberme otorgado la beca doctoral, sin la cual no hubiera podido desarrollar este trabajo.

Por último, deseo agradecer a las siguientes personas que aunque son ajenas a mi grupo de trabajo me brindaron su ayuda desinteresada en este trabajo:

al Sr. Miguel Ramos que me permitió trabajar en su laboratorio y postergó sus tareas para ayudarme a obtener mis resultados experimentales

al Ing. Bechelli de Valmotors que me brindo su conocimiento acerca del motor en estudio así como sus manuales y herramientas para desarmarlo
a Autotécnica TV y a Fiat Auto Argentina quienes me otorgaron un motor Fiat Torque para poder seguir profundizando este estudio.

Referencias bibliográficas

Achuth M. and Metha P.S, Predictions of *tumble* and turbulence in four-valve *pentroof* spark ignition engines, International Journal of Engine Research, Vol. 2, no. 3, pp. 209-227, 2001.

Aleiferis P.G., Taylor A.M.K.P., Ishii K. and Urata Y, The nature of early flame development in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine. Combustion and Flame, Vol. 136, pp. 283-302, 2004.

Aleiferis P., Taylor A., Whitelaw J., Ishii K. and Urata Y., Cyclic Variations of Initial Flame *Kernel* Growth in a Honda VTEC-E Lean-Burn Spark-Ignition Engine, SAE paper 2001-01-1207, 2001.

Albanesi A., Zanotti A., Calvo N, Nigro N. y Storti M., Simulación Numérica de los Movimientos Característicos del Flujo en Cilindros de Motores Alternativos de Alta Performance, Mecánica Computacional, Vol. XXIV, pp. 3021-3041, Argentina, 2005.

Algieri A, Bova S and De Bartola C, Influence of Valve Lift and Throttle Angle on Intake Flow in a High-Performance Four-Stroke Motorcycle Engine, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006.

ANSYS CFX 11.0 Theory Help Documents, ANSYS Inc, 2006.

Arcoumanis C., Kampanis N. Kometani S. and Kato R., Flow, Combustion and Emissions in a Five-Valve Research Gasoline Engine, SAE paper 2001-01-3556, 2001.

Arcoumanis C., Nouri J., Xu H. and Stone R., Analysis of the steady flow characteristics of *tumble*-generating four-valve cylinder heads, Optical Diagnostics in Engineering, vol. 2, part 2, pp. 71-83, 1997.

Arcoumanis C., Hu Z. and Whitelaw J., Steady Flow Characterization of *Tumble* Generation Four Valve Cylinder Heads, Proc IMechE, Part D, 1992.

Arcoumanis C, Whitelaw J.H, Fluid mechanics of internal combustion engines: A review, ASME International Symposium on Flows in Internal Combustion Engines, Vol. 28, 1985.

Bailly O., Buchou C., Floch A. and Sainsaulieu L., Simulation of the Intake and Compression Strokes of a Motored 4-Valve SI Engine with a Finite Element Code, Oil & Gas Science and Technology, Vol. 54 no 2, pp. 161-168, 1999.

Benjamin S.F, Prediction of barrel *swirl* and turbulence in reciprocating engines using a phenomenological model, IMechE, Paper L20/C465-013, pp. 87-101, 1993.

Benson R., Annand W. and Baruah P., A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int. J. Mech Science. Vol. 17, pp. 97-124, 1974.

Bevan K. and Ghandhi J., PIV Measurements of In-Cylinder Flow in a Four-Stroke Utility Engine and Correlation with Steady Flow Results, SAE paper 2004-32-0005/20044292, 2004.

Bianchi G., Cantore G, Mattarelli E., Guerrini G. and Papetti F., The influence of Stroke-to-Bore Ratio and Combustion Chamber Design on Formula One Engines Performance, SAE paper 980126, 1998.

Blair G., Mackey D., Ashe M. and Chatfield G., Exhaust Tuning on a Four-Stroke Engine Experimentation and Simulation, SAE paper 2001-01-1797/4218, 2001.

Blair G. and Mackey D., Racing Engine Design Options Investigated by Engine Simulation, SAE paper 2000-01-3546, 2000.

Blair G. and Drouin F., Relationship between Discharge Coefficients and Accuracy of Engine Simulation, SAE paper 962527, 1996.

Cao L., Zhao H. and Jiang X., Effects of Intake Valve Timing on Premixed Gasoline Engine with CAI Combustion, SAE paper 2004-01-2953, 2004.

