

28

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“MEDICIÓN DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO
DE UN SISTEMA DE ADMISIÓN, MEDIANTE
UN BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO”

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
(ÁREA MECÁNICA)



PRESENTAN

LUIS MANUEL DÍAZ CANO
GERARDO RAMÍREZ SÁNCHEZ

Director de Tesis: DR. EN INGRÍA. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Este trabajo esta dedicado a mis padres Alfonso y Magdalena, y que no tengo palabras para decirles que los quiero mucho, que han podido soportar y aguantar tanto mis necesidades, y se los agradezco de mucho corazón, ya que sin su apoyo no hubiera podido lograr terminar la carrera y mucho menos este trabajo. Es algo tan grande que nuestros padres incondicionalmente nos apoyen en las buenas y en las malas y buscando siempre el bienestar de sus hijos, le doy gracias a Dios por tener la oportunidad de que me sigan guiando en el camino difícil de la vida.

A mis hermanos Alfonso y Ramón, que aunque no congeniamos en el carácter, me han podido orientar en la vida, con sus experiencias y vivencias ya que son mis hermanos mayores y respeto sus puntos de vista.

A mis hermanas Magdalena y Eugenia, que hemos estado en situaciones buenas y malas, que hasta la fecha incondicionalmente me siguen apoyando al igual que mis hermanos.

A la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México que es la institución más grande del mundo y formadora de gente de alto prestigio como son mis profesores de la carrera que con gusto han impartido su cátedra.

Al Dr. Rogelio González Oropeza, que tuvo la paciencia de dirigir y trabajar con nosotros, dando así un ejemplo de compañerismo para sus alumnos.

Al Dr. Juventino Santiago, que es la persona que me oriento a realizar este trabajo, se lo agradezco por ser un gran amigo, siempre queriendo enseñar todo lo que sabe, gracias Juve.

Antes que compañero, a mi amigo Gerardo, que estuvimos conviviendo en clases y fuera de ellas y que respetuosamente digo que es un buenazo.

A los compañeros del Laboratorio de Control de Emisiones: Rodrigo y Pedro Rincón, Toño Galván, Jesús López, Paco González, Marco Sánchez, Israel, Ulises, Santos, Miguel, Héctor y al Bull por su compañerismo y apoyo mutuo.

A toda la banda de las tres generaciones que nos unimos en una gran hermandad.

A mis amigos y amigas del puma, por haberme apoyado en los problemas escolares.

Para Regina que es alguien muy especial en mi vida y corazón, que supo comprenderme y apoyarme en mis problemas en toda la extensión de la palabra y quiero que siga así.

LUIS MANUEL DÍAZ CANO

Dedico este trabajo a mis padres, Margarita y José, cuyo ejemplo y dedicación rebasa cualquier intento mío de retribuirles todo lo que me han dado y enseñado, y con quienes ha sido tan bello convivir. Ruego a Dios me dé la luz para brindarles tranquilidad y satisfacciones en el futuro. Los amo mucho.

Lo dedico también a mis hermanos, Alberto y Gabriel, con quienes tengo una deuda de amistad y lealtad que he cumplido pobremente, pero que espero retribuir en adelante. Los amo mucho.

A mi abuela, Carmen, quien es también como mi madre y que me crió en una época muy difícil para la familia. Junto a mi madre, son las persona más generosas y cariñosas que he conocido.

A mi tía Rosario, que es la hermana que no tuve y que siempre ha sido confidente de los sucesos de mi vida, que por una u otra razón su consejo de amiga ha sabido aliviar en todo momento.

A mis tíos, Juan Manuel (D.E.P.), Héctor, Sergio, David, Rubén, Ángel, y Alejandro. Cada uno ha sembrado algo en mí, y me considero no sobrino, sino también hermano de ellos.

A mis padrinos, Elías y Josefina, cuyo amor desinteresado hacia mí no tiene comparación. Quisiera tener la facilidad de estas maravillosas personas de expresar su franca manera de pensar y expresar sus emociones.

Agradezco a la UNAM, a MI FACULTAD DE INGENIERÍA, que ha sido mi hogar tanto tiempo, que ha alimentado mi espíritu y mi alma, es el lugar que nos protege y nos fortalece y donde el mal no existe. LA MEJOR UNIVERSIDAD DEL MUNDO, porque le regala a sus hijos pumas la posibilidad de ayudar pidiendo muy poco a cambio, el precio ha sido para mí AMAR A MI PAÍS Y HONRARLO.

Reconozco a la gente más valiosa del profesorado la Facultad, gente como el Ing. Torres H., el Ing. Eduardo Hernández Goribar, el Ing. Manuel Enríquez Poy, el Ing. Rodrigo Begoechea, el Ing. Rolando Peralta, el Ing. Gabriel Jaramillo, el Ing. Juan Ocariz, cuya influencia ha sido la más importante durante mis estudios aunque cometa la injusticia de omitir muchos más. La humildad, la grandeza, la generosidad y la dureza de estas personas matizan las virtudes más representativas de la Facultad.

Agradezco al Dr. Juventino Santiago, el hombre mas allá del bien y del mal: es la clase de loco que quisiera ser, porque el miedo más terrible del hombre es el que se tiene a sí mismo y lo mantiene atado en la mediocridad; lo demás es envidia.

A mi compañero Manuel, a quien respeto y que confía en mí como no imaginaba. Nunca que pensé lo provechoso que ha sido uno de mis mejores compinches de parranda.

Al Dr. Rogelio González, quien confió en mí y siempre me inspiró respeto, y lealtad al trabajo.

A mis compañeros de trabajo del Laboratorio de Control de Emisiones: Toño Galván, Pedro y Rodrigo Rincón, Paco González, Jesús López, y a Marco Sánchez. A los nóveles Israel, Santos, Ulises, Héctor, y Miguel, esperando que mi ayuda le haya sido provechosa, y de los que espero y deseo buen futuro.

Agradezco a mi amiga Margarita, quien es mi confidente y una persona tan radiante que me contagia de sus locuras. Y si eres mi tipo, todo lo que te dije fue ardor. Lo que pasa es que yo nunca fui ni seré tu tipo.

A mis amigos de la Facultad, quienes son mis hermanos, los que uno escoge. Elegidos por una fuerza que nos guía y que es común entre todos, y que saben que la dificultad de nuestros caminos fue más ligera en compañía unos de otros. En particular a Pedro, Camilo y Jesús, con quienes he pasado tragos muy amargos pero que juntos los hemos rebasado. También espero honrarlos con este trabajo pues dadas las circunstancias estoy en deuda con ellos. Gracias amigos.

Dedico este trabajo a Cynthia Isabel. Tú eres la razón de muchas cosas: dolor, soledad, desolación, felicidad, amor y fé. Lo que me diste fue tan grande que ahora no puedo reemplazar ese vacío. Pero lo que vivimos juntos es el sueño que se volvió realidad. Nuestro futuro existe en la medida que hagamos lo correcto, y tú me has indicado lo que es correcto e incorrecto con tus acciones. Fuiste el impulso final que necesitaba. Más allá de todo, le ruego a Dios te bendiga y te cuide, y que me ilumine para honrarte a ti, a mis padres y a todos los que amo.

GERARDO RAMÍREZ SÁNCHEZ



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

"MEDICIÓN DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO
DE UN SISTEMA DE ADMISIÓN. MEDIANTE
UN BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO"

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
(ÁREA MECÁNICA)



PRESENTAN

LUIS MANUEL DÍAZ CANO
GERARDO RAMÍREZ SÁNCHEZ

Director de Tesis: DR. EN INGRÍA. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA

TÍTULO:

MEDICIÓN DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO DE UN SISTEMA DE ADMISIÓN, MEDIANTE UN BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO.

CONTENIDO:

INTRODUCCIÓN.

NOMENCLATURA.

CAPITULO 1. FUNDAMENTOS DE FLUJO COMPRESIBLE.

- 1.1 Velocidad del sonido.
- 1.2 Flujo isentrópico, propiedades de estancamiento.
- 1.3 Flujo isentrópico en una tobera convergente divergente.
- 1.4 Ondas de choque normales.
- 1.5 Ecuaciones para calcular el coeficiente de flujo en cada sección del sistema de admisión.
- 1.6 Código de cálculo para la obtención de los coeficientes de flujo.

CAPITULO 2. DIAGRAMAS DE DISTRIBUCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

- 2.1 Descripción del sistema de distribución.
- 2.2 Eficiencia volumétrica
 - 2.2.1 Factores que afectan la eficiencia volumétrica.
 - o De funcionamiento.
 - o De diseño geométrico.
- 2.3 Parámetros geométricos que inciden en el coeficiente de descarga.

CAPITULO 3. EL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO.

- 3.1 Descripción del equipo e instrumentación.
 - 3.1.1 Elementos principales del Banco de Flujo Estacionario.
- 3.2 Operación.
 - 3.2.1 Calibración.
 - 3.2.2 Consideraciones para la toma de medidas.

CAPITULO 4. EXPERIMENTACIÓN Y CARACTERIZACIÓN.

- 4.1 Caracterización del banco de flujo
 - 4.1.1 Repetibilidad de las mediciones a través del tiempo y con diferentes caudales.
 - 4.1.2 Evaluación de un sistema de admisión de un motor de 1.6 litros
 - 4.1.3 Propuesta de rediseño del sistema de admisión original.
- 4.2 Experimentación y caracterización del sistema de admisión de un motor de 2 litros.
 - 4.2.1 Medidas del coeficiente de flujo
 - o Cabeza del motor
 - o Cabeza del motor + múltiple
 - o Cabeza del motor + múltiple + cuerpo de aceleración
 - o Cabeza del motor + múltiple + cuerpo de aceleración + conducto intermedio
 - o Cabeza del motor + múltiple + cuerpo de aceleración + conducto intermedio +porta filtro
 - o Cabeza del motor + múltiple + cuerpo de aceleración + conducto intermedio +porta filtro +filtro
 - o Cabeza del motor + múltiple + cuerpo de aceleración + conducto intermedio +porta filtro +filtro + conducto final
 - o Cálculo de la sección efectiva de los elementos a ensayar
 - 4.2.2 Medida de la caída de presión en los elementos a ensayar

CAPITULO 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES.

Caracterización del banco de flujo.

Caracterización de culata y múltiple de admisión del motor 1.6 litros.

Caracterización del sistema de admisión del motor 2.0 litros.

ANEXOS

BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS

NOMENCLATURA

V	VELOCIDAD DE UN PARTÍCULA. VELOCIDAD MEDIA DE UN FLUIDO
VOL	VOLUMEN
c	VELOCIDAD DEL SONIDO EN UN MEDIO CONTÍNUO
A	ÁREA.
P	PRESIÓN ABSOLUTA. PRESIÓN MANOMÉTRICA.
T	TEMPERATURA.
Ma	NÚMERO DE MACH.
ρ	DENSIDAD.
g	GRAVEDAD.
k	COEFICIENTE ADIABÁTICO.
R	CONSTANTE PARTICULAR DE UN GAS IDEAL.
\dot{m}	GASTO MÁSICO.
C_p	CALOR ESPECÍFICO A PRESIÓN CONSTANTE.
C_v	CALOR ESPECÍFICO A VOLUMEN CONSTANTE.
h	ENTALPÍA.
s	ENTROPÍA.
C_D	COEFICIENTE DE FLUJO O DE DESCARGA.
PRC	PROCESOS DE RENOVACIÓN DE LA CARGA.
4T	CUATRO TIEMPOS. REFERENTE AL CICLO OTTO.
2T	DOS TIEMPOS.
PMS	PUNTO MUERTO SUPERIOR
PMI	PUNTO MUERTO INFERIOR.
D_x	DIÁMETRO DE GEOMETRÍA DE REVOLUCIÓN.
V_d	DESPLAZAMIENTO DEL CILINDRO DE UN MOTOR.
η_v	EFICIENCIA VOLUMÉTRICA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.
Re	NÚMERO DE REYNOLDS.
L	LONGITUD CARACTERÍSTICA CARRERA DEL PISTÓN.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo es resultado de una interacción de diferentes disciplinas de la Ingeniería. Por una parte, la aplicación de la mecánica de fluidos y particularmente el estudio del flujo compresible, cuya teoría es la base científica que fundamenta nuestra investigación. Por otra parte, el estudio de las máquinas de combustión interna; su termodinámica y los eventos involucrados durante el desempeño de sus componentes, y además de otras disciplinas como la informática y la electrónica para desarrollar estos motores con mayores prestaciones. Como complemento de lo anterior, se hace un análisis experimental mediante el Banco de Flujo Estacionario, el cual es un equipo especializado para analizar dispositivos que conducen fluidos compresibles como el aire. En algunos países es común que estos equipos formen parte del taller automotriz, ya sea que éste pertenezca a fabricantes prestigiosos, equipos de alta competencia, o bien, a aficionado a los automóviles y motocicletas.

Sobre la estructura de este trabajo. El capítulo 1, muestra la teoría del flujo compresible que aporta las bases para la investigación realizada; se establecen los conceptos mas importantes que avalan la experimentación como son, la velocidad del sonido, el número adimensional de Mach, y múltiples consideraciones de los eventos involucrados, así como fenómenos asociados al flujo en conductos de sección variable.

En el capítulo 2 se documentarán los fundamentos por los que se rigen las máquinas de combustión interna en términos generales, y en lo particular se describirán los elementos principales que intervienen en nuestra investigación, como son los componentes del motor involucrados en el proceso de la renovación de la carga (culatas, válvulas, árboles de levas, conductos de admisión, etc.), y los eventos característicos que ocurren durante su funcionamiento.

En el capítulo 3 se hace una descripción de los componentes y el funcionamiento del Banco de Flujo Estacionario, así como su caracterización y calibración.

En el capítulo 4 se muestran los resultados de la experimentación que se ha realizado en 2 motores, de 1.6 y 2.0 litros respectivamente obteniéndose el coeficiente de flujo de los elementos que componen al sistema de admisión.

Asimismo se hace una propuesta de rediseño de un múltiple de admisión modificando su geometría y por lo tanto los coeficientes de descarga del mismo. Este planteamiento se hizo en los conductos de admisión para el motor de 1.6 litros.

Aunque en cada apartado se pueden obtener conclusiones, éstas, de forma global se redactan al final de este trabajo.

Con este trabajo se pretende establecer las principales aplicaciones del Banco de Flujo Estacionario, así como también darlo a conocer, como una herramienta experimental que simplifica en gran medida la evaluación de los sistemas de admisión y escape de los motores de combustión interna (M. C. I.). Es importante mencionar también que constituye una herramienta indispensable para determinar parámetros (coeficientes de flujo) en los códigos de cálculo para diseño de colectores.

OBJETIVOS

Los objetivos principales del presente trabajo son los siguientes:

- Explotar el uso del banco de flujo como una herramienta indispensable para analizar la renovación de la carga en motores de combustión interna, y otros dispositivos que conducen fluidos compresibles.
- Fundamentar, con base en la evolución experimental del coeficiente de flujo, el diseño de los sistemas de admisión y escape en los motores de combustión interna mediante consideraciones de flujo unidimensional.
- Dar a conocer las ventajas que tienen otros países al hacer uso del banco de flujo en el diseño de motores

CAPITULO 1. FUNDAMENTOS DE FLUJO COMPRESIBLE

El estudio de la evolución de un gas dentro de un conducto de sección variable tiene un interés de suma importancia en distintas ramas de la ingeniería, como por ejemplo en túneles de viento, difusores, cohetes, turbomáquinas, motores alternativos, etc.

El último de los casos citados difiere sin embargo de los anteriores por dos razones importantes, en primer lugar porque el proceso no puede considerarse adiabático puesto que la transmisión de calor entre el fluido y su entorno tiene, en ocasiones, un efecto muy importante sobre el flujo, y en segundo lugar porque los procesos de renovación de la carga en los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son intrínsecamente no estacionarios, estando las propiedades del gas fuertemente influenciados por la variable tiempo (ref. K).

El trabajo que a continuación se presenta, aunque está enfocado al diseño de toberas y difusores, pueden extrapolarse fácilmente las conclusiones obtenidas para flujos no estacionarios como los que aparecen en los conductos de admisión y escape en los MCIA, constituyendo la base de conocimientos, previa e imprescindible para el estudio de los MCIA.

1.1 VELOCIDAD DEL SONIDO.

Considérese en un sistema de flujo estable, una perturbación como se muestra en la figura 1.1. Las propiedades del fluido antes y después de la perturbación también se muestran en la figura.

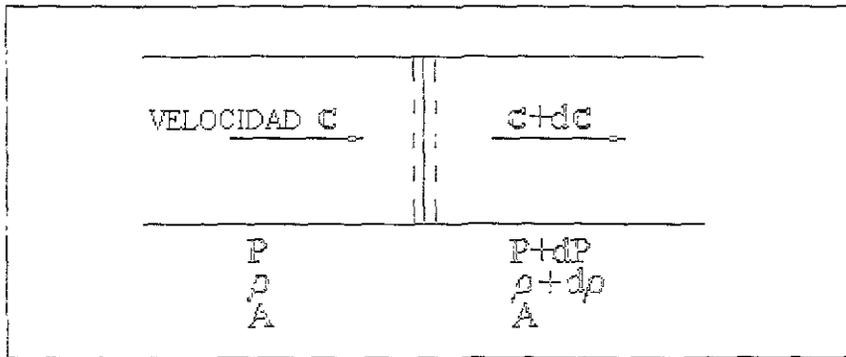


Fig. 1.1 Flujo estable en un tubo de sección constante

La velocidad de la perturbación puede ser determinada mediante la aplicación de la ecuación de momento y conservación de masa.

$$\sum_i F_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_V c \rho dVOL + \int_{S.C} c \rho \bar{c} \cdot d\bar{A} \quad (1.1)$$

$$\sum_i F_i = PA - (P + dP)A = -AdP \quad (1.2)$$

$$c \rho \bar{c} \cdot d\bar{A} = c \rho A (c + dc - c) = c \rho A dc \quad (1.3)$$

$$- AdP = c \rho A dc$$

$$dP = -c \rho dc \quad (1.4)$$

de la ecuación de continuidad

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_{S.C} \rho c \cdot d\bar{A}$$

$$\rho c A = (\rho + d\rho)(c + dc)A$$

$$\rho dc + c d\rho = 0 \quad (1.5)$$

$$\rho dc = -\frac{dP}{c}$$

$$\frac{dP}{c} = c d\rho \Rightarrow c^2 = \frac{dP}{d\rho}$$

$$c^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (1.6)$$

La ecuación (1.6), indica la velocidad de perturbación en condiciones de flujo estable. Si esta misma situación la trasladamos a un fluido en reposo, la velocidad del sonido en el medio se expresa por la siguiente ecuación:

$$c = \sqrt{\frac{dP}{d\rho}} \quad (1.7)$$

La ecuación de la velocidad del sonido puede expresarse en varias formas útiles, por ejemplo, introduciendo el modulo de elasticidad global para líquidos y gases:

$$K_e = -(dP/dV)/V \quad K_e = -(dP/d\rho)/\rho$$

$$c = \sqrt{\frac{K_e}{\rho}} \quad (1.8)$$

La característica importante de la velocidad del sonido en un gas ideal es su temperatura. Por ejemplo, a distintas alturas de la atmósfera terrestre, cambia su temperatura, densidad y composición, por tanto, la velocidad de las ondas sonoras variará como se muestra en la figura 1.2.

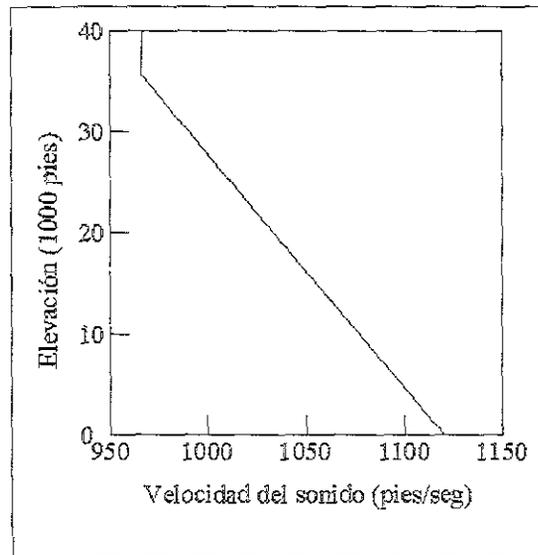


Fig. 1.2 Velocidad del sonido en función de la altitud

Por otra parte, como es sabido, el número de Mach se define como la relación entre la velocidad de un fluido y la velocidad del sonido en un medio dado:

$$P\rho^{-k} = cte \quad (1.9)$$

$$c = \sqrt{kRT} \quad (1.10)$$

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (1.11)$$

Con referencia en la expresión anterior, se denominan flujos subsónicos aquellos para los cuales $Ma < 1$, supersónicos para aquellos en los que $Ma > 1$. La región de transición entre flujos subsónicos y supersónicos se puede considerar en el intervalo $0.9 \leq Ma \leq 1.1$.

Se pueden establecer algunas diferencias cualitativas importantes entre flujo subsónico y supersónicos estudiando las propiedades de una fuente sonora simple. Con referencia en la fig. 1.3 se puede observar una fuente que emite perturbaciones infinitesimales con velocidad a . La localización del frente de onda se determina mediante una esfera de radio $a(t-t_0)$ cuyo centro coincide con el punto donde se localiza la mencionada perturbación correspondiente al instante t_0 . Para los incisos mostrados a continuación.

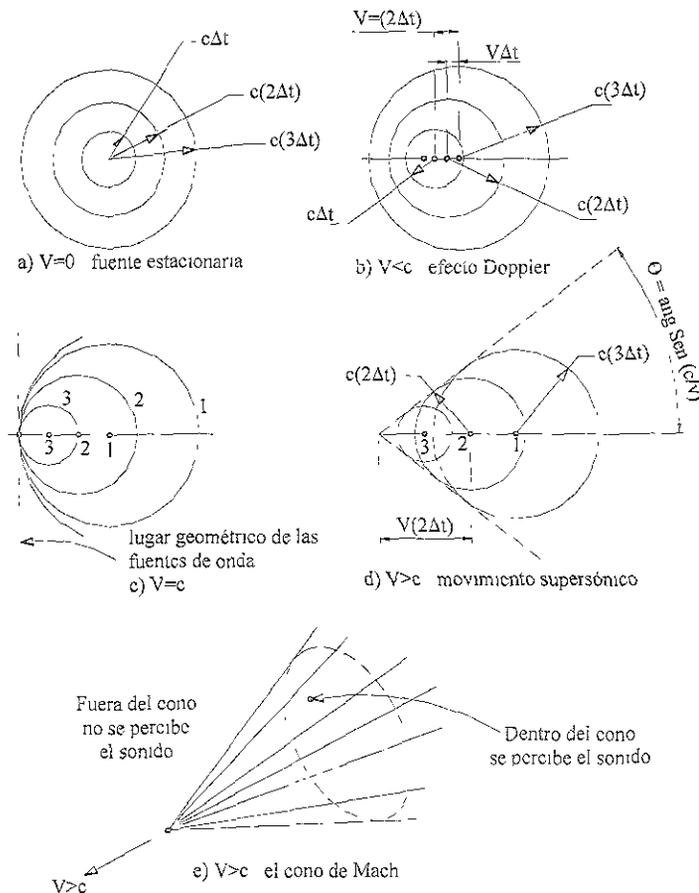


Fig. 1.3 Propagación de las ondas sonoras a partir de una onda móvil: Cono de Mach

- a) $V = 0$. El patrón sonoro se propaga uniformemente en todas direcciones. En el instante Δt después de la emisión, determinado componente del sonido se localiza a un radio $a \Delta t$ respecto a la fuente. En el instante $2 \Delta t$, el radio que le corresponde es $a(2 \Delta t)$. Todos los frentes de onda en este caso tienen forma esférica y son concéntricas.
- b) $0 < V < c$. En este caso, se pierde la concetricidad del patrón de onda, Cada frente de onda individual es esférica, pero las componentes sucesivas se emiten desde diferentes posiciones, distantes $c \Delta t$ de la posición anterior. Imaginando los círculos mostrados en la figura c como si fueran crestas de amplitud de un tono puro, senoidal, la imagen resulta análoga (desde el punto de vista cualitativo) a una fuente móvil de sonido continuo. Un observador estacionario escucharía mas crestas por unidad de tiempo si la fuente se aproxima a él, que las ondas que oíría si la fuente se alejara (Efecto Doppler).
- c) $V = c$. Todas la superficies esféricas de las ondas resultan tangentes a un plano perpendicular a la trayectoria del movimiento de la fuente y, localizado precisamente en esta última. Como ningún frente de onda se puede adelantar a este plano, un observador que se encuentre más adelante no escuchará nada conforme la fuente se aproxime.
- d) $V > c$. En este caso, las superficies esféricas correspondientes a las ondas más adelantadas, respecto a cada posición de la fuente, resultan tangentes a un cono cuyo vértice es precisamente la fuente. Tampoco se escuchará en este caso ningún sonido en cualquier punto que se encuentre fuera del cono. El ángulo del cono se puede relacionar con el número de Mach correspondiente al movimiento de la fuente.

De acuerdo con la geometría de la figura 1.3.e)

$$\text{sen} \theta = \frac{c}{V} = \frac{1}{Ma} \quad \text{es decir} \quad \theta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{1}{Ma} \right)$$

El cono que aparece en dicha figura se conoce como el cono de Mach y θ , el ángulo de Mach. Las regiones interior y exterior del cono muchas veces se conocen como *zona activa* y *zona de silencio* respectivamente.

1.2 FLUJO ISENTRÓPICO. PROPIEDADES DE ESTANCAMIENTO

Las principales condiciones que caracterizan al flujo isentrópico son, que no existe fricción y que es adiabático, situación que no existe en los flujos reales. Es sin embargo, una buena aproximación del flujo en toberas y medidores venturi donde los efectos de fricción son menores, considerando distancias cortas de trasiado.

A partir de la ecuación de Bernoulli, se puede analizar que pasa con la velocidad al cambiar el área del conducto.

$$\frac{dP}{\rho} + g dz + V dV = 0 \quad (1.12)$$

$$\frac{P}{\rho} + gz + \frac{V^2}{2} = cte$$

Despreciando los cambios de elevación:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = cte \quad (1.13)$$

Bajo estas condiciones, e involucrando la ecuación de continuidad:

$$\rho A c = cte$$

Diferenciándola y dividiendo entre $\rho A c$:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0$$

además, sustituyendo (1.7) en la ecuación anterior:

$$V dV + c^2 \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

y eliminando $d\rho/\rho$ de las últimas dos ecuaciones:

$$-\frac{V dV}{a^2} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0$$

$$\frac{(c^2 - V^2)}{V c^2} + \frac{dA}{A dc} = 0$$

$$\frac{dA}{dV} = \frac{A}{V} (Ma^2 - 1) \quad (1.14)$$

La ecuación (1.14) corresponde a un flujo estable sin fricción y no establece alguna restricción en cuanto a que exista transmisión de calor. Analizando las tres posibles condiciones: $Ma < 1$, $Ma = 1$, $Ma > 1$, se observa:

Para $Ma < 1$ dA/dV es siempre negativo, por ejemplo cuando el área de conducto se reduce para incrementar la velocidad.

Para $Ma = 1$ $dA/dV = 0$ cuando la velocidad se incrementa hasta la mínima sección o garganta. Sólo en esta sección se alcanza el flujo sónico.

Para $Ma > 1$ dA/dV es positivo, el área se incrementa al incrementarse la velocidad. Para lograr esto, el fluido debe pasar primero por un conducto convergente y posteriormente divergente.

Además de los efectos del cambio de área, al estudiar flujo compresible, es conveniente utilizar el estado de estancamiento como un estado de referencia. En este estado de estancamiento se caracteriza porque la velocidad del fluido es cero, entonces su presión y temperatura serán definidas a partir de la ecuación (1.13), que conduce a la expresión:

$$P_0 = P + \frac{\rho V^2}{2} \quad (1.15)$$

La ecuación anterior relaciona la presión de estancamiento con la presión estática para un fluido incompresible. Las propiedades de estancamiento isentrópico local son las que alcanza el fluido al desacelerarse isentrópicamente hasta $V=0$, por lo que, analizando las propiedades del fluido compresible en un proceso isentrópico:

$$P\rho^{-k} = cte \quad \frac{P}{\rho^k} = \frac{P_1}{\rho_1^k} \Rightarrow P = P_1 \rho^k \rho_1^{-k}$$

$$dP = k\rho^{k-2} P_1 \rho_1^{-k} d\rho$$

Sustituyendo este resultado en (1.12), y despreciando los cambios en la energía potencial:

$$VdV + k \frac{P_1 \rho^{k-2}}{\rho_1^k} d\rho = 0 \quad (1.16)$$

e integrando:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{(k-1)} \frac{P_1}{\rho_1} = cte$$

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{k}{(k-1)} \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{k}{(k-1)} \frac{P_2}{\rho_2} \quad (1.17)$$

$$\frac{V_1^2}{2} + \left(\frac{k}{k-1}\right) \frac{\rho_1 R T_1}{\rho_1} = \frac{V_2^2}{2} + \left(\frac{k}{k-1}\right) \frac{\rho_2 R T_2}{\rho_2}$$

$$\frac{V_2^2}{2} = \left(\frac{kR}{k-1}\right) (T - T_0) \quad (1.18)$$

Incluyendo el número de Mach, donde $a^2 = kRT$, y tomando en cuenta la condición de estancamiento ($c_2=0$):

$$Ma^2 = \frac{V^2}{c^2} = \frac{2kR(T_0 - T)}{(k-1)kRT} = \frac{2}{(k-1)} \left(\frac{T_0}{T} - 1\right)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad (1.19)$$

Recordando las relaciones entre P, T y ρ para un proceso isentrópico:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{P_0}{P_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.20)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.21)$$

Las últimas tres ecuaciones permiten calcular la T, P y ρ de estancamiento isentrópico en cualquier punto de un campo de flujo para un gas ideal, a condición de conocer las propiedades estáticas y el número de Mach en dicho punto.

