

106
227



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE INGENIERIA

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MEDIDOR
DE GASTO DE AIRE PARA MOTORES
DE COMBUSTION INTERNA**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)
P R E S E N T A N :
JUAN MANUEL LARA HERNANDEZ
MARTIN PACHECO PEREZ
DANIEL ROCHA MENDEZ

DIRECTOR DE TESIS: DR. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ



CIUDAD UNIVERSITARIA MEXICO, D. F.

1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis 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.

A mi madre:

María Pérez Romero

*Por haberme tolerado todo este tiempo, de ser
un irresponsable al darte preocupaciones innecesarias
¡ Por todo gracias mama!*

Martín Pacheco Pérez

A mis padres:

Esther Hernández y José Lara Guillot.

Que gracias a ellos, a su amor, cariño y constante apoyo he cumplido una de mis metas.

A ustedes, que al darme la oportunidad de haber estudiado, me dieron la mejor herencia que me hayan podido dar. Con cariño y respeto.

A todos y cada uno de mis hermanos, a mi prima Carmen, gracias por su presencia en mi vida y por su constante apoyo.

A mis sobrinos: María Fernanda, Carnelita y José Guillermo con cariño.

A ti Amy, por haber entrado en mi vida, que me ha ayudado a ser mejor. con amor.

Juan Manuel Lara Hernández.

Agradecimiento especial al Dr. Francisco J. Solorio Ordaz

por su constante apoyo en la realización de esta tesis.

INDICE	Pagina
CAPITULO I	1
I.1 Introducción	2
I.2 Motivación	
I.3 Objetivos	4
I.4 Importancia de los motores de combustión interna MCI y sus retos	5
I.4.1 Descripción	
I.4.2 Utilización de los MCI como planta automotriz	6
I.4.3 Campo de aplicación	6
CAPITULO II	7
II.1 Generalidades sobre el proceso de admisión y su importancia en la mejora del motor.	8
II.1.1 Introducción	
II.1.2 Clasificación de los motores de combustión interna	
II.1.2.1 Según el proceso de combustión	
II.1.2.2 Según el método de realizar el ciclo	9
II.1.3 Clasificación de acuerdo a la presión de admisión	11
II.1.4 Características típicas de los motores de encendido provocado MEP y encendido por compresión	12
II.1.4.1 Lugar donde se forma la mezcla	
II.1.4.2 Regulación de la carga	
II.1.4.3 Naturaleza del combustible	
II.1.4.4 Dosado	13
II.1.5 La renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos	14
II.1.6 Rendimiento volumétrico	15
II.2 Bancos de ensayo	16
II.2.1 Descripción	
II.2.1.1 Ensayos de control de calidad	
II.2.1.2 Ensayos de homologación	
II.2.1.3 Ensayos de recepción	17
II.2.1.4 Ensayos de investigación	
II.2.2 Parametros a medir e instrumentación necesaria	18
II.2.2.1 Medida del par efectivo	
II.2.2.1.1 Freno hidraulico	19
II.2.2.1.2 Dinamofreno	
II.2.2.1.3 Freno electromagnetico	20
II.2.2.2 Medida del régimen de giro	21
II.2.2.3 Medida del gasto horario de combustible	
II.2.2.4 Medida del gasto horario de aire	22
II.2.2.5 Medida de presiones dinámicas	
II.2.2.6 Medida de temperaturas	23
II.2.2.7 Analizadores de escape	24
II.2.2.7 Analizadores de opacidad de humo	

II.3 Generalidades sobre medidores de gasto	
II.3.1 Mediciones de gasto o flujo	
II.3.1.1 Métodos sencillos	
II.3.1.2 Medidores de gasto para flujos internos	25
II.3.2 Medidores diferenciales	28
II.3.2.1 Placa orificio	
II.3.2.2 Boquilla o tobera	29
II.3.2.3 Medidor Venturi	
II.3.2.4 Elemento de flujo laminar	
II.3.3 Medidores mecanicas de gasto	30
II.3.3.1 Rotametro	31
II.3.3.2 Medidor de turbina	32
II.4 Medida del gasto de aire	
II.4.1 Introducción	33
II.4.2 Medidores de presión diferencial	
II.4.3 Soluciones para evitar errores de medida de flujo pulsante	34
II.4.4 Utilización de amortiguador de pulsaciones (camara de remanso)	35
II.4.5 Amortiguación con depósito	
II.5 Justificación del uso del medidor de presión diferencial a utilizar	36
II.5.1 Introducción	37
II.6 Arreglo propuesto del medidor de gasto de aire	41
CAPITULO III	43
III.1 Dimencionamiento de las placas orificio conforme a la norma ISO / DIS 5167-1 1989-09-16	44
III.1.1 Descripción	
III.1.2 Diámetro del orificio	
III.1.3 Espesor e del orificio	45
III.1.4 Espesor E de la placa	
III.1.5 Angulo de bisel F	
III.1.6 Bordes G, H e I	46
III.1.7 Fabricación de las placas orificio	
III.2 Manometro inclinado	
III.2.1 Descripción	
III.2.2 Diseño del manómetro	51
III.2.3 Proceso de fabricación del manómetro inclinado	52
III.3 Criterio y cálculo del volumen minimo del tambor amortiguador de pulsos	
III.3.1 Descripción del criterio SAE	56
III.4 Materiales	
III.4.1 Materiales utilizados	58
III.4.2 Manómetro inclinado	
III.4.3 Tambor amortiguador de pulsos	

III.4.4 Elementos auxiliares	60
CAPTULO IV	
IV.1 Calibración	
IV.1.1 Descripción	
IV.1.2 Funcionamiento del medidor de flujo	61
IV.1.3 Funcionamiento del banco de flujo	
IV.1.4 Toma de presión de vacío del medidor	
IV.1.5 Deducción de la ecuación de velocidad	62
IV.1.6 Determinación del coeficiente de descarga	63
IV.1.7 Cálculo de la densidad del aire	64
IV.1.8 Pruebas para determinar el Ca	66
IV.2 Pruebas	81
IV.2.1 Descripción	
IV.2.2 Procedimiento	
IV.2.3 Pruebas	
Conclusiones	87
Bibliografía	

Nomenclatura

A	-----	dosado absoluto aire-combustible
A_0	-----	dosado estequiométrico
A_t	-----	área transversal de la garganta del medidor
A_r	-----	dosado relativo
β	-----	relación de diámetros
C_c	-----	coeficiente de contracción
C_d	-----	coeficiente de descarga
C_v	-----	coeficiente de velocidad
D_1	-----	diámetro antes de la placa
d_t	-----	diámetro del medidor de orificio
e	-----	espesor del orificio
E	-----	espesor de la placa
F	-----	dosado, relación combustible-aire
F	-----	avance de la herramienta
F	-----	ángulo de bisel
F_0	-----	dosado estequiométrico
F_r	-----	dosado relativo
g	-----	gravedad local
h	-----	columna de mercurio
H_c	-----	poder calorífico
K	-----	constante del freno
k	-----	coeficiente de flujo
K	-----	constante adimensional
L	-----	longitud desplazada del manómetro
L	-----	longitud del brazo
M_0	-----	par efectivo
m_a	-----	masa de aire
m_f	-----	masa de combustible
m_m	-----	masa de gases frescos
m_{real}	-----	gasto másico real
η_0	-----	rendimiento efectivo
η_v	-----	rendimiento volumétrico
N	-----	potencia proporcionada por el motor
N_e	-----	potencia efectiva
n	-----	régimen de giro
P_1	-----	presión aguas arriba (presión atmosférica)
P_2	-----	presión aguas abajo (presión de vacío)
$P_{c.a.}$	-----	presión de columna de agua
Q_R	-----	gasto real
Q_t	-----	gasto teórico
R	-----	constante universal de los gases
$\rho_0 = \rho_{aire}$	-----	densidad del aire
ρ_{agua}	-----	densidad del agua
ρ_{Hg}	-----	densidad del mercurio

$\rho_{\text{aire}} \text{ g/cm}^3 = \gamma_{\text{aire}}$ --- peso específico del aire
 ρ_{m} ----- densidad de la mezcla a presión y temperatura de referencia
 ρ_{a} ----- densidad del aire referida a condiciones exteriores
 V_1 ----- velocidad aguas arriba (velocidad antes de la placa)
 V_2 ----- velocidad aguas abajo (velocidad después de la placa)
 V_D ----- volumen unitario o cilindrada
 V_{dep} ----- volumen del depósito
 T ----- temperatura ambiente
 w ----- velocidad angular
 Z ----- número de cilindros

CAPITULO I

I.1 INTRODUCCION

En los últimos años, el rápido crecimiento de los costos de la energía y el problema de la contaminación ambiental han provocado la necesidad de mejorar los sistemas de admisión y de formación de mezcla, y los dispositivos que, actuando sobre dichos sistemas, ayudan a reducir el consumo o la emisión de contaminantes en los motores.

Un motor de combustión interna alternativo (MCIA), no puede funcionar con combustible solamente; el aire es un elemento esencial en el proceso de combustión. La relación aire-combustible y la homogeneidad de la mezcla tienen una influencia fundamental sobre *las prestaciones, el rendimiento y las emisiones de escape del motor de encendido provocado (MEP)*. El término homogeneidad se refiere a que la relación aire-combustible es la misma en cualquier volumen de mezcla que tomemos por pequeño que sea. El sistema de alimentación y formación de mezcla, tiene como misión suministrar la mezcla adecuada tanto en su aspecto cuantitativo como en el cualitativo, en todas las condiciones operativas del motor.

Ahora bien, la potencia desarrollada por un motor MEP o de uno de encendido por compresión MEC, se ve limitada por la cantidad de aire que es capaz de admitir el motor.

La medida de gasto de aire es fundamental para determinar el funcionamiento correcto o incorrecto de un motor en un ensayo.

En el funcionamiento del motor podemos distinguir dos tipos de regímenes:

- Regímenes estacionarios
- Regímenes transitorios

Estacionario

Cuando el motor está funcionando en condiciones normales no se puede considerar como régimen estacionario. Se entiende por régimen estacionario el funcionamiento del motor con carga, número de revoluciones y temperaturas constantes. Sin embargo, cuando el motor esta funcionando en condiciones normales es posible hacer medidas estacionarias introduciendo elementos que eliminen la componente pulsante, es decir, cámaras de remanso para medidas de caudales y gastos medios.

Transitorio

Los regímenes transitorios son: El paso de un régimen a otro (aceleraciones y desaceleraciones), el arranque en frío y el periodo de calentamiento del motor.

La medida de gasto de aire en ensayos de motores es imprescindible, para conocer el consumo específico de aire -que influye en gran medida en la potencia específica y en

la emisión de contaminantes- , y para calcular el dosado o relación de aire-combustible y el rendimiento volumétrico.

Es importante señalar que en el caso de la medida de combustible es necesario que la medición se realice en condiciones de funcionamiento estacionario.

El motor Diesel difiere del motor de gasolina en la forma en que el aire y el combustible se combinan e introducen en la cámara de combustión. La velocidad del motor de gasolina se controla variando las cantidades de aire y combustible que entran en la cámara de combustión. Todavía gran cantidad de motores de gasolina están equipados con un carburador a través del cual se aspira aire y se mezcla con la gasolina. El paso del aire por la garganta del carburador se limita y acelera sucesivamente mediante un venturi. En este elemento se tiene una tobera o surtidor de combustible. El aire que circula a través del venturi arrastra al combustible que fluye desde la tobera y se vaporiza dentro de la corriente de aire de baja presión. Al controlar el flujo de aire por medio de un acelerador (o válvula de mariposa) se regula también la cantidad de mezcla de aire-combustible y la relación de estos elementos.