Caton J., A Multiple-Zone Cycle Simulation for Spark-Ignition Engines: Thermodynamic Details, Fall Technical Conference of the ASME-ICED, 2001.

Caton J., The Use of a Three-Zone Combustion Model to Determine Nitric Oxide Emissions From a Homogeneous-Charge, Spark-Ignited Engine, Technical Conference of the ASME, 2003.

Davidson P.A., Turbulence, an introduction for scientists and engineers, Oxford University Press, 2003.

D'Errico G., Misul D., Onorati A., Spessa E., Integrated Fluid Dynamic Modeling and Combustion Diagnostics of a Multi-Valve S.I. Engine under Gasoline and CNG Operations, ICE2003 – SAE International Conference on Internal Combustion Engine, Capri (Napoli – Italy), paper SAE-NA no. 2003-01-18, 2003.

D'Errico G., Onorati A., Thermo-Fluid Dynamic Modelling of a Six-Cylinder Spark Ignition Engine with a Secondary Air Injection System, International Journal of Engine Research, vol. 7, no. 1, pp. 1-16, 2006.

Ewald J. and Peters N, A Level Set Based *Flamelet* Model for the Prediction of Combustion in Spark Ignition Engines, Technical report, RWTH Aachen University, Germany, 2002.

Fontana G., Galloni E., Jannelli E. and Palmaccio R., Influence of the Intake System Design on a Small Spark-Ignition Engine Performance. A Theoretical Analysis, SAE paper 2003-01-3134, 2003.

Fontana G., Galloni E., Palmaccio R. and Torella E., The influence of Variable Timing on the Combustion Process of a Small Spark-Ignition Engine, SAE paper 2006-01-0445, 2006.

Geiger J., Grigo M., Lang O., Wolters P. and Hupperich P., Direct Injection Gasoline Engines – Combustion and Design, SAE paper 199-01-0170, 1999.

Glassman I. Combustion. Academic Press. New York. Cap. 8. 1977.

Giacomazzi E, Bruno C. and Favini B, Fractal modeling of turbulent combustion, Combustion Theory Modeling, Vol. 4, pp. 391-412, 2000.

Grimaldi C, Battistone M. and Mariani F, Experimental and Numerical Analysis of Charge Motion Characteristics Depending on Intake Valves Actuation Strategies, SAE paper 2005-01-0242, 2005.

Grimaldi C, Battistone M. and Uccellani, Dependence of Flow Characteristics of a High Performance S.I. Engine Intake System on Test Pressure and *Tumble* Generation Conditions- Part 1: Experimental Analysis, SAE paper 2004-01-1530, 2004.

Grimaldi C, Battistone M. and Postriotti L, Flow Characterization of a High Performance S.I. Engine Intake System- Part 1: Experimental Analysis, SAE paper 2003-01-0623, 2003.

Harrison M. and Dunkley A., The acoustics of racing engine intake systems, Journal of Sounds and Vibration, Vol. 271, Issues 3-5, pp. 959-984, 2004.

Heywood J., Motor Vehicle Emissions Control: Past Achievements, Future Prospects, IMechE conference, 1996.

Heywood J.B. Internal Combustion Engines Fundamentals. Mc Graw Hill. New York. 1988.

He Y., Effect of Intake Primary Runner Blockages on Combustion Characteristics and Emissions in Spark Ignition Engines, Tesis doctoral, Universidad de Ohio, 2007.

He Y., Selamet A., Reese R. Vick R. and Amer A., Impact of *Tumble* on Combustion in SI Engines: Correlation between Flow and Engine Experiments, SAE paper 2007-01-4003, 2007.

Hirsch C., Numerical Computation of Internal and External Flows, Wiley and Sons, Vol. 1, 1998.

Hong C. and Tarng S., In-Cylinder *Tumble* Flow Field Measurements and Predictions, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, pp. 139-145, 2001.

Huang R., Huang C., Chang S., Yang H., Lin T. and Hsu W., Topological flow evolutions in cylinder of a motored engine during intake and compression strokes, Journal and Fluid and Structures, Vol. 20, pp. 105-120, 2005.

Ishikawa N., Hiraide A. and Takabayashi T., Air/Fuel Distribution Simulation in a Port Injected Gasoline Lean-Burn Engine, SAE paper 2001-01-1230, 2001-

JANAF Thermochemical Tables, 2d ed., NSRDS-NB537, U.S. National Bureau of Standards, 1971.