El análisis de la velocidad de los fluidos en valores cercanos a la del sonido, se comenta que las condiciones denominadas CRÍTICAS se verifican en la sección del conducto donde la velocidad es sónica y se denotan con un asterisco.

$$Ma = 1; \quad c = V^* = \sqrt{kRT^*}$$

Para $k=1.4$

$$\frac{T^*}{T_0} = \left[\frac{2}{k+1}\right] = 0.833 \quad (1.22)$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0.528 \quad (1.23)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.634 \quad (1.24)$$

Estas relaciones muestran la disminución que sufren los valores de cada una de las propiedades (T , P y ρ) al pasar de las condiciones de estancamiento a las de la sección crítica, donde el fluido alcanza la velocidad del sonido. Respecto a la temperatura absoluta, ésta decrece alrededor de 17% de las condiciones de estancamiento a la sección crítica. La presión crítica es aproximadamente el 53% de la presión de estancamiento. La densidad también se reduce en cerca del 37%. En cuanto a la variación del área con el número de Mach para el caso crítico, se obtiene usando la ecuación de continuidad y las ecuaciones (1.19) a (1.24):

$$\rho A c = \rho^* A^* V^* \quad (1.25)$$

en la cual A^* es el área mínima o área de la garganta,

$$\frac{A^*}{A} = \left(\frac{\rho^*}{\rho} \right) \left(\frac{V^*}{V} \right) \quad (1.26)$$

como $V^* = \sqrt{kRT^*}$ y $V = c Ma \Rightarrow V = Ma \sqrt{kRT}$

$$\frac{V^*}{V} = \frac{\sqrt{kRT^*}}{Ma \sqrt{kRT}} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{T^*}{T}} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{T^*}{T_0}} \sqrt{\frac{T_0}{T}}$$

sustituyendo (1.22) y (1.19):

$$\begin{aligned} \frac{V^*}{V} &= \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{2}{k+1}} \sqrt{1 + \frac{k+1}{2} Ma^2} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)} \\ \frac{V^*}{V} &= \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{2 + (k-1) Ma^2}{k+1}} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{1 + \frac{(k+1)}{2} Ma^2}{\frac{(k+1)}{2}}} \quad (1.27) \end{aligned}$$

En forma similar:

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \frac{\rho^*}{\rho_0} \frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} Ma^2}{\frac{k+1}{2}} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.28)$$

sustituyendo (1.27) y (1.28) en (1.26):

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} Ma^2}{\frac{k+1}{2}} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (1.29)$$

A / A^* nunca es menor que la unidad y para cualquier valor > 1 habrá 2 valores de M , uno menor y otro mayor que la unidad.

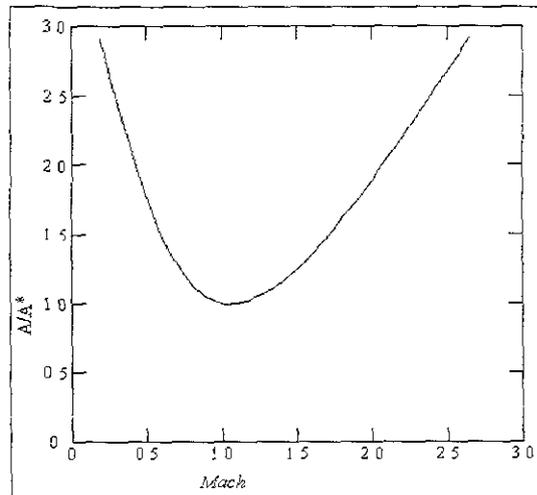


Fig. 1.4 Variación de A / A^* con respecto al número de Mach

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left(\frac{5 + Ma^2}{6} \right)^3 \quad (1.30)$$

Para gases con $k = 1.4$:

El gasto máximo puede ser expresado en términos del área de la garganta y las condiciones de estancamiento:

$$\dot{M}_{\max} = \rho^* A^* V^* = \rho_0 \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{1}{k-1}} A^* \sqrt{kRT^*}$$

$$\dot{M}_{\max} = \rho_0 \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{1}{k-1}} A^* \sqrt{\frac{kRT_0}{k+1}}$$

$$\dot{m}_{\text{máx}} = \frac{A^* P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad (1.31)$$

$$\dot{m}_{\text{máx}} = 0.686 \frac{A^* P_0}{\sqrt{R T_0}} \quad (1.32)$$

para $k=1.4$:

lo cual indica que el gasto varía linealmente respecto a A^* y P_0 , e inversamente con la raíz cuadrada de T_0 .

Para flujo subsónico a través de un conducto convergente-divergente, la velocidad en la garganta debe ser menor que a , o $Ma < 1$, para este caso:

$$\frac{P}{\rho^k} = \frac{P_0}{\rho_0^k} \Rightarrow \rho = \left(\frac{P}{P_0} \rho_0^k \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$T = \frac{P}{\rho R}; \quad T - T_0 = \frac{1}{R} \left(\frac{P_0}{\rho_0} - \frac{P}{\rho} \right)$$

además

sustituyendo estas expresiones y la ecuación (1.28) en la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = A c \rho = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 \sqrt{\frac{2kR}{k-1} (T_0 - T)}$$

$$\dot{m} = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 \sqrt{\left(\frac{2kR}{k-1} \right) \frac{1}{R} \left(\frac{P_0}{\rho_0} - \frac{P}{\rho} \right)} = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 \sqrt{\left(\frac{2k\rho_0}{k-1} \right) \left(P_0 - \frac{P\rho_0}{\rho} \right)}$$

$$P = \frac{\rho^k P_0}{\rho_0^k}$$

$$\dot{m} = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\left(\frac{2k\rho_0}{k-1} \right) \left(P_0 - \left(\frac{P_0 \rho^k}{\rho_0^k} \right) \frac{\rho_0}{\rho} \right)}$$

$$\dot{m} = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\left(\frac{2kP_0 \rho_0}{k-1} \right) \left(1 - \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1} \right)}$$

$$\frac{P}{\rho_0} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \Rightarrow \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^{k-1} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

si

$$\dot{m} = A \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\frac{2kP_0\rho_0}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\dot{m} = A \sqrt{2P_0\rho_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (1.33)$$

$$\dot{m} = A \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left(\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (1.33')$$

La última ecuación es válida para cualquier sección mientras la velocidad en la garganta sea subsónica. Si se despeja A de esta última ecuación, se puede escribir:

$$A = \dot{m} \frac{\sqrt{T_0}}{P_0} \frac{1}{\varphi \left(\frac{P}{P_0} \right)} \quad (1.34)$$

Donde $\varphi(P/P_0)$ se define como:

$$\varphi \left(\frac{P}{P_0} \right) = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left(\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)} \quad (1.35)$$

Esta última es una función explícita de la relación de presiones en el punto a considerar (P/P_0) y dos parámetros: k referente al tipo de fluido circulante y n característico del proceso que se da en el conducto. La expresión φ puede escribirse de una manera más general, como:

$$\varphi \left(\frac{P}{P_0} \right) = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left(\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right)} \quad (1.36)$$

calculando para qué valor del salto de presiones ($\epsilon = P/P_0$) se obtiene el valor de $\varphi_{\text{máx}}$, se deriva la ecuación anterior y se iguala a cero:

$$\frac{d\phi}{d\varepsilon} = \frac{2}{n} \varepsilon^{\frac{2n}{n}} - \frac{n+1}{n} \varepsilon^{\frac{1}{n}} = 0$$

$$\varepsilon_{m\acute{a}x} = \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n}{1-n}} \quad (1.37)$$

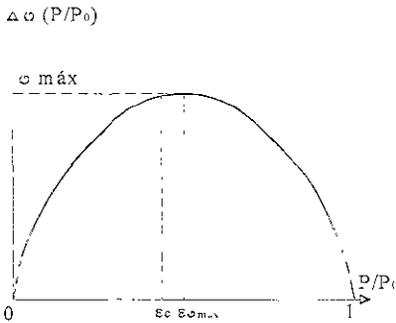


Fig 1.5

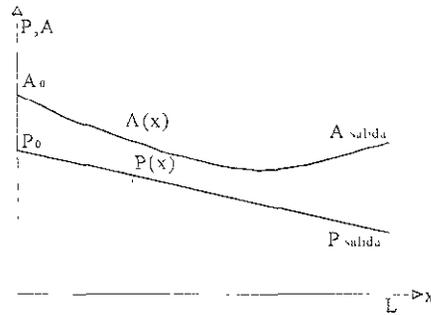


Fig 1.6

$\varepsilon_{m\acute{a}x}$ corresponde al valor de sección de paso mínimo;

$$\frac{P_{garganta}}{P_0} = \varepsilon_{m\acute{a}x} = \left(\frac{n+1}{2} \right)^{\frac{n}{1-n}} \quad (1.37')$$

Si comparamos la ecuación anterior con (1.23), con el mismo exponente politrópico, se observa que la relación crítica es menor que $\varepsilon_{m\acute{a}x}$, lo que indica que en el caso de flujo con pérdidas (no isentrópico), las condiciones críticas se alcanzan en la garganta. Este mismo análisis se hace para difusores, con la diferencia que en estos últimos los parámetros críticos se establecen antes de la garganta.

Para un gasto máximo, aguas abajo de la garganta, puede ser un flujo supersónico, dependiendo de la presión aguas abajo de la garganta. Por otra parte, igualando la ecuaciones (1.31) y (1.33):

$$\frac{A^* P_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = A \sqrt{2 P_0 \rho_0 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

$$\frac{(A^* P_0)^2}{T_0} \left(\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right) = A^2 P_0 \left(\frac{2 P_0 \rho k}{k-1} \right) \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{2}{k}} \left(1 - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

$$\left(\frac{A^*}{A}\right)^2 \frac{k+1}{2} \left(\frac{2}{k-1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \quad (1.38)$$

A y P pueden ser tomados como el área y la presión a la salida. Para A^*/A (menor que la unidad) habrá 2 valores de P/P_0 , es imposible que se desarrolle el flujo isentrópico y en consecuencia se forman las ondas de choque justamente aguas abajo del conducto divergente. La siguiente figura muestra una tobera convergente con una válvula en la descarga a fin de analizar diferentes relaciones de presiones.

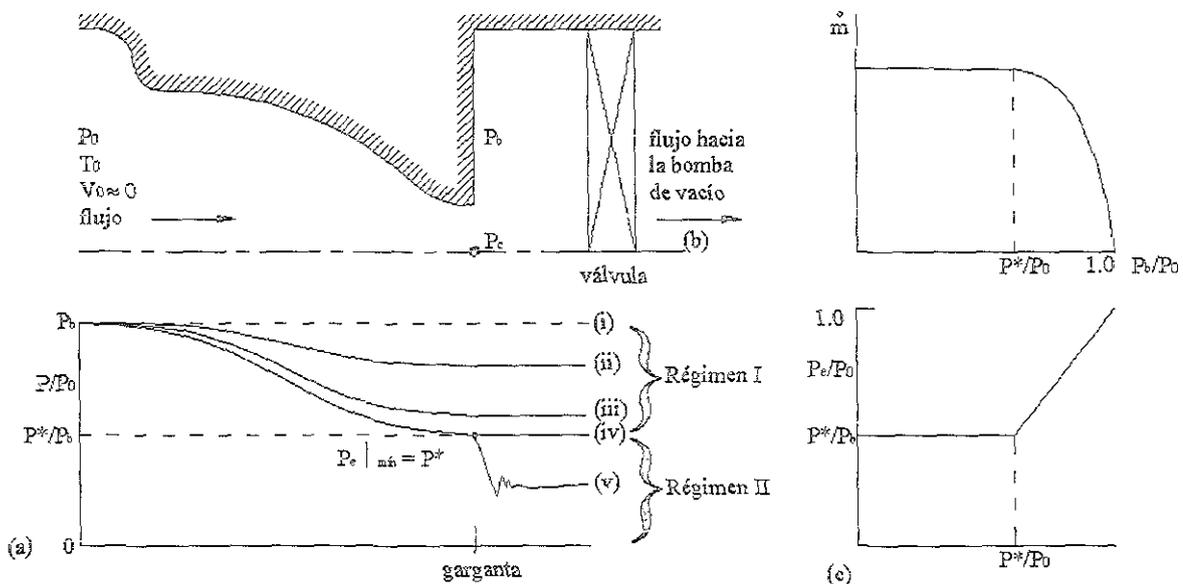


Fig 1.7 Operación de una tobera convergente para diferentes contrapresiones

La curva indica que la válvula está cerrada y existe P_0 en todo el sistema.

La contrapresión P_b tiene un valor ligeramente menor que P_0 , el flujo en la salida resultará subsónico con una presión igual a la descarga.

La presión de salida continúa decreciendo hasta una presión mayor que P^* .

El número de Mach alcanza, en la sección de salida el valor de 1, la presión en esta sección será P^* y P_b/P_0 es igual a P^*/P_0 .

Analicemos el caso en que la contrapresión se reduce a un valor menor que P^* . Puesto que $c=a$ en la garganta, no se puede transmitir ningún efecto aguas arriba. Cualquier reducción de P_b por debajo de P^* no afecta las condiciones de flujo en la

tobera, en otras palabras, ni la distribución de presiones a lo largo del conducto, ni la presión a la salida de la tobera así como tampoco el gasto másico lo resienten, aunque en este caso se dice que la tobera está ahogada. El flujo que abandona la tobera se expande hasta alcanzar la presión de descarga en forma tridimensional. Los experimentos demuestran que se forman una serie de ondas de choque en la corriente de descarga, incrementándose la entropía.

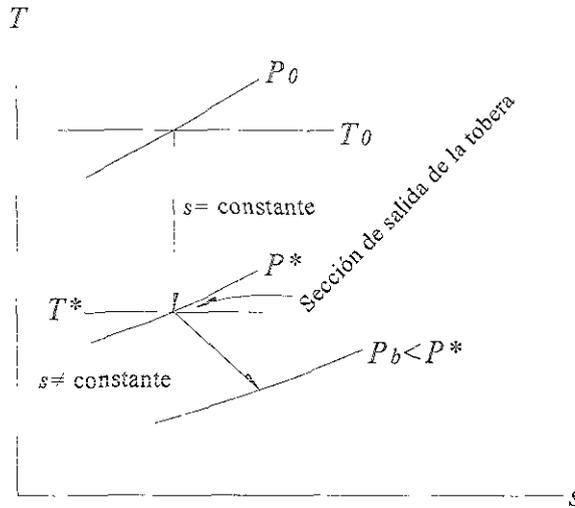


Fig 1.8 Flujo estrangulado a través de una tobera convergente

1.3 FLUJO ISENTRÓPICO EN UNA TOBERA CONVERGENTE DIVERGENTE.

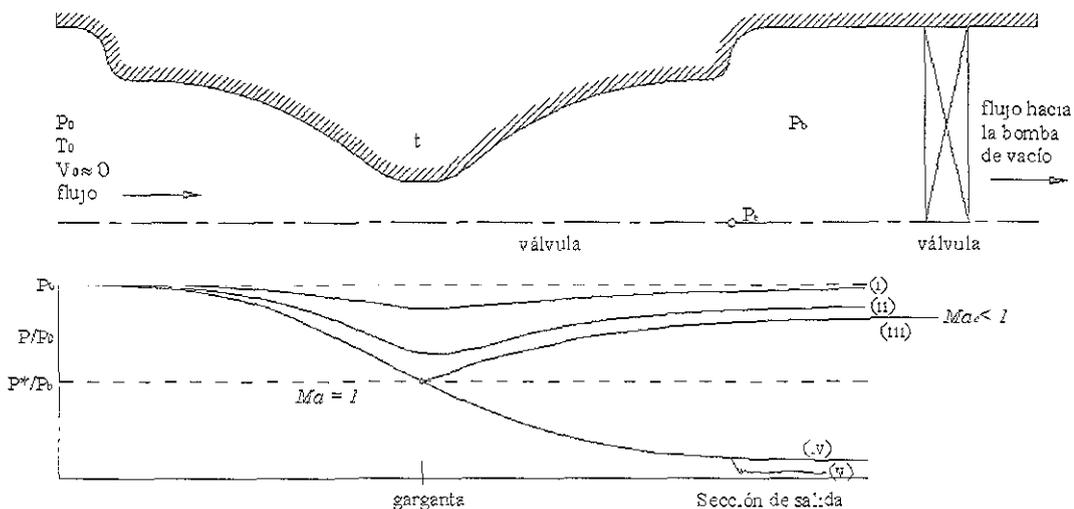


Fig 1.9 Distribución de presiones a través de una tobera convergente - divergente

Al igual que en el caso anterior, la fig. 1.10 muestra el análisis de salto de presiones.

- (i) Al abrir ligeramente la válvula, P_b es ligeramente menor que P_0 ; el flujo en todos los puntos de esta curva es subsónico. La tobera se comporta igual que un tubo venturi, acelerándose en la parte convergente y desacelerándose en la parte divergente hasta la descarga.
- (ii) Existe un salto de presiones mayor y una aceleración mayor en la garganta, el flujo sigue siendo subsónico.
- (iii) En la sección de área mínima, el flujo alcanza su valor máximo posible para las condiciones de estancamiento dadas.

La contrapresión requerida para desacelerar el flujo isentrópicamente en el tramo divergente se logrará por:

- (i) El flujo se acelera isentrópicamente a todo lo largo de la tobera, como lo muestra la curva correspondiente, para un valor de P_b lo suficientemente bajo. Se concluye entonces que para un número unitario de Mach en la garganta, existen dos posibles condiciones de flujo isentrópico en una tobera convergente-divergente. Esto es consistente con lo mostrado en la figura d.
- (ii) Para una $P_b < P_{IV}$, no representa ningún efecto ya que el flujo es isentrópico, desde la cámara de distribución hasta la salida de la tobera y efectúa después una expansión irreversible tridimensional hasta la presión de descarga. Se dice que una tobera que opera en estas condiciones está subexpansionada puesto que expande el fluido adicionalmente afuera de la tobera.

1.4 ONDAS DE CHOQUE NORMALES

Las ondas de choque son discontinuidades del flujo; si bien es cierto que físicamente es imposible tener discontinuidades en las propiedades del fluido, las ondas de choque normales son discontinuidades irreversibles. Las ondas de choque ocurren en un flujo supersónico, reduciéndose a flujo subsónico. Éstas tienen un pequeño espesor, del orden de la trayectoria libre media de la moléculas de un gas. En esta distancia tan pequeña se presentan grandes cambios de presión, temperatura y en otras propiedades del fluido. En un flujo unidimensional solo un tipo de ondas de choque pueden darse; estas son ondas de choque de compresión normal a la dirección del flujo, aunque para una discusión completa del flujo en toberas convergentes-divergentes, para todos los rangos de presión

aguas abajo, las ondas de choque oblicuas deberían tomarse en cuenta, ya que estas existen en la descarga.

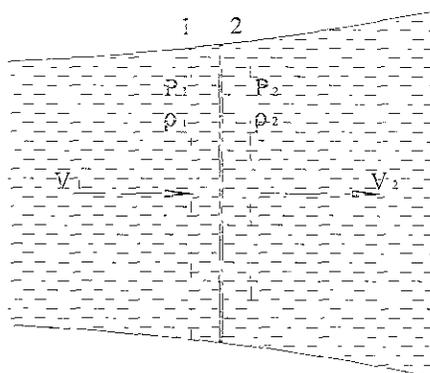


Fig. 1.10 Onda de choque de compresión normal

Con referencia en la figura 1.10 y aplicando la ecuación de continuidad, de energía, de momento y de incremento de entropía al volumen de control señalado:

$$\frac{\dot{m}}{A} = V_1 \rho_1 = V_2 \rho_2 \quad (1.39)$$

la ecuación de la primera ley de la energía, la establece la primera ley de la Termodinámica, para flujo estable, sin transmisión de calor ni trabajo, como lo indica el volumen de control de la fig. 1.10, y despreciando los cambios de elevación:

$$\frac{V_1^2}{2} + h_1 = \frac{V_2^2}{2} + h_2 \quad (1.40)$$

Para condiciones de estancamiento:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} = C_p T + \frac{V^2}{2}$$

Como $k = C_p / C_v$ y $R = C_p - C_v \Rightarrow C_p = R k / (k - 1)$, además $T = P / R \rho$

$$h_0 = \frac{V^2}{2} + \frac{k}{k+1} \left(\frac{P}{\rho} \right) \quad (1.40')$$

La ecuación anterior es válida para fluidos reales, aguas arriba y agua debajo de la onda de choque. Aplicando la ecuación de momento entre las secciones 1 y 2 de la fig 1.10:

$$(P_1 - P_2)A = \rho_2 A V_2^2 - \rho_1 A V_1^2$$

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (1.41)$$

Del principio de incremento de entropía:

$$s_2 - s_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (1.42)$$

ó

$$s_2 - s_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad (1.42')$$

Para las condiciones dadas aguas arriba, h_1 , P_1 , V_1 , ρ_1 , la solución de la ecuaciones (1.39) a (1.42'), incluyendo la ecuación de estado de los gases ideales, para obtener los valores de h_2 , P_2 , V_2 , ρ_2 , no representa en teoría ninguna dificultad, pero en la práctica, los pasos algebraicos pueden resultar laboriosos; por esta razón se presentan las ecuaciones (1.43) a (1.52) sin un desarrollo detallado de su obtención, además de que resulta conveniente disponer de la información que ofrecen dichas ecuaciones en forma de tablas, para las relaciones de las propiedades entre las secciones antes y después de la onda de choque. La combinación de las ecuaciones (1.39) a (1.41), incluyendo la ecuación de estado de gas ideal, permite obtener la ecuación:

$$P_2 = \frac{1}{k-1} (2V_1^2 \rho_1 - (k-1)P_1) \quad (1.43)$$

De forma similar:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\left(\frac{k+1}{k-1}\right) \frac{\rho_2}{\rho_1} - 1}{\left(\frac{k+1}{k-1}\right) - \frac{\rho_2}{\rho_1}} \quad (1.44)$$

$$y \quad \frac{P_2}{\rho_1} = \frac{1 + \left(\frac{k+1}{k-1}\right) \frac{P_2}{P_1}}{\left(\frac{k+1}{k-1}\right) - \frac{P_2}{P_1}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.45)$$

De la ecuación de la energía:

$$\frac{V_2^2}{2} + \left(\frac{k}{k-1}\right) \frac{P}{\rho} = \frac{V^{*2}}{2} + \frac{V^{*2}}{k-1} = \left(\frac{k+1}{k-1}\right) \frac{V^{*2}}{2} \quad (1.46)$$

Esta ecuación incluye todos los puntos de un flujo adiabático sin cambios en elevación, siendo $V^* = \sqrt{kP^*/\rho^*}$ la velocidad del sonido. Dividiendo la ecuación (1.41) entre (1.39) se obtiene:

$$V_1 - V_2 = -\frac{P_2}{V_2 \rho_2} - \frac{P_1}{V_1 \rho_1}$$

y eliminando P_1/ρ_1 mediante la ecuación (1.46), tenemos:

$$V_1 - V_2 = (V_1 - V_2) \left(\frac{V^{*2}(k-1)}{2kV_1V_2} + \frac{k-1}{2k} \right) \quad (1.47)$$

la cual es satisfecha si $V_1 = V_2$ (lo que no ocurre en una onda de choque), o por $V_1V_2 = V^{*2}$, que puede ser escrita como:

$$\frac{V_1}{V^*} \frac{V_2}{V^*} = 1 \quad (1.48)$$

Donde V_1 es mas grande que V^* , el número de Mach es más grande que la unidad aguas arriba y V_2 es menor que V^* ; de esta manera el número de Mach es menor que la unidad aguas abajo. Esto indica que el proceso puede ocurrir solamente de flujo supersónico aguas arriba a flujo subsónico aguas abajo. Mediante el uso de la ecuación (1.42'), junto con las ecuaciones (1.43), (1.44) y (1.45), una expresión par el cambio de entropía a través de una onda de choque se puede obtener en términos de Ma_1 y k . De la ecuación (69):

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{1}{k+1} \left(\frac{2kc_1^2\rho_1}{kP_1} - (k-1) \right) \quad (1.49)$$

siendo $c_1 = k P_1/\rho_1$ y $Ma_1 = c_1/a_1$, de la ecuación (71), tenemos:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kMa_1^2 - (k-1)}{k+1} \quad (1.50)$$

sustituyendo el valor de P_2/P_1 en la ecuación (1.45), se obtiene:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Ma_1^2(k+1)}{2 + Ma_1^2(k-1)} \quad (1.51)$$

sustituyendo estas relaciones de presiones y densidades en la ecuación (1.42'), la cual puede adoptar la forma:

$$s_2 - s_1 = C_v \ln \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^k \right]$$

se obtiene:

$$s_2 - s_1 = C_v \ln \left[\left(\frac{2kMa_1^2 - k + 1}{k + 1} \right) \left(\frac{2 + Ma_1^2(k - 1)}{Ma_1^2(k + 1)} \right)^k \right] \quad (1.52)$$

Al sustituir un valor $Ma < 1$ en esta ecuación para un valor apropiado de k , se puede conocer el incremento de entropía a través de una onda de choque; indicando que el choque normal procede del flujo supersónico aguas arriba a flujo subsónico aguas abajo.

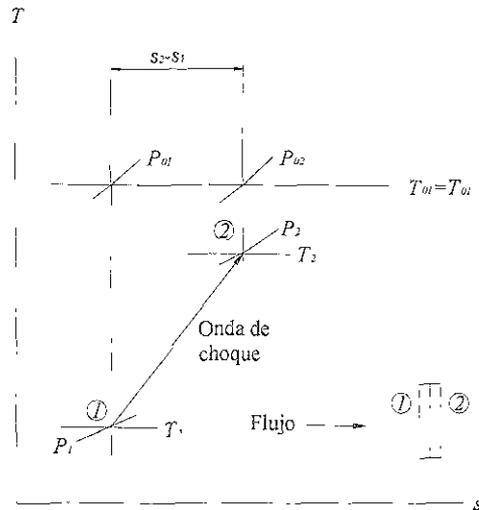


Fig. 1.11 Diagrama del proceso de una onda de choque normal.

1.4 ECUACIONES PARA CALCULAR EL COEFICIENTE DE FLUJO EN CADA SECCIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN.