La velocidad de un motor Diesel se controla variando la cantidad de combustible que se inyecta en la cámara de combustión. El motor Diesel aspira aire directamente a través del filtro de aire y de la válvula de admisión haciéndolo entrar en la cámara de combustión. El combustible no se mezcla con el aire a medida que entra en dicha cámara. El aire se comprime luego y su temperatura se eleva hasta el nivel necesario para la ignición. Sólo entonces se inyecta el combustible a la cámara de combustión, donde al mezclarse con el aire sobrecalentado, se enciende y se quema. Ningún control material se ejerce sobre la admisión del aire, de manera que el volumen de aire admitido, al cilindro en cada carrera permanece esencialmente constante para diversas velocidades y cargas. La única limitación sobre la admisión del aire es el intervalo de tiempo durante el cual la válvula de admisión permanece abierta a velocidades elevadas.

Finalmente el medidor de flujo de aire que se propone en el presente trabajo proporciona un medio para medir exactamente la cantidad de aire que se introduce al motor bajo diversas condiciones de operación.

I.2 MOTIVACION

El motivo principal que nos llevó a elegir efectuar una investigación sobre el diseño y construcción de un medidor de gasto de aire para motores de combustión interna alternativos (MCIA), es que precisamente los resultados de este estudio no quedaran únicamente impresos en papel sino que, además de ser una sencilla aportación teórica, se pueda llegar a construir, es decir, diseñar y fabricar el medidor y mostrar con resultados que el presente trabajo puede ser de utilidad.

Ahora bien, esta utilidad de la que hablamos, es otra motivación más para nosotros, en virtud, de que nuestra Facultad de Ingeniería no cuenta en su Laboratorio de Máquinas Térmicas con un equipo que mida el gasto de aire en los motores de combustión interna. En estos motores actualmente se hacen prácticas por lo cual, el medidor de gasto de aire será en su caso, de utilidad para los profesores y alumnos que trabajan en ello.

Por último, el saber que la construcción de este medidor puede constituir una pequeña aportación a la Facultad, nos resulta una gran satisfacción porque de esta manera podríamos regresar algo de lo mucho que recibimos durante nuestros estudios en la UNAM.

I.3 OBJETIVOS DE LA TESIS

1.- El presente proyecto tiene como fin diseñar y construir un medidor de gasto de aire, que funcione en motores de combustión interna y el cual cumpla con las siguientes características.

- a) Que sea fácil de construir.
- b) Bajo costo tanto en la fabricación como en los elementos utilizados.
- c) Materiales sencillos, fáciles de conseguir y que cumplan con las exigencias de operación.
- d) Que se pueda manejar fácilmente y se adapte a los distintos sistemas de admisión de los motores.
- e) Que sea útil en un amplio rango de condiciones de operación

1.4 IMPORTANCIA DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA MCI Y SUS RETOS

1.4.1 Descripción

El gran desarrollo de los motores de combustión interna MCI se debe a una serie de características entre las que se pueden destacar:

1.-Posibilidad de utilizar combustibles líquidos de elevado poder calorífico, característica de gran importancia en automoción, porque condiciona la autonomía del vehículo.

2.- Rendimiento térmico aceptable, con valores muy dependientes del tipo de motor y de sus condiciones operativas, que raramente sobrepasa el 50 por ciento de la energía disponible en el combustible.

3.-Amplio campo de potencias, que en la actualidad abarcan desde 0.1 kw hasta 32 MW.

4.-Disposiciones constructivas muy variadas, que permiten adaptar el motor a los usos mas diversos.

1.4.2 Utilización de los MCI como planta automotriz: entre otros muchos se destacan los campos siguientes

a) Automoción

Transporte por carreteras (automóviles, camiones, motocicletas, etc.)

Maquinaria de obras publicas (palas cargadoras, excavadoras, bulldosers, etc.)

Maquinaria agricola (tractores, cosechadoras, etc.) (*)

Propulsión ferroviaria (*)

Propulsión marina (*)

Propulsión aérea (en la actualidad sólo pequeños motores)

b) Estacionarios

Grupos generadores de energía eléctrica (centrales eléctricas y de emergencia) (*)

Accionamiento industrial (bombas, compresoras, etc.) (*)

Accionamiento rural (motobombas, cortacéspedes, sierras mecánicas, etc.)

(*): Fundamentalmente motores Diesel

El tipo de motor es función del servicio y tamaño, así por ejemplo los grandes motores suelen ser motores de encendido provocado MEP, de dos tiempos y sobrealimentados.

1.4.3 Campo de aplicación

En general el motor de encendido provocado MEP es muy poco empleado en aplicaciones industriales debido a su alto consumo específico, a no ser en casos muy concretos, por ejemplo donde existe abundancia de gas natural.

Por lo que se refiere a su competitividad, en el presente o en un futuro próximo, se estima que el único motor térmico con el que puede entrar en competencia es con la turbina de gas, especialmente en aquellas aplicaciones en las que se dan una o varias de las siguientes condiciones: necesidad o conveniencia de una elevada potencia específica (potencia/peso del motor), bajo costo de adquisición (especialmente en grupos de elevada potencia) y moderada importancia por el consumo de combustible a plena carga y/o a cargas parciales.

El motor eléctrico podría ser un posible competidor para vehículos ligeros si se redujesen los pesos y volúmenes de las baterías para una autonomía aceptable del propio vehículo, así como la problemática de vida útil de las baterías.

Los problemas que presenta la utilización de los motores de combustión interna alternativos MCIA se centran en la actualidad en los dos puntos siguientes: contaminación y combustible.

Respecto a la contaminación en 1965 entraron en vigor en Estados Unidos normas que limitaban las emisiones de escape de los motores, haciéndose progresivamente más exigentes al paso de los años. Desde la década de los ochenta en México, se han implementado normas anticontaminantes, debido a los altos índices de contaminación registrados en el Distrito Federal y en otras ciudades de alta concentración poblacional e industrial, que implica una gran concentración de vehículos automotores -que es una de las causas principales de los altos índices de contaminación-. Aunado a esto, las circunstancias geográficas y climatológicas hacen que los efectos de la contaminación sean más patentes.

Ahora con lo que respecta al combustible, el encarecimiento del petróleo, y el previsible agotamiento a mediano plazo de esta fuente de energía, está condicionando en los últimos años, de forma importante, el diseño de los motores y potenciado la investigación en busca de soluciones que mejoren el rendimiento del motor, así como de posibles combustibles de sustitución. Las reservas existentes garantizan el suministro de combustible derivado del petróleo durante al menos 30 años; este periodo se puede ampliar notablemente por el descubrimiento de nuevos yacimientos y por la utilización más selectiva y eficiente de los combustibles actualmente utilizados.

Estos son los retos a vencer por los motores de combustión interna alternativos MCIA: reducir al máximo las emisiones contaminantes y el consumo de combustible, haciéndose más eficientes.

CAPITULO II

II.1 GENERALIDADES SOBRE EL PROCESO DE ADMISION Y SU IMPORTANCIA EN LA MEJORA DEL MOTOR

II.1.1 Introducción

El motor térmico permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido a causa de un proceso de combustión. Esta combustión en los motores es considerada, de forma general, como el proceso de oxidación del combustible por el aire, que es el que aporta como oxidante su contenido en oxígeno, dando lugar a la aparición de la llama, que no es otra cosa que la reacción de combustión acompañada de luz y calor. Si el estado térmico se genera en el propio fluido motor, tendremos un motor de combustión interna MCI. Cuando la transmisión de trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal de un embolo, el motor se denomina alternativo MCIA.

II.1.2 Clasificación de los motores de combustión interna

II.1.2.1 Según el proceso de combustión

a) Motores de encendido provocado, MEP (motor Otto, de encendido por chispa, o motor de explosión).

En los MEP, en los que se dispone al final de la compresión de una mezcla de aire y combustible prácticamente homogéneo, el proceso de combustión, que se inicia por una causa externa, usualmente la chispa producida en una bujía se propaga por un frente de llama al resto de la cámara de combustión.

b) Motores de encendido por compresión, MEC (Motor Diesel). En los MEC, el fluido admitido, que corrientemente es aire, sufre una fuerte compresión de forma que se garantiza la autoinflamación del combustible en el momento de la inyección.

II.1.2.2 Según el modo de realizar el ciclo

a) Proceso de cuatro tiempos

El motor de cuatro tiempos se denomina así porque se requieren cuatro carreras de embolo o pistón, es decir dos revoluciones del motor, para realizar un ciclo completo; el proceso es el siguiente:

1. Carrera de admisión
2. Carrera de compresión
3. Combustión y carrera de expansión
4. Carrera de escape.

La admisión y el escape son las fases que llamamos proceso de renovación de la carga, que se realiza aprovechando el propio movimiento del embolo. Válvulas convenientemente accionadas permiten realizar el proceso en la forma indicada. La compresión, combustión y expansión integran lo que podríamos definir como proceso

térmico básico, que permite transformar el estado térmico generado en el proceso de combustión en trabajo mecánico.

Si bien para el proceso de combustión no es necesaria una fase previa de compresión, esta juega un papel importante en el rendimiento térmico del motor, ya que cuanto más alta sea la temperatura del fluido al que se aporta el estado térmico para el proceso de combustión, menos degradante será dicho proceso y consecuentemente más elevado el rendimiento.

En la figura 2.1 se representa el comienzo de cada uno de los cuatro tiempos para un motor de encendido provocado MEP.

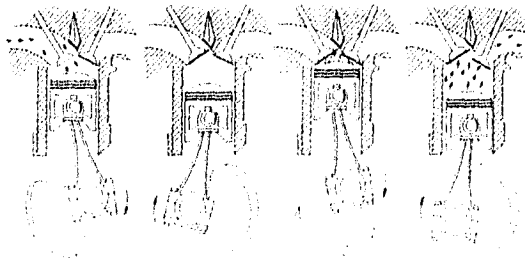


fig.2.1. Las cuatro fases de un MEP monocilíndrico de 4 tiempos.

A continuación se detallan cada una de las fases.

Primer tiempo o admisión

Al separarse el pistón del punto muerto superior PMS, se crea una depresión en el interior del cilindro que permite llenarlo con los gases que llegan a este a través de la válvula de admisión abierta y procedentes del sistema de formación de mezcla. Cuando el pistón llegue al punto muerto inferior PMI, el cigüeñal habrá recorrido 180 grados y teóricamente la válvula de admisión se cerrará, sin embargo, como después se explicara, se deben introducir ciertas modificaciones para mejorar el llenado.

Segundo tiempo o compresión

El pistón, al desplazarse desde el PMI hacia el PMS con las válvulas cerradas, comprime la mezcla existente en el interior del cilindro. En el PMS saltará teóricamente la chispa de la bujía provocando la inflamación de la mezcla comprimida; el pistón ha efectuado su segunda carrera y el cigüeñal ha dado otra media vuelta.

Tercer tiempo o expansión

Por efecto de la presión ejercida por los productos de la combustión, el pistón es obligado a desplazarse nuevamente hasta su PMI, realizando su tercera carrera, que será la única útil o de trabajo.

Cuarto tiempo o escape

El pistón inicia su carrera desplazándose desde el PMI, hasta el PMS, con la válvula de escape abierta, a través de la cual se desechan los productos quemados. Una vez que el pistón llega al final del recorrido, dicha válvula se cerrará, con lo que se inicia un nuevo ciclo.

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 giro de los motores, a la apertura de la válvula de admisión antes del PMS y al cierre, después del 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 de determinado tiempo, por lo que la chispa debe saltar en la bujía antes de que el pistón alcance el PMS.

En la figura 2.2 se presentan los diagramas de la distribución teórica y real, donde:

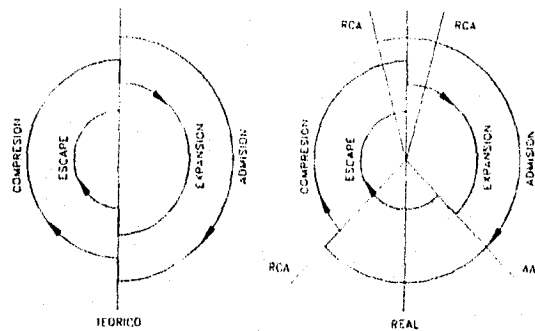


fig.2.2. Diagrama de la distribución.