Jeon C., Chang Y., Cho K. B. and Kang K. Y., Effects of Intake Ports on In-Cylinder Flow and Lean Combustion in a 4-Valve Engine, SAE paper 981048, 1998.

Johan Z., Moraes C.M., Buell J.C. y Ferencz R.M, In-cylinder cold flow simulation using a finite element method, Computer methods in applied mechanics and engineering, Vol. 190, pp. 3069-3080, 2001.

Johan Z., Moraes C.M., Buell J.C. and Ferencz R.M., In-cylinder cold flow simulation using a finite element method, Computer methods in applied mechanics and engineering, Vol. 190, pp. 3069-3080, 2001.

Kang K.Y. and Baek J.H, LDV measurement and analysis of *tumble* formation and decay in a four-valve engine, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 11, pp. 181-189, 1995.

Kang K.Y. and Baek J.H, Turbulence characteristics of *tumble* flow in a four-valve engine, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 18, pp. 231-243, 1998.

Kim M., Lee S. and Kim W., *Tumble* Flow Measurements Using Three Different Methods and its Effects on Fuel Economy and Emissions, SAE paper 2006-01-3345, 2006.

Laney C., Computational Gasdynamics, Cambridge University Press, 1998.

Lee K, Bae C. and Kang K, The Effects of *tumble* and *swirl* flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine, Applied Thermal Engineering, vol. 27, pp. 2122-2130, 2007.

Lee D. and Heywood J. B., Effects of Charge Motion Control During Cold Start of SI Engines, SAE paper 2006-01-3399, 2006.

Li Y., Liu S, Shi S.X, Feng M. and Sui X, An investigation of in-cylinder tumbling motion in a four-valve spark ignition engine, Journal of Automotive Engineering, vol. 215, part. D, no. 2, pp. 273-284, 2001a.

Li Y, Zhao H, Peng Z. and Ladommatos N, Analysis of *tumble* and *swirl* motions in a four-valve SI engine, SAE Paper 2001-01-3555, 2001b.

Li L., Tao J., Wang Y., Su Y. and Xiao M., Effects of Intake Valve Closing Timing on Gasoline Engine Performance and Emissions, SAE paper 2001-01-3564, 2001c.

Li Y, Zhao H, Leach B. and Ma T, Charge stratification in a strong *tumble* SI engine, Technical Report, Brunel University, UK, 2003a.

Li Y., Zhao H., Leach B., Ma T. and Ladommatos N., Optimisation of In-Cylinder Flow for Fuel Stratification in a Three-Valve Twin-Spark-Plug SI Engine, SAE paper 2003-01-0635, 2003b.

Lipatnikov A. and Chomiak J, Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation and application in multi-dimensional simulations, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 28, pp. 1-74, 2002.

López E., Nigro N., Storti M. and Toth J., A minimal element distortion strategy for computational mesh dynamics, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 69.9, pp. 1898-1929, 2006.

López E., Nigro N. and Storti M., Simultaneous untangling and smoothing of moving grids, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, in press, 2008.

Mahrous A, Wysznski M, Xu H and Tsolakis A, A *CFD* Investigation into the Effects of Intake Valves Events on Airflow Characteristics in a Motored 4-Valve Engine Cylinder with Negative Valve Overlapping, 07-NAPLES-74, 2007.

Manual Técnico Fiat, motor Fiat Torque, 2001.

Mariani F. and Cavalletti M., Dependence of Flow Characteristics of a High Performance S.I. Engine Intake System on Test Pressure and *Tumble* Generation Conditions – Part 2: Numerical Analysis, SAE paper 2004-01-1531, 2004.

Mattarelli E., Comparison between two Combustion Chambers for a Motorcycle Racing Engine, SAE paper 2000-01-1894, 2000.

Meghalchi M. and Keck J.C, Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane and indolene at high pressure and temperature, *Combustion and Flame*, Vol. 48, pp. 191-210, 1982.

McLanndress A., Emerson R., McDowell P. and Rutland C, Intake and in-cylinder flow modeling characterization of mixing and comparison with flow bench results, SAE, paper 960635, 1996.

Newman C., Batteh J. and Tiller M, Spark-Ignited-Engine Cycle Simulation in Modelica, 2nd International Modelica Conference, Proceedings, pp. 133-142, 2002.