Para entender el concepto de descarga en un proceso de flujo en un motor, se analiza en primer lugar un modelo de flujo que no presupone el flujo unidimensional y no viscoso. El coeficiente de descarga se define entonces como el cociente entre el gasto másico real y el valor que preside el modelo de flujo teórico para las mismas condiciones, es decir:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórico}} \quad (1.53)$$

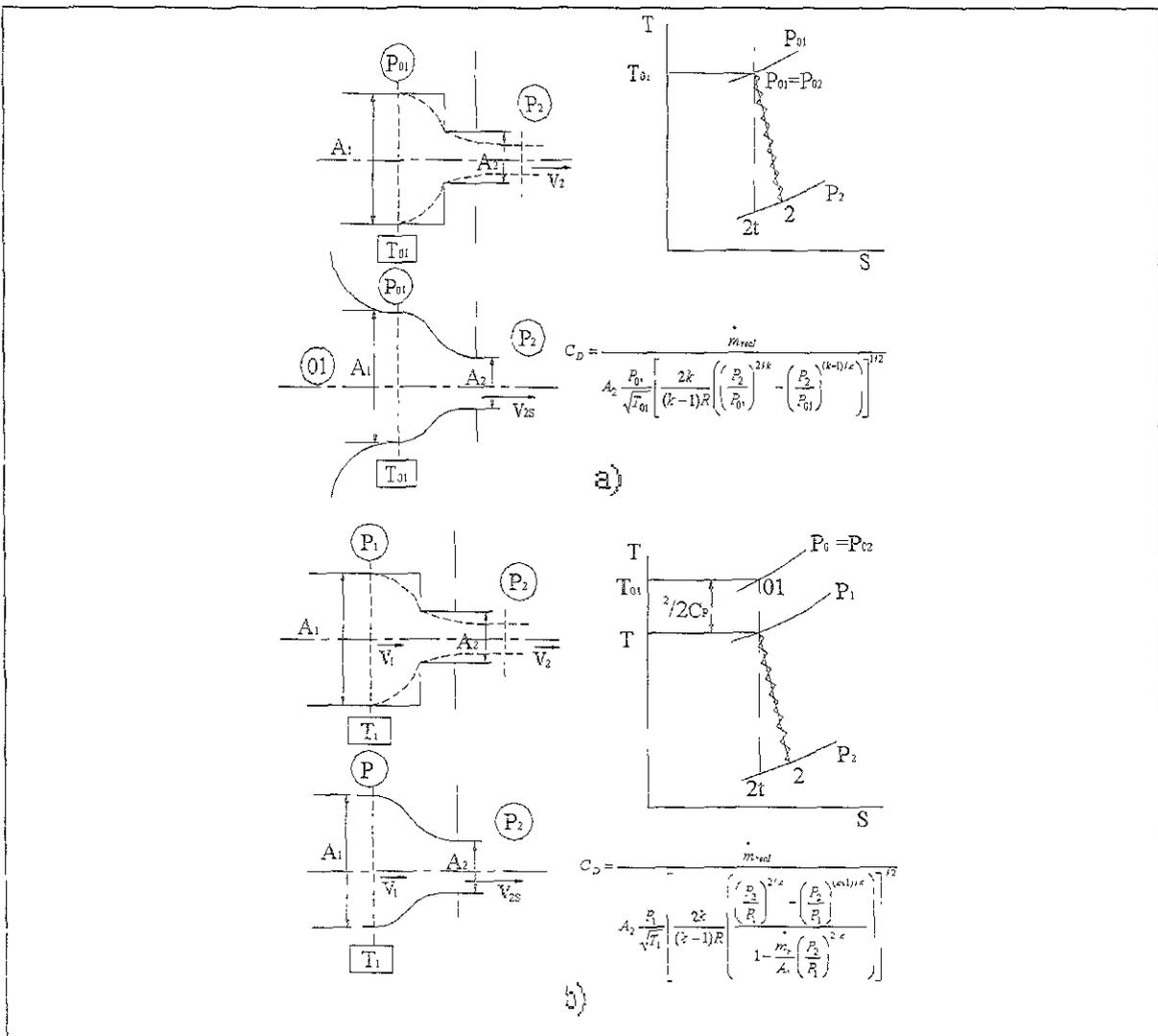


Fig. 1.12 Tobera isentrópica con flujo compresible y unidimensional.

El modelo considerado en este trabajo es el de una tobera isentrópica cuya sección de salida sea igual a la sección de referencia, descargando desde las condiciones de estancamiento aguas arriba (donde las líneas de corriente no están afectadas por el orificio, y hasta la presión estática aguas abajo correspondientes al flujo real. El flujo se supone compresible y unidimensional (Fig. 1.12). Este gasto teórico puede calcularse por la expresión (1.33). Y de la misma Fig. 1.12 tomamos las condiciones del flujo iniciales y finales para sustituir:

$$\dot{M}_{teorico} = A_2 \frac{P_{01}}{\sqrt{T_{01}}} \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1.54)$$

Donde A_2 es el área de referencia. Y el subíndice 01 indica condiciones de estancamiento. Es evidente que el valor del coeficiente de descarga estará fuertemente influenciado por el valor de A_2 . Para que el coeficiente de descarga tenga sentido como medida de la capacidad de flujo de un orificio, es necesario que la sección de referencia se acerque lo más posible a la sección mínima del conducto que limita el caudal. Sustituyendo la ecuación (1.54) en (1.53), tenemos:

$$C_D = \frac{\dot{M}_{real}}{A_2 \frac{P_{01}}{\sqrt{T_{01}}} \left[\frac{2k}{(k-1)R} \left(\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \right]^{1/2}} \quad (1.55)$$

Cuando el flujo es supersónico, en lugar de P_2 , se toma la presión crítica correspondiente a las condiciones iniciales de estancamiento:

$$P_2 = P_{01} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.56)$$

Cuando las condiciones de estancamiento aguas arriba del orificio no son conocidas, pero sí lo son las condiciones estáticas (Fig. 1.12), el gasto teórico puede expresarse:

$$\dot{M}_{teorico} = A_2 \frac{P_{01}}{\sqrt{T_{01}}} \left[\frac{2k}{(k-1)R} \left(\left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) + \frac{\dot{m}_r T_1 R (k-1)}{2k A_1 P_1^2} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right]^{1/2}$$

$$\dot{m}_{\text{reónco}} = A_2 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[\frac{2k}{(k-1)R} \frac{\left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right)}{1 - \frac{\dot{m}_r}{A_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k}} \right]^{1/2} \quad (1.57)$$

sustituyendo (3.5) en (3.1), tenemos:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{A_2 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \left[\frac{2k}{(k-1)R} \frac{\left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right)}{1 - \frac{\dot{m}_r}{A_1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k}} \right]^{1/2}} \quad (1.58)$$

Ecuación que se aplicará al análisis experimental de los dispositivos a prueba en el Banco de Flujo Estacionario.

1.4 CÓDIGO DE CÁLCULO PARA LA OBTENCIÓN DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO.

El procedimiento para evaluar el coeficiente de flujo, posterior a la toma de medidas en el Banco de Flujo Estacionario, requiere de un programa elaborado en GW-BASIC, cuya estructura del código se describe completo en el anexo del presente trabajo. El programa de cálculo de coeficientes de flujo solicita las siguientes variables (que se obtienen de las lecturas en el Banco de Flujo Estacionario):

- Número de válvulas.
- Diámetro garganta válvula (m).
- Presión atmosférica (mmHg)
- Aspiración (A) impulsión (I)
- Línea a utilizar (1 ó 2)
- Temperatura ambiente (°C)
- Presión aguas arriba diafragma (mm H₂O)
- Presión diafragma (mm H₂O)
- Presión depósito (mm H₂O)
- Temperatura aguas arriba diafragma (°C)
- Temperatura depósito (°C)

Los resultados obtenidos son:

- Número de Reynolds.
- Gasto real [kg/seg].
- Gasto de referencia (teórico) [kg/seg].
- Coeficiente de flujo (adimensional).

El diagrama de flujo correspondiente se describe a continuación:

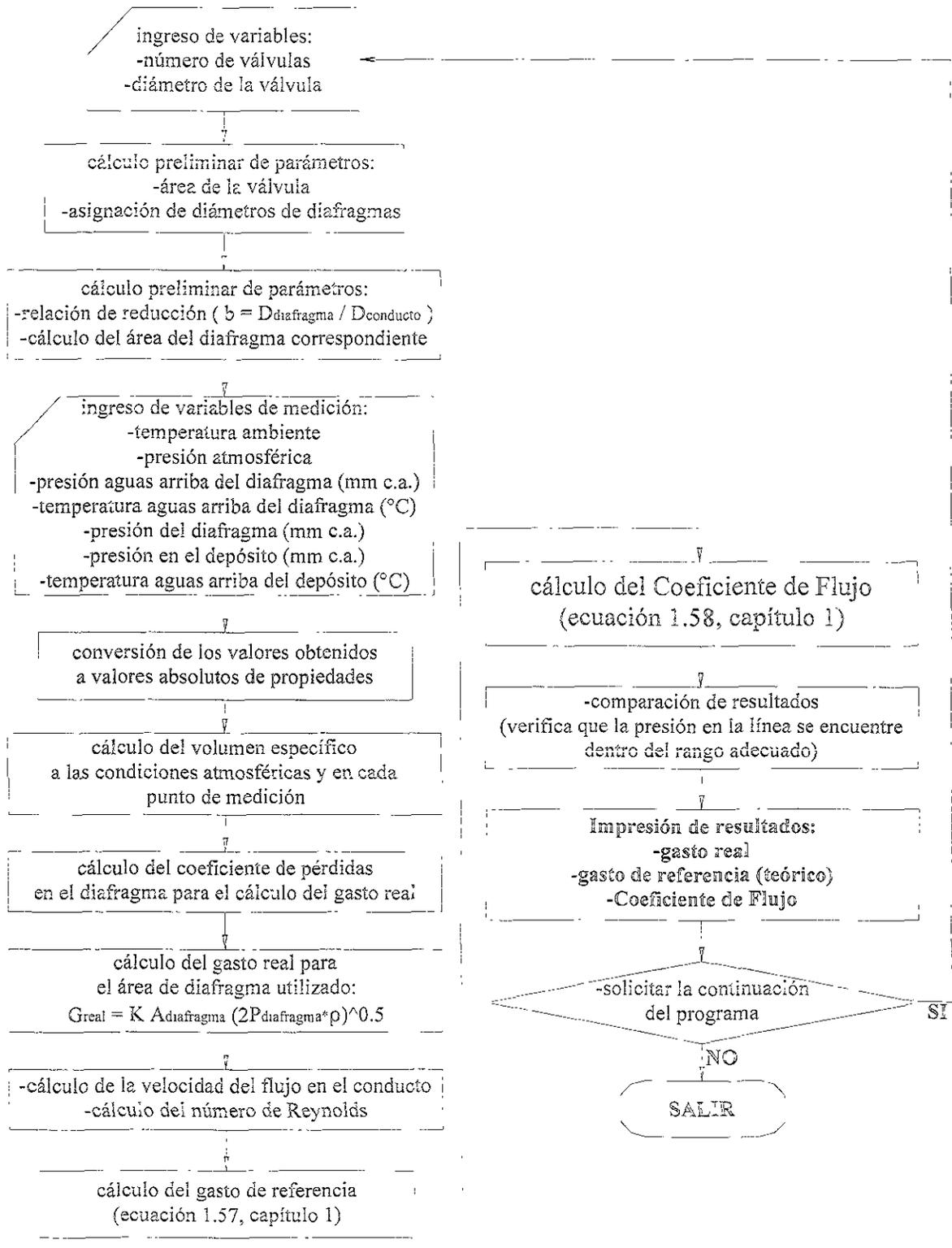


Fig 1.13 Diagrama de Flujo del Programa para evaluar el Coeficiente de Flujo

El código detallado del programa para calcular el Coeficiente de Flujo aparece enlistado en el anexo de esta tesis y detalla el proceso descrito en la figura 1.13. También se presentan las características de los diafragmas del Banco de Flujo Estacionario y las relaciones bajo las cuales se determinan los flujos dentro de los conductos del Banco.

CAPITULO 2. DIAGRAMAS DE DISTRIBUCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

El propósito de los procesos de admisión y escape en motores de cuatro tiempos (4T) o de barrido en motores de dos tiempos (2T) es evacuar los gases quemados al final de la carrera de potencia y admitir la carga fresca para el siguiente ciclo. Un proceso es la inducción de un cambio en las propiedades termodinámicas en una sustancia. Los llamados tiempos de un motor se refieren a los cambios de procesos que sufre la sustancia de trabajo, que es una mezcla aire-combustible (compresión, combustión, expansión y escape). Los procesos de renovación de la carga (PRC) están caracterizados por parámetros globales, tales como la eficiencia volumétrica en 4T y eficiencia de barrido y de retención en (2T). Tales parámetros globales dependen del diseño de los subsistemas del motor, que pueden ser: múltiples, lumbreras, válvulas y puertos, así como de las condiciones de operación del motor. En éste sentido, la sobrealimentación se utiliza para incrementar el flujo de aire a través del motor y por consiguiente el par motor y la potencia.

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.

En los motores de 4 tiempos, ya sea de encendido provocado o de encendido por compresión, se presentan fenómenos similares en el llenado y vaciado de los cilindros. Idealmente, la figura 2.1.a muestra cambios instantáneos en los procesos de admisión – compresión, expansión – escape, es decir se considera que el llenado, la combustión y el desalojo de los gases se realiza en forma instantánea, lo cual es evidente que en la realidad no sucede así. Quizá para explicar o entender los eventos (carreras) que se desarrollan en el motor es conveniente presentarlo de esta manera, pero si se requiere de conocer realmente como se llevan a cabo dichos procesos, es necesario recurrir a un diagrama de distribución real como el de la figura 2.1.b.

Los fenómenos de compresibilidad e inercia del fluido que circula por el motor conducen, para optimizar el proceso de renovación de la carga y dado el elevado régimen de los motores, a la apertura de la válvula de admisión antes del punto muerto superior (PMS) y al cierre después del punto muerto inferior (PMI), así como a la apertura de la válvula de escape antes del PMI y al cierre después del PMS. Por otra parte, la combustión de la mezcla comprimida en el cilindro no es instantánea, sino que requiere un determinado tiempo, por lo que la chispa debe saltar en la bujía antes de que el pistón alcance el PMS.

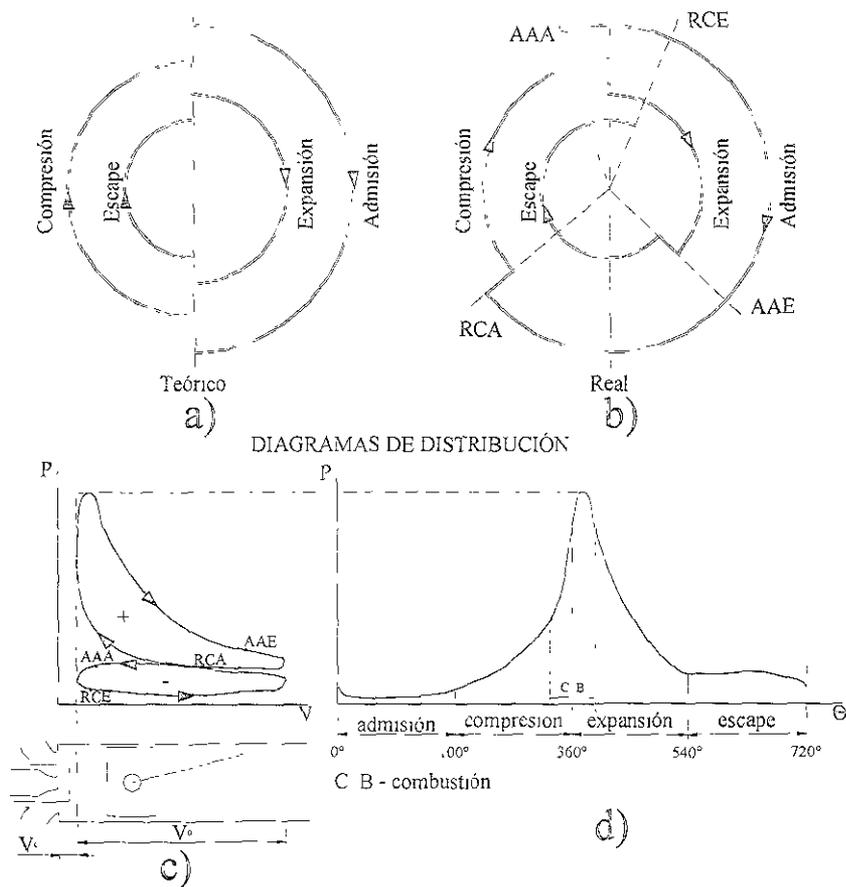


Fig. 2.1 Diagramas de la distribución teórica y real, en donde:

AAA: Avance a la apertura de la admisión.

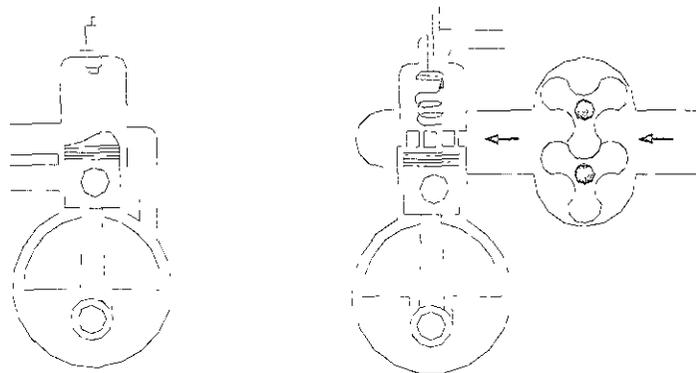
AAE: Avance a la apertura del escape.

RCA: Retraso al cierre de la admisión

RCE: Retraso al cierre del escape.

Las figuras 2.1.c y 2.1.d muestran la evolución de la presión en el cilindro en un diagrama presión-volumen y un diagrama presión-ángulo de giro del cigüeñal o presión-tiempo, en un motor alternativo de cuatro tiempos.

En el motor de dos tiempos posee las mismas cuatro fases descritas en el apartado anterior, el ciclo se realiza sólo en dos carreras del émbolo, o lo que es lo mismo en una sola revolución del cigüeñal. La renovación de la carga se realiza, principalmente, por un proceso denominado barrido, que consiste en desalojar los productos quemados con la carga fresca procedente de la admisión en las proximidades del PMI.



a) Barrido por cárter b) Barrido independiente

Fig. 2.2 Tipos de barrido

Es común la configuración de un motor de dos tiempos, en donde el llenado y vaciado de los cilindros se realiza mediante lumbreras, que son aberturas en el cuerpo del cilindro, las cuales se abren y cierran con el movimiento del pistón la fig. 2.3.a muestra el proceso de barrido en un motor de compresión por cárter, en donde:

La: Lumbrera de admisión del cárter.

Le: Lumbrera de escape.

Lt: Lumbrera de admisión al cilindro (lumbrera de transferencia).

Se advertirá que la carga fresca no entra directamente al cilindro, sino que pasa primero al cárter, en donde sufre una compresión previa para facilitar la fase de barrido. El ciclo de dos tiempos, supuesto el barrido por cárter está dado por:

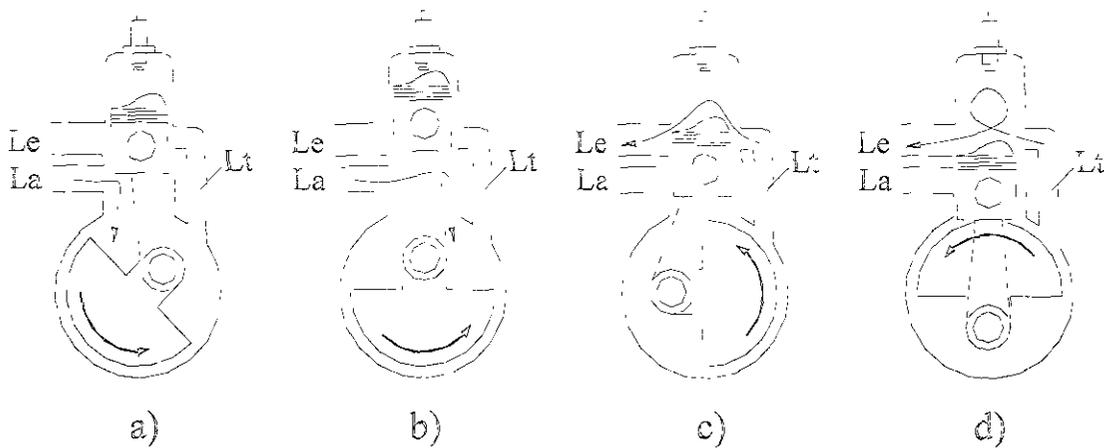


Fig. 2.3 Las cuatro fases de un motor de encendido provocado (MEP) monocilíndrico de 2 tiempos

En la fig. 2.3.a el pistón se desplaza hacia arriba dejando al descubierto la lumbrera de admisión; por desplazamiento positivo, ingresa al cárter mezcla fresca, que al mismo tiempo de llevar el combustible, aporta lubricación a los mecanismos del motor. Al mismo tiempo, se empieza a comprimir en la cámara de combustión una porción previa de mezcla sin quemar, y se ha cerrado la lumbrera de transferencia.

En el PMS (fig. 2.3.b), se enciende la chispa para iniciar la expansión, y la lumbrera de admisión está completamente abierta, así como una porción de la lumbrera de transferencia.

Al desplazarse el pistón hacia abajo (fig. 2.3.c), los gases de combustión lo impulsan para que realice su desplazamiento, y al mismo tiempo, la lumbrera de escape empieza a abrirse para la salida de estos gases aprovechando la inercia de la expansión y se cierran las lumbreras de admisión y transferencia. Asimismo, en el cárter empieza la compresión de la mezcla fresca.

En el PMI (fig. 2.3.d), siguen fluyendo los gases quemados por la lumbrera de escape, pero ahora se abre la lumbrera de transferencia para que ingrese mezcla fresca a la cámara de combustión y facilitar la salida de los gases quemados, y así comenzar el ciclo nuevamente.

La fig. 2.4 muestra la evolución de la presión en el cilindro en un diagrama presión-volumen y un diagrama presión-ángulo de giro del cigüeñal para un motor alternativo de dos tiempos y los diagramas de distribución correspondiente.

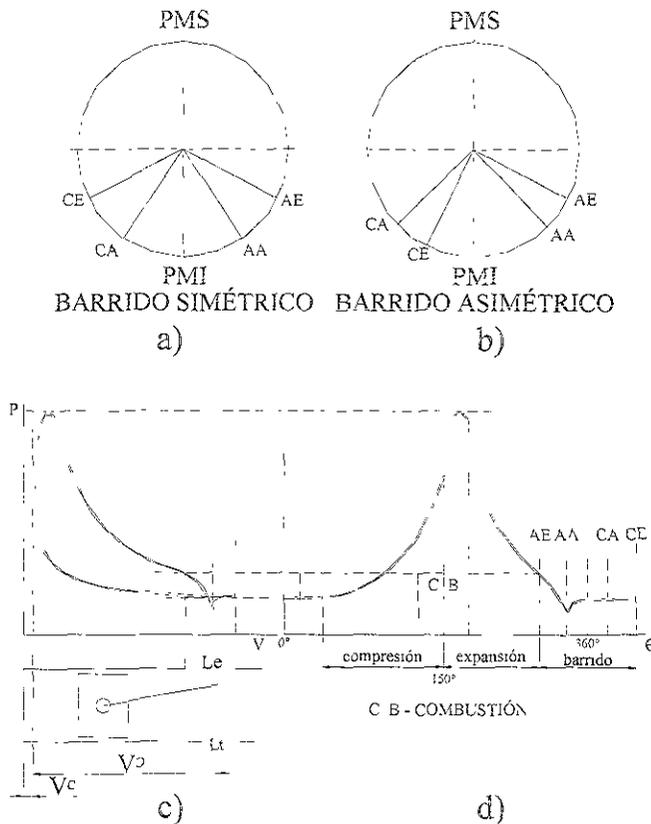


Fig. 2.4 Proceso de dos tiempos: Diagramas De distribución

Si la apertura y el cierre de las lumbreras está encomendada únicamente al pistón o émbolo, el barrido es simétrico respecto del PMI, como se muestra en las figs. 2.2.a. y 2.4.a. Este tipo de distribución tiene el grave inconveniente de que el escape cierra después de la admisión. Para evitar este inconveniente una solución es disponer de una válvula de escape en la culata (fig. 2.2.b). Otra solución, manteniendo el sistema de lumbreras es disponer de una válvula rotativa en el

escape, de modo que la apertura esté sincronizada con el émbolo, mientras que el cierre lo realiza la válvula rotativa antes de que el émbolo obture la lumbrera.

La pérdida de presión a lo largo del sistema de admisión depende de la velocidad del motor, de la resistencia al flujo de los elementos en el sistema, del área a través de la cual se mueve la carga fresca y de la densidad de la carga. Es común extender las fases de apertura de válvulas para mejorar el vaciado y llenado de los cilindros y hacer el mejor uso de la inercia de los gases en los sistemas de admisión y escape (fig. 2.4.b). El proceso de escape inicia generalmente 40 a 60° antes del PMI; hasta más o menos el PMI, los gases quemados en el cilindro se descargan debido a la diferencia de presiones entre el cilindro y el sistema de escape. Después del PMI, el pistón barre al cilindro en su movimiento hacia el PMS. La válvula de escape generalmente se cierra entre 15 y 30° después del PMS y la válvula de admisión se abre entre 10 y 20° antes del PMS.

Ambas válvulas se encuentran abiertas durante un periodo conocido como traslape y cuando $p_i/p_e < 1$, se presenta un reflujo de los gases de escape desde el múltiple hacia el cilindro y de este al múltiple de admisión.

La ventaja del cruce de válvulas se presenta a velocidades elevadas del motor cuando los periodos de apertura de válvula más largos mejoran la eficiencia volumétrica. La válvula de admisión permanece abierta hasta 50 o 70° después del PMI.

Teniendo en cuenta las características generales que presenta el motor de dos tiempos, se pueden definir dos principales campos de aplicación principales muy distintos:

- o Motores de pequeña cilindrada como motocicletas, motores fuera de borda. Cuyas características principales son bajo costo, sencillez y economía de mantenimiento; siendo de importancia secundaria el consumo específico.

En el campo de la automoción una característica fundamental es la potencia específica. Estos motores son siempre, salvo en contadas excepciones, MEP de cuatro tiempos.

- o Motores de alta cilindrada estacionarios o marinos. Las dos características principales de estos motores son su alto rendimiento y potencia específica. Ya que son motores que se desempeñan en régimen prácticamente constante, es mas fácil optimar los distintos parámetros del motor para lograr el máximo rendimiento.

La elección del ciclo de 2 tiempos en muy pequeñas cilindradas (motociclismo, motores fuera de borda, etc.) no responde al criterio de aumentar la potencia específica, sino a la simplificación mecánica que reduce el costo del motor. En este tipo de soluciones, la renovación de la carga resulta más imperfecta que de la de los motores de 4 tiempos y, desde luego, más sensible al régimen de revoluciones del motor.

2.2 EFICIENCIA VOLUMETRICA.

La eficiencia volumétrica se utiliza como una medición global de la eficiencia de un motor 4T y de sus sistemas de admisión y escape como un aparato de bombeo de aire. Se define como el flujo volumétrico de aire real en el sistema de admisión dividido por el flujo que debería desplazar el pistón.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d n}$$

Donde $\rho_{a,i}$ es la densidad del aire de admisión en el punto i. También se puede escribir:

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d}$$

Donde m_a es la masa de aire inducida al cilindro por ciclo.

En motores de aspiración natural se tienen valores máximos de ρ_v entre 80 y 90%. En general para diesel es mayor que para MEP. Si se evalúa la eficiencia volumétrica utilizando la densidad del aire en condiciones atmosféricas como referencia, entonces se estará calculando la eficiencia volumétrica global.

2.2.1 FACTORES QUE AFECTAN LA EFICIENCIA VOLUMETRICA.

o DE FUNCIONAMIENTO.

a) Régimen de giro. El rendimiento volumétrico tiene tendencia a disminuir cuando aumenta el número de revoluciones, debido a que el aumento de las velocidades de circulación del fluido conlleva un aumento de las pérdidas por fricción del proceso. La rama creciente de la curva para bajos regímenes de giro se debe a calados inadecuados de la distribución. La variación del rendimiento volumétrico se muestra en la figura 2.5, la cual es válida para prácticamente todos los motores semejantes si se sustituye n por M_a de la corriente en un punto característico del sistema de admisión. La razón estriba en el hecho de que, a elevadas velocidades, los flujos en configuraciones geoméricamente semejantes se pueden considerar como hidrodinámicamente semejantes si tienen el mismo número de Mach.

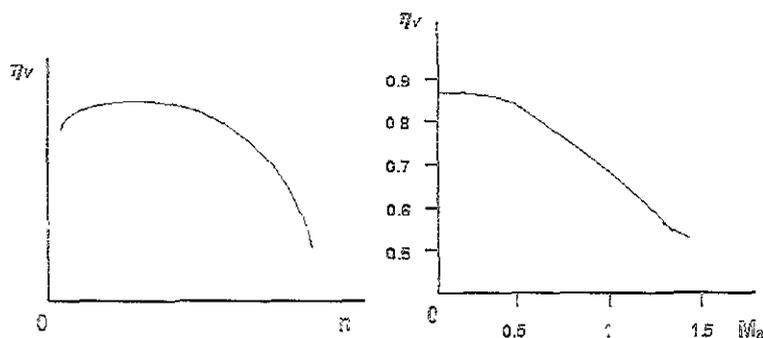


Fig. 2.5 Variación del rendimiento volumétrico respecto al régimen de giro

La dependencia del número de Mach con la válvula, así como con los parámetros de funcionamiento y de diseño del motor se establece a partir del coeficiente de descarga de la válvula:

$$\dot{M}_a = \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 \frac{c_m}{C_D \alpha} \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \eta_v \quad (2.1)$$

El representar η_v en función de Ma tiene el inconveniente de que tienen correspondencia biunívoca. Taylor y Livengood propusieron:

$$\dot{M}_a = \left(\frac{D}{D_v} \right)^2 \frac{c_m}{C_D} \quad (2.2)$$

En el caso de no disponer de valores de coeficientes de descarga, Taylor propone utilizar la siguiente expresión:

$$C_D = 1.45 \frac{L}{D_v} \quad (2.3)$$

Al graficar se observa que el rendimiento volumétrico cae para valores de Ma mayores a 0.6, por lo que se debe evitar diseñar con valores de Ma superiores a éste.

Fukutani y Watanabe (ref. L) hicieron un estudio utilizando la ecuación (2.1), obteniendo que el rendimiento volumétrico caía bruscamente a partir de un valor $Ma > 0.5$.

Si se tienen dos motores con cilindros semejantes en número y tamaño, entonces, las curvas $\eta_v - Ma$ son coincidentes siempre que los colectores de admisión no sean tan diferentes que su influencia desvirtúe la consecuencia anterior.

El número de Reynolds, Re , es indicativo de las fuerzas de inercia y de fricción viscosa en el conducto de admisión, así como de la transferencia de calor.

$$h_g = K Re^{0.75} \quad (2.4)$$

Donde h_g es el coeficiente medio de película de los gases en el sistema de admisión.

El hecho de que el rendimiento volumétrico dependa esencialmente de Ma y no de Re , muestra la mayor influencia sobre el proceso de la inercia y de la compresibilidad (de cuya importancia es indicativo el número de Mach) frente a la transferencia de calor y las pérdidas de carga en el conducto.

La mayor pérdida de presión de remanso del sistema de admisión tiene lugar al frenarse el fluido a presión constante en el interior del cilindro y perderse por fricción la energía cinética de salida. Esta pérdida es imputable a la compresibilidad del fluido, ya que si éste fuera incompresible y no hubiese cavitación, la energía cinética se transformaría en presión dentro del cilindro.

b) Grado de admisión. La modificación del rendimiento volumétrico referidas a las condiciones ambientales η_v cuando se reduce el grado de admisión desde las condiciones de plena carga es:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vpc}} = \frac{\eta_{vi}}{\eta_{vipc}} \frac{\rho_i}{\rho_{ipv}} \quad (2.5)$$

Donde η_{vi} es el rendimiento volumétrico del motor cuando se toman como referencia las condiciones del fluido en el múltiple de admisión, aguas abajo de la mariposa y ρ_i la densidad en dichas condiciones, el subíndice pc significa condiciones a plena carga.

En estas condiciones la temperatura del fluido aguas abajo de la mariposa se conserva aproximadamente constante e independiente del grado de admisión, por lo que se cumplirá lo siguiente:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vpc}} = \frac{\eta_{vi}}{\eta_{vipc}} \frac{P_i}{P_{ipc}} \cong \frac{P_i}{P_{ipc}} \quad (2.6)$$

Con lo que la variación del rendimiento volumétrico respecto a las condiciones de plena carga resulta directamente proporcional a la variación de presión que produce la mariposa del carburador, siempre y cuando el rendimiento volumétrico referido a las condiciones aguas abajo de la mariposa permanezca sensiblemente constante.

Una expresión que permite obtener el rendimiento volumétrico de un motor cuyo proceso de admisión es ideal, siendo distintas las presiones de admisión y escape es:

$$\eta_{vi} = \eta_{vpc} \left[\frac{k-1}{k} + \frac{r - \frac{p_e}{p_i}}{k(r-1)} \right] \quad (2.7)$$

La figura 2.6 la representa gráficamente, la zona correspondiente a un motor de encendido por chispa (MECH) a carga parcial es la de las ramas de las rectas que quedan a la derecha de $p_e/p_i = 1$.

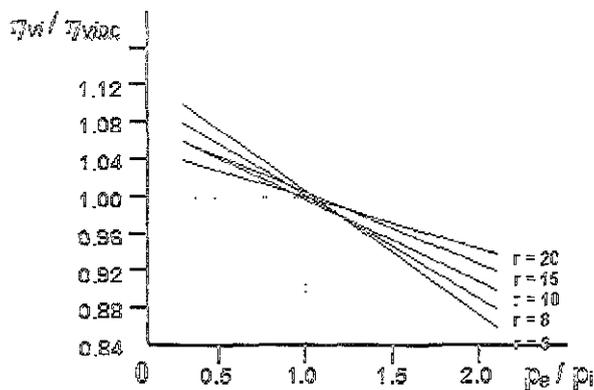


Fig. 2.6 rendimiento volumétrico en función de p_e/p_i

d) Temperatura exterior. La distribución de temperatura en el sistema de admisión depende fundamentalmente de su geometría y de la temperatura del refrigerante. Cuando aumenta la temperatura exterior, el proceso se hace más adiabático, al disminuir la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared siempre más caliente. Se ha comprobado experimentalmente que el rendimiento volumétrico mejora con la raíz cuadrada de la temperatura exterior:

$$\eta_v = k \cdot \sqrt{\frac{T_e}{T_{\max}}} \quad (2.8)$$

e) Relación aire – combustible. Se ha comprobado que en un margen de variación entre 0.85 y 1.15 de la relación de equivalencia, los distintos factores que influyen sobre la eficiencia volumétrica, como son la temperatura de los gases residuales y

e) aumento del número de Mach por variación de k , quedan prácticamente compensados.

e) Temperatura del líquido refrigerante. Un aumento de la temperatura del fluido refrigerante lleva consigo un aumento de la temperatura del sistema de admisión, con lo que el proceso resulta menos adiabático y disminuye el rendimiento volumétrico.

f) Vaporización del combustible. En los MECH con carburador el calor latente de vaporización tiene cierta influencia en el llenado, ya que el enfriamiento de la mezcla admitida mejora el rendimiento volumétrico.

Este efecto se compensa frecuentemente por el aumento del combustible depositado en las paredes del múltiple, que facilita la transmisión de calor a la mezcla admitida. Normalmente es necesario calentar el sistema de admisión para mejorar la gasificación del combustible y especialmente cuando el calor latente de vaporización es elevado.

El calentamiento del sistema de admisión es desfavorable para el llenado, por lo que es necesario llegar a una solución de compromiso. Los MECH que cuentan con sistema de inyección eliminan estos inconvenientes, mejorando hasta en un 10% el rendimiento volumétrico.

o DE DISEÑO GEOMÉTRICO.

El dimensionado, disposiciones constructivas y materiales empleados en el diseño y construcción del sistema de admisión afectan a la distribución de temperatura a lo largo del mismo. Ello afecta a la transferencia de calor a la mezcla admitida en dos sentidos opuestos:

- Favorece la gasificación en los MEP.
- Disminuye el rendimiento volumétrico.

a) Secciones de paso y geometrías de las válvulas. La válvula es la restricción más importante al flujo en los sistemas de admisión y escape. El puerto de admisión es generalmente circular o muy cercano a esto y su sección transversal no es más grande de lo que se requiere para alcanzar la potencia deseada de salida.

Para la válvula de escape, la importancia de un buen asiento de la válvula y buen enfriamiento de la guía, con la longitud más corta del pié de la válvula expuesta, genera diferentes diseños. Aunque es deseable una sección transversal circular, muchas veces es esencial una forma oval o rectangular alrededor del área principal de la guía. En la tabla 2.1 se muestran los tamaños típicos de la cabeza de la válvula para cámaras de combustión de formas diferentes en términos del diámetro del cilindro. Tamaños de válvula más grandes permiten flujos de aire máximos más grandes por desplazamiento dado del cilindro.

Forma de la cámara de combustión	Velocidad media del pistón aproximada, potencia máxima, [m/s]		
	admisión	escape	
Cuña	0.43 – 0.46D	0.35 – 0.37D	15
pistón cóncavo	0.42 – 0.44D	0.34 – 0.37D	14
Hemisférico	0.48 – 0.50D	0.41 – 0.43D	18
Cuatro válvulas pent – roof	0.35 – 0.37D	0.28 – 0.32D	20

Tabla 2.1 Diámetro de la cabeza de la válvula en términos del diámetro del cilindro (D).

No existe un criterio aceptado universalmente para definir los puntos de coordinación de las válvulas. SAE define los eventos de coordinación de la válvula basada en puntos de referencia del levantamiento de la válvula.

Alternativamente, los eventos de la válvula se pueden definir basados en un criterio angular a lo largo de la curva de levantamiento. Lo importante es cuándo el flujo de gas a través del área de la válvula abierta inicia o cesa. El área de flujo instantáneo en la válvula depende de su levantamiento y de los detalles geométricos de la cabeza de la válvula, su asiento y su pié. Hay tres etapas separadas para el desarrollo del área de flujo a medida que aumenta el levantamiento de la válvula. Para levantamientos pequeños el área de flujo mínima corresponde a un cono circular recto, donde la cara cónica entre la válvula y el asiento define el área de flujo. Para esta etapa:

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0 \quad (2.9)$$

y el área mínima es:

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right) \quad (2.10)$$

Donde β es el ángulo del asiento de la válvula, L_v es el levantamiento de la válvula, D_v es el diámetro de la cabeza de la válvula (el diámetro exterior del asiento) y w es el ancho del asiento (diferencia entre los radios interno y externo del asiento).

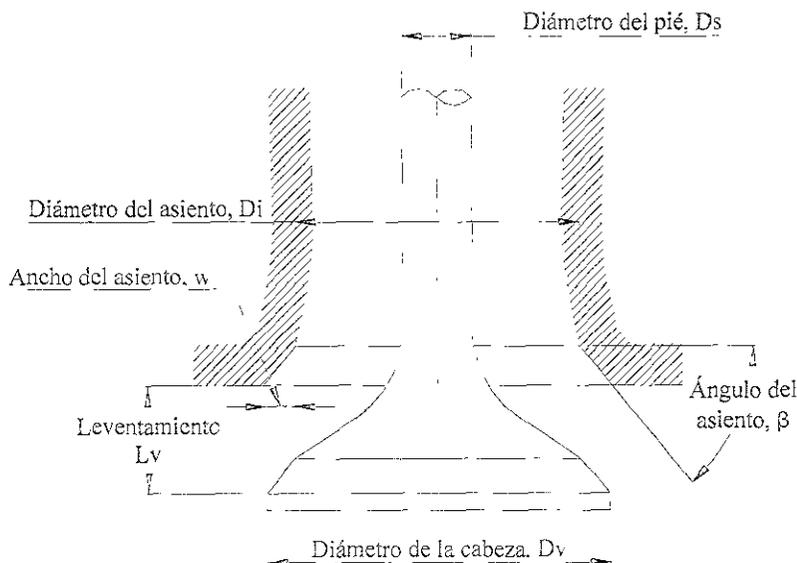


Fig. 2.7 Diagrama de las variables geométricas de una válvula.

Para la segunda etapa, el área mínima sigue siendo la superficie inclinada de la cara del cono circular recto, pero esta superficie ya no es perpendicular al asiento de la válvula. El ángulo de la base del cono incrementó de $(90 - \beta)^\circ$ hasta un cilindro de 90° . Para esta etapa:

$$\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta} \quad (2.11)$$

$$y \quad A_m = \pi D_m \left[(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2 \right]^{1/2} \quad (2.12)$$

D_p es el diámetro del puerto, D_s es el diámetro del pie de la válvula y D_m es el diámetro medio del asiento ($D_v - w$).

Finalmente, cuando el levantamiento de la válvula es suficientemente grande, el área de flujo mínima ya no se encuentra entre la cabeza y asiento de la válvula, es el área de flujo del puerto menos la sección transversal del pie de la válvula. Por lo tanto:

$$L_v > \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \quad (2.13)$$

$$\text{Entonces,} \quad A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (2.12)$$

El efecto del acopiamiento de la válvula y de su geometría en el flujo de aire se puede ilustrar conceptualmente dividiendo la velocidad de cambio del volumen del cilindro por el área instantánea de flujo mínima de la válvula para obtener una pseudo velocidad de flujo para cada válvula:

$$v_{pv} = \frac{1}{A_m} \frac{dV}{d\theta} = \frac{\pi D^2}{4A_m} \frac{ds}{d\theta} \quad (2.15)$$

V es el volumen del cilindro, D es el diámetro del cilindro, s es la distancia entre el eje del cigüeñal y el eje del vástago del pistón, A_m es el área de la válvula dada por las ecuaciones (2.10), (2.12) o (2.14). Los perfiles de pseudo velocidad de flujo

instantáneos para las carreras de admisión y escape de un motor 4T y 4 cilindros se muestran en la figura 2.8.

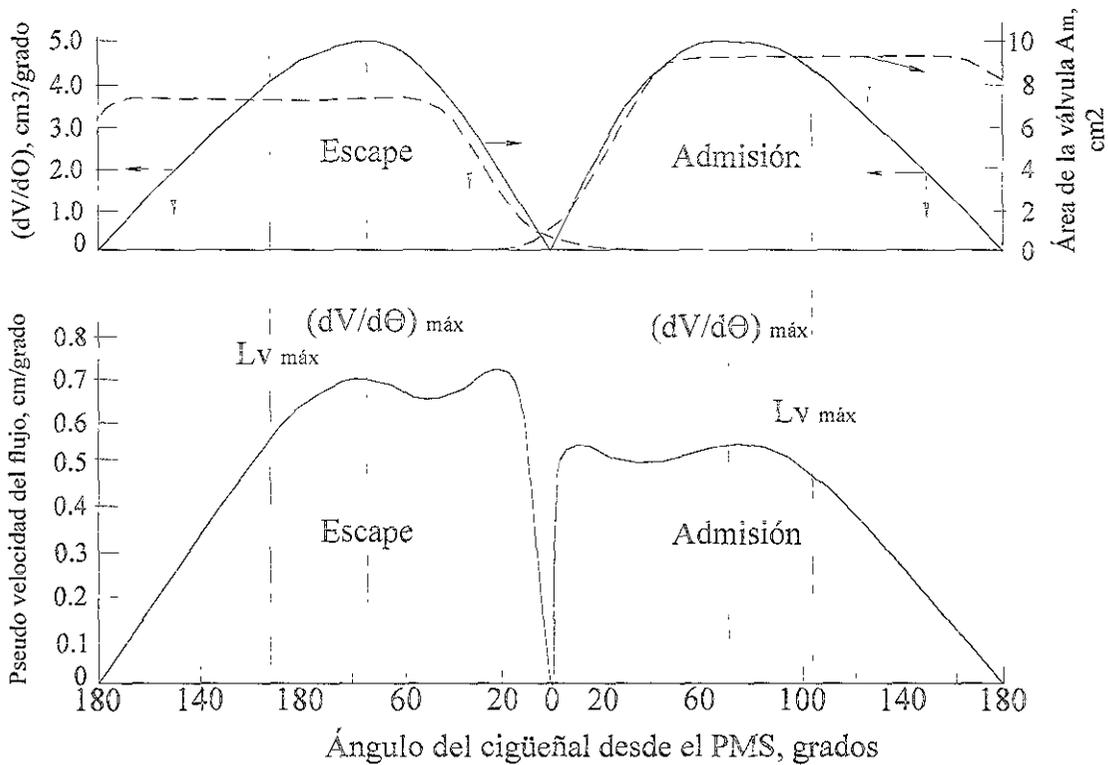


Fig. 2.8 Velocidad de cambio del volumen del cilindro, área mínima de flujo de la válvula y pseudo velocidad de flujo como función del ángulo del cigüeñal para las válvulas de admisión y escape.

Note la apariencia de los dos picos en la pseudo velocidad de flujo para las carreras de escape y admisión. La amplitud de los picos que se presentan a velocidad máxima del pistón, reflejan el hecho de que el área de flujo de la válvula es constante en este punto. Los picos cercanos al PMS resultan de los perfiles de cierre de la válvula de escape y apertura de la de admisión. El pico al final de la carrera de escape es importante, debido a que indica la alta caída de presión a través de la válvula en este punto, la cual resultará en una masa de gas residual atrapada mayor. La magnitud pico de esta pseudo velocidad de carrera de escape depende fuertemente de la coordinación del cierre de la válvula de escape. La pseudo velocidad pico al inicio de la carrera de admisión es mucho menos importante. El que esas pseudo velocidades al inicio de la carrera de escape y al

final de la de admisión sean pequeñas, indica que ese fenómeno, en lugar del flujo cuasi estático, gobierna la velocidad del flujo. Esos son los periodos en los que los efectos del escape espontáneo, admisión y coordinación son importantes.

b) Múltiple de admisión. Otro factor que puede hacer que dos motores que trabajen con el mismo valor de número de Mach tengan rendimientos volumétricos sensiblemente diferentes, es la inercia del fluido en el sistema de admisión. El fluido tiene inercia porque el flujo a través del motor no es continuo, sino pulsatorio, con lo que la vena fluida sufre aceleraciones y desaceleraciones importantes, esto a su vez produce fluctuaciones de presión que pueden afectar el llenado o vaciado del cilindro tanto positiva como negativamente.

Dado que el fluido es compresible, la inercia tiene repercusión en el llenado. Por ello, la energía cinética adquirida por el fluido durante la admisión se transforma, transitoriamente, en un aumento de su densidad al frenarse la corriente al final del proceso. Si la geometría del motor y régimen son adecuados, se puede traducir en mejoría del rendimiento volumétrico. Los efectos de los fenómenos no permanentes son especialmente sensibles en motores multicilíndricos con múltiples comunes, que agrupen cilindros con intervalos de encendido regularmente repartidos. Con el objeto de poner de manifiesto qué factores de diseño geométrico afectan a los fenómenos de inercia que se acaban de indicar, comparamos dos motores monocilíndricos que trabajan bajo la misma velocidad lineal media del pistón (c_m), y el mismo número de Mach (Ma_v):

$$Ma_v = \left(\frac{D}{D_v} \right) \frac{c_m}{aC_D} = \left(\frac{D'}{D'_v} \right) \frac{c_m}{aC_D} = Ma'_v$$

Los efectos de inercia serán iguales en ambos motores si la relación energía cinética del fluido en la admisión – volumen del cilindro son iguales.

c) Relación carrera - diámetro. Si en un motor dado modificamos la relación carrera-diámetro para la misma velocidad lineal media del pistón, el rendimiento volumétrico no se modifica siempre que los valores del número de Mach en la

válvula y de la relación $(L_c/S)(D/d_c)$ se mantengan, lo cual obliga a cambiar el conducto de admisión.

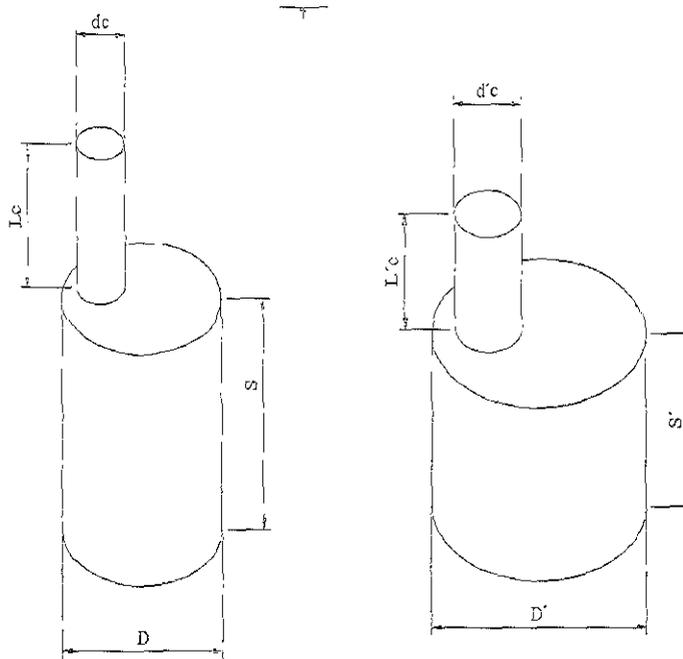


Fig. 2.9 Efecto de la inercia en el rendimiento volumétrico

Por lo tanto, si comparamos dos motores con diferente relación carrera – diámetro, y siempre que se cumplan las relaciones anteriores, sus curvas de $\eta_v - c_m$ coincidirán, siendo la potencia por litro inferior para el motor con mayor relación carrera – diámetro.

2.3 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS QUE INCIDEN EN EL COEFICIENTE DE DESCARGA.

El valor del flujo másico en la válvula de admisión usualmente se puede calcular utilizando la ecuación de flujo compresible a través de una sección reducida, como se describe en el capítulo uno (ecuación 1.58) que se deriva del análisis de flujo unidimensional isentrópico y los efectos para un gas real se incluyen por medio del coeficiente de descarga C_D , determinado experimentalmente.

El valor de C_D y el área de referencia elegida entre varias alternativas tienen una relación estrecha: su producto, $C_D A_R$, es el área de flujo efectiva, A_E , entre la cabeza de la válvula y el asiento de la culata. Varios investigadores han considerado en sus experimentaciones criterios distintos para seleccionar el área de referencia. Entre ellos están considerar el área de referencia a partir del diámetro de la cabeza de la válvula $\pi D_V^2/4$ (ver figura 2.7); el área a partir de la base del asiento de la válvula $\pi D_I^2/4$ o el área mínima geométrica que consiste en utilizar cualquiera de las anteriores y restarle el área ocupada por el vástago de la válvula: $\pi(D_V^2 - D_S^2)/4$ ó $\pi(D_I^2 - D_S^2)/4$.

Otra variación de la sección de referencia se considera el área de la "cortina" para el cálculo del coeficiente. Esta se define por el lugar geométrico generado conforme la válvula realiza la apertura que es un cilindro del diámetro de la válvula y la altura igual al levantamiento de la misma: $A_C = \pi D_V L_V$. De este modo, surge la conveniencia de presentar el coeficiente de descarga como función de la relación adimensional del levantamiento de la válvula entre su diámetro: $\delta_c = L_V/D_V$; función cuyo comportamiento se observa en la figura 2.10.

La elección del área de referencia es arbitraria, quedando a criterio del investigador la interpretación del comportamiento del coeficiente de flujo. Sin embargo la aplicación de este último parámetro es frecuente debido a que es el más cercano a un comportamiento real. El inconveniente de considerar el área de la cortina consiste en que se tiene una función discontinua respecto al levantamiento de la válvula. Siendo motivo de nuevas investigaciones determinar la conveniencia de utilizar ciertos parámetros sobre otros en la determinación del coeficiente de flujo.

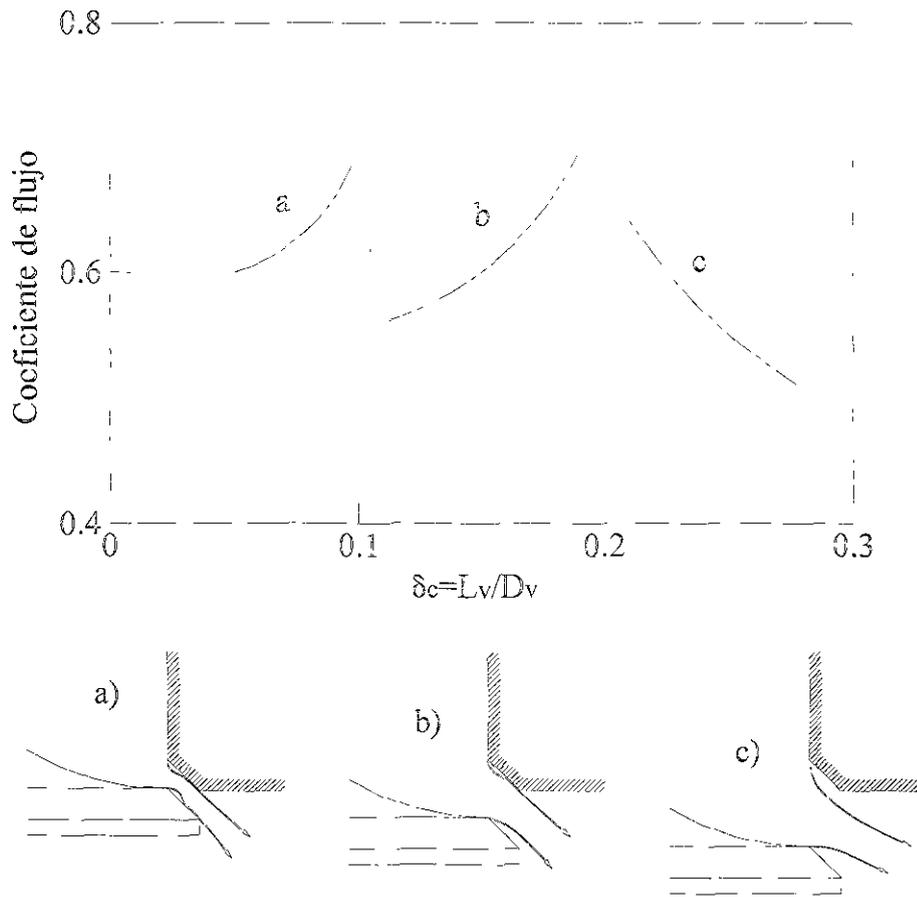


Fig. 2.10 Comportamiento del coeficiente de descarga respecto al levantamiento adimensional de la válvula, a distintos regímenes de apertura.

CAPITULO 3. EL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO.

La renovación de la carga es el proceso mediante el cual tiene lugar la sustitución de los productos quemados por mezcla fresca, sin quemar, con el fin de repetir el proceso termodinámico que tiene lugar en el motor. Algunos de los elementos principales que intervienen en dicho proceso de renovación de la carga, principalmente en el sistema de admisión, se ilustran en la figura 3.1 siguiente:

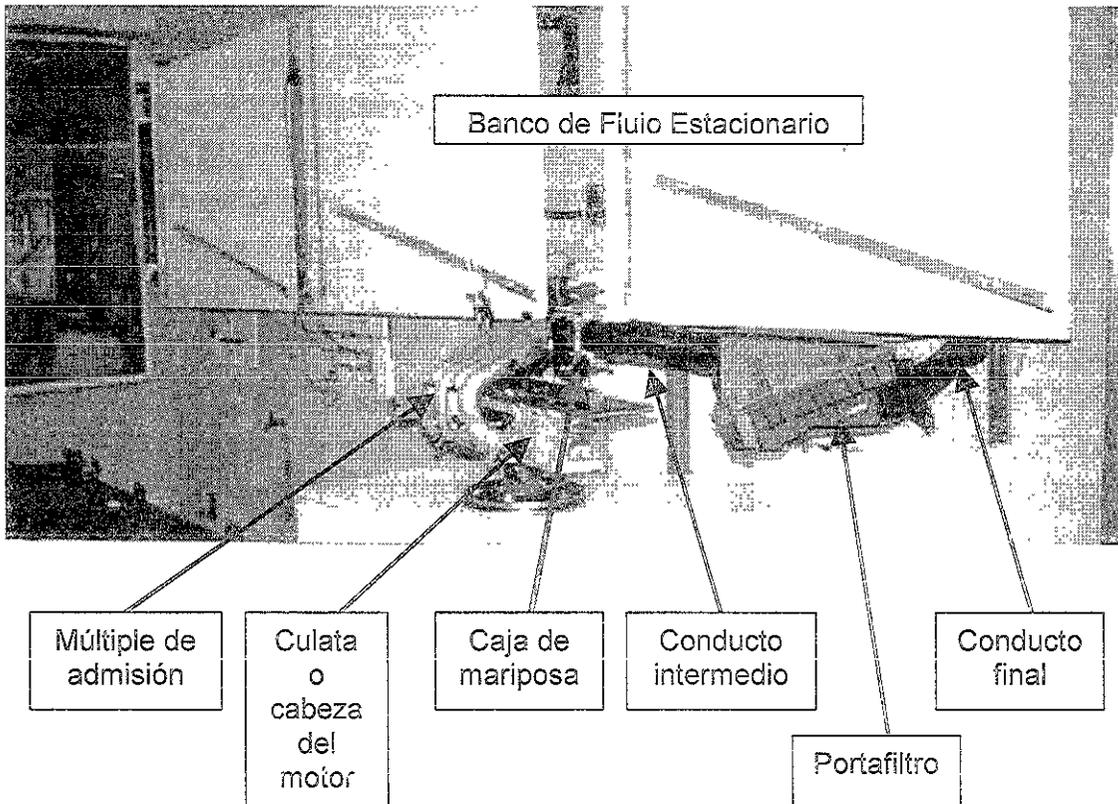


Fig. 3.1 Análisis del coeficiente de flujo del conjunto de admisión de un motor 2 litros en el banco estacionario.

3.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO E INSTRUMENTACIÓN

Como se puede observar en la Fig. 3.1, el banco de flujo es el equipo donde se pueden conectar todos los elementos de la admisión, a fin de medir el gasto real que circula por ellos y consecutivamente el gasto teórico, para determinar el coeficiente de flujo.

3.1.1 ELEMENTOS PRINCIPALES DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO.

- Equipo generador de flujo de aire, que puede ser bien un turbosoplador que tiene la dualidad de aspirar e impulsar, o bien un compresor de lóbulos o paletas. Para el presente trabajo, el Laboratorio de Control de Emisiones cuenta con un turbosoplador con una capacidad de caudal máximo de 0.222 m³ /seg y una presión máxima de 508 milímetros de columna de agua (mm c.a.).
- Una toma de aire, la cual se regula con una válvula de bola que permite el paso de aire al depósito de remanso, y posteriormente a los elementos a caracterizar.
- Dos líneas de conducción de aire, que en su parte intermedia tienen, acopladas mediante bridas, una placa de orificio en cada línea. Las secciones reducidas de cada línea (1 y 2) son de 12 mm y 27 mm respectivamente.
- Un depósito de remanso (contenedor de volumen relativamente grande) cuya función es atenuar los efectos pulsatorios y disipar las turbulencias que produzca el generador de flujo; de este modo, se evita generar errores en las mediciones de los elementos.
- Tres paneles de válvulas de control para modificar el flujo de aspiración o el flujo de impulsión y para cambiar el diámetro de la sección reductiva, (placas de orificio) que tienen las líneas de alimentación al depósito de remanso, (éstos se componen de circuitos de aire conectados a los manómetros y controlados por válvulas de bola de precisión).
- Un panel de control para las temperaturas, el cual consta de un conjunto de termopares crómel-alumen siendo convertida la señal eléctrica que generan a un voltímetro digital de canal múltiple, los sensores de temperatura están

situados aguas abajo de la válvula de cada línea, otros están situados aguas arriba de la válvula previa al depósito de remanso y el último en el depósito de remanso.

- o Tres paneles de lectura en donde cada uno de ellos llevan fijados 2 columnas con agua coloreada; una vertical y otra diagonal con unas regletas graduadas (éstas se pueden deslizar para ajustes en la medición y calibración), para la medida directa de la presión en mm c.a.

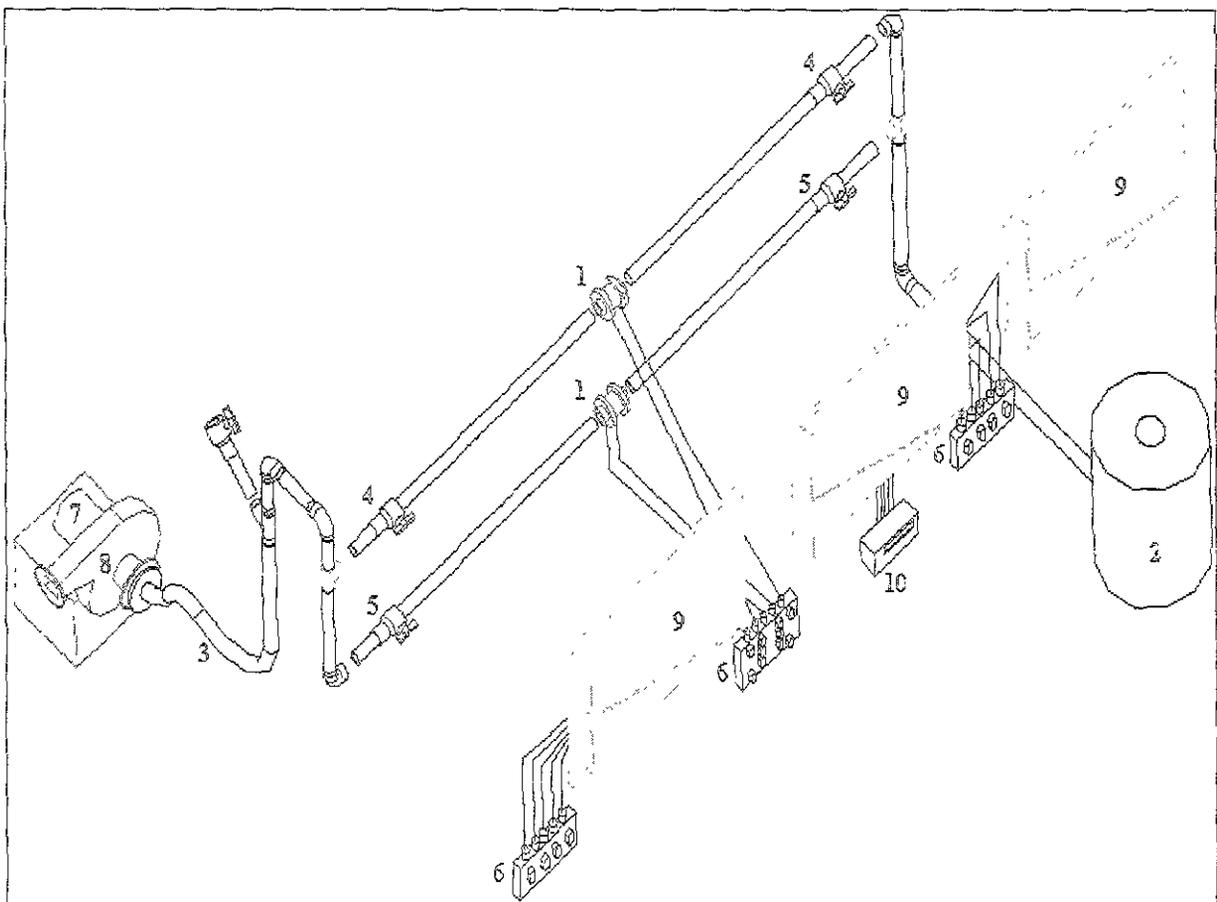
El llenado y vaciado de los cilindros del motor, como es fácil intuir, es variable con el tiempo, aunque conserva siempre la característica cíclica, propia del funcionamiento de estos motores. El estudio de dicho proceso se apoya en los resultados que se obtienen de modelos matemáticos que permiten el cálculo del flujo no estacionario, sin embargo, estos modelos están basados en hipótesis simplificadoras, sobre todo la de unidimensionalidad en los lugares del sistema de admisión y escape en los que el flujo tiene un carácter fuertemente tridimensional. En ellos se producen fuertes pérdidas de presión y es necesario recurrir a modelos simples mediante coeficientes que se determinan experimentalmente. Ejemplo de esta situación es el estrangulamiento del flujo en zonas con fuerte desprendimiento de vena como el que se da a través de válvulas, o por ejemplo la determinación del coeficiente de pérdidas de presión que se da en determinado difusor.

Para poder determinar estos coeficientes de ajuste, es necesario reproducir mediante el cálculo, las condiciones que se dan en una situación susceptible de ser medida hasta que los resultados del cálculo coinciden con los del flujo real. El ensayo de elementos en banco de flujo permite el ajuste de los mencionados coeficientes.

Los estudios de comportamiento del fluido en condiciones reales, se basan en la hipótesis de cuasi - estacionariedad que consiste en admitir que la variación en el tiempo de las características del flujo se produce a través de la sucesión de estados

estacionarios no instantáneos. Estados que posteriormente se intentan reconstruir en los ensayos para poder estudiar el comportamiento del flujo durante los mismos.

Las lecturas obtenidas en el banco de flujo se capturan y procesan en un programa de computadora, que nos proporciona el coeficiente de flujo correspondiente del o de los dispositivos a caracterizar. El acoplamiento de tales dispositivos al banco de flujo requiere que se utilicen las dimensiones adecuadas que asemejen las condiciones reales del desempeño del motor o elemento a caracterizar.



1. Placas de orificio. 2. depósito de remanso 3. conducto flexible con brida al turbosoplador (aspiración / impulsión). 4. válvulas de paso de la línea uno. 5. válvulas de paso de la línea dos. 6. válvulas de control de los tableros. 7. motor eléctrico. 8. turbosoplador (generador de flujo). 9. tableros de lecturas. 10. sensores de temperatura.

Fig. 3.2 Esquema del banco de flujo estacionario

3.2 OPERACIÓN.

La operación del Banco de Flujo Estacionario depende del elemento que se analice y se rige por el siguiente procedimiento:

- Mediante una manguera flexible (ver figura 3.2) el turbosoplador se acopla a la toma del Banco de Flujo; dependiendo de la dirección que se requiera para el experimento (aspiración o impulsión).
- Enseguida se verifica que las válvulas en las líneas principales (1 y 2) estén abiertas o cerradas, optando por la resolución que se desee en las lecturas de los manómetros.
- Se verifica que las válvulas de los paneles de operación estén abiertas y cerradas correctamente dependiendo de la dirección del flujo.
- Observar que las regletas que se encuentran en los paneles de medición marquen ceros en las columnas de vidrio (manómetros diferenciales).
- Verificar que las temperaturas registradas por el panel de control sean correctas (la temperatura del aire en los distintos puntos de medición inciden directamente en la evaluación de las propiedades del fluido, por consiguiente, en el valor de cada coeficiente de flujo).
- Dependiendo del tipo de elemento a ensayar, el ensamble puede ser de la siguiente manera:
 - En caso de elementos en los que la geometría varía (sistemas de apertura como válvulas en culata o cuerpo de aceleración) se tiene que acoplar un mecanismo de medición (micrómetros) para registrar la apertura de los elementos a ensayar.

- En caso de elementos de geometría constante (como diafragmas, vénturi, conductos de escape, filtros). La medición de estos elementos se verá en el apartado de consideraciones para las tomas (3.2.2).
- Acoplar el dispositivo a caracterizar en el depósito de remanso, mediante una brida maquinada con las dimensiones adecuadas, en la parte superior del depósito.
- Cuando el elemento a caracterizar consta de una serie de conductos adicionales en los que existan fugas que interfieran con nuestras mediciones, se deberán cerrar o sellar completamente durante la caracterización de los mismos.
- Accionar el turbosoplador y esperar a la estabilización, del sistema completo a caracterizar (ésto es, que el nivel de los manómetros diferenciales se deben mantener constante); además, se debe evitar encender y apagar el mismo hasta concluir la toma de lecturas.
- Observar que en el interior de las columnas manométricas no se generen burbujas, ya que originarían lecturas erróneas.
- Una vez estabilizado el sistema se procede a realizar mediciones, tomando siempre en cuenta que no oscilen las columnas manométricas, para cada medición. De lo contrario, se cometerán errores considerables en las lecturas.

Las medidas que es preciso realizar son:

- Presión en el conducto activo de medida.
- Caída de presión a través del elemento activo.
- Temperatura del aire que circula por el conducto activo.
- Presión y temperatura ambiente.

➤ Presión y temperatura en el depósito de remanso.

Como las presiones medidas en las columnas son presiones manométricas, es preciso conocer el valor de la presión atmosférica para conocer el valor de las presiones absolutas del aire, lo que junto con la temperatura, posibilita el cálculo de los gastos reales y teóricos. Por otro lado, tanto la presión como la temperatura ambiente son valores de referencia de los ensayos, y además constituyen límites para el control de los ensayos en los elementos.

A continuación se muestra el formato que se utiliza para recopilar la información que se genera en el banco de flujo estacionario.

FECHA _____ LINEA _____ SENTIDO DEL FLUJO: _____
 P.ATM _____ T. AMB _____
 DISPOSITIVOS ACOPLADOS: _____

Posición mm	Paad	T3	Pdía	T2	Pdep	T1	Área Válvula.	Coefficiente de flujo	Sección efectiva
1									
2									
3									
4									
5									
6									
7									
8									
9									
10									

Tabla 3.1 Formato de toma de lecturas para el Banco de Flujo Estacionario

Usando los datos obtenidos en el Banco de Flujo Estacionario y mediante el programa de cálculo del coeficiente de flujo, solicita los datos siguientes:

- Línea utilizada (1 ó 2).
- Sentido de flujo (aspiración ó impulsión).
- Presión atmosférica en milímetros de mercurio (mm Hg).
- Temperatura ambiente (°C).

Las primeras siete columnas son las lecturas tomadas del banco de flujo (presiones en los manómetros diferenciales y temperaturas en el panel de control), que se requieren en el código de cálculo.

Posteriormente, el programa calcula el coeficiente de flujo con los resultados obtenidos, y se anotan los resultados en la octava columna. Conociendo el valor del área del asiento de la válvula, podemos calcular la sección efectiva.

3.2.1 CALIBRACIÓN.

La calibración consta de los siguientes pasos:

1. Las regletas graduadas para medir las pérdidas de presión en las columnas de agua, son deslizables ya que se tiene que poner a ceros en los tres paneles de operación para que las medidas con el equipo no tengan error.
2. Cerciorarse que los sensores de temperatura en sus 5 puntos estén funcionando adecuadamente, esto quiere decir comparar las temperaturas que marcan, con un termómetro exterior a la instalación (para saber si no están fuera del rango de la temperatura ambiente).
3. Verificar la línea de operación, ya que una de las líneas tiene más resolución en las columnas de agua para los elementos a caracterizar.

4. En caso de que se mida el levantamiento de válvulas en culata, se debe poner el micrómetro de carátula en la válvula a caracterizar, hay que ajustar este último de modo que marque cero, y en el tornillo (es el mecanismo que abre la válvula) que esté en el punto más cercano a la válvula para que se empiece a realizar la apertura de la válvula.
5. Verificar que el turbosoplador esté conectado correctamente a la toma de aire en el sentido de flujo requerido.

3.2.2 CONSIDERACIONES PARA LA TOMA DE MEDIDAS.

Al iniciar las mediciones se debe construir una pieza que servirá de acoplamiento entre el elemento a ensayar y el depósito del banco (remanso), esta se tiene que maquinar con las medidas que se requieren para los elementos a caracterizar. Se ensambla la cabeza y se le acopla el micrómetro en una base hecha conforme a su geometría. Si la válvula tiene ángulo de inclinación, se debe maquinar en la base tal inclinación, para que el dispositivo de apertura esté en el mismo eje de la misma. El dispositivo de apertura consta de un tornillo barrenado en su eje para que pueda introducirse el seguidor del micrómetro y no tenga dificultad o problemas para el seguimiento de la apertura de la válvula. Ésto es, que las lecturas en el micrómetro sean confiables, paso seguido se verifica que las válvulas de los paneles estén abiertas correctamente (aspiración: válvulas negras cerradas, válvulas rojas abiertas; impulsión: Válvulas negras abiertas, válvulas rojas cerradas) corresponde al sentido del flujo requerido. Posteriormente se selecciona la línea para tener mejor resolución, observando en este paso que la conexión del turbo soplador esté en el flujo requerido (aspiración o impulsión).

Si el elemento a caracterizar es de paso, es decir, que la entrada del elemento es constante en su geometría, pues se tendrá exclusivamente una lectura ya que no tiene sistema o mecanismo de apertura, posteriormente se inician las lecturas con los dispositivos que se tengan que analizar, observando que no existan fugas en los elementos a caracterizar.

CAPITULO 4. EXPERIMENTACIÓN Y CARACTERIZACIÓN.

4.1 CARACTERIZACIÓN DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO

El banco de flujo estacionario es un equipo que se construyó en el Laboratorio de Control de Emisiones, con el cual se han hecho ensayos en varios elementos que componen el sistema de admisión de diferentes motores.

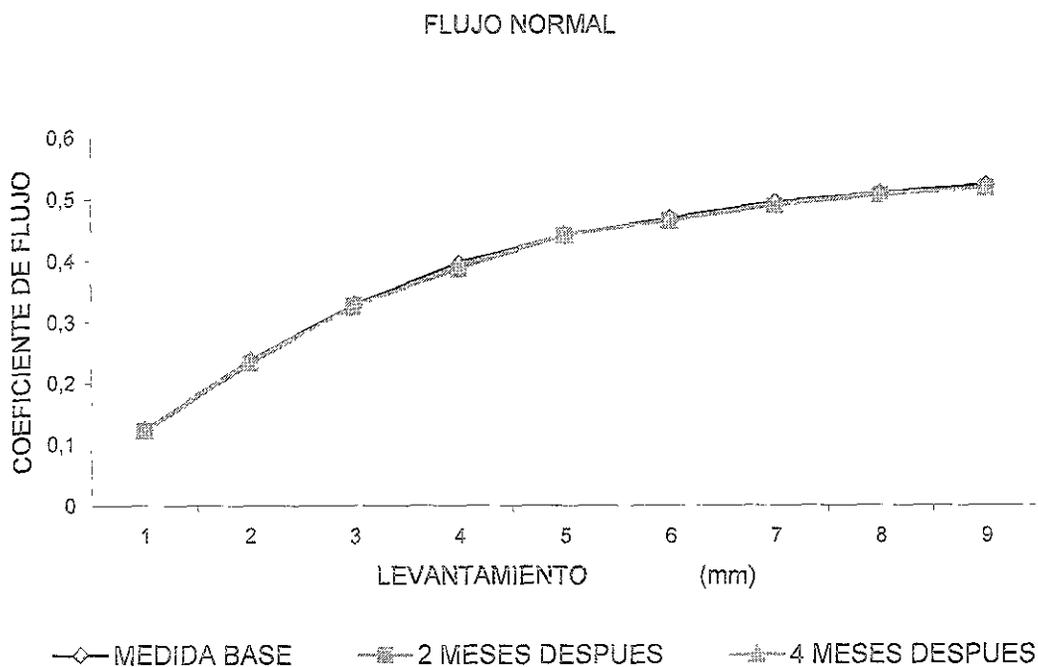
Como parte de los trabajos que se han realizado con este equipo, los autores de la presente tesis han participado en la caracterización de una culata y múltiple de admisión de un motor de 1.6 litros y también en la caracterización de los componentes del sistema de admisión de un motor de 2.0 litros. Esto último, con el fin de analizar un diseño de motor reciente, que aún no sale al mercado. Con esto tuvimos oportunidad de confirmar la repetibilidad y confiabilidad del Banco de Flujo Estacionario.

4.1.1 REPETIBILIDAD DE LAS MEDICIONES A TRAVES DEL TIEMPO Y CON DIFERENTES CAUDALES.

Las primeras mediciones en el Banco de Flujo Estacionario tienen por objeto evaluar el comportamiento del mismo bajo distintas condiciones de operación. Las variables principales que intervienen en su operación son la presión del aire en diferentes puntos del sistema o dispositivo a evaluar y su temperatura correspondiente. Con el fin de determinar si las condiciones ambientales influyen en los resultados, se realizaron diferentes mediciones bajo diferentes condiciones.

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo (medida base)	Coefficiente de flujo (2 meses después)	Coefficiente de flujo (4 meses después)
1	0,1239	0,1221	0,1234
2	0,2386	0,2337	0,2381
3	0,3288	0,3291	0,3258
4	0,3971	0,3878	0,3937
5	0,4422	0,4427	0,4431
6	0,4699	0,466	0,4673
7	0,4964	0,4904	0,4942
8	0,5105	0,5071	0,5099
9	0,5236	0,5187	0,5195

Tabla 4.1 Mediciones del coeficiente de flujo en culatas de motor 1.6 L a través del tiempo.

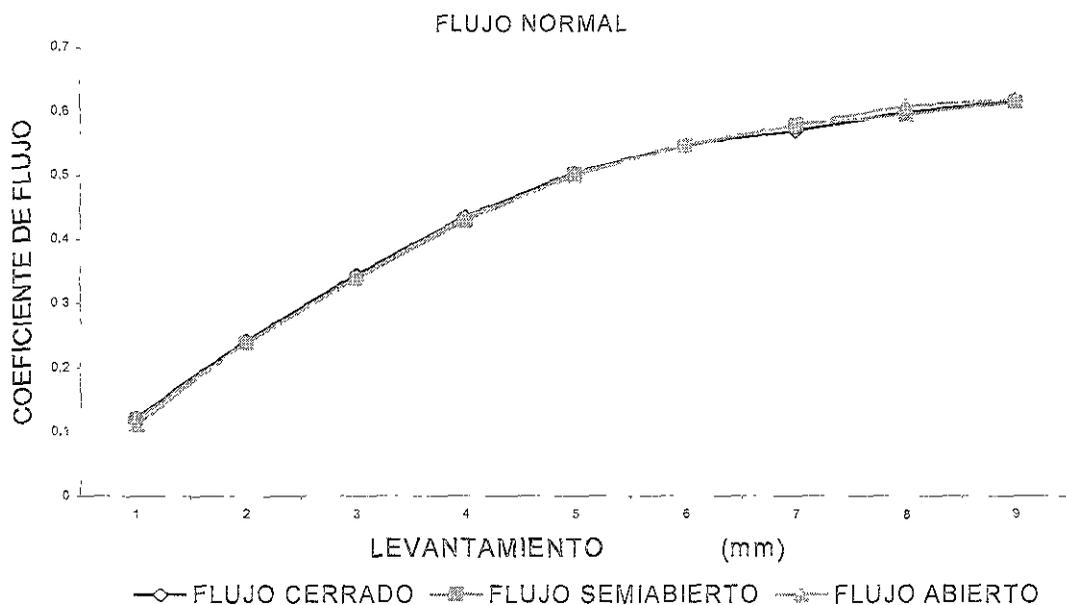


Gráfica 4.1 Mediciones del coeficiente de flujo en culatas de motor 1.6 L a través del tiempo.

En los resultados obtenidos en la tabla 4.1, se observa que las variaciones en el tiempo de las mediciones respecto a la medida base no rebasan una diferencia mayor al 2%. Gráficamente las curvas son idénticas. Se observa que, a pesar de la dependencia a la temperatura, las condiciones meteorológicas no influyen en los valores de los coeficientes de flujo.

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo (flujo cerrado)	Coefficiente de flujo (flujo semi-abierto)	Coefficiente de flujo (flujo abierto)
1	0,123	0,121	0,111
2	0,242	0,239	0,2395
3	0,3445	0,3386	0,3399
4	0,4354	0,4292	0,4345
5	0,5049	0,5035	0,5001
6	0,5481	0,5464	0,5485
7	0,5701	0,5799	0,5792
8	0,5992	0,5952	0,6088
9	0,6174	0,6155	0,6195

Tabla 4.2 Mediciones del coeficiente de flujo en culatas de motor 1.6 L



Gráfica 4.2 Mediciones del coeficiente de flujo en culatas de motor 1.6 L con diferentes caudales.

En los resultados obtenidos en la tabla 4.2, se observa que las variaciones en el cambio de caudal de aire de las mediciones, no rebasan una diferencia mayor al 2%. Así como las condiciones meteorológicas no influyen en los valores de los coeficientes de flujo, tampoco influyen las variaciones de caudal. Esto quiere decir que el Coeficiente de Flujo es producto de las variaciones en la geometría del conducto analizado.

4.1.2 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN DE UN MOTOR DE 1.6 LITROS.

Los resultados obtenidos en la sección anterior, determinan la confiabilidad de los resultados que arroja el análisis en el Banco de Flujo Estacionario, y se sustenta, con la repetibilidad de los resultados, del estudio de los dispositivos que componen el sistema de admisión. A continuación, se revierte el procedimiento de caracterización: analizando los coeficientes de flujo del sistema de admisión

4.1.3 PROPUESTA DE REDISEÑO DEL SISTEMA DE ADMISIÓN ORIGINAL.

Con los resultados anteriores, que aseguran la veracidad de la instalación, se procede a hacer un prototipo modificando la geometría del múltiple de admisión original, los resultados a continuación se muestran en la tabla 4.3, tomando como base el múltiple estándar del motor 1.6 L.

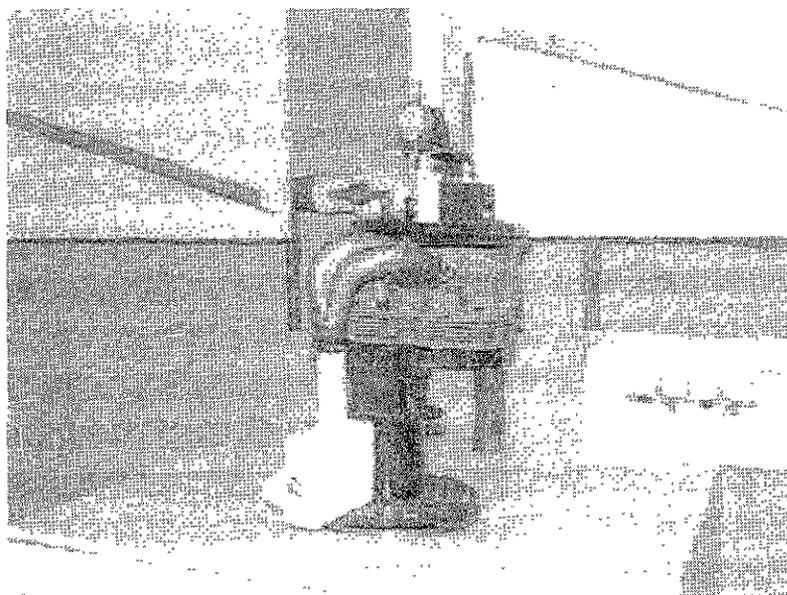


Fig. 4.1 Acoplamiento del múltiple de admisión prototipo para mediciones en el Banco de Flujo

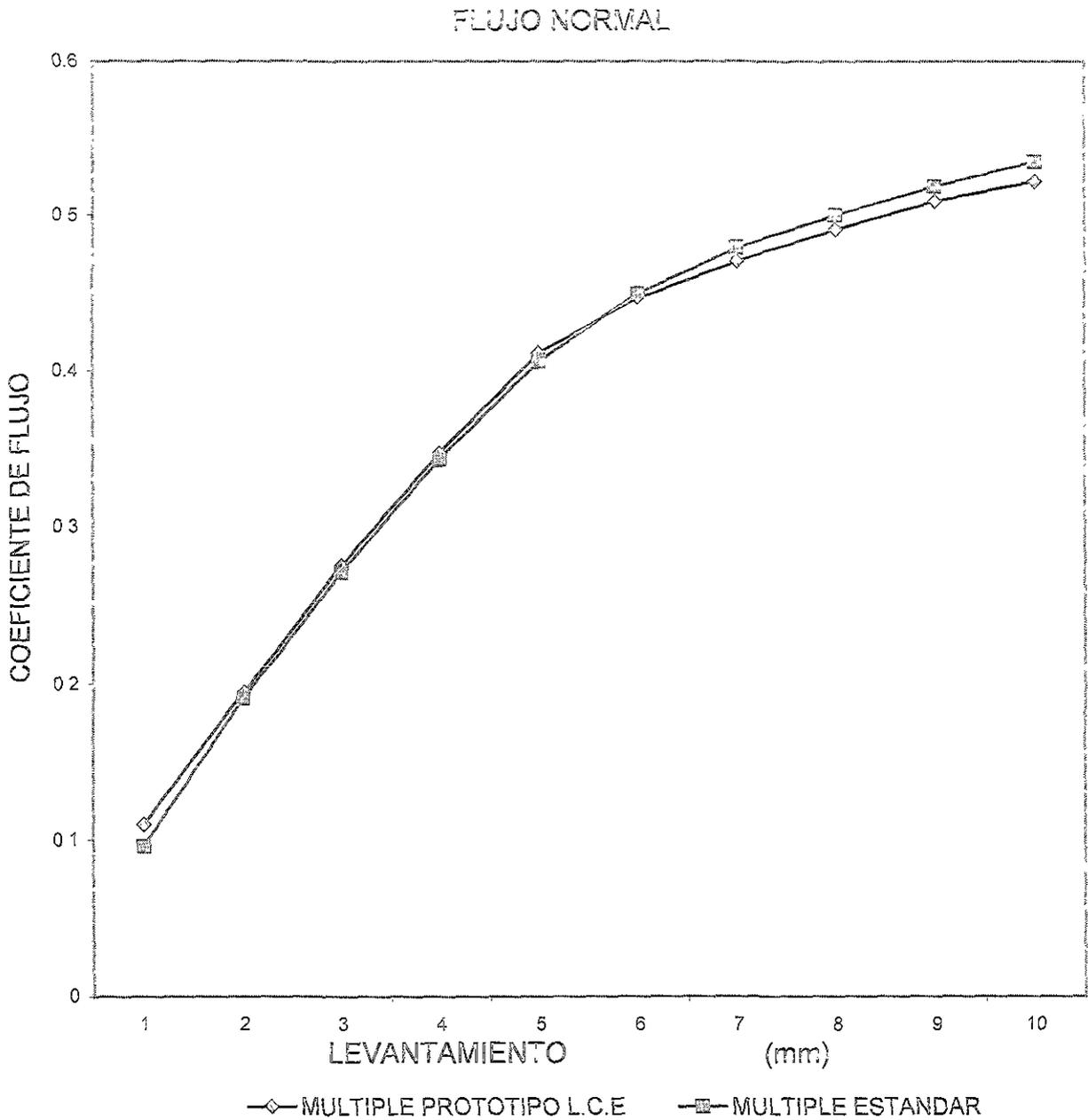
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo (prototipo L.C.E.)	coeficiente de flujo (diseño original)	% diferencia
1	0.1101	0.09605	14.627798
2	0.1949	0.1909	2.09533787
3	0.2754	0.2713	1.51124217
4	0.3472	0.3431	1.19498688
5	0.4115	0.4058	1.40463282
6	0.4473	0.4504	-0.68827709
7	0.4711	0.4795	-1.75182482
8	0.4909	0.5001	-1.83963207
9	0.5088	0.5185	-1.8707811
10	0.5217	0.5345	-2.39476146

Tabla 4.3 Mediciones del coeficiente de flujo en sistema de aspiración, en el múltiple estándar y prototipo del motor 1.6 L

La grafica 4.3 muestra al inicio de las mediciones que el prototipo arroja coeficientes de flujo mayores que el original, hasta el punto 5 que empieza a decaer pero se mantiene constante indicando así que este prototipo no es tan deficiente en su funcionamiento con respecto al múltiple estándar.

Tomando en cuenta que cada leva del motor 1.6 L no abre cada válvula más de 7 milímetros, podemos concluir que dentro del rango de apertura de la válvula, el coeficiente de flujo resultante es mayor, o por lo menos prácticamente el mismo, que el producido por el diseño original del motor; de este modo, el prototipo puede servir como base para modificaciones geométricas que incrementen el coeficiente de flujo y aplicar un rediseño eficiente, y por consiguiente, mejorar el desempeño del motor.

De la tabla 4.3, la columna de porcentaje de diferencia muestra como hasta los 5 milímetros de levantamiento de la válvula el prototipo muestra un aporte mayor de flujo a la culata, siendo significativo principalmente los primeros 2 milímetros, en los cuales la diferencia varía del 14% al 2%. Dentro del rango señalado (5 mm), la diferencia es mayor al 1%, mostrando un aporte mayor de aire a la cámara de combustión que el múltiple original.



Gráfica 4.3 Mediciones del coeficiente de flujo en sistema de aspiración, en el múltiple estándar y prototipo del motor 1.6 L

En la gráfica 4.3 se observa el comportamiento descrito de manera más palpable. El rango mencionado de 7 mm presenta una ligera ventaja del prototipo sobre la pieza estándar. Y en levantamientos mayores de la válvula, se reduce el coeficiente de flujo respecto al componente original.

4.2 EXPERIMENTACIÓN Y CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN DE UN MOTOR DE 2L.

4.2.1 MEDIDAS DEL COEFICIENTE DE FLUJO.

En los apartados siguientes, el procedimiento que ya se ha mencionado se repite milímetro a milímetro de levantamiento de la válvula y se calcula el coeficiente de flujo para ver la pérdida de presión cuando se va acoplando elemento por elemento del sistema de admisión. Los datos obtenidos se muestran en las tablas siguientes.

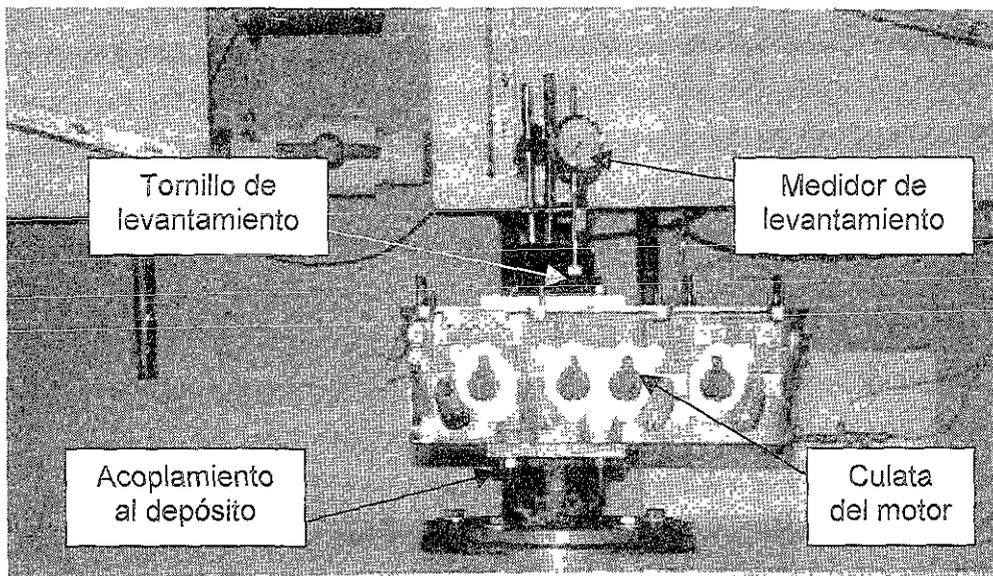


Fig. 4.2 Ensamble de la culata sobre el depósito del Banco de Flujo

◦ MEDIDAS DEL COEFICIENTE DE FLUJO DE LA CABEZA DEL MOTOR.

En el presente trabajo, los componentes estudiados son los de un motor Volkswagen 2 litros. Para la medida del coeficiente de flujo del motor a estudio se procedió a montar la culata en el banco de flujo como se indica en la figura 4.2 empujando con un tornillo cada una de las válvulas de manera que se pudiese medir milímetro a milímetro su levantamiento.

En este apartado únicamente se caracteriza la culata, haciendo circular el flujo en ambos sentidos, en el esquema siguiente se muestra el sentido normal e inverso del flujo que pasa por la válvula. Para la sección efectiva se multiplica el área de la

válvula por el coeficiente de flujo; el coeficiente de flujo se obtiene mediante los datos transformados por un programa, obtenidos mediante el Banco de Flujo Estacionario y el diámetro de la válvula es 0.036 m. El resultado obtenido de los coeficientes de flujo aparece en la gráfica 4.4.

Tabla 4.4 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo en sentido normal (aspiración)	Coefficiente De flujo en sentido inverso (impulsión)	Sección efectiva flujo normal (m^2)	Sección efectiva flujo inverso (m^2)
1	0.0759	0.078	0.0027324	0.002808
2	0.1539	0.165	0.0055404	0.00594
3	0.243	0.246	0.008748	0.008856
4	0.324	0.32	0.011664	0.01152
5	0.393	0.389	0.014148	0.014004
6	0.45	0.447	0.0162	0.016092
7	0.488	0.495	0.017568	0.01782
8	0.501	0.528	0.018.36	0.019008
9	0.499	0.553	0.017964	0.019908
10	0.501	0.572	0.018036	0.020592

Tabla 4.5 CILINDRO # 2

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo en sentido normal (aspiración)	Coefficiente De flujo en sentido inverso (impulsión)	Sección efectiva flujo normal (m^2)	Sección efectiva flujo inverso (m^2)
1	0.078	0.079	0.002808	0.002844
2	0.161	0.169	0.005796	0.006084
3	0.242	0.249	0.008712	0.008964
4	0.325	0.318	0.0117	0.011448
5	0.391	0.388	0.014076	0.013968
6	0.45	0.443	0.0162	0.015948
7	0.492	0.492	0.017712	0.017712
8	0.502	0.528	0.018072	0.019008
9	0.5	0.556	0.018	0.020016
10	0.502	0.578	0.018072	0.020808

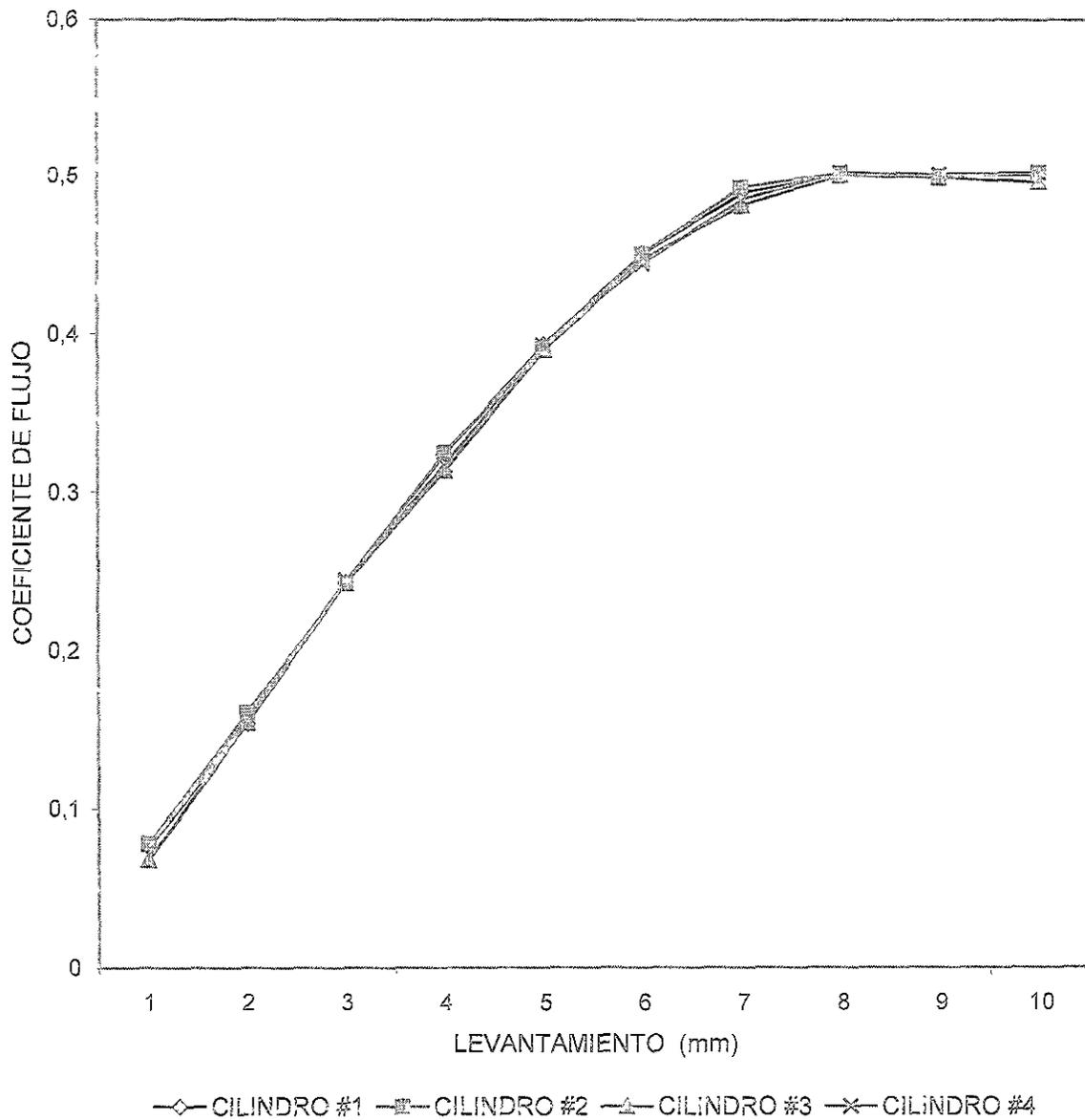
Tabla 4.6 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo en sentido normal (aspiración)	Coefficiente De flujo en sentido inverso (impulsión)	Sección efectiva flujo normal (m^2)	Sección efectiva flujo inverso (m^2)
1	0.0679	0.076	0.0024444	0.002736
2	0.1545	0.169	0.005562	0.006084
3	0.2425	0.254	0.00873	0.009144
4	0.3135	0.325	0.011286	0.0117
5	0.3895	0.385	0.014022	0.01386
6	0.4465	0.442	0.016074	0.015912
7	0.4805	0.49	0.017298	0.01764
8	0.4999	0.519	0.0179964	0.018684
9	0.4985	0.54	0.017946	0.01944
10	0.4955	0.559	0.017838	0.020124

Tabla 4.7 CILINDRO # 4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de flujo en sentido normal (aspiración)	Coefficiente De flujo en sentido inverso (impulsión)	Sección efectiva flujo normal (m^2)	Sección efectiva flujo inverso (m^2)
1	0.0784	0.077	0.0028224	0.002772
2	0.157	0.165	0.005652	0.00594
3	0.244	0.25	0.008784	0.009
4	0.317	0.32	0.011412	0.01152
5	0.393	0.38	0.014148	0.01368
6	0.444	0.443	0.015984	0.015948
7	0.484	0.488	0.017424	0.017568
8	0.502	0.518	0.018072	0.018648
9	0.501	0.547	0.018036	0.019692
10	0.502	0.562	0.018072	0.020232

COMPARACIÓN DEL COEFICIENTE DE FLUJO PARA LOS 4 CILINDROS DE LA CULATA DE UN MOTOR 2L



Grafica 4.4 Evolución del coeficiente de flujo conforme se va abriendo la válvula.

La gráfica 4.4 muestra que los coeficientes de flujo para cada puerto de la culata afectan de manera similar al coeficiente de flujo, produciendo pérdidas de magnitudes semejantes. Los resultados se consideran razonables debido a que la trayectoria del fluido es la misma en los cuatro puertos y a que su geometría es prácticamente idéntica.

- MEDIDA DEL COEFICIENTE DE FLUJO DE LA CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN.

A continuación aparecen los valores obtenidos del coeficiente de flujo por cilindro de los ensayos y en la gráfica 4.5 la representación del coeficiente de flujo para el sentido de aspiración, régimen bajo el cual se desempeñan normalmente los puertos analizados.

Tabla 4.8 CILINDRO #1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.1249	0.0044964
3	0.214	0.007704
4	0.295	0.01062
5	0.364	0.013104
6	0.421	0.015156
7	0.459	0.016524
8	0.472	0.016992
9	0.472	0.016992
10	0.472	0.016992

Tabla 4.9 CILINDRO # 2

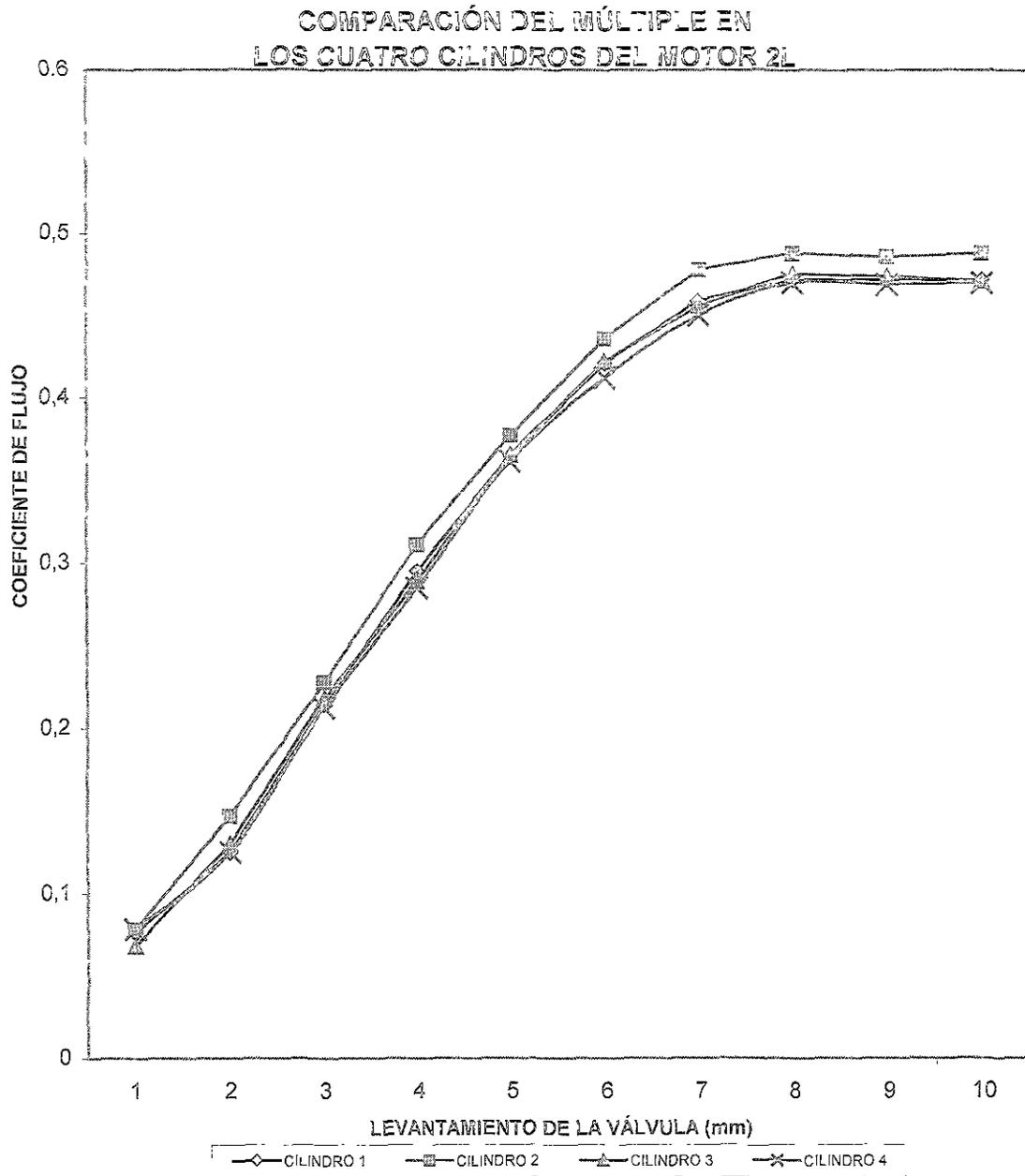
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.147	0.005292
3	0.228	0.008208
4	0.311	0.011196
5	0.377	0.013572
6	0.436	0.015696
7	0.478	0.017208
8	0.488	0.017568
9	0.486	0.017496
10	0.488	0.017568

Tabla 4.10 CILINDRO #3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.13	0.00468
3	0.218	0.007848
4	0.289	0.010404
5	0.365	0.01314
6	0.422	0.015192
7	0.456	0.016416
8	0.4754	0.0171144
9	0.474	0.017064
10	0.471	0.016956

Tabla 4.11 CILINDRO #4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.125	0.0045
3	0.212	0.007632
4	0.285	0.01026
5	0.361	0.012996
6	0.412	0.014832
7	0.45	0.0162
8	0.47	0.01692
9	0.469	0.016884
10	0.47	0.01692



Gráfica 4.5

El múltiple de admisión empieza a afectar la magnitud del coeficiente de flujo. Si se observa que en la gráfica 4.5 que para el cilindro 2 la distribución de flujo es mayor que en los cilindros restantes, los cuales, muestran coeficientes de flujo similares. También se observa que el cilindro 4 es el menos favorecido por el flujo que le distribuye el múltiple.

◦ MEDIDAS DEL COEFICIENTE DE FLUJO DEL CONJUNTO CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN + CUERPO DE ACELERACIÓN.

Del mismo modo se realizaron ensayos en el banco de flujo para determinar el coeficiente de flujo de todos los elementos que intervienen en el sistema de admisión del motor en función del levantamiento de la válvula para lo cual se efectuaron mediciones para distintas aberturas de la válvula, desde 1 a 13 milímetros en intervalos de 1 milímetro utilizando un micrómetro para la ayuda del levantamiento de dicha válvula. Los resultados del coeficiente de flujo, después de la modificación, aparecen en la gráfica 3.3

Tabla 4.12 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.1179	0.0042444
3	0.207	0.007452
4	0.288	0.010368
5	0.357	0.012852
6	0.414	0.014904
7	0.452	0.016272
8	0.465	0.01674
9	0.465	0.01674
10	0.465	0.01674

Tabla 4.13 CILINDRO # 2

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.142	0.005112
3	0.223	0.008028
4	0.306	0.011016
5	0.372	0.013392
6	0.431	0.015516
7	0.473	0.017028
8	0.483	0.017388
9	0.481	0.017316
10	0.483	0.017388

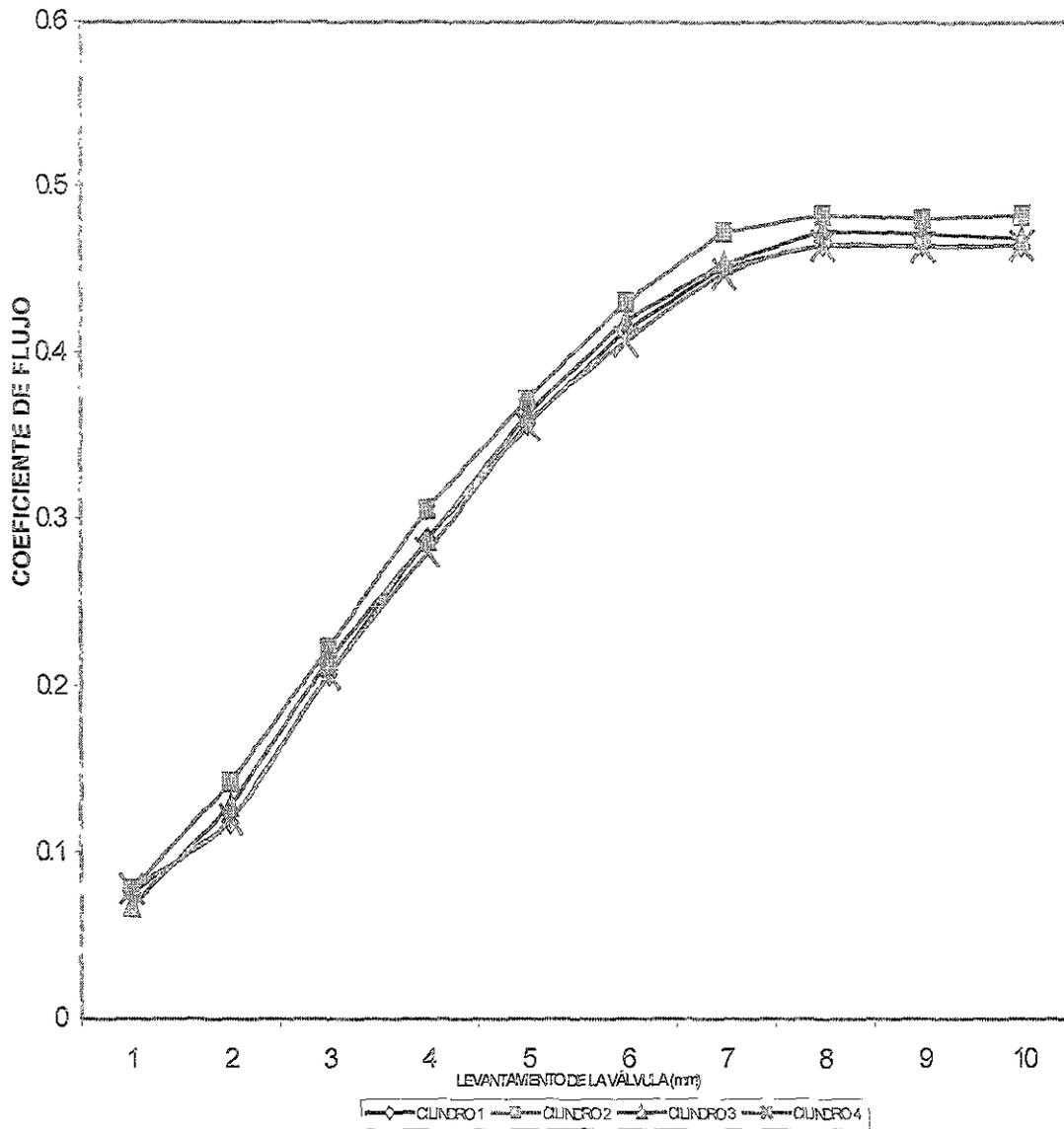
Tabla 4.14 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.128	0.004608
3	0.216	0.007776
4	0.287	0.010332
5	0.363	0.013068
6	0.42	0.01512
7	0.454	0.016344
8	0.4734	0.0170424
9	0.472	0.016992
10	0.469	0.016884

Tabla 4.15 CILINDRO # 4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.12	0.00432
3	0.207	0.007452
4	0.28	0.01008
5	0.356	0.012816
6	0.407	0.014652
7	0.447	0.016092
8	0.465	0.01674
9	0.464	0.016704
10	0.465	0.01674

COMPARACIÓN DEL CUERPO DE ACELERACIÓN EN
LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR 2.



Gráfica 4.6

La gráfica 4.6 muestra que al acoplar la caja de mariposa no se incrementan las pérdidas significativamente, respecto a la gráfica anterior. Continúa la tendencia de perturbar en menor medida la adición de los conductos al cilindro 2; mientras que a los restantes, y sobretodo al cilindro 4, cada vez se reduce más el Coeficiente de Flujo.

- MEDIDAS DEL COEFICIENTE DE FLUJO DEL CONJUNTO CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN + CUERPO DE ACELERACIÓN + CONDUCTO INTERMEDIO.

Se repite nuevamente el procedimiento de añadir un conducto más del sistema de admisión (conducto intermedio). Los resultados de las mediciones se muestran a continuación para los cuatro cilindros.

Tabla 4.16 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.1179	0.0042444
3	0.207	0.007452
4	0.288	0.010368
5	0.357	0.012852
6	0.414	0.014904
7	0.452	0.016272
8	0.465	0.01674
9	0.465	0.01674
10	0.465	0.01674

Tabla 4.17 CILINDRO # 2

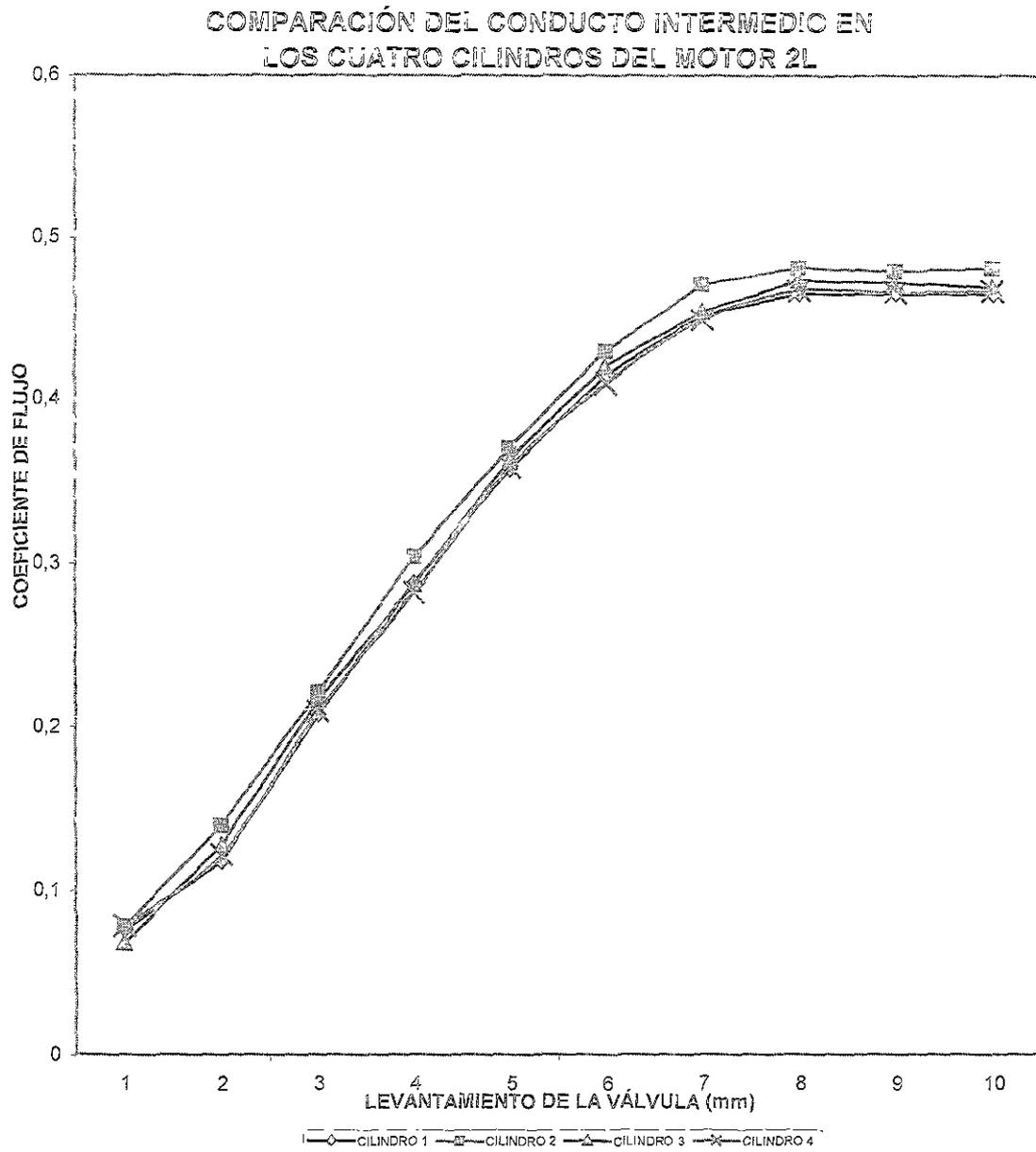
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.14	0.00504
3	0.221	0.007956
4	0.304	0.010944
5	0.37	0.01332
6	0.429	0.015444
7	0.471	0.016956
8	0.481	0.017316
9	0.479	0.017244
10	0.481	0.017316

Tabla 4.18 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.128	0.004608
3	0.216	0.007776
4	0.287	0.010332
5	0.363	0.013068
6	0.42	0.01512
7	0.454	0.016344
8	0.4734	0.0170424
9	0.472	0.016992
10	0.469	0.016884

Tabla 4.19 CILINDRO # 4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.122	0.004392
3	0.209	0.007524
4	0.282	0.010152
5	0.358	0.012888
6	0.409	0.014724
7	0.449	0.016164
8	0.467	0.016812
9	0.466	0.016776
10	0.467	0.016812



Gráfica 4.7

En la gráfica 4.7 se distingue que los valores de los coeficientes no favorecen tanto esta vez al cilindro 2, pero aún es la mejor distribución de flujo a este cilindro. El portafiltra es el segundo en contribuir a las reducciones notables en la magnitud de los Coeficientes de Flujo: dos tercios de las que produce el múltiple de admisión.

- MEDIDA DEL COEFICIENTE DE FLUJO DEL CONJUNTO CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN + CUERPO DE ACELERACIÓN + CONDUCTO INTERMEDIO + PORTA FILTRO.

Una consideración importante para realizar estas mediciones, consiste en mantener la mariposa de la caja totalmente abierta, consiguiéndose esto mediante un dispositivo que fue acopiado al chicote del acelerador una vez conseguido esto, se prosiguió a efectuar los ensayos los resultados de este apartado aparecen en la tabla y gráfica 3.4.

Tabla 4.20 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.0969	0.0034884
3	0.186	0.006696
4	0.267	0.009612
5	0.336	0.012096
6	0.393	0.014148
7	0.431	0.015516
8	0.444	0.015984
9	0.444	0.015984
10	0.444	0.015984

Tabla 4.21 CILINDRO # 2

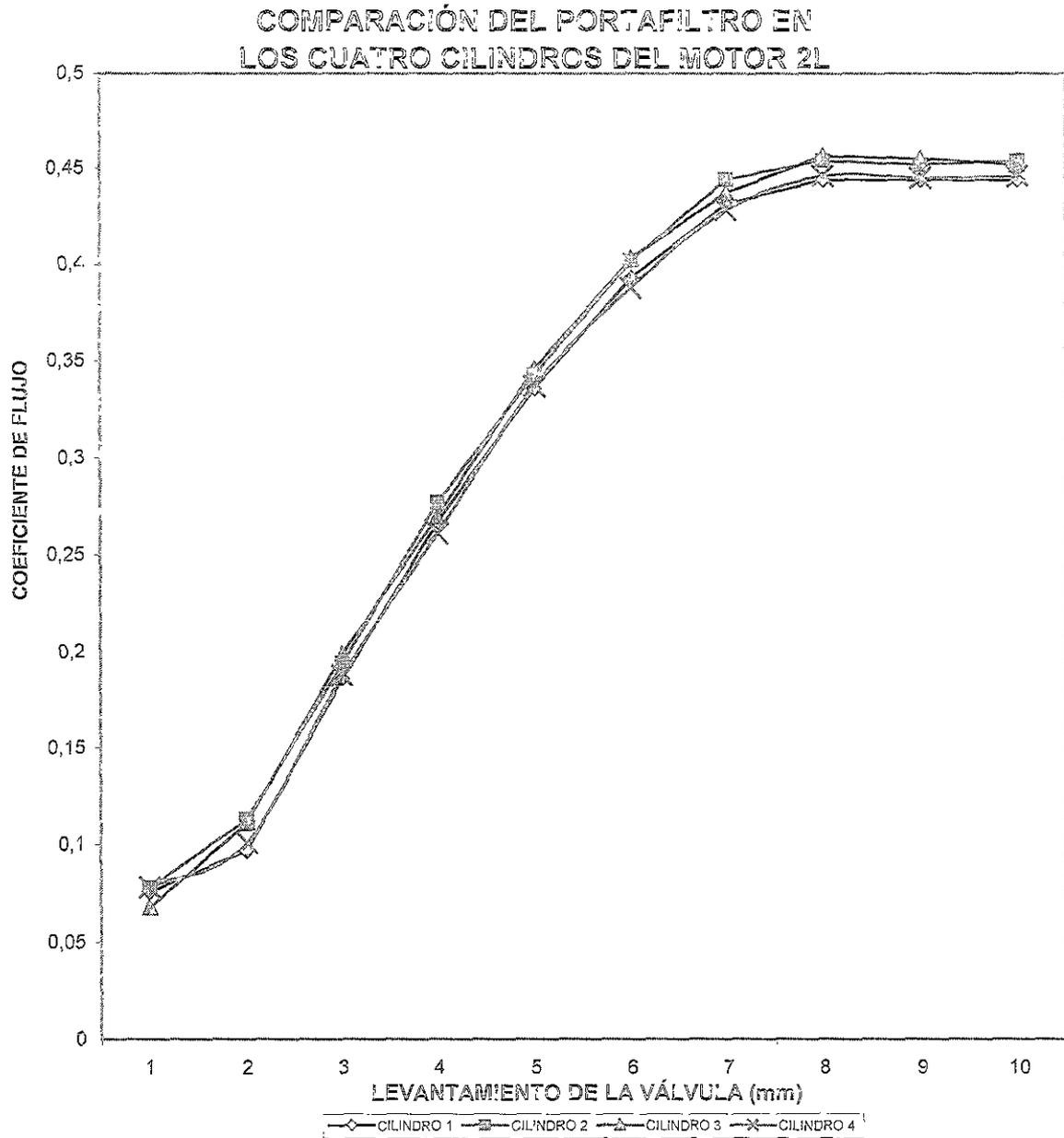
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.113	0.004068
3	0.194	0.006984
4	0.277	0.009972
5	0.343	0.012348
6	0.402	0.014472
7	0.444	0.015984
8	0.454	0.016344
9	0.452	0.016272
10	0.454	0.016344

Tabla 4.22 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.111	0.003996
3	0.199	0.007164
4	0.27	0.00972
5	0.346	0.012456
6	0.403	0.014508
7	0.437	0.015732
8	0.4564	0.0164304
9	0.455	0.01638
10	0.452	0.016272

Tabla 4.23 CILINDRO # 4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.101	0.003636
3	0.188	0.006768
4	0.261	0.009396
5	0.337	0.012132
6	0.388	0.013968
7	0.428	0.015408
8	0.446	0.016056
9	0.445	0.01602
10	0.446	0.016056



Gráfica 4.8

La influencia del portafiltro es semejante para los cuatro cilindros, como se observa en la gráfica 4.8. La diferencia que mostraba en gráficos anteriores la curva del cilindro 2 disminuye de manera notoria, y el comportamiento global se hace más uniforme; lo que es más satisfactorio para el desempeño del motor.

- MEDIDA DEL COEFICIENTE DE FLUJO DEL CONJUNTO CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN + CUERPO DE ACELERACIÓN + PORTA FILTRO + FILTRO.

Para la medida del coeficiente de flujo de los elementos mencionados en este apartado se utilizó el filtro original del motor en estudio, montando el conjunto porta filtro y filtro a la entrada de la caja de mariposa fijando el conjunto con una torre especial donde aparece en la figura y los resultados aparecen en la gráfica 4.8.

Tabla 4.24 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.0939	0.0033804
3	0.183	0.006588
4	0.264	0.009504
5	0.333	0.011988
6	0.39	0.01404
7	0.428	0.015408
8	0.441	0.015876
9	0.441	0.015876
10	0.441	0.015876

Tabla 4.25 CILINDRO # 2

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.114	0.004104
3	0.195	0.00702
4	0.278	0.010008
5	0.344	0.012384
6	0.403	0.014508
7	0.445	0.01602
8	0.455	0.01638
9	0.453	0.016308
10	0.455	0.01638

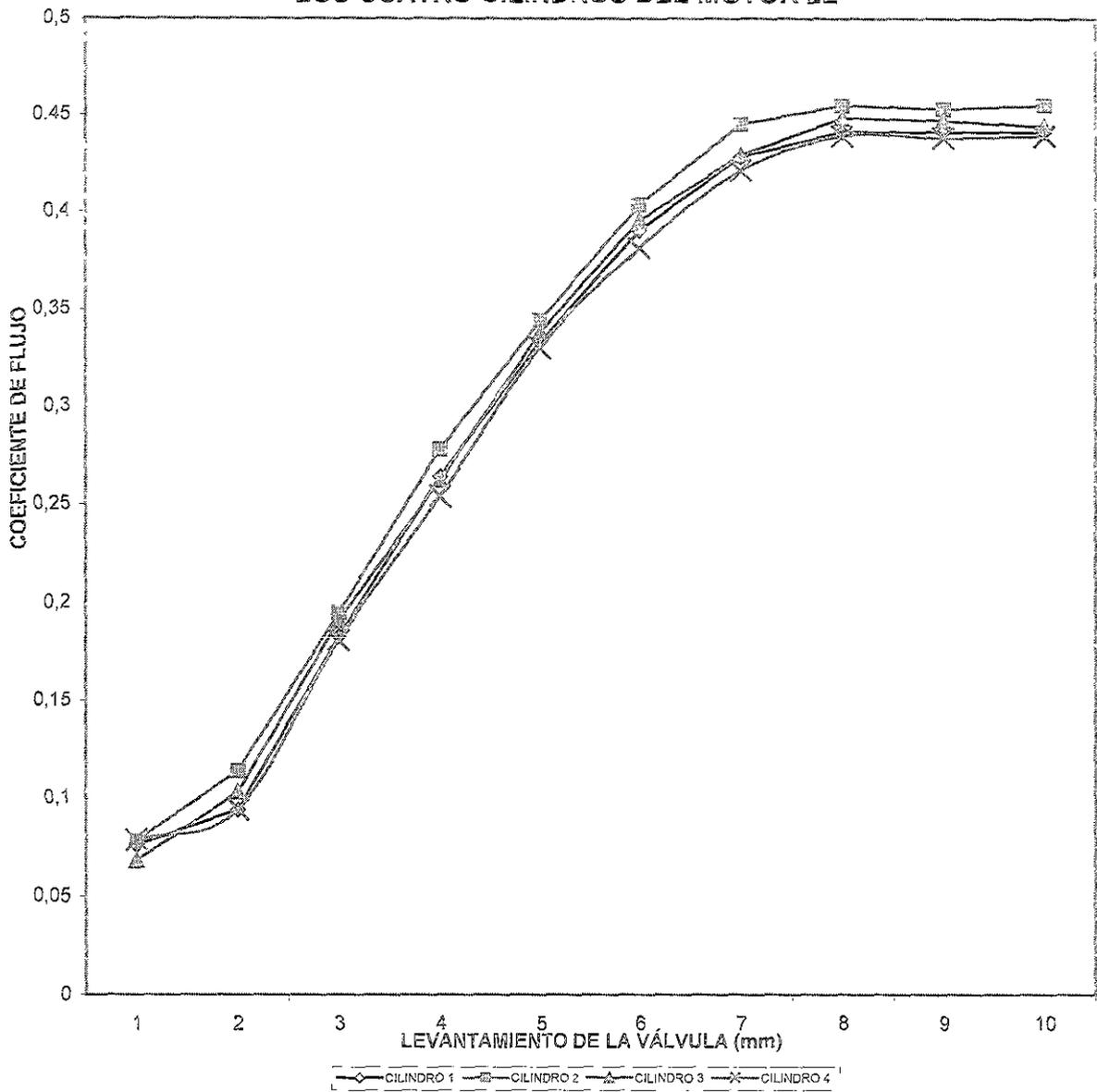
Tabla 4.26 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.103	0.003708
3	0.191	0.006876
4	0.262	0.009432
5	0.338	0.012168
6	0.395	0.01422
7	0.429	0.015444
8	0.4484	0.0161424
9	0.447	0.016092
10	0.444	0.015984

Tabla 4.27 CILINDRO # 4

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.094	0.003384
3	0.181	0.006516
4	0.254	0.009144
5	0.33	0.01188
6	0.381	0.013716
7	0.421	0.015156
8	0.439	0.015804
9	0.438	0.015768
10	0.439	0.015804

COMPARACIÓN DEL FILTRO EN
LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR 2L



Gráfica 4.9

Nuevamente se presenta una diferencia entre el cilindro 2 y los demás, como se observa en la gráfica 4.9. El resto de los cilindros muestra un comportamiento similar, respecto a la tendencia presente en gráficas anteriores. Un fenómeno particular se define por el hecho de que el portafiltro produce mayores pérdidas sin tener el filtro acoplado; es decir, el portafiltro como conducto reduce el coeficiente de flujo en mayor medida que el filtro en sí.

- MEDIDA DEL COEFICIENTE DE FLUJO DEL CONJUNTO CABEZA + MÚLTIPLE DE ADMISIÓN + CUERPO DE ACELERACIÓN + PORTA FILTRO + FILTRO + CONDUCTO FINAL.

Como en los puntos anteriores se realizaron los ensayos en el banco de flujo con todos los elementos del motor obteniendo resultados como los que se ilustran en la gráfica 4.9.

Tabla 4.28 CILINDRO # 1

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0759	0.0027324
2	0.0839	0.0030204
3	0.173	0.006228
4	0.254	0.009144
5	0.323	0.011628
6	0.38	0.01368
7	0.418	0.015048
8	0.431	0.015516
9	0.431	0.015516
10	0.431	0.015516

Tabla 4.29 CILINDRO # 2

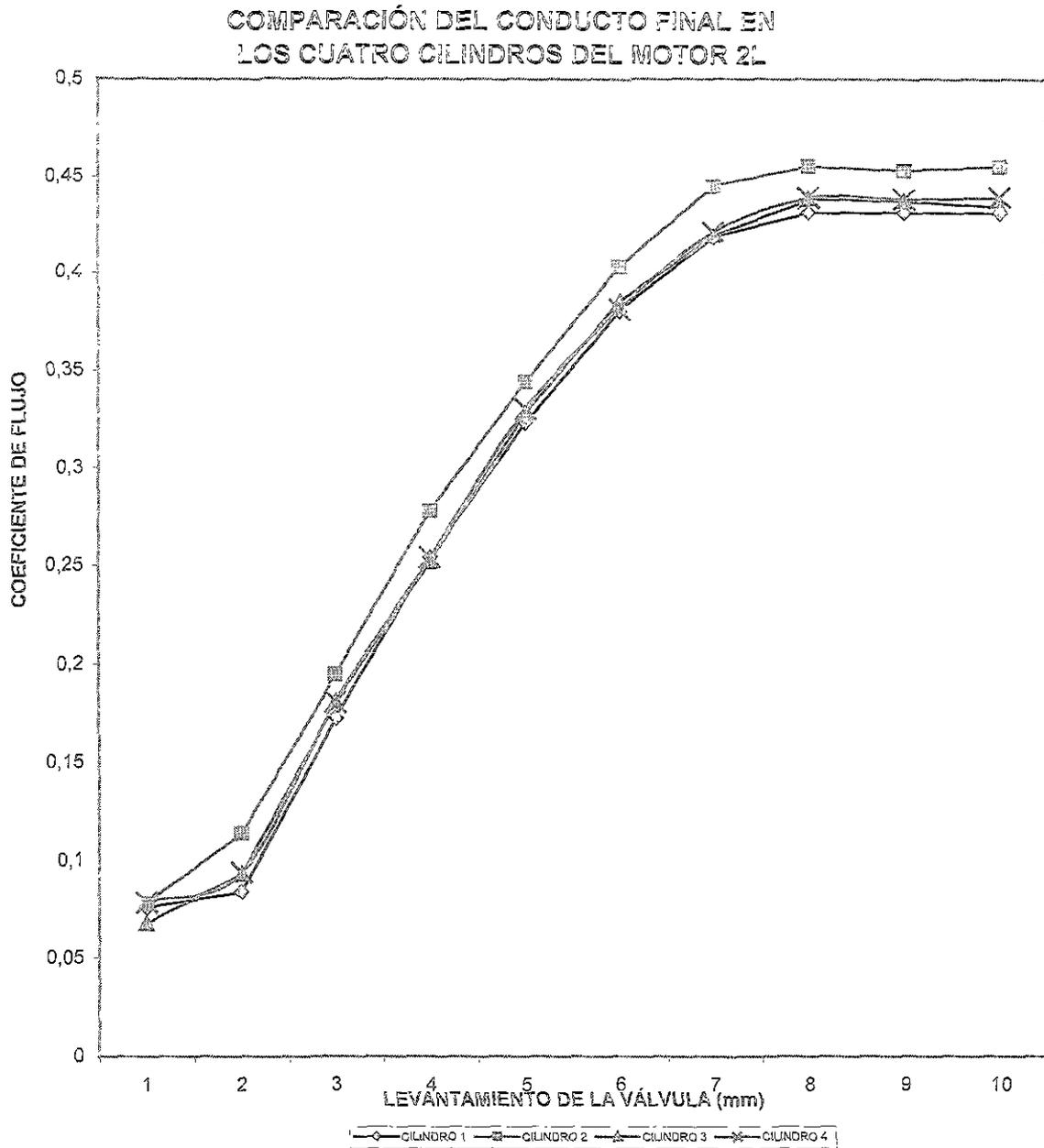
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.078	0.002808
2	0.114	0.004104
3	0.195	0.00702
4	0.278	0.010008
5	0.344	0.012384
6	0.403	0.014508
7	0.445	0.01602
8	0.455	0.01638
9	0.453	0.016308
10	0.455	0.01638

Tabla 4.30 CILINDRO # 3

Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0679	0.0024444
2	0.093	0.003348
3	0.181	0.006516
4	0.252	0.009072
5	0.328	0.011808
6	0.385	0.01386
7	0.419	0.015084
8	0.4384	0.0157824
9	0.437	0.015732
10	0.434	0.015624

Tabla 4.31 CILINDRO # 4

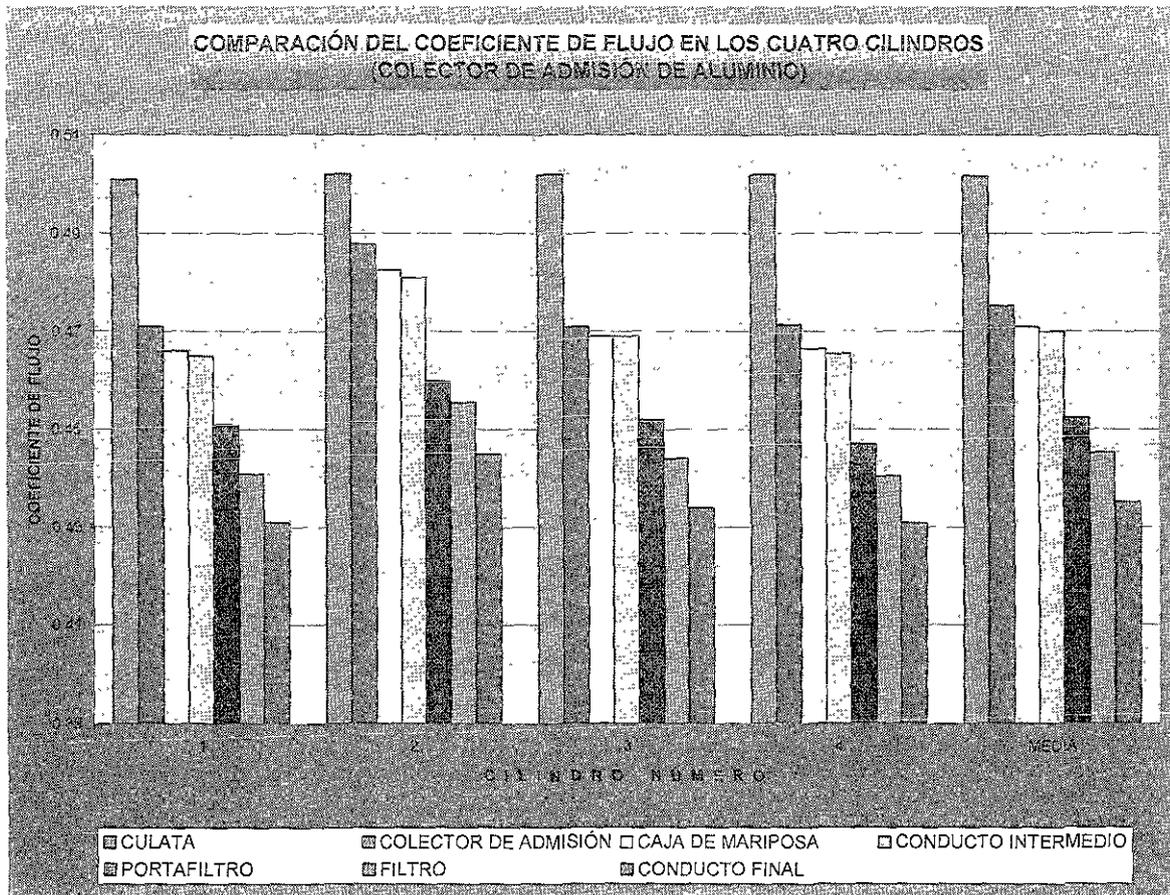
Levantamiento de la válvula (mm)	Coefficiente de descarga flujo normal (aspiración)	Sección efectiva flujo normal
1	0.0784	0.0028224
2	0.094	0.003384
3	0.181	0.006516
4	0.254	0.009144
5	0.33	0.01188
6	0.381	0.013716
7	0.421	0.015156
8	0.439	0.015804
9	0.438	0.015768
10	0.439	0.015804



Gráfica 4.10

En la gráfica 4.10 se observa como el acoplamiento del conducto final vuelve a favorecer la distribución del flujo hacia el cilindro 2 sobre los demás cilindros. Comparando los resultados de las gráficas anteriores, se observa la influencia de la geometría de los conductos, para facilitar o complicar la distribución del flujo hacia los distintos puertos del sistema de admisión.

En la gráfica 4.11 se muestra el comportamiento de los elementos del sistema de admisión involucrados en este estudio, así gráficamente se observa como el coeficiente de flujo tiene variación en los cuatro cilindros del motor de 2.0 L. Haciendo así una media para los elementos involucrados



Gráfica 4.11

o CÁLCULO DE LA SECCIÓN EFECTIVA DE LOS ELEMENTOS A ENSAYAR.

La sección efectiva del flujo es un concepto que se utiliza dentro de la mecánica de fluidos para poder obtener el flujo que se establece a través de una restricción a la sección de paso entre una presión aguas arriba y una presión aguas abajo. Se define el área efectiva como el producto del área de referencia por el Coeficiente de Flujo.

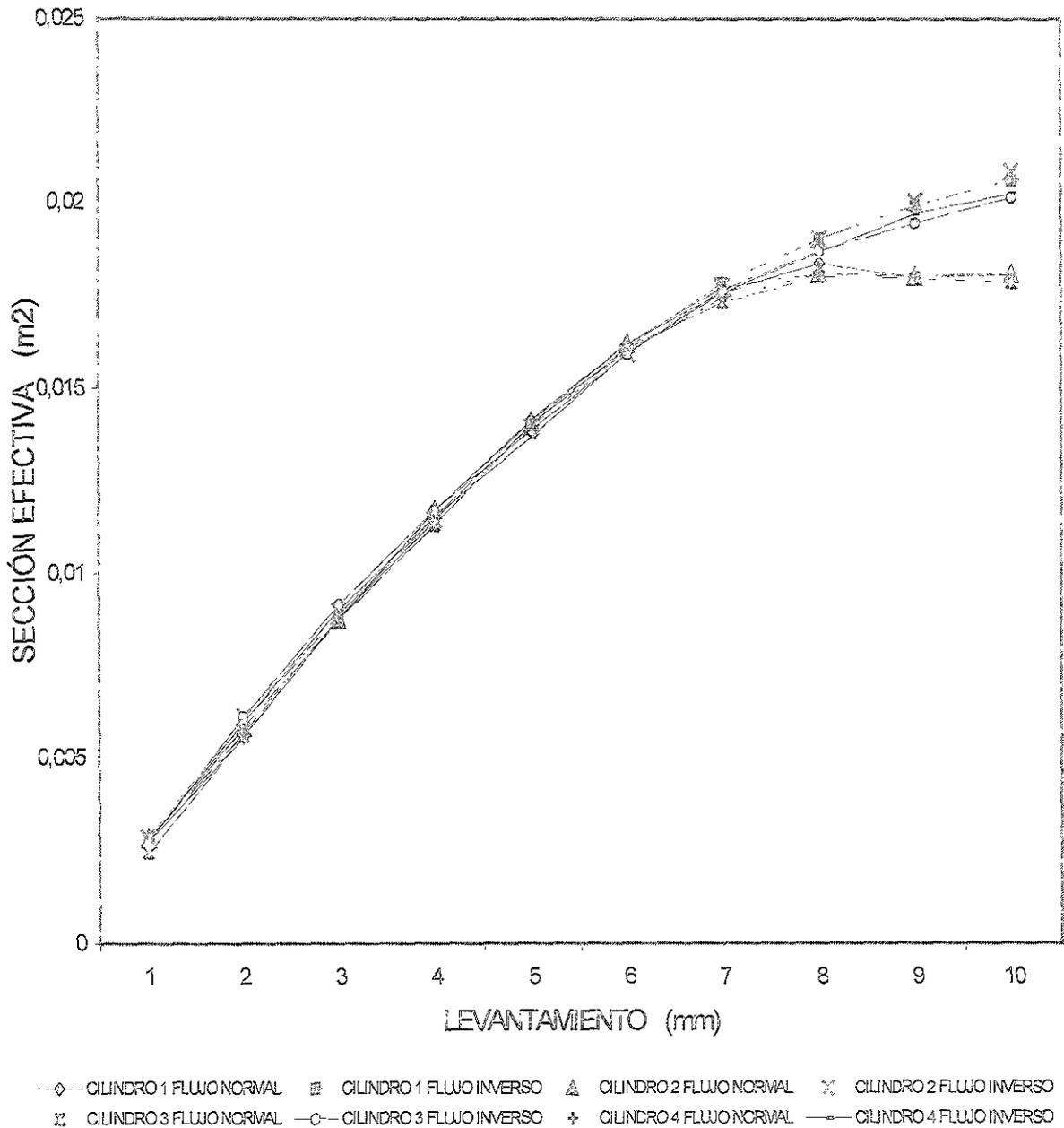
Para su determinación es necesario recurrir a una instalación experimental de un banco de flujo estacionario, en la cual se establece un determinado flujo de aire a través del conducto de la válvula y se mide la caída de presión que se produce y el caudal de aire circulante.

De este modo, con los datos mencionados se puede determinar la sección efectiva de paso y el coeficiente de flujo C_D que ofrece la restricción mencionada. Dividiendo el gasto real entre el gasto teórico que evaluamos mediante las fórmulas siguientes:

$$C_D = \frac{\dot{M}_{real}}{\dot{M}_{teórico}} \quad S_{efectiva} = A_g C_D$$

En la gráfica 4.12 muestra la comparación que se hace de la sección efectiva en los cuatro cilindros en el sistema de flujo de aspiración (normal) e impulsión (inverso). Esta grafica es representativa ya que los valores del coeficiente de flujo, están siendo variados por un parámetro (0.036) y por ende se omiten las gráficas de sección efectiva de cada elemento.

MEDICIÓN DE LA SECCIÓN EFECTIVA EN LA CABEZA DE UN MOTOR 2L (FLUJO NORMAL E INVERSO)



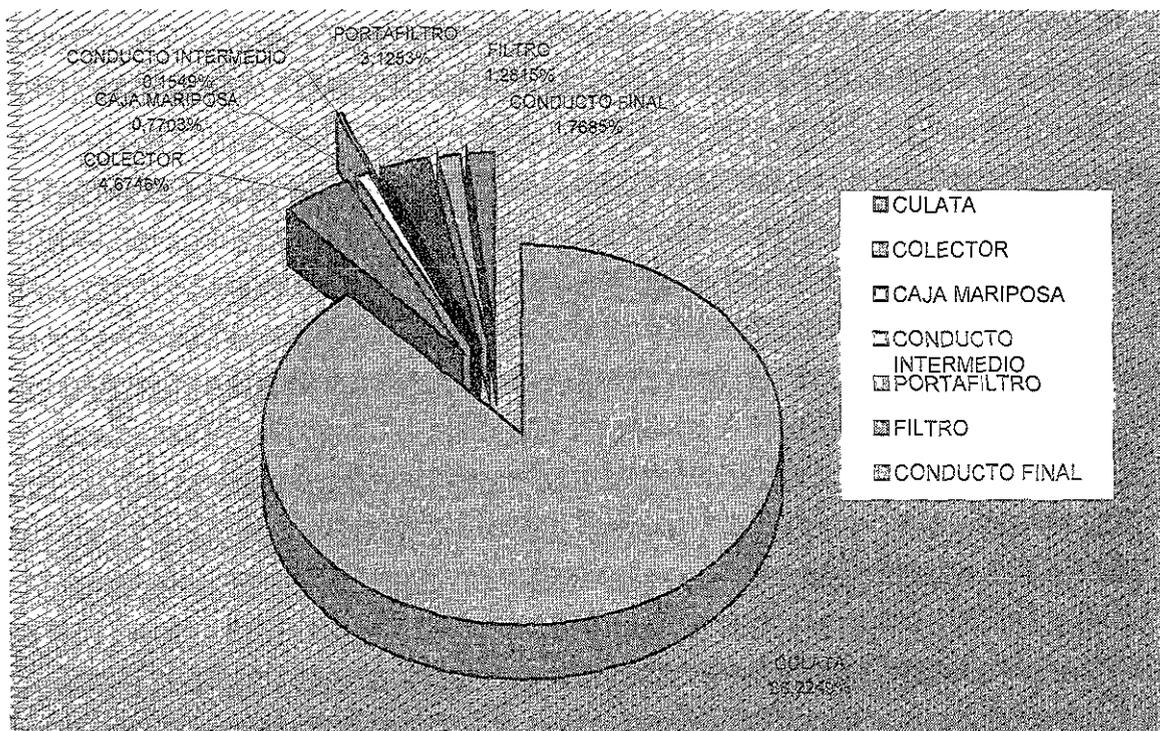
Gráfica 4.12

4.2.2 MEDIDA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LOS ELEMENTOS A ENSAYAR.

Para la medida de la caída de presión, se aprovechan las mediciones del Coeficiente de Flujo de cada elemento del sistema de admisión. La tabla 4.32 se compone de los coeficientes de flujo para cada elemento, considerando la apertura máxima de la válvula en la mediciones (10 mm), y tomando como referencia la unidad como coeficiente de flujo ideal; se escala en porcentajes el incremento en la pérdidas conforme se acopla cada componente y así distribuir las pérdidas. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

	CULATA	COLECTOR	CUERPO DE ACELERACIÓN	CONDUCTO INTERMEDIO	PORTAFILTRO	FILTRO	CONDUCTO FINAL
CIL1ASP	0,501	0,471	0,466	0,465	0,451	0,44095	0,431
CIL2ASP	0,502	0,4879	0,4825	0,481	0,4599	0,4555	0,445
CIL3ASP	0,502	0,471	0,469	0,469	0,452	0,444	0,434
CIL4ASP	0,502	0,4715	0,4665	0,4655	0,447	0,4405	0,431
MEDIA	0,50175	0,47535	0,471	0,470125	0,452475	0,4452375	0,43525
PERDIDAS	49,825	2,64	0,435	0,0875	1,765	0,72375	0,99875
% PERDIDAS	88,2248783	4,67463479	0,77025232	0,15493581	3,12527667	1,2815405	1,76848163

Tabla 4.32 Coeficientes de Flujo y distribución de pérdidas en el sistema de admisión del motor 2.0 L.



Gráfica 4.12 Distribución de pérdidas en el sistema de admisión

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

- El tema de la tesis referente a los motores de 1.6 L y 2.0 L obedece a una necesidad de crecimiento, puesto que involucra instalaciones y equipo del Laboratorio de Control de Emisiones de la Facultad de Ingeniería.
- Los alcances en la aplicación de la teoría de flujo compresible es extraordinariamente notoria en el campo de los motores de combustión interna (MCI) ya que de este estudio se tienen conceptos más amplios que se pueden trasladar a la práctica, y más explícitamente con el uso del Banco de Flujo Estacionario.
- El desarrollo y la construcción del Banco de Flujo Estacionario es, en alguna medida, copia de otros que existen en centros de investigación y desarrollo, sin embargo el que se presenta en este trabajo también reviste algo de autenticidad e ingenio de quienes participamos en su diseño y construcción, ya que las prestaciones requeridas y el material existente en el país implica su autenticidad y desarrollo.
- Además de hacer un repaso de los conceptos de flujo compresible, las ecuaciones referidas en este tema se resuelven mediante un programa en lenguaje Basic, que permite obtener los valores que se requieren, de manera que simplifican el uso del Banco de Flujo Estacionario.
- Consideramos que una parte de extraordinaria relevancia en el estudio de los MCI, es el proceso de renovación de la carga, dicho en otras palabras, el llenado y vaciado de los cilindros del motor, y consecuentemente se tiene que abordar la exploración de los sistemas de distribución y la eficiencia

volumétrica que, al parecer, no todo está dicho en la actualidad, ya que al hacer modificaciones a los elementos involucrados mejoran sus prestaciones.

- Se intuye desde luego que, para abordar un tema como el de este trabajo, se debe tener un conocimiento básico de los motores de combustión interna (MCI), tanto de los encendidos por compresión como los encendidos por chispa, de dos y cuatro tiempos, para entender y aplicar el uso del Banco de Flujo Estacionario al diseño, principalmente de los sistemas de admisión y escape.
- El diseño del Banco de Flujo Estacionario se pensó de forma que pudiera tener una operación versátil. Tiene dos líneas con amplias capacidades (de 12 y 27 mm de diámetro en su sección reductiva) en donde se podrán ensayar una gran variedad de dispositivos de diversa índole.

CARACTERIZACIÓN DEL BANCO DE FLUJO.

Posterior al diseño y construcción del Banco de Flujo Estacionario, se caracterizó este mismo equipo, aplicando los criterios de repetibilidad y operación descritos en el capítulo 3, con lo que, a partir de estos ensayos, se pueden expresar también las siguientes conclusiones:

- Los resultados de la tabla 4.1, muestran que las variaciones con respecto al tiempo no rebasan una diferencia mayor al 2%. Gráficamente las curvas son idénticas, y aunque se sabe que existe cierta dependencia de las propiedades del flujo con la temperatura, las condiciones meteorológicas no influyen en los valores de los coeficientes de flujo.

- También de los datos presentados en la tabla 4.2, se observa que las variaciones en el cambio de caudal no tienen una influencia significativa (menor al 2%). Esto quiere decir que el Coeficiente de Flujo es producto de las variaciones de los factores geométricos en mayor medida que de los factores de funcionamiento en los rangos de velocidades en los que se realizaron las mediciones.

CARACTERIZACIÓN DE CULATA Y MÚLTIPLE DE ADMISIÓN DEL MOTOR 1.6 L.

El objetivo de aplicar la caracterización sobre el motor 1.6 L es, en principio, determinar el procedimiento de operación del Banco de Flujo Estacionario. Partiendo de esta idea, se propone diseñar o modificar el múltiple de admisión. Dicho procedimiento de operación se define en el capítulo 3 en donde se ofrece una descripción detallada de la utilización del Banco de Flujo.

- De los resultados obtenidos en el capítulo 4, la gráfica 4.3 muestra, al inicio de las mediciones, que el prototipo arroja coeficientes de flujo mayores que el original, hasta el punto 5 donde empieza a decaer, pero se mantiene constante indicando así que este prototipo no es tan deficiente en su funcionamiento con respecto al múltiple estándar.
- Tomando en cuenta que cada leva (del árbol de levas) no desplaza a cada válvula más de 7 milímetros, se concluye que dentro del rango de apertura de la válvula, el coeficiente de flujo resultante es mayor, o por lo menos tiene el mismo valor, que el producido por el diseño original del motor; de este modo, el prototipo puede servir como base para modificaciones geométricas que incrementen el desempeño en potencia del motor.
- Se deben evaluar las magnitudes del incremento (o disminución) de las prestaciones del motor durante su funcionamiento (potencia al freno, par motor y emisiones), ya sea en un dinamómetro de chasis o en un banco de

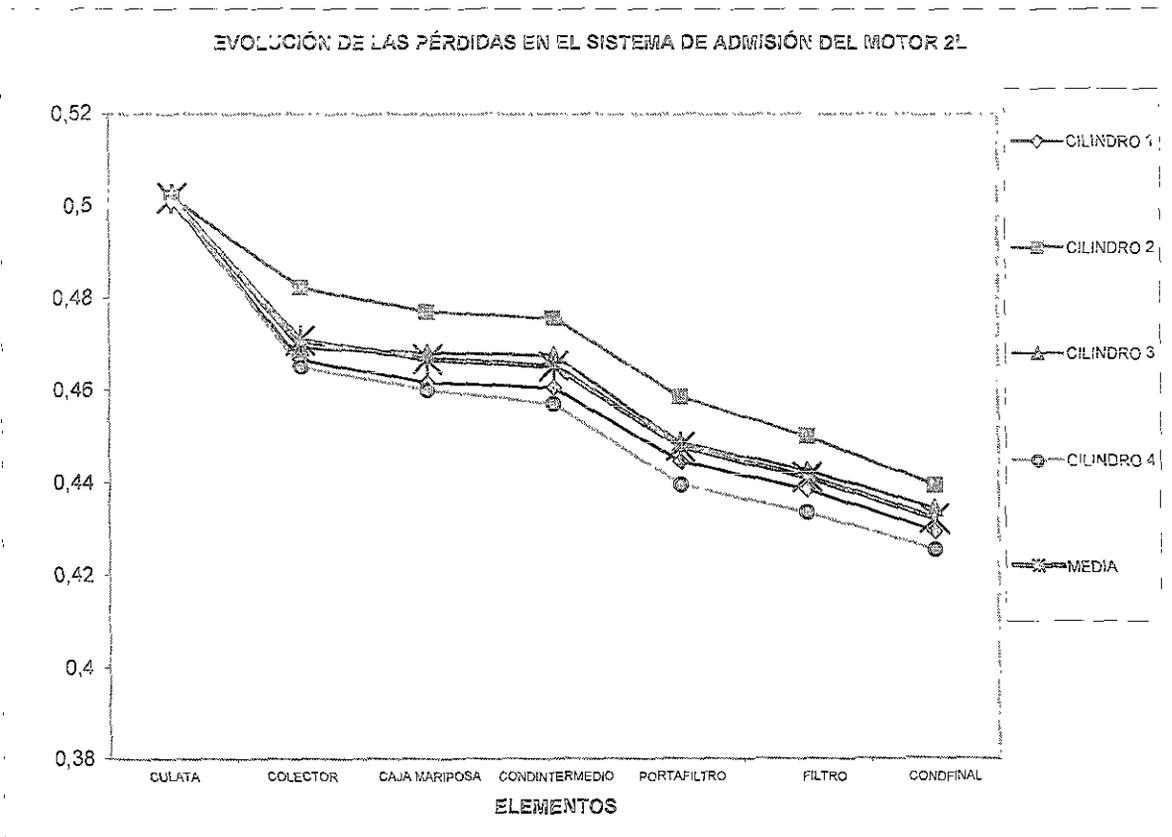
motores, después del proceso de rediseño de los componentes del sistema de admisión.

CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN DEL MOTOR 2.0 L.

La experiencia de analizar un sistema completo de admisión desprende parámetros muy importantes para modificaciones en prototipos y realizar comparativos posteriores. Entre ellos, destaca la distribución de pérdidas de presión (elemento por elemento) y el comparativo de flujo repartido a cada cilindro del motor. Este último nos indica la eficiencia de la distribución del flujo por parte del múltiple de admisión principalmente.

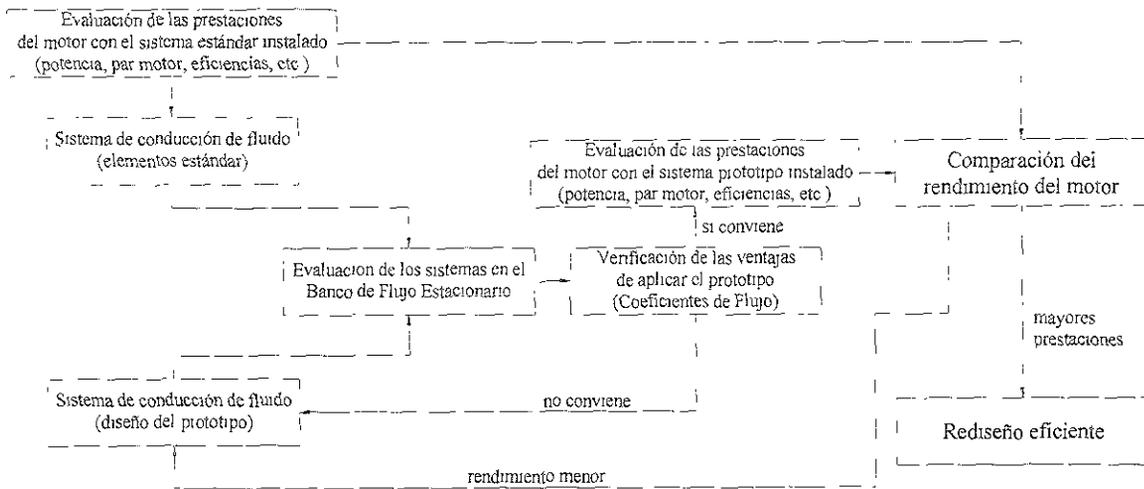
- Observando cuidadosamente la gráfica 4.10, se observa que la distribución del flujo es más eficiente en el cilindro 2, con una diferencia significativa. Esto indica que el diseño del múltiple de admisión no es del todo satisfactorio, debiéndose a la disposición geométrica del mismo, para lo cual las dimensiones dentro del motor determinan la facilidad o dificultad de modificarlo. En la misma gráfica se nota una distribución pobre de flujo a los cilindros 1, y 4, mientras que el diseño del sistema de distribución brinda mayor flujo al cilindro 2; sin embargo cada elemento del sistema de admisión interactúa de manera distinta respecto a cada cilindro. La media de todos los coeficientes de flujo es un buen índice de referencia para determinar la evolución de dicha interacción, como se observa en la gráfica 5.1, misma que muestra el comportamiento del flujo en un conducto con elementos que producen fricción.
- La disposición geométrica del sistema de admisión dentro del motor es una limitante para el dimensionamiento de los sistemas de distribución de mezcla aire-combustible. Hay una gran cantidad de arreglos de la posición del motor, sin embargo, la tendencia actual es la reducción del espacio asignado a la máquina.

- o Se observa en la gráfica 5.1, que el elemento que más contribuye a las pérdidas de presión es el colector de admisión, seguido por el portafiltro y el filtro. Los demás elementos no afectan tan significativamente la conducción del flujo como los anteriores.



Gráfica 5.1

- o Considerando los resultados anteriores, es posible definir un procedimiento global de evaluación de las prestaciones de un motor si se dispone de los elementos y los equipos adecuados para la determinación del desempeño de un motor, y el Banco de Flujo ha demostrado su importancia para cuantificar las características de cualquier sistema donde aplique la conducción de fluidos para su funcionamiento.



ANEXOS

A) CÓDIGO DE CÁLCULO PARA EL COEFICIENTE DE FLUJO.

La ecuación (1.58) se aplica en el cálculo del Coeficiente de Flujo. A continuación se presenta una impresión del código del programa utilizado, diseñado específicamente para el Banco de Flujo Estacionario. Este programa está pensado expresamente para la estructura del Banco de Flujo Estacionario del Laboratorio de Control de Emisiones, en función de los parámetros geométricos y las consideraciones termodinámicas del equipo; como son: las dimensiones de sus componentes, tales como los diámetros de conductos, las dimensiones de las placas de orificio utilizadas para medir el flujo y otras consideraciones particulares de cada caso. El código está escrito en GW - Basic.

```

10 PRINT "          LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES"
11 PRINT "          ....."
12 PRINT "          ....."
13 PRINT "          "
30 PRINT "PROGRAMA OBTENCION COEFICIENTE FLUJO EN UN M.C.I.A.
MULTIVALVULA"
31 PRINT " NUMERO VALVULAS";:INPUT NV
32 PRINT "DIAMETRO GARGANTA VALVULA (m)="
33 INPUT DVAL
34 AVAL=NV*3.1416*DVAL^2/4
35 PRINT "PRESION ATM (mmHg)="
36 INPUT PATM : PATM=PATM*133.322
40 PRINT:PRINT "A ASPIRACION"
50 PRINT:PRINT "I IMPULSION"
60 PRINT: PRINT "PULSAR OPCION -INTRO-";:INPUT W$
61 IF W$="A" OR W$="a" THEN W$="A"

```

```
62 IF W$="!" OR W$="I" THEN W$="I"
63 IF W$<>"A" AND W$<>"I" THEN CLS:GOTO 40
70 PRINT:PRINT:PRINT "MENU DE ELECCION DEL
DIAFRAGMA":PRINT:PRINT
80 PRINT "1 LINEA N§1 (SUPERIOR)"
90 PRINT "2 LINEA N§2 (INFERIOR)"
120 PRINT: PRINT "PULSAR N§ OPCION E -INTRO- " ; INPUT F
130 IF F<1 OR F>4 THEN CLS: GOTO 70
140 ON F GOTO 150, 160,
150 DDIAF = .0125 : DTUB = .0488 : GOTO 190
160 DDIAF = .027 : DTUB = .0488 : GOTO 190
190 B=DDIAF/DTUB
200 ADIAF=3.1416*DDIAF^2/4
210 CLS
270 PRINT "TEMPERATURA AMBIENTE (§C)="
280 INPUT TAMB : TAMB=TAMB+273.15
290 VATM = 287 * TAMB/PATM
300 PRINT "PRESION AGUAS ARRIBA DIAFRAGMA (mmca)="
310 INPUT PAAD
312 IF W$="I" THEN 317
314 PAAD=PATM-PAAD*9.795
316 IF W$= "A" THEN 320
317 PAAD=PATM+PAAD*9.795
320 PRINT "PRESION DIAFRAGMA (mmca)="
330 INPUT PDIAF: PDIAF=PDIAF*9.795
340 PRINT "PRESION DEPOSITO (mmca)="
350 INPUT PDEP
360 IF W$ ="I" THEN 390
370 PDEP=PATM-PDEP*9.795
380 IF W$ ="A" THEN 400
390 PDEP=PATM+PDEP*9.795
```

```
400 PRINT "TEMPERATURA AGUAS ARRIBA DIAFRAGMA (§C)="
410 INPUT TAA : TAA=TAA+273.15
420 PRINT "TEMPERATURA DEPOSITO (§C)="
430 INPUT TDEP : TDEP=TDEP+273.15
440 VDEP = 287 *TDEP/PDEP
450 DEN=PAAD/287/TAA
460 GA1=2*1.4/1.4 : GA2=2/1.4 : GA3=2.4/1.4
470 E1=PATM/PDEP
480 E2=PDEP/PATM
490 RE=10^6
500 C=.5959+.0312*B^2.1-.184*B^8+.0029*B^2.5*(10^6/RE)^.75
510 E=(1-B^4)^(-.5)
520 EP=1-(.41+.35*B^4)*PDIAF/1.4/PAAD
530 GREAL=C*E*EP*ADIAF*(2*PDIAF*DEN)^.5
540 ATUB=3.1416*DTUB^2/4
550 U=GREAL/ATUB/DEN
560 RE1=U*DTUB/.0000153
570 IF ABS (RE-RE1)<5 THEN 590
580 RE=RE1 : GOTO 500
590 IF W$="" THEN 620
600 GREF=AVAL*(GA1*PATM/VATM*(E2^GA2-E2^GA3))^*.5
610 IF W$="A" THEN 630
620 GREF=AVAL*(GA1*PDEP/VDEP*(E1^GA2-E1^GA3))^*.5
630 CF = GREAL/GREF
640 CLS
641 PRINT " ..... "
642 PRINT " ..... "
645 PRINT " LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES"
646 PRINT " ..... "
647 PRINT " ..... "
650 PRINT:PRINT "LIMITES DE EMPLEO"
```

```
660 ON F GOTO 670,680,690,700
670 PRINT:PRINT "5000<RE<10E8" : GOTO 710
680 PRINT:PRINT "5000<RE<10E8" : GOTO 710
690 PRINT:PRINT "10000<RE<10E8" : GOTO 710
700 PRINT:PRINT "10000<RE<10E8" :GOTO 710
710 PRINT:PRINT "RE=";RE
720 PRINT:IF PDIAF <= .25*PAAD THEN 730 ELSE GOTO 740
730 PRINT "SE CUMPLE PDIAF 6 0.25 PAAD":GOTO 750
740 PRINT "NO SE CUMPLE PDIAF 6 0 25 PAAD"
750 PRINT:PRINT "RESULTADOS"
760 PRINT:PRINT "GREAL=";GREAL
770 PRINT:PRINT "GREF=";GREF
780 PRINT:PRINT "CF=";CF
790 PRINT:PRINT "QUIERES OTRO CALCULO EN LA MISMA LINEA
(S/N)";:INPUT Q$
800 IF Q$ = "S" OR Q$="s" THEN CLS : GOTO 270
810 PRINT:PRINT "QUIERES OTRO CALCULO EN OTRA LINEA (S/N)";:INPUT
R$
820 IF R$="S" OR R$="s" THEN CLS : GOTO 70
830 PRINT:PRINT "QUIERES CAMBIAR EL SENTIDO DEL FLUJO (S/N)";:INPUT
T$
840 IF T$="S" OR T$="s" THEN CLS : GOTO 40
850 COLOR 7,0,0
860 END
```

B) FLUJO COMPRESIBLE EN PLACAS DE ORIFICIO.

Para que se puedan determinar de una manera confiable las variables involucradas en este trabajo, es necesario conocer el comportamiento del flujo a través de los diafragmas del Banco de Flujo Estacionario (que miden indirectamente los caudales en el mismo). Es necesario tomar en cuenta las experiencias en el análisis del flujo a través de secciones reducidas y especialmente, de dispositivos para medición de caudales, considerando los parámetros de diseño y las curvas de comportamiento desarrollados experimentalmente. Considerando una placa de orificio que obstruye el flujo en un conducto con un diámetro dado, y midiendo las respectivas presiones aguas arriba del diafragma y en un punto inmediatamente posterior a la contracción (figura A.1), se tiene que:

$$Q = C_F A_0 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_1} \right)^4 \right]}} \quad (\text{A.1})$$

donde : D_1 = diámetro del tubo.

A_0 = área del orificio.

D_0 = diámetro del orificio.

C_F = coeficiente de descarga del orificio.

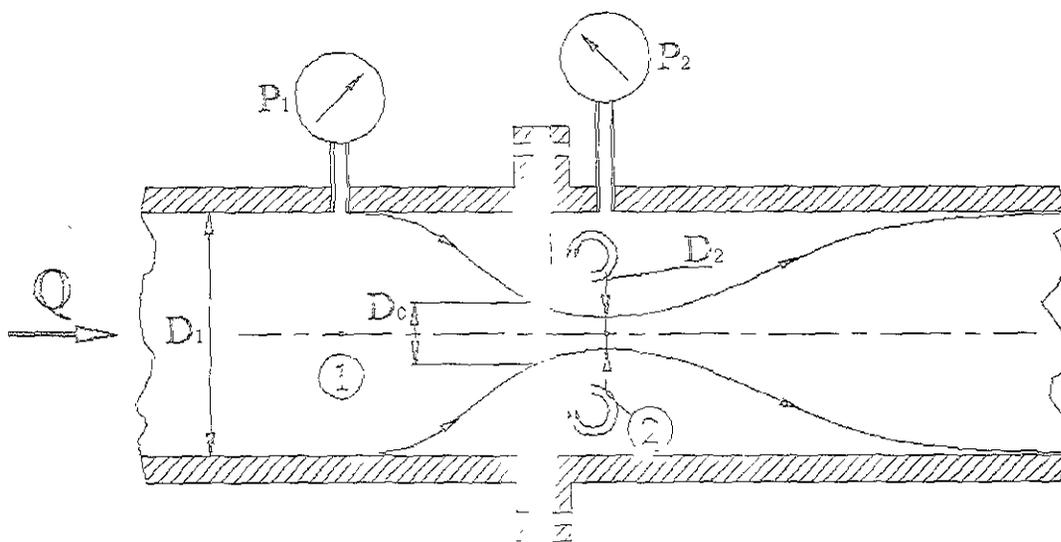


Fig. A.1 Corte transversal de una placa de orificio (diafragma) para medición de caudales.

Debido al cambio abrupto en el área de flujo, el valor de los coeficientes de descarga obtenidos experimentalmente, son significativamente menores que los obtenidos en tubos venturi o en toberas que miden caudales. El coeficiente de descarga para una placa de orificio, tiene dos efectos no ideales: Primero, el área de la vena contracta A_2 es menor que el área del orificio A_0 , como se define por el coeficiente de contracción:

$$C_c = \frac{A_2}{A_0} = \frac{D_2^2}{D_0^2} \quad \text{donde } A_2 \text{ es el área de la vena contracta.}$$

El segundo efecto consiste en que, la turbulencia y los vórtices formados inmediatamente aguas abajo y muy cerca de la cara de salida de la placa de orificio, presentan significativas pérdidas de presión por fricción.

Al actuar estos dos efectos simultáneamente, en el flujo a través de la placa, hacen que el coeficiente de descarga se convierta en una función del Número de Reynolds y de la relación $\beta = D_0/D_1$. Valores del coeficiente de descarga calculados experimentalmente, arrojan un rango de 0.59 a 0.64, como se muestra en la figura A.2.

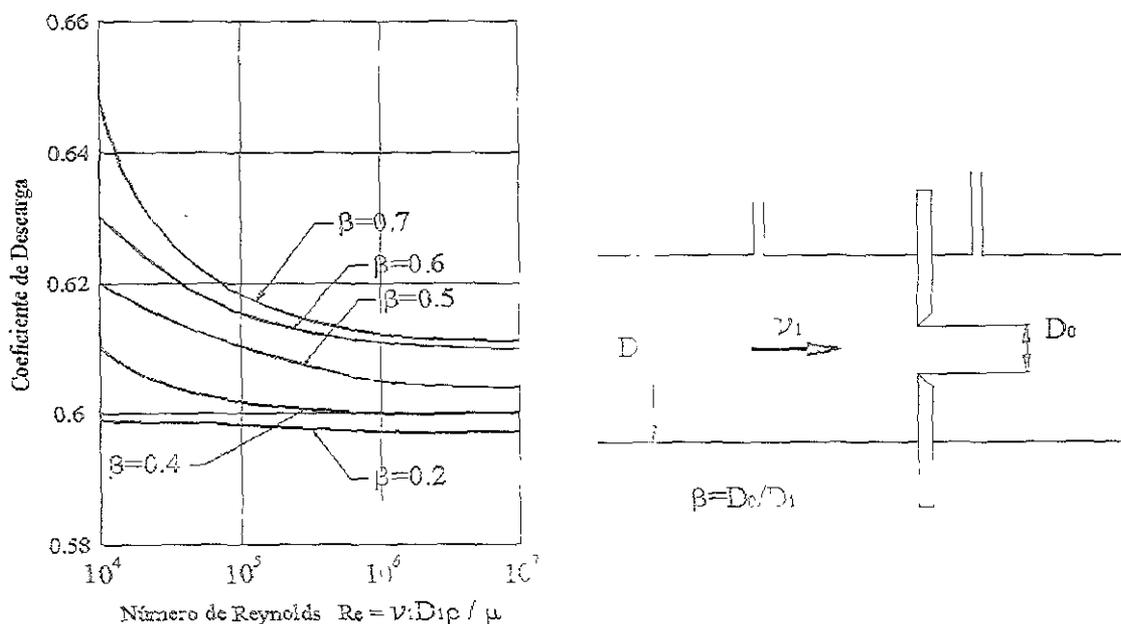


Fig. A.2 Curvas experimentales del coeficiente de descarga para medidores de flujo por placa de orificio.

De la misma forma, para calcular en forma precisa el coeficiente de descarga de la placa de orificio, se puede hacer uso del código de cálculo del anexo anterior, aplicando la siguiente ecuación:

$$C_F = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0.75} \quad \text{donde } Re = \frac{v_1 D_1 \rho}{\mu}$$

que es una función dependiente de los valores del número de Reynolds y la relación de diámetros β .

Las placas de orificio son más fáciles de manufacturar y de instalar que los medidores venturi y los de tobera, y también requieren de menos espacio. Sin embargo, su mayor inconveniente son las grandes caídas de presión.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- A) Anthony Esposito. **FLUID MECHANICS WITH APPLICATIONS**. Ed. Prentice Hall. 1998.
- B) Rowland S. Benson. **A NEW GAS DYNAMIC MODEL FOR THE GAS EXCHANGE PROCESS IN TWO-STROKE LOOP AND CROSS SCAVENGED ENGINES**. Int. J. Sci. Vol. 19. 1977.
- C) Keneth Wark Jr. **THERMODYNAMICS**. McGraw-Hill. 1999.
- D) Frank M. White. **FLUID MECHANICS**. McGraw-Hill. 1979.
- E) John B. Heywood. **INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS**. Ed. McGraw – Hill International. 1989.
- F) Rowland S. Benson. **THE THERMODYNAMICS AND GAS DYNAMICS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES**. Clarendon Press. 1982.
- G) Corberán J. M. **CONTRIBUCIÓN AL MODELO DEL PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS**. Tesis U. P. Valencia. 1984.
- H) . Dr. F. Payri, Dr. M. Muñoz. **MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS** Sección de Publicaciones de la E. T. S. de ingenieros industriales. F. G. U.P.M. 1989
- I) A. Pérez, J. M. Corberán, R. Royo. **ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN DEL FLUJO EN EL SISTEMA**
-

DE ADMISIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.

Anales I, Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

Madrid. 1993.

J) Dr. J. Santiago. M.C.I.A. DE DOS TIEMPOS BARRIDO POR
CÁRTER CON VÁLVULA DE LÁMINAS. Tesis de Maestría,
División de Estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería,
U.N.A.M. 2000.

K) Dr. Rogelio González. APUNTES DE FLUJO COMPRESIBLE.
Compilación.

L) Fukutani I. y Watanabe E. AN ANALYSIS OF THE VOLUMETRIC
EFFICIENCY CHARACTERISTICS OF 4-STROKE CYCLE
ENGINES USING THE MEAN INLET MACH NUMBER MIM.
Documento SAE 790484, vol. 88. 1979.

observaciones