AAA: Avance a la apertura de la admisión

AAE: Avance a la apertura de escape

RCA: Retraso al cierre de admisión

RCE: Retraso al cierre de escape

La figura 2.3 muestra la evolución de la presión en el cilindro en un diagrama de presión-volumen (P-V, diagrama del indicador) y un diagrama presión - ángulo de giro del cigüeñal (p- α) o presión-tiempo (p-t) en un motor alternativo de cuatro tiempos.

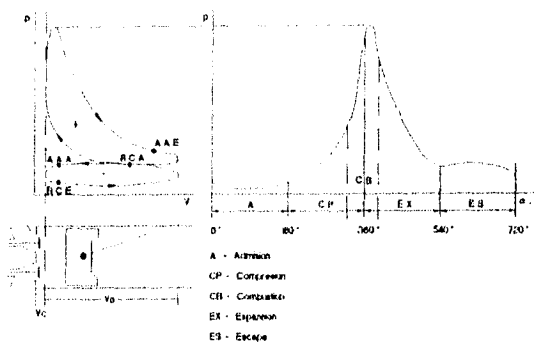


fig.2.3. Proceso de cuatro tiempos.

b) Motor de dos tiempos

Aunque el motor de dos tiempos posee las mismas cuatro fases, el ciclo se realiza sólo en dos carreras del émbolo, lo que es lo mismo en una sola revolución; la renovación de la carga se realiza por un proceso denominado barrido, que consiste en desalojar los productos quemados con fluido a presión procedente de la admisión en las proximidades del PMI.

Los motores de dos tiempos desarrollan, la evolución completa, incluida la renovación de la carga, en una revolución del motor, por lo que es lógico pensar en una mayor potencia por litro de cilindrada para el mismo número de revoluciones. Teniendo en cuenta que una parte de la carrera la emplean los motores de dos tiempos en la renovación de la carga, su potencia aunque no es el doble, en un 60% mayor que en un motor semejante de cuatro tiempos.

II.1.3 Clasificación de acuerdo a la presión de admisión

a) Motor de aspiración natural o atmosférico

Es aquel motor en que la presión en el colector de admisión es sensiblemente la atmosférica o menor si el motor está estrangulado por la regulación de carga MEP.

b) Motor sobrealimentado.

Se dice que un motor está sobrealimentado cuando la presión en el colector de admisión a la entrada del cilindro es superior a la atmosférica. Este resultado se consigue con la ayuda de un compresor.

II.1.4 Características típicas de los motores de encendido provocado MEP y encendido por compresión MEC

II.1.4.1 Lugar donde se forma la mezcla

Como es obligado disponer en los MEP de una mezcla combustible-aire lo más homogénea posible al final de la compresión, que además se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad para poder garantizar la propagación del frente de llama, la mezcla conviene realizarla con cierta antelación. El método más tradicional es el empleo de un carburador, elemento al que esta encomendada la formación de la mezcla. En los sistemas llamados de gasolina inyectada, la mezcla se realiza en el colector de admisión, o bien en el interior del cilindro, durante el proceso de admisión o de admisión-compresión. Por tanto, es también característico de los MEP el comprimir una mezcla carburada.

En los MEC, al inyectarse combustible a elevada presión al final de la compresión, la formación de la mezcla se produce dentro del cilindro.

II.1.4.2 Regulación de la carga

Los MEP la hacen por regulación cuantitativa, es decir, se introduce más o menos mezcla de aproximadamente la misma composición.

En los MEC, por el contrario, la regulación de la carga es cualitativa, inyectándose más o menos combustible, por lo que se varía la relación aire-combustible al no estrangularse en general, la admisión de aire.

La característica típica de los MEP, de comprimir mezcla carburada impone condicionamientos respecto de la relación de compresión utilizable, limitación que no existe, en principio en los MEC.

II.1.4.3. Naturaleza del combustible

El empleo de combustibles volátiles (gaseosos o gasolinas) simplifica el proceso de formación de la mezcla permitiendo el uso de dispositivos sencillos como los mezcladores y carburadores. Además los combustibles más ligeros tienen temperaturas de autoinflamación más altas, que permiten el incremento de la compresión de la mezcla. En los motores Diesel en donde interesan temperaturas de autoinflamación bajas, se emplean combustibles más pesados, que además, por tener un carácter más lubricante facilitan el funcionamiento del equipo de inyección. La pulverización de combustibles más viscosos obliga al empleo de altas presiones de inyección.

El uso de combustibles de peso molecular elevado en los MEP, obligaría a fuertes calentamientos de la mezcla para facilitar su gasificación, con la siguiente disminución de la masa de mezcla utilizada.

11.1.4.4 Dosado

Dosado o relación combustible-aire

La relación combustible-aire utilizada en un proceso de combustión se denomina dosado absoluto o dosado.

$$F = \frac{m_c}{m_a} = \left[\frac{\text{masa de combustible}}{\text{masa de aire}} \right]$$

La relación combustible-aire para la relación estequiométrica, se llama dosado estequiométrico,

$$F_e = \left[\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \right]$$

si dividimos el dosado por el dosado estequiométrico, obtendremos el llamado dosado relativo,

$$F_r = \frac{F}{F_e}$$

si

$F_r < 1$ defecto de combustible. Mezcla pobre.

$F_r = 1$ combustible estequiométrico. Mezcla estequiométrica.

$F_r > 1$ exceso de combustible. Mezcla rica.

Los MEP, suelen trabajar con relaciones combustible-aire próximas a la estequiométrica, es decir, $F_r \approx 1$.

Los MEC siempre trabajan con mezclas pobres debido a las dificultades de formación de mezcla que presentan este tipo de motores. Usualmente $F_r \leq 0.7$.

También es muy frecuente la utilización de la relación inversa para definir el dosado. En este caso tendremos (*):

$$A = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad \text{Dosado absoluto o dosado.}$$

(*) A recibe también el nombre de relación aire-combustible y F relación combustible-aire.

$$A_e = \left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \right] \quad \text{Dosado estequiométrico.}$$

$$A_r = \frac{A}{A_e} \quad \text{Dosado relativo o coeficiente de exceso de aire.}$$

si:

$A_r > 1$ exceso de aire. Mezcla pobre.

$A_r = 1$ aire estequiométrica. Mezcla estequiométrica.

$A_r < 1$ defecto de aire. Mezcla rica.

II.1.5 La renovación de la carga en los motores de cuatro tiempos

La renovación de la carga es el proceso por el cual tiene lugar la sustitución de los productos quemados por mezcla sin quemar (aire en los Diesel) con el fin de repetir el proceso termodinámico que tiene lugar en el motor.

El interés que presenta el estudio de la renovación de la carga puede ponerse de manifiesto en primer lugar desde el punto de vista de la potencia del motor. En efecto, la potencia tiene como expresión.

$$N = \dot{m}_f H_c \eta_e = \dot{m}_a F H_c \eta_e$$

donde: N = potencia que nos proporciona el motor

\dot{m}_f = gasto másico de combustible

H_c = poder calorífico inferior del combustible a presión constante

\dot{m}_a = gasto másico de aire

η_e = rendimiento efectivo

Teniendo en cuenta que el valor del dosado F , en los MEP, es constante y en los MEC, aunque se le permite una pequeña variación su valor está limitado superiormente por la formación de humos y depósitos carbonosos, es evidente que en un motor dado, con un combustible determinado, si mantenemos el dosado y por lo tanto el rendimiento, la potencia del motor N , es directamente proporcional a la masa de aire que admite el motor por unidad de tiempo.

En el estado actual de la técnica, no cabe esperar mejoras importantes en el rendimiento efectivo de los motores a plena carga. Por otra parte, en los MEP, el dosado varía entre límites muy estrechos, comprendidos entre el dosado de máximo rendimiento y el de máxima potencia, y en los MEC, el dosado máximo admisible está limitado por la negrura de humos.

La renovación de la carga en un motor de cuatro tiempos la efectúa el propio pistón durante una vuelta completa del cigüeñal, carrera ascendente en la que expulsa los gases quemados del motor procedentes del ciclo anterior a través de la válvula de escape y carrera descendente en la que aspira aire o mezcla aire-combustible a través de la válvula de admisión. En estas dos carreras el motor se comporta como una máquina térmica generadora absorbiendo en consecuencia trabajo.

Por otra parte, la masa de aire admitida en un motor de cuatro tiempos depende del desplazamiento del pistón, del número de revoluciones, de la densidad del fluido, y de un coeficiente denominado *rendimiento volumétrico* η_v .

El rendimiento volumétrico se define como la relación entre la masa de mezcla fresca que entra en el motor por ciclo y la que llenaría la cilindrada en unas condiciones de

referencia, en otras palabras, el rendimiento volumétrico η_v mide la perfección de llenado de los cilindros, este coeficiente se define como:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_m}{n V_T \rho_{im} / 2} \quad (2.1)$$

donde:

- η_v = rendimiento volumétrico
- \dot{m}_m = masa de gases frescos por unidad de tiempo que entran al motor
- n = número de vueltas por unidad de tiempo (régimen de giro)
- V_T = cilindrada total del motor
- ρ_{im} = densidad de la mezcla a la presión y temperatura de referencia

En motores no sobrealimentados la densidad de referencia se toma frecuentemente a la presión y temperatura exteriores.

II.1.6 Rendimiento volumétrico en función de la masa de aire

El motor es alimentado como se sabe por una mezcla de aire húmedo y combustible, que se forma en el conducto de admisión en el caso de los MEP. Por ello la determinación de la densidad de la mezcla en las condiciones de referencia presenta alguna dificultad.

Como en la práctica lo verdaderamente medible es el aire admitido procederemos a expresar η_v en función de la masa de aire.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{n V_T \rho_{ia} / 2} \quad (2.2)$$

donde

- ρ_{ia} = densidad del aire referida a las condiciones exteriores
 - \dot{m}_a = gasto masico de aire
- despejando:

$$\dot{m}_a = \eta_v \left(\frac{n}{2} \right) V_T \rho_{ia} \quad (2.3)$$

sustituyendo en la expresión de la potencia

$$N = \eta_v \left(\frac{n}{2} \right) V_T \rho_{im} F H_c \eta_e \quad (2.4)$$

Por lo tanto la potencia depende directamente del rendimiento volumétrico η_v o lo que es lo mismo de la perfección de llenado de los cilindros, el cual se puede mejorar analizando el flujo de aire en la admisión, eliminando posibles obstáculos y en definitiva la alimentación del motor.

II.2 BANCOS DE ENSAYO

II.2.1 Descripción

En la mayor parte de las aplicaciones, los motores tienen que hacer frente a condiciones operativas variables, por lo que es necesario conocer su comportamiento, o lo que es lo mismo, sus prestaciones en dichas condiciones.

Los ensayos de motores pueden clasificarse en categorías diferentes. Según la finalidad, van desde el simple control de funcionamiento a la obtención de datos característicos, a los ensayos de puesta a punto y por último a las laboriosas y precisas indagaciones que pertenecen al ámbito de la investigación.

Los parámetros más importantes utilizados en relación con las prestaciones de un motor son el par, la potencia y el consumo de combustible para cada número de revoluciones.

Antes de abordar cuestiones relativas a los ensayos mismos, es conveniente efectuar una clasificación de los distintos tipos de ensayos, ya que tienen peculiaridades que los diferencian sustancialmente en algunos casos. Desde el punto de vista del objetivo perseguido, los ensayos pueden clasificarse en los cuatro tipos siguientes.

II.2.1.1 Ensayos de control de calidad

Este tipo tiene como objetivo comprobar el nivel de acabado y las prestaciones del motor una vez fabricados y antes de llegar al usuario. Esta clase de ensayo se utiliza en ocasiones en las grandes cadenas de fabricación.

Por otra parte, los ensayos de control de calidad pueden realizarse sobre una muestra reducida de las unidades producidas, con lo que el ensayo puede ser mucho más exhaustivo, analizándose la duración y el desgaste de distintos elementos tras largos periodos de funcionamiento, y controlándose la evolución de ciertos parámetros con el tiempo.

II.2.1.2 Ensayos de homologación

Esta clase de ensayo se realiza para comprobar las prestaciones de un motor frente a organismos oficiales o bien futuros usuarios. En general suele realizarse de acuerdo con algunas normas internacionales (DIN, ISO, SAE, etc.) que prescribe la metodología del ensayo así como los parámetros a medir, que suelen ser los más característicos del motor (curvas de par, consumo específico y potencia).

II.2.1.3 Ensayos de recepción

Son similares a los anteriores y normalmente se realizan a petición del futuro usuario. Pueden hacerse de acuerdo con algunas normas internacionales o bien de acuerdo con cláusulas particulares del contrato. En ocasiones sustituye en parte a los ensayos de

control de calidad, por ejemplo en el caso de los grandes motores estacionarios o marinos.

II.2.1.4 Ensayos de investigación

Están encaminados a la obtención experimental de parámetros en las distintas facetas o líneas de investigación. Son ensayos extraordinariamente diversos y resulta difícil establecer generalizaciones, dependiendo de la metodología y las medidas a efectuar del fenómeno que se estudia, de los recursos y del propio investigador.

II.2.2 Parámetros a medir e instrumentación necesaria

En la tabla 2.1 se muestran los parámetros más generales que pueden ser objeto de medida en un ensayo sobre un motor, así como los parámetros derivados de la instrumentación necesaria.

PARAMETRO A MEDIR	PARAMETROS DERIVADOS	INSTRUMENTACION
Par efectivo (M_e)	Presión media efectiva (pme) $pme = 4 \pi M_e / V_f$	Banco dinámico -hidráulico -electromagnético -dinamo-freno
Régimen de giro (n)	Velocidad lineal media del pistón (c_m) $c_m = 2 S n$ Potencia efectiva (N_e) $N_e = 2\pi n M_e$	Tacómetro -óptico -magnético -mecánico
Gasto horario de combustible (\dot{m}_f)	Consumo específico de combustible (g_e) $g_e = \dot{m}_f / N$ rendimiento efectivo (η_e) $\eta_e = N_e / \dot{m}_f H_c$	Medidor -volumétrico -gravimétrico
Gasto horario de aire (\dot{m}_a)	Rendimiento volumétrico (η_v) $\eta_v = \dot{m}_a / V_f \rho_a n / 2$ relación combustible-aire (F) $F = \dot{m}_f / \dot{m}_a$	Tobera calibrada Placa orificio Flujo laminar Embolos rotativos
Temperaturas medias (T)	Temperatura de agua (T_a) Etc.	Termopares Semiconductores
Monóxido de carbono Hidrocarburos Óxidos de nitrógeno	Porcentaje (%) Partes por millón (ppm)	Analizadores -infrarrojos -quimioluminiscencia

Tabla 2.1

11.2.2.1 Medida del par efectivo

El par efectivo es una de las magnitudes fundamentales, puesto que de ella se derivan las curvas características del motor ensayado. Existen dos formas generales de medir el par efectivo:

a) Métodos indirectos

En este sistema la unidad de medida no absorbe ni disipa la potencia generada por el motor. Presenta la ventaja de no necesitar instalaciones complejas para efectuar la medida, pudiendo hacerse sobre el motor en funcionamiento habitual. La medida suele hacerse instrumentando el eje de transmisión entre motor y elemento resistente (alternador eléctrico, ruedas, etc.) ya sea con métodos extensométricos o con torsímetros; los métodos indirectos no suelen utilizarse.

b) Métodos directos

En este sistema el motor se conecta a un elemento capaz de absorber y disipar la potencia generada por el motor, pudiendo medir además el par de frenado, igual al par efectivo del motor una vez estabilizado el conjunto. El elemento frenante (normalmente recibe el nombre de frente dinamométrico o banco de ensayos) consta esencialmente de un rotor conectado al cigüeñal del motor, sin ninguna reducción en general, y un estator balanceado respecto al rotor, que por medio de una barra está conectado a una balanza o a una célula de carga (método extensiométrico) como lo muestra la figura.

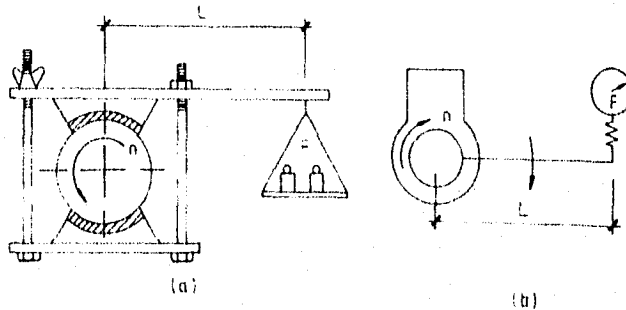


fig. 2.4. a) Esquema de un freno Prony, b) Esquema equivalente sobre motor.

11.2.2.1.1 Freno hidráulico

Formado esencialmente por un rotor con palas que bate agua dentro de un estator. La potencia se disipa por fricción y calentamiento del agua, por lo que es necesario el aporte de un caudal continuo. La ley que sigue la potencia absorbida por este tipo de freno es proporcional al producto del cubo de velocidad de rotación y la quinta potencia del diámetro del rotor. Existen dos formas generales de regulación para los

frenos hidráulicos. La primera consiste en variar el nivel del agua en el interior de la carcasa, en consecuencia la cantidad batida por el rotor. El segundo sistema mantiene el nivel de agua y lo que se modifica es la separación entre la carcasa, que en este caso va partida, y el rotor. Entre las características más importantes de este tipo de frenos pueden destacarse: construcción sencilla y fácil mantenimiento, precio reducido comparado con otros tipos y dificultades de automatización.

11.2.2.1.2 Dinamofreno

Están constituidos por una dinamo que absorbe la potencia del cigüeñal, generando corriente eléctrica y provocando un par de vuelco sobre la carcasa que, como en los demás casos, está balanceada.

La potencia se puede medir con una balanza o célula de carga como en casos anteriores, o bien midiendo la energía eléctrica generada. Como inconveniente de este freno pueden citarse: precio alto, pequeña gama de utilización, régimen máximo reducido y gran volumen para la potencia absorbida. Sin embargo, presenta la ventaja de que se puede aprovechar la energía eléctrica generada para, convenientemente transformar, aportarla en la red de distribución; en caso contrario se hace necesario disponer de un sistema de disipación regulable de energía (resistencias, etc.). Así, este tipo de frenos es muy versátil por su capacidad para frenar y arrastrar el motor, pudiendo, en ambos casos, medir el par efectivo.

11.2.2.1.3 Freno electromagnético

Consta de un rotor con aspecto de engranaje de dientes anchos con un elevado peso. En el estator (carcasa del freno) existen once o varias bobinas de campo que son excitadas mediante una pequeña corriente continua. La aplicación de la corriente produce un flujo magnético que une el rotor con el estator. En las cabezas de los dientes se producen fuertes concentraciones de flujo, las cuales al girar el rotor en cualquier sentido dan lugar a corrientes de Foucault cerca de la periferia interna del estator.

Los campos magnéticos así creados por las corrientes de Foucault obran recíprocamente a las concentraciones del campo principal de tal forma que tienden a impedir el giro del rotor. Esta acción es la que confiere al freno su capacidad de absorción de potencia que puede ubicarse mediante la variación de la corriente de excitación.

La potencia del motor se convierte en calor, evocado por una corriente de agua que circula por el estator, lugar donde, debido al dentado del rotor, se generan corrientes de Foucault. Las características más sobresalientes de este tipo de frenos son las siguientes: Por su principio de funcionamiento son susceptibles de ser automatizados, no contienen elementos mecánicos importantes sujetos a desgaste y, finalmente su precio es elevado comparado con los frenos hidráulicos.

A la hora de elegir un tipo de freno o al plantearse el acoplamiento de un motor determinado a un freno, es necesario conocer, por una parte, la constante del freno y

por otra las curvas características del mismo, con el fin de abarcar todos los posibles puntos de funcionamiento del motor.

El par efectivo por la balanza tendrá por expresión:

$$M_e = FL$$

siendo:

M_e = par efectivo (N·m)

F = fuerza ejercida sobre la palanca (N)

L = longitud del brazo (m)

Por otra parte, la potencia efectiva se obtendrá a partir de la ecuación,

$$N_e = \frac{M_e \omega}{1000} = \frac{FL \cdot 2\pi n}{1000 \cdot 60} \quad (2.5)$$

siendo:

N_e = potencia efectiva (KW)

ω = velocidad angular (1/seg)

n = velocidad de giro (rpm)

La expresión anterior puede escribirse como:

$$N_e = \frac{F n}{K} \quad (2.6)$$

recibiendo la constante K el nombre de constante del freno, y cuyo valor es,

$$K = \frac{60 \cdot 000}{2 \pi L} \quad (2.7)$$

Así, la constante de un freno depende del brazo de palanca (L) y del sistema de unidades elegido.

II.2.2.2 Medida del régimen de giro

Normalmente los frenos o bancos de ensayos suelen llevar incorporados un tacómetro de tipo magnético que cuenta los impulsos de una rueda fónica. De esta forma, a partir del par y el régimen, puede determinarse la potencia. Existen otros tipos de tacómetros, como los que utilizan señales ópticas, procedentes del sistema de encendido o del sistema de inyección, de contacto, etc. Por último, existen los llamados totalizadores, que miden las vueltas a que gira un motor mediante un tiempo determinado, lo cual tiene interés, por ejemplo para determinar el combustible inyectado por cilindro y ciclo o el consumo específico de combustible.

II.2.2.3 Medida del gasto horario de combustible

Existen dos métodos para medir el gasto horario de combustible. Uno es el volumétrico y el otro el gravimétrico.

a) Método volumétrico

Se determina el tiempo empleado por el motor en consumir un volumen conocido de combustible existente en una probeta aforada, situada en paralelo con el depósito de combustible y conectada con éste por medio de una válvula de tres vías. La desventaja de este método estriba en que el volumen es directamente proporcional al producto de la densidad y la masa. Esto implica que cualquier variación de temperatura afectará la densidad, con lo que variará el volumen. Con este método menos sofisticado que el segundo, la detección de niveles puede hacerse a ojo, con ayuda de celdas fotoeléctricas que pueden funcionar por difracción o refracción indistintamente.

b) Método gravimétrico

Se determina el tiempo empleado por el motor en consumir una masa conocida de combustible existente en una balanza de precisión. Presenta la ventaja respecto del anterior, de ser insensible a las variaciones de temperatura del combustible, que fluyen sobre la densidad del mismo, este método es más sofisticado que el anterior en cuanto a medición, es independiente de las variaciones de temperatura, que por mucho que cambien no influyen en la masa que es lo que aquí se tiene en cuenta. Su principal inconveniente es el precio, que resulta elevado, pero como contrapartida, se puede utilizar para cualquier tipo de combustible.

Debido a la importancia de la medida del gasto de combustible, ya que a través de ésta se obtendrán los dosados y los consumos específicos, que son parámetros fundamentales a la hora de cuantificar las prestaciones del motor, se impone la necesidad de utilizar un medidor gravimétrico.

II.2.2.4 Medida del gasto horario de aire

La medida del gasto horario de aire es la que ocupa el presente trabajo.

Como en el caso de la medida del gasto horario de combustible, es necesario que la lectura se realice en unas condiciones de funcionamiento mantenida. Por otra parte, es fundamental disponer de un depósito de remanso entre el motor y el elemento de medida para que la lectura no esté afectada por el régimen pulsante característico de los MCIA. Finalmente, es importante que la pérdida de carga asociada al elemento de medida no sea elevada, para no desvirtuar de forma apreciable las características de funcionamiento del motor.

Existe una gran cantidad de métodos para medir el gasto de aire, de los cuales recogemos los más habituales.

1.- Tobera calibrada

Se trata de medir la diferencia de presión entre el cuerpo de la tobera por el que circula el fluido con una cierta velocidad y el ambiente, que correspondería a las condiciones de remanso.

2.- Orificio calibrado (diafragma)

Consiste de un orificio circular concéntrico con el tubo de corriente, midiéndose el salto de presiones aguas arriba y aguas abajo del diafragma. Presenta la ventaja de ser muy estrecho en sentido axial y en consecuencia fácilmente intercambiable sin modificar la instalación de pruebas.

3.- Elemento de flujo laminar (EFL)

Cuando un fluido circula en régimen laminar por un conducto, la pérdida de presión es de tal forma que existe una relación lineal entre gasto y pérdida de presión en un tramo de longitud determinada. Para obtener regímenes laminares del fluido, el número de Reynolds debe ser menor de 2000. Los EFL, se basan en este principio, manteniendo reducido el número de Reynolds a base de disminuir el diámetro del tubo.

4.- Embolos rotativos

Consisten generalmente en dos lóbulos giratorios cuya velocidad de rotación varía de acuerdo con el caudal que circula. Aunque la respuesta es prácticamente lineal, su precio es alto, por lo que no son muy empleados.

II.2.2.5 Medida de presiones dinámicas

La medida de presiones dinámicas referenciadas al ángulo de giro del cigüeñal es muy interesante en el interior del cilindro, para determinar el diagrama de indicador, como en los colectores de admisión y escape, para el estudio de los fenómenos no estacionarios asociados. En cualquiera de los dos casos, lo que se pretende es determinar la presión instantánea para intervalos angulares conocidos, o bien para intervalos de volumen conocidos. En el primer caso obtenemos un diagrama P- α , mientras en el segundo se obtiene directamente el diagrama P-V. De los muchos transductores de presión susceptibles de ser utilizados, actualmente en esta aplicación se puede hablar de un monopolio prácticamente total de los transductores piezoeléctricos. Su principio de funcionamiento se basa en la propiedad de algunos materiales de generar una carga eléctrica cuando se someten a presión.

Los inconvenientes principales se resumen en su alta sensibilidad a la temperatura y al choque térmico. Respecto a las presiones medidas, el sistema más comúnmente empleado por su exactitud, sencillez y economía, sigue siendo la columna, ya sea de agua o de mercurio, en función de la magnitud de la presión a medir.

II.2.2.6 Medida de temperaturas

Con instrumentación relativamente sencilla sólo es posible la medida de temperaturas medias, ya sea de algún elemento del motor, ya sea del fluido en colectores de admisión o escape. Existen diversas posibilidades en cuanto a elementos a utilizar como transductor.

a) Termistores

Son elementos semiconductores con una elevada sensibilidad, aunque su falta de linealidad es acusada. Su principal ventaja es la velocidad de respuesta alta, especialmente con configuraciones geométricas de tamaño reducido. Una innovación reciente en termometría son los transductores de temperatura de circuito integrado,

tanto como generadores de intensidad como de tensión. Ambos sistemas presentan la ventaja de tener salida lineal.

b) termopares

Los termopares se basan en la propiedad que tienen los metales por la cual, acoplados mediante dos uniones a distinta temperatura son capaces de generar una diferencia de tensión.

II.2.2.7 Analizadores de escape

Los parámetros a determinar en este caso son las concentraciones de monóxido de carbono, hidrocarburos y óxidos de nitrógeno en los gases de escape. Las medidas pueden hacerse o bien de forma continua para obtener un parámetro más en el ensayo de un motor, o bien según una rutina preestablecida por las normas de emisión de contaminantes. El esquema de un analizador de escape aparece en la figura. Para la determinación del CO y del HC se emplean analizadores no dispersivos de absorción en el infrarrojo, sensibilizándose al analizador de HC al n-hexáno. Los analizadores de NO_x funcionan por el procedimiento de quimioluminiscencia.

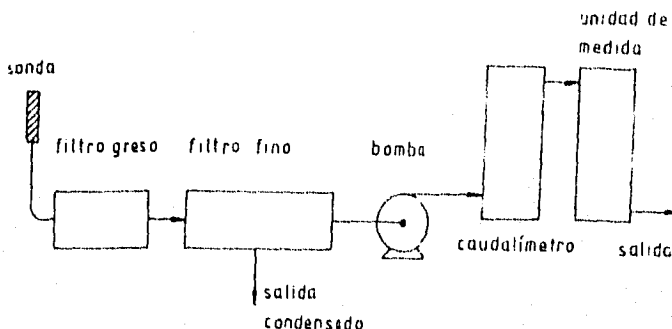


fig.2.5. Analizadores de gases de escape.

II.2.2.8 Analizadores de opacidad de humos

Existen básicamente dos sistemas, el Bosch de media discontinua y el Hartridge de medida continua. Esencialmente, el analizador consiste en un emisor de luz y un receptor en forma de celda fotoeléctrica, que detecta directamente la opacidad del humo (sistema Hartridge) o la de un papel de filtro que ha estado en contacto con una muestra de un volumen determinado de gases del escape (sistema Bosch).

II.3 GENERALIDADES SOBRE MEDIDORES DE GASTO

II.3.1. Mediciones de gasto o flujo

La selección de un dispositivo para medir gastos se ve afectada por la aproximación requerida, el costo, la complejidad del diseño, la facilidad de la lectura o la interpretación de los resultados y la duración. En general, se prefiere seleccionar el dispositivo más simple y barato para la aproximación deseada. Se presentan a continuación los métodos más sencillos para la medición de gastos.

II.3.1.1. Métodos sencillos

En el caso de un flujo estacionario de un líquido, se puede emplear un recipiente común para medir el gasto, determinado el volumen o la masa del líquido que se deposita en el recipiente durante un intervalo de tiempo conocido. Si dicho intervalo es suficientemente grande de manera que se pueda medir apropiadamente, se logran determinar de esta manera valores con muy buena precisión para el gasto.

En el caso de un gas, se debe considerar la compresibilidad al hacer mediciones volumétricas. Generalmente las densidades de los gases son tan pequeñas que no permiten determinar directamente el gasto másico con una aproximación adecuada. Sin embargo, muchas veces se puede recoger una muestra volumétrica mediante el desplazamiento de un recipiente abierto e invertido colocado en algún líquido (la presión se debe mantener constante empleando contrapeso). Si estas operaciones se hacen con cuidado, no se requiere efectuar previamente una calibración; esto constituye una gran ventaja de este tipo de métodos.

Otro método sencillo pero que si requiere calibración, se basa en el gradiente radial de presión ocasionado por una curvatura en las líneas de corriente.

Casi todos los problemas prácticos con fluidos en ingeniería están relacionados con una medida precisa del flujo. Hay necesidad de medir propiedades; *locales* (velocidad, presión, temperatura, densidad, viscosidad, nivel de turbulencia), *integradas* (flujo másico y flujo volumétrico) y *globales* (visualización de todo el campo fluido).

II.3.1.2. Medidores de gasto para flujos internos

La mayor parte de los medidores de gastos no mecánicos para flujos internos funcionan a base de permitir la aceleración de una corriente de fluido a través de algún tipo de boquilla, tal como se muestra en la figura.

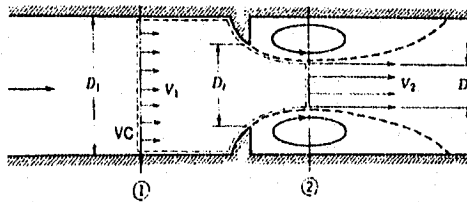


fig. 2.6. Flujo interno a través de una boquilla generalizada, mostrando un volumen de control para el análisis.

La separación del flujo en la arista afilada de la garganta de la boquilla da lugar a que se forme una zona de recirculación como se muestra, con las líneas punteadas inmediatamente aguas abajo de la boquilla. La corriente principal del flujo se acelera aún más después de que pasa a través de la garganta formando una sección contraída (muchas veces conocida como vena contracta) en la sección 2 y después se expande disminuyendo su velocidad para llenar todo el conducto. En la sección contraída el área del flujo adquiere su valor mínimo, las líneas de corriente del flujo son esencialmente rectilíneas y la presión resulta uniforme transversalmente al canal.

Aplicando las ecuaciones de continuidad y de Bernoulli se puede seleccionar el gasto ideal con la caída de presión. Una vez establecida esta relación, se pueden considerar factores empíricos de corrección para obtener el gasto real. El fluido se mide por la aplicación del principio de conservación de la energía mecánica por medio de la conversión de la velocidad del fluido a presión (carga hidrostática). De esta manera, si el fluido está forzado a cambiar su velocidad desde V_1 hasta V_2 , su presión cambiará desde P_1 hasta P_2 .

Ecuación de Bernoulli,

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \quad \text{Si } z_1 = z_2$$

entonces,

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho(V_2^2 - V_1^2)}{2} = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

y de la ecuación de continuidad

$$0 = \{- \rho V_1 A_1 / + \rho V_2 A_2 / \}$$

y la ecuación del gasto

$$Q = VA$$

$$Q = V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad \Rightarrow \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 = \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2$$

sustituyendo en la ecuación (2.8)

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right] = \frac{\rho V_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

despejando la velocidad ideal, V_2 ,

$$V_2^2 = \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]} \quad V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.9)$$

Como se muestra el área disponible para el flujo en la vena contracta, o sección de área mínima, donde las líneas de corriente del flujo son esencialmente rectilíneas resulta considerablemente menor que en la garganta de la boquilla. La velocidad teórica se puede describir en función del área de la garganta del medidor, A_c , definiendo el coeficiente de contracción,

$$C_c = \frac{A_{\text{sección contracta}}}{A_{\text{garganta}}} \quad (2.10)$$

de este modo la velocidad ideal V_2 queda dada por,

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]}} \quad (2.11)$$

Como resultado del rozamiento, la velocidad real en la vena contracta resulta menor que la velocidad ideal. Los efectos debidos al rozamiento se pueden tomar en cuenta definiendo el coeficiente de velocidad C_v como,

$$C_v = \frac{V_2 \text{ real}}{V_2 \text{ ideal}} \quad (2.12)$$

de este modo el gasto másico real resulta

$$\dot{m}_{\text{real}} = \rho A_2 V_2 \text{ real} = \rho C_c A_c C_v V_2 \text{ ideal}$$

es decir

$$\dot{m}_{\text{real}} = \frac{C_c C_v A_1 \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)}}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}} \quad (2.13)$$

el coeficiente de flujo k se define como

$$k = \frac{C_c C_v}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2}} \quad (2.14)$$

al producto $C_c C_v$ se le conoce como coeficiente de descarga, es decir, $C_d = C_c C_v$.

Para medidores de boquilla y de Venturi la sección que ofrece la mínima área para el flujo se localiza en la garganta. No existe entonces vena contracta siendo $C_c = 1$. Para estos casos,

$$k = \frac{C_v}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2}} = \frac{C_v}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2.15)$$

$$\dot{m}_{real} = k A_1 \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)} = \frac{C_v A_1 \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2.16)$$

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_d A_1 \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (2.17)$$

El factor $\frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}$ se denomina factor de velocidad de acercamiento, y es función de la geometría.

Como ya se ha señalado, la selección de un medidor de gasto depende de varios factores, entre ellos: el costo, la aproximación que se logra al medir, la necesidad de calibrar y la facilidad en instalación y mantenimiento.

En la figura 2.7 se comparan algunos de estos factores para la placa orificio, la boquilla y el medidor Venturi.

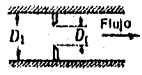
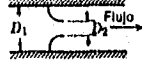

Tipo de medidor	Diagrama esquemático	Pérdida de carga
Orificio		Alta
Boquilla		Intermedia
Venturi		Baja

fig.2.7. Características de los medidores de orificio, de tobera (boquilla) y Venturi.

II.3.2. Medidores Diferenciales

II.3.2.1 Placa orificio

Consiste en una placa delgada que se puede colocar entre las bridas de dos tubos. Como su geometría es muy simple, su costo es bajo y se puede instalar fácilmente o reemplazar; la arista que forma el orificio generalmente es muy afilada de tal manera que no se forman depósitos, sin embargo, en tuberías horizontales se pueden acumular materiales en suspensión del lado aguas arriba de la perforación; para evitar estos problemas se puede colocar un orificio excéntrico, cerca de la parte inferior del conducto. Las principales desventajas de la placa con orificio son su capacidad limitada y la alta pérdida de carga (altura piezométrica) que se ocasionan por la expansión no controlada que se presenta en la parte aguas abajo del elemento medidor.

En la vena contracta, se pueden colocar pequeños orificios para medir la presión o también en una sección a una distancia aguas abajo de la placa equivalente a la mitad del diámetro del conducto; asimismo, se acostumbra colocarlos en las bridas de los tubos. Debido a que la colocación de los orificios, para medir la presión, influye en el valor del coeficiente determinado empíricamente, éste se debe seleccionar entre los valores que ofrecen los manuales, de tal modo que sean consistentes con la localización de los orificios de presión.

II.3.2.2. Boquilla o Tobera

Las boquillas o toberas se pueden utilizar como elementos medidores de gasto en conductos. La tobera, con su entrada suave, redondeada elimina prácticamente la vena contracta y da coeficientes de descarga próximos a la unidad. Las pérdidas no recuperables siguen siendo grandes ya que no hay difusor para la expansión gradual posterior.

a) Instalaciones de cámaras impelentes o de distribución.

Para este tipo de instalaciones, la velocidad de V_1 , resulta esencialmente cero de tal modo que $D_1 \rightarrow \infty$ y $\beta=0$.

Dado que la presión en la cámara impelente o de distribución es igual a P_2 , la localización del orificio para medir la presión aguas abajo no representa ninguna dificultad.

b) Instalación de tuberías.

Se puede utilizar la siguiente ecuación con un valor experimental para k (coeficiente de flujo) en el cálculo del gasto másico a través de una boquilla instalada en la tubería.

$$\dot{m}_{real} = k A_1 \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)} \quad (2.18)$$

El coeficiente de flujo en este caso resulta una función tanto del número de Reynolds como la relación de diámetros.

Se demuestra que k es esencialmente una constante para los números de Reynolds grandes ($Re_{D1} > 2 \times 10^5$). De esta manera, para gastos grandes, éstos se pueden calcular directamente. Para gastos menores, siendo k una función débil del número de Reynolds puede necesitarse un proceso de iteración.

Las toberas de medición pueden considerarse como intermedias entre las placas con orificio y los medidores de Venturi, tanto en costo como en facilidad de instalación.

II.3.2.3 Medidor Venturi

Generalmente se fabrica maquinando una fundición con tolerancia pequeña para asegurar un funcionamiento igual al del diseño estandarizado. Como resultado, los medidores Venturi son voluminosos, pesados y caros. Sin embargo, debida a que la sección construida por el difusor cónico aguas abajo de la garganta ofrece una recuperación excelente de la presión, las pérdidas de carga resultan muy bajas. El medidor Venturi ofrece la ventaja también de requerir poco mantenimiento en cuanto a limpieza se refiere, ya que no presenta cambios bruscos de área.

II.3.2.4 Elemento de flujo laminar

Como se vio en las ecuaciones anteriores para medir el gasto en la boquilla el orificio y el medidor Venturi producen una caída de presión que es proporcional al cuadrado del gasto. En la práctica, se debe seleccionar el tamaño del medidor, de tal manera que pueda medir el gasto máximo esperado. Así como la caída de presión comparada con el gasto volumétrico no es lineal, el intervalo de gastos que se pueden medir con suficiente aproximación utilizando estos dispositivos, es limitado.

El "Elemento de flujo laminar" se diseña con el fin de producir una caída de presión directamente proporcional al gasto. El elemento de flujo laminar EFL tiene una sección subdividida en varios conductos, cada uno de ellos suficientemente pequeño en diámetro para asegurar un flujo laminar completamente desarrollado. Como se señaló anteriormente, la caída de presión en un conducto con flujo laminar es directamente proporcional al gasto. Sin embargo, la relación entre la caída de presión y gasto también depende de la viscosidad del fluido, la cual varía fuertemente con la temperatura. Por tanto, para asegurar una medición suficientemente aproximada con el EFL, se debe conocer la temperatura del fluido.

Un EFL cuesta, aproximadamente, lo mismo que el tubo Venturi pero es mucho más ligero y tiene un tamaño menor.

II.3.3 Medidores mecánicos de gasto

En determinadas aplicaciones, particularmente cuando se trata de medir en condiciones remotas o cuando se pretende registrar la medición, se pueden emplear los medidores mecánicos de gasto. Se pueden mencionar como ejemplos comunes donde

esto sucede, los medidores domésticos de consumo de agua y de gas natural, los que suelen calibrarse para hacer las lecturas directamente en las unidades de producto consumido; se dispone comercialmente de una gran variedad de estos medidores.

11.3.3.1 Rotámetro

Se pueden utilizar con flotador para obtener una medida directa del gasto, tanto líquidos como gases. El medidor con flotador, conocido como "Rotámetro", es denominado frecuentemente del tipo de área variable; cuando está en operación, el flotador es arrastrado hacia arriba hasta alcanzar un punto de equilibrio donde la fuerza de arrastre por el fluido y el peso mismo del flotador se equilibran.

En el Rotámetro se varía el área a través de la que se efectúa el flujo, por lo que se produce una carga hidrostática diferencial, por lo que recibe el nombre de rotámetro (medidor de área variable).

Un rotámetro está compuesto de un tubo ligeramente cónico montado en su extremo más estrecho en la parte inferior, que tiene un flotador de un diámetro menor que el de la parte más estrecha del tubo. A medida que el flujo varía, el flotador asciende o desciende, con lo que varía el área del espacio anular entre el tubo y el flotador, de forma que la pérdida de carga a través del espacio anular es igual al peso del flotador.

Normalmente el tubo es de vidrio con una escala casi lineal grabada en él. Estos medidores suelen calibrarse en la fábrica y se disponen de varios fluidos comunes y diversos intervalos de medición de gastos.

Una ventaja del rotámetro es que el operador tiene un indicador visual del gasto.

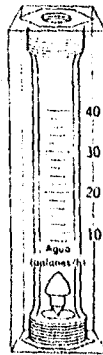


fig. 2.8. Medidor mecánico de gasto, con flotador (rotámetro).

II.3.4.2 Medidor de turbina

Se trata de una pequeña turbina o impulsor provisto de aletas que pueden girar libremente y que va montada en una sección cilíndrica de un conducto como muestra la figura. La rapidez de rotación del impulsor es prácticamente proporcional al gasto volumétrico en un rango muy amplio de este último. Esta característica lineal constituye una de las principales ventajas del medidor con turbina. La velocidad de rotación del rodete se puede detectar mediante un elemento magnético colocado en el exterior del medidor. De esta forma, no se requiere que el sensor penetre en el conducto evitándose la necesidad de sellos especiales. Los medidores de turbina se pueden emplear así de manera segura para medir gastos volumétricos y fluidos corrosivos o tóxicos; la señal eléctrica se puede registrar fácilmente e integrar para obtener una medida de gasto real.

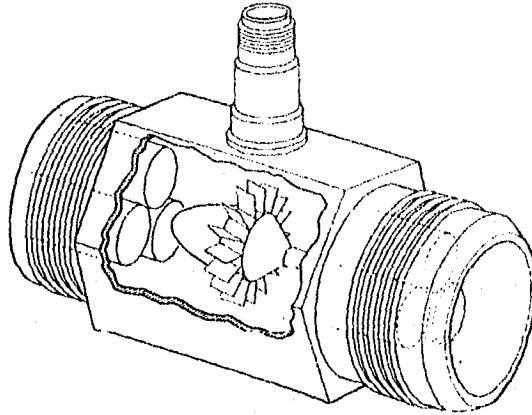


fig.2.9. Medidor mecánico de gasto del tipo turbina.

II.4 MEDIDA DEL GASTO DE AIRE

II.4.1 Introducción

Como en el caso de la medida del gasto de combustible es necesario que la lectura del gasto de aire se realice en condiciones de funcionamiento mantenidas o estacionarias, es fundamental disponer de un depósito de remanso entre el motor y el elemento para que la lectura no esté afectada por el régimen pulsante característico de los MCIA.

En el funcionamiento de un motor nos podemos encontrar ante dos tipos de regímenes, que son:

Estacionario

Si el motor está funcionando en condiciones operativas normales, no puede ser considerado nunca como un régimen estacionario. Sin embargo, es posible hacer medidas estacionarias introduciendo elementos que eliminen la componente pulsante, como pueden ser cámaras de remanso (también conocidas como tambor amortiguador de pulsos o cámaras impelentes), para medidas de gasto.

Transitorio

En este régimen los dos parámetros a medir son la velocidad media instantánea y la velocidad de pulsación turbulenta, midiéndolas en cada punto del espacio. Si se mide la velocidad media instantánea en cada punto y en cada instante de tiempo, se puede determinar el gasto medio integrando a lo largo del tiempo y del espacio.

Ahora bien, es de vital importancia la medida del gasto de aire en el ensayo de los motores, en virtud de que la masa de aire admitida es el factor que limita o influye mucho en i) la potencia específica o máxima, ii) en las temperaturas máximas, iii) en el proceso de combustión, y iv) en la emisión de contaminantes tanto en un motor de encendido provocado MEP como en un motor de encendido por compresión MEC.

Por lo tanto en un motor interesará optimizar el rendimiento volumétrico, es decir, la cantidad de aire admitido. En el caso de un motor sobrealimentado será necesario optimizar tanto el rendimiento volumétrico como el salto de presiones del equipo de sobrealimentación. Una vez hecho esto, la masa de combustible a introducir está determinada. En un MEP el dosado (relación aire-combustible o combustible-aire) ha de ser el estequiométrico, mientras que en un MEC el dosado debe ser del orden de 0.7 veces el estequiométrico. Este es fácil de conseguir variando, mediante un sistema automático, la cantidad de combustible inyectado por la bomba.

La medida de gasto de aire es fundamental para la determinación del correcto o incorrecto funcionamiento de un motor en un ensayo. No sólo es importante controlar la cantidad de aire aspirado por el motor, sino también las características del flujo, es decir, las condiciones relacionadas con vorticidad y turbulencia, o dicho de otra manera, el movimiento intrínseco del aire en el interior de los ductos de admisión y dentro de los cilindros del motor ya que esto influye de manera fundamental en el proceso de combustión.

II.4.2 Medidores de presión diferencial

Durante muchos años, los medidores de presión diferencial fueron los únicos dispositivos disponibles, con una precisión razonable para la medida indirecta de caudales y gasto en un ducto.

Actualmente hay más alternativas, pero aún así los medidores de presión diferencial siguen siendo válidos. Sus principales ventajas son:

1.-Simplicidad de construcción

No hay partes móviles en el interior del conducto, y todo el equipamiento para tratamiento de datos es exterior al conducto.

2.-Versatilidad

Pueden ser empleados con casi todos los fluidos, desde vapor recalentado hasta ácido sulfúrico.

3.-Economía

Al elegir el tipo adecuado de medidor se puede tener un bajo costo inicial, o bien, una baja pérdida de carga, y por tanto menores pérdidas de bombeo.

4.-Experiencia

Hay suficiente información sobre estos medidores para no cometer errores en su utilización.

Aunque, también tienen desventajas:

La precisión no es tan alta como en los modernos tipos de medidores. El error en la precisión es del orden de 1% con el aparato calibrado, y entre 2 y 3%, sino lo está.

En la señal de salida, la presión diferencial no es lineal con el gasto, pero sí con el cuadrado de la velocidad. Esto implica extraer la raíz cada vez que se lee.

Para la obtención del gasto de aire es necesario medir, además de la variación de la presión, la temperatura de entrada para la obtención de la densidad en dicha sección.

Los tipos de medidores más usados para la medida de gasto de aire son: placa orificio, tobera, tubo Venturi, entre otros. Su descripción está en la sección II.4 de este trabajo. Las diferencias y características de cada uno de ellos, así como la selección del tipo de medidor que se utilizó en la medición del gasto de aire en esta tesis, fue determinada mediante una matriz de decisión, y se presentan en la sección II.6. Ahí también está el arreglo propuesto para la medición del gasto de aire.

II.4.3 Soluciones para evitar errores de medida en flujo pulsante

En presencia de pulsaciones de flujo, las indicaciones de los medidores de carga tales como orificios, toberas, y tubos Venturi se tornan con frecuencia inseguras debido a varias razones en primer lugar, la diferencia de presión medida tenderá a ser alta, ya que dicha diferencial es proporcional al cuadrado de la velocidad de flujo para un medidor de carga -presión diferencial- y la raíz cuadrada de la presión diferencial media es siempre mayor que la media de las raíces cuadradas de las presiones

diferenciales. En segundo lugar, se tiene un desplazamiento de fase conforme la onda pasa por la restricción de medición que puede afectar a la diferencial de presión. En tercer lugar, las pulsaciones pueden producirse en la misma dirección del manómetro ocasionando así, un desplazamiento en el fluido manométrico lo cual repercutiría en una medición precisa de la diferencial de presión leída en el mismo.

A continuación se mencionan *los problemas* que conlleva el trabajar con flujos pulsantes, *así como las consecuencias y posibles soluciones.*

Problemas:

- *Tipo de respuesta del medidor de presión (manómetro)*
- *Gastos pico pueden superar el rango de medida (el medidor debe dar una lectura intermedia entre los flujos máximo y mínimo)*
- *Coefficientes de flujo o descarga no constantes*

Consecuencias:

- *Generalmente se sobrevalora la medida, por ende, no se tiene una medida precisa del gasto de aire medido*

Soluciones:

- *Método del tapón sónico*
- *Amortiguación de pulsaciones mediante depósito*

Para la solución de amortiguación de pulsaciones mediante depósito existen tres vías de actuación las cuales son:

- 1.- Criterio del número de Hodgson
- 2.- Criterio de pérdidas de transmisión
- 3.- Criterio SAE

Con estos tres métodos se calcula el volumen del depósito amortiguador de pulsos, de los cuales utilizamos el *criterio SAE*, por ser el más sencillo de aplicar.

II.4.4 Utilización de amortiguador de pulsaciones (cámaras de remanso) se usan para lograr:

a) Minimizar las fluctuaciones de presión (debidas a las fluctuaciones en el gasto) hasta aproximadamente el 1% de la presión del remanso, para poder medir presiones y temperaturas, sin que haya variaciones en las lecturas realizadas en los aparatos de medida, como en el caso del manómetro.

b) En el caso de la admisión, un mayor volumen para simular de la manera más exacta posible una *atmósfera artificial.*

Criterio SAE (el más estricto y sencillo)

Recomendaciones SAE J244

La Sociedad de Ingenieros Automotrices proporciona una fórmula sencilla:

$$V_{\text{dep}} > \frac{K V_D}{n_{\text{min}} (z/2)^{3/4}} \quad (2.21)$$

donde:	métrico	ingles
V_{dep} = volumen del depósito	m ³	in ³
V_D = volumen unitario o cilindrada unitaria	litros	in ³
n_{min} = régimen mínimo	rpm	rpm
z = número de cilindros		
K = constante dimensional		
- motor sobrealimentado	90	90,000
- motor de aspiración natural	180	180,000

Comparado con los dos métodos anteriores, los resultados son similares, pero se obtiene la ventaja de su mayor sencillez.

II.5 JUSTIFICACION DEL USO DEL MEDIDOR DE PRESION DIFERENCIAL A UTILIZAR

II.5.1 Introducción

Para decidir acerca del medidor que se va a utilizar en nuestra aplicación, se usó una *matriz de decisión* sobre la cual elegiremos uno de los cuatro medidores de presión diferencial que hemos estado señalando.

A continuación enunciaremos las características generales de cada uno de ellos para que después, en base a esto, mediante la ayuda de la matriz de decisión, determinemos cuál es el medidor más viable a utilizar para esta aplicación en particular.

Características generales:

Placa orificio:

- sistema muy utilizado
- provoca grandes pérdidas de carga
- no sirve para regímenes transitorios
- la sección mínima es desconocida (depende de el número de Reynolds), por lo que el punto de medida esta normalizado
- rango de medidas entre N° de Reynolds 5000 y 50000

Toberas y Venturis:

- fáciles de utilizar y robustos
- poco mantenimiento
- no trabajan con flujo pulsante
- poca pérdida de carga

Elemento de flujo laminar (EFL):

- muy sensible a la suciedad
- precio elevado
- hay que tener en cuenta la modificación de la viscosidad de la aire con la presión y temperatura.
- capacidad de medir flujos pulsantes
- para $Re > 1500$ pierde la linealidad
- respuesta lineal para $Re < 1500$
- rango de medida estrecho

Medidores de presión diferencial:

Ventajas:

- son medidores de gasto con precisión razonable a costo razonable
- simplicidad de construcción, no hay partes móviles.
- versatilidad, utilizables con todo tipo de fluidos
- economía, su costo es relativamente bajo en comparación con otro tipo de medidores
- experiencia, numerosas publicaciones y códigos prácticos para su utilización

Desventajas:

- error de exactitud: 1% si está calibrado

2-3% si no lo está

- $\Delta P \propto Q_v^2$ no lineal y rango de medida más pequeño

- para obtener el gasto de aire hay que medir diferencia de presión ΔP y Temperaturas T_n .

A continuación se muestra la *matriz de decisión* que como se mencionó, nos ayudara a decidir a cerca del medidor a utilizar.

Matriz de decisión

	PLACA ORIFICIO	TOBERA	VENTURI	EFL
FABRICACION 30%				
• MANUFACTURA 50%	9 / 4.5	7 / 3.5	6 / 3.0	7 / 3.5
• DISP. DE MATERIALES 20%	10 / 2.0	8 / 1.6	7 / 1.4	8 / 1.6
• DISP. DE MAQUINAS HERRAMIENTA 30%	9 / 2.7	6 / 1.8	6 / 1.8	8 / 2.4
Σ	2,76	2.07	1.86	2.25
COSTO 40%				
• MATERIALES 40%	9 / 3.6	8 / 3.2	8 / 3.2	8 / 3.2
• FABRICACIÓN 60%	9 / 5.4	7 / 4.2	6 / 3.6	7 / 4.2
Σ	3.6	2.96	2.72	2.96
EXACTITUD EN LA MEDICIÓN 15%	7 / 1.05	8 / 1.2	9 / 1.35	8 / 1.2
Σ	1.575	1.7	2.025	1.7

continúa

VERSATILIDAD 5%	9 / 0.45	9 / 0.45	8 / 0.4	6 / 0.3
Σ	0.225	0.225	0.2	0.15
INSTALACION 10%				
• FACILIDAD 50%	9 / 4.5	9 / 4.5	7 / 3.5	8 / 4.0
• SEGURIDAD 50%	9 / 4.5	9 / 4.5	7 / 3.5	8 / 4.0
Σ	0.9	0.9	0.8	0.85
SUMATORIA TOTAL				
Σ	9.05	7.855	7.605	7.91

Como nos muestra el resultado final de la matriz de decisión el medidor que presenta mayor puntuación, según los parámetros tomados en cuenta, es la placa orificio, que es la que utilizaremos en nuestro medidor de gasto de aire.

Este tipo de placas es el dispositivo primario de mediciones de flujo que se usa a menudo, debido a su simplicidad, bajo costo de fabricación y facilidad de instalación. También produce la pérdida de carga más elevada, pero, en la mayoría de las mediciones de flujo, esta pérdida tiene menos importancia que la medición de flujo propiamente dicha. Las placas de orificio bien hechas y correctamente instaladas permiten lecturas consistentes y, si se emplean de la manera adecuada y, con coeficientes apropiados, pueden ser tan precisas como cualquier otra clase de medidores de flujo.

Las placas con orificio convencionales son de una pieza de metal delgado con la suficiente resistencia para no pandearse bajo las presiones diferenciales que tiene que soportar estando en servicio.

Par asegurar resultados consistentes de medición, la cara de corriente arriba de la placa con orificio debe ser plana y perpendicular al eje una vez que queda instalada. El borde corriente arriba del orificio debe ser a escuadra. Cuando se necesitan espesores mayores para soportar las presiones de la aplicación dada, los espesores de la pared en la abertura del orificio se pueden reducir biselando la cara de corriente abajo, a un ángulo $\pm 45^\circ$ para obtener el espesor apropiado.

Para la placa con orificio concéntrico puede predecirse bien su exactitud, debido primordialmente a que las normas ISO ha acumulado numerosos datos de su funcionamiento que cubren un amplio rango de velocidades de flujo, presiones diferenciales y otros factores relacionados con su uso.

II.6 ARREGLO PROPUESTO DEL MEDIDOR DE GASTO DE AIRE

El medidor de gasto de aire que se propone en el presente trabajo, funciona de la siguiente manera:

El gasto de aire se medirá haciendo que el aire aspirado por el motor pase a través de la placa orificio medidora de flujo, entrando después al tambor amortiguador de pulsos, y luego por una manguera flexible al sistema de admisión de aire del motor de combustión interna, como se indica en la figura 2.10.

Puesto que todo el aire que entra al motor debe ser aspirado a través de la placa orificio, el gasto de aire puede determinarse midiendo la presión a uno y otro lado de dicha placa orificio.

En el arreglo propuesto, se puede observar que cuenta con los siguientes elementos:

1.- Elemento de medida (cinco placas de orificio que van desde 1 hasta 3 pulgadas de diámetro).

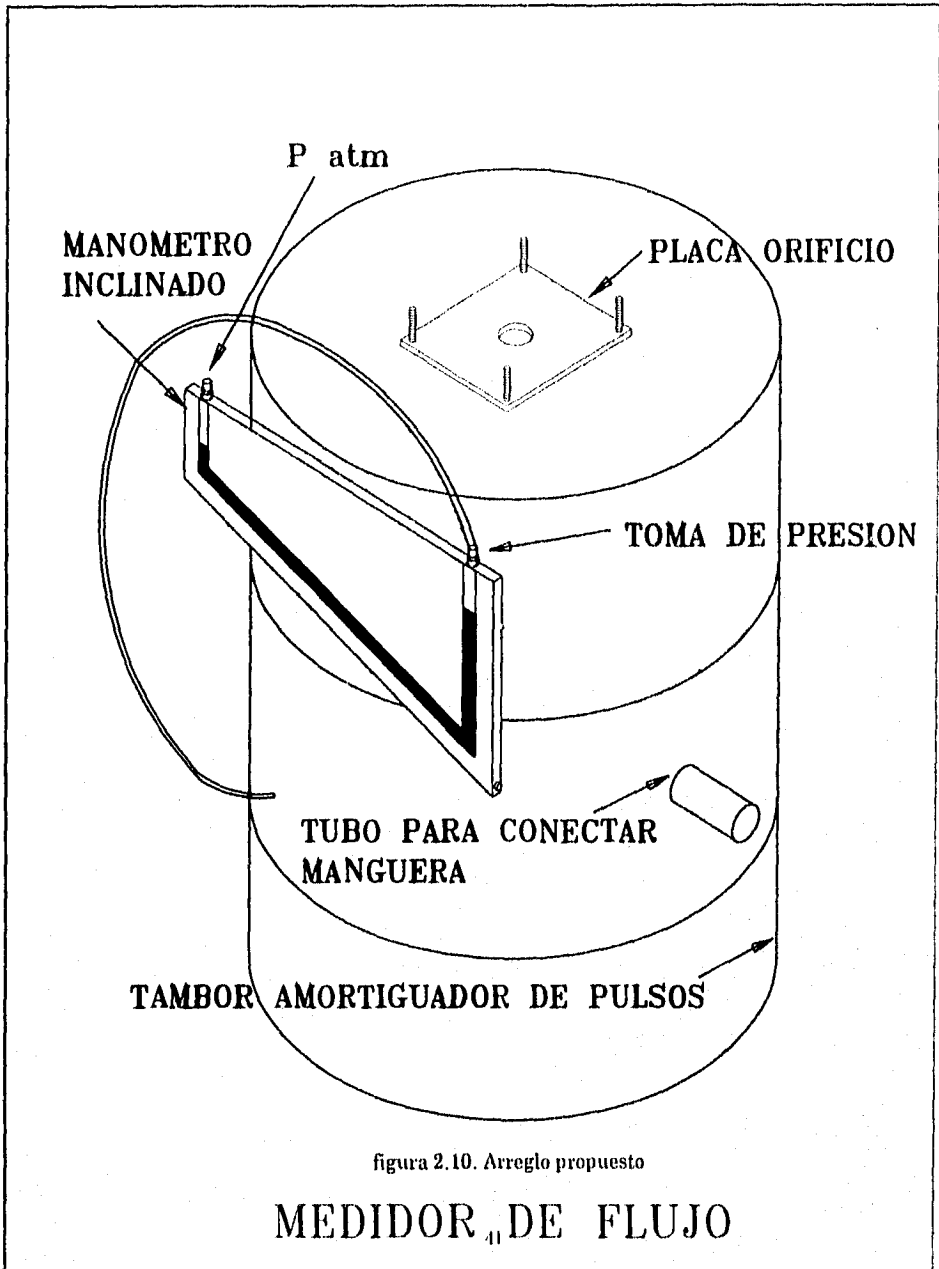
2.- Tambor amortiguador de pulsos situado entre la placa de orificio y el motor, con capacidad de 200 dm³.

- el tambor cuenta con una admisión en la que va acoplada la placa orificio, esta entrada cuenta con cuatro tornillos en los que se fijan las placas.

- cuenta en su salida con un adaptador para conectar la manguera de hule que se conecta directamente al sistema de admisión del motor, por esta manguera circula el aire ya medido.

- el tambor cuenta con un orificio en la parte central, que conectado a la toma de presión del manómetro mide la presión de vacío.

3.- Manómetro inclinado conectado en una de sus tomas al tambor amortiguador de pulsos para medir la presión de vacío, y la otra toma abierta a la presión atmosférica.



CAPITULO III

III. 1 DIMENSIONAMIENTO DE LAS PLACAS ORIFICIO

CONFORME A LA NORMA ISO/DIS 5167-1. 1989-09-16.

III.1.1 Descripción

A continuación se mencionan los parámetros de la norma *ISO/ DIS 5167-1*, que por su gran importancia, se tomaron en cuenta para la manufactura y operación de las placas orificio, (ver figura 3):

d = diámetro del orificio (pulg)

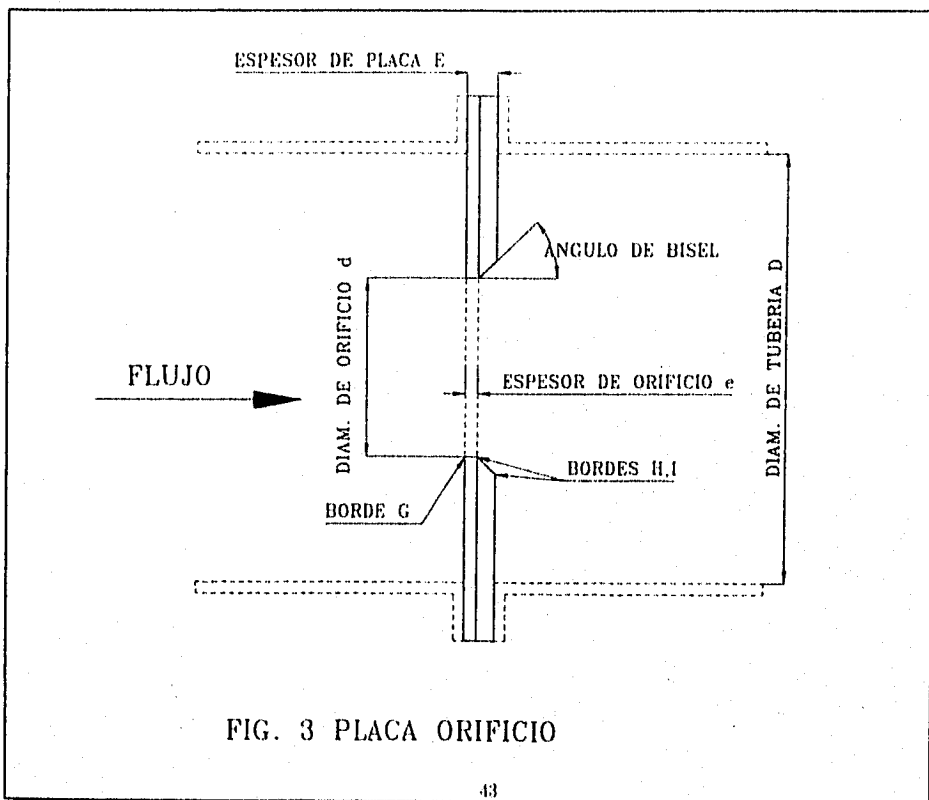
e = espesor del orificio (mm)

E = espesor de la placa (mm)

F = ángulo de bisel (°)

β = relación de diámetros (adimensional)

G, H e I = bordes. aguas arriba y aguas abajo respectivamente.



III.1.2 Diámetro d del orificio

En primer lugar se calcula el diámetro d de las placas, que para nuestro caso, son cinco con diámetro diferente cada una de ellas.

Siguiendo la norma ISO arriba mencionada el diámetro d , será en cualquier caso igual o mayor a 12.5 mm, como mínimo indicada por la norma. Se contará con cinco diámetros diferentes para las placas partiendo desde una pulgada (25.4 mm) hasta tres pulgadas (76.2 mm) con una diferencia entre cada placa de $\frac{1}{2}$ pulgada (12.7 mm) cumpliendo la relación de diámetros β , siendo esta $\beta=d/D$, donde D es el diámetro de la tubería, para el siguiente intervalo de valores de β : $0.2 \leq \beta \leq 0.75$, el diámetro propuesto para D es de cuatro pulgadas (101.6 mm), ya que realizando los cocientes de cada diámetro de los orificios propuestos entre el diámetro de tubería D se cumple con el intervalo de valores definido para β .

$$\beta_1 = 0.250$$

$$\beta_2 = 0.375$$

$$\beta_3 = 0.500$$

$$\beta_4 = 0.625$$

$$\beta_5 = 0.750$$

Como se observa, todos los valores obtenidos para β cumplen con el intervalo definido.

Observación: La norma ISO establece que el diámetro D , se debe tomar en cuenta para el cálculo de los parámetros arriba citados y para la instalación de la placa en la tubería. Sin embargo, para el caso específico del presente trabajo no se instalarán en tubería, únicamente se tomará en cuenta al diámetro D para calcular dichos parámetros.

El diámetro del orificio d , debe ser cilíndrico y perpendicular a la cara aguas arriba de la placa orificio.

III.1.3 Espesor e del orificio

El espesor e , del orificio debe cumplir con el siguiente rango de valores:

$$e_1 = 0.005D; \text{ o } e_2 = 0.02D$$

Dado que e puede estar dentro de los valores anteriores, dependiendo directamente del valor del diámetro de tubería D , tenemos entonces para e_1 y e_2 , los valores:

$$e_1 = 0.508 \text{ mm}$$

$$e_2 = 2.032 \text{ mm}$$

Debido a que e_1 es muy pequeño -alrededor de medio milímetro-, y para fines de manufactura es un tanto difícil obtener una medida tan cerrada, adoptaremos pues el valor de e_2 , que obviamente es más sencillo de maquinar que el valor de e_1 . Los valores de e , medidos en cualquier otro punto del orificio no deben variar entre ellos por más de $0.001D$.

III.1.4 Espesor E, de la placa

El espesor E de la placa, se toma entre e y $0.05D$, es decir, $e \leq E \leq 0.05D$. Generalmente se construyen de 0.19 a 0.317 cm, considerándose material delgado, para orificios hasta 10 pulgadas; y material de 0.635 cm, se considera material tipo grueso, que se utiliza para orificios mayores o donde se requieran condiciones especiales.

Se tomara el límite superior para poder biselar el espesor restante después de e .
 $\therefore E = 0.05D = 5.08 \text{ mm}$

Nota: Se toma un espesor de placa de 6.35 mm, que aunque sobrepasa la condición anterior en 1.28 mm al espesor E , la norma especifica que si el espesor E , de la placa excede al espesor e del orificio, la placa puede ser biselada sobre la cara aguas abajo.

Los valores de E , medidos en cualquier otro punto sobre la placa no deben variar entre ellos por más de $0.001D$.

La placa se puede fabricar de cualquier material y por cualquier proceso de manufactura siempre y cuando cumpla con las condiciones de operación.

III.1.5 Angulo de bisel F

Si el espesor, E de la placa excede al espesor e del orificio, como en este caso, entonces la placa sera biselada sobre la cara aguas abajo.

Si ocurre la condición anterior, el bisel F debe de estar dentro de los siguientes valores para el ángulo, $F = 45^\circ \pm 15^\circ$.

En virtud de que el ángulo de biselado puede variar de 60° hasta 30° con respecto a la línea axial del orificio, se escoge el ángulo más pequeño que es de 30° . Es esta sección del orificio donde se da la separación del flujo de aire; y por ende, es donde el flujo incrementa su velocidad, seguido de una pérdida de presión o carga. Precisamente por esta pérdida de carga, que a veces suele ser excesiva (inconveniente de las placas de orificio), optamos por escoger que el biselado de las cinco placas fuera el más pequeño (30°), para aminorar lo más posible la pérdida de carga.

III.1.6 Bordes G, H e I

El borde G aguas arriba, no debe tener rebabas y ningún otro tipo de imperfecciones a simple vista.

El borde G aguas arriba, puede ser agudo o afilado, esta esquina del borde no debe ser mayor que $0.0004d$.

Si $d > 25$ mm, los requerimientos pueden considerarse generalmente cumplidos por inspección visual.

Si $d < 25$ mm, la inspección visual no es suficiente.

En los bordes aguas abajo H e I, es la región donde tiene lugar la separación del flujo y por lo tanto, los requerimientos de calidad para estos bordes son menos rigurosos que los requeridos para el borde G. En estos bordes son aceptables pequeños defectos.

Tomando en cuenta lo descrito por la norma ISO las cinco placas de orificio quedan con las siguientes dimensiones mostradas en la tabla 2.2:

Nº. DE PLACA	DIÁMETRO DEL ORIFICIO (d) pulg.	ESP. DE ORIFICIO (e) mm	ANGULO DE BISEL (F)	ESP. DE PLACA (E) pulg.
1	1.0	2.032	30°	0.25
2	1.5	2.032	30°	0.25
3	2.0	2.032	30°	0.25
4	2.5	2.032	30°	0.25
5	3.0	2.032	30°	0.25

Tabla 2.2

III.1.7 Fabricación de las placas orificio

Para la realización del orificio en cada una de las placas, se utilizó la fresadora de control numérico tipo EMCO COMPACT 5 CNC/SW. Para llevar a cabo estos orificios conforme a la norma ISO, se hicieron los siguientes programas en control numérico, definiendo las siguientes variables:

N: secuencia

G: comandos geométricos (posición, corte y penetración)

M: comandos misceláneos (encendido de motores, apagado, lubricantes etc.)

F: avance de la herramienta.

x,y,z: coordenadas del orificio (CNC)

CNC: coordenadas de control numérico

*Material: aluminio (Al), avance recomendable $F=80$ mm/rev.

*Diámetro de la herramienta de corte $\frac{1}{4}$ de pulgada

*Sistema utilizado en la fresadora: *incremental*.

Programa N° 1: Placa de 1 pulgada = 25.4 mm = 2540 CNC

N	G	x	y	z	F
00	91	0	0	1000	0
01	01	0	0	-1100	0
02	02	-2222	2222	-1100	80
03	02	2222	2222	-1100	80
04	02	2222	-2222	-1100	80
05	02	-2222	-2222	-1100	80
06	M30				

Programa N° 2: Placa de 1.5 pulgadas = 38.1 mm = 3