Nigro N., Storti M. y Ambroggi L., Modelización numérica de un motor de combustión interna monocilindrico encendido por chispa, *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, Vol. 15.1, pp. 21-54, 1999.

North G. and Santavicca D., The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames, *Combustion Science and Technology*, Vol. 72, pp. 215-232, 1990.

LLjima T. and Takeno T., Effects of temperature and pressure on burning velocity, *Combustion and Flame*, Vol. 65, pp. 35-57, 1986.

Onorati A., D'errico G., Cerri T., Ceccarani M., Cacciatore D., Thermo-Fluid Dynamic Modeling and Experimental Investigation of a V12 Lamborghini S.I. Engine. HTCES 2003 International Congress "High-Performance Cars", Modena (Italy), 2003.

Peters N., The turbulent burning velocity for large-scale and small-scale turbulence, *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 384, pp. 107-132, 1999.

Pischinger S. and Heywood J.B., How Heat Losses to the Spark Plug Electrode Affect Flame *Kernel* Development in an S.I. Engine, SAE paper 9000021, 1990.

Poulos S.G. and Heywood J.B, The effect of chamber geometry on spark-ignition engine combustion, SAE, paper 830334, 1983.

Ramajo D, Zanotti A. and Nigro N, Assessment of a zero-dimensional model of *tumble* in four-valve high performance engine, *Int. J. of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, vol. 17, no. 8, pp. 770-787 , 2007.

Ramajo D. y Nigro N., Modelización Numérica de la Combustión en Motores de Combustión Interna, *Mecánica Computacional* Vol. XXIII, pp. 2233-2248, 2004.

Ranade V, *Computational flow modeling for chemical reactor engineering*, Academic Press, 2002.

Seeley W. A., A predictive study of barrel *swirl* flow in a spark ignition engine using computational fluid dynamics, PhD thesis, Coventy University, U K, 1998.

Stan C., Stanciu A., Troeger R., Martorano L., Tarantino C., Antonelli M. and Lensi R., Direct Injection Concept as a Support of Engine Down-Sizing, SAE paper 2003-01-0541, 2003.

Standing R., Kalian N., Ma T. and Zhao H., Effects of Injection Timing and Valve Timings on CAI Operation in a Multi-Cylinder DI Gasoline Engine, SAE paper 2005-01-0132, 2005.

Stanglmaier R. and Roberts C., Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications, SAE paper 1999-01-3682, 1999.

Tan Z, Reitz R.D, An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling, *Combustion and Flame*, Vol. 145, pp. 1-15, 2006.

Trigui N., Kent J., Guezennec C. and Choi W., Characterization of intake generated fluid flow fields in IC engines using 3-D particle tracking velocimetry (3-D PTV), SAE paper 940279, 1994.

Urushihara T, Nakata T, Kakuhou A. and Takagi Y, Effects of *swirl* and *tumble* motion on fuel vapor behaviour and mixture stratification in lean burn engine, JSAE review, Vol. 17 pp. 239-244, 1996.

van Oijen J.A, Groot G.R.A, Bastiaans R.J.M and de Goey L.P.H, A *flamelet* analysis of the burning velocity of premixed turbulent expanding flames, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 30, pp. 657-664, 2005.

Veynante D., Vervisch L, Turbulent combustion modeling, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 28, pp. 193-266, 2002.

Walsh M., Motor Vehicle Pollution Control: Progress to Date and Future Challenges, ISATA conference, Florence, 1992.

Wang P. and Bai X.S, Large eddy simulation of turbulent premixed flames using level- set G-equation, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 30, pp. 583-591, 2005.

Weclas M., Melling A. and Durst F., Flow Separation in the Inlet Valve *Gap* of Piston Engines, Progress in Energy Combustion Science, Vol. 24, pp. 165-195, 1998.

Weng V., Gindele J., Töpfer G., Spicher U., Latsch R. and Kuhnert D., Investigation on the Bowl-Prechamber-Ignition (BPI) Concept in a Direct Injection Gasoline Engine at Part Load, SAE paper 1999-01-3658, 1999.

Wilson N., Watkins A. and Dopson C., Asymmetric Valve Strategies and Their Effect on Combustion, SAE paper 930821, 1993.

Williams F., Turbulent Combustion, SIAM, Philadelphia, 1985.

Xu H., Some Critical Technical Issues on the Steady Flow Testing of Cylinder Heads, SAE paper 2001-01-1308, 2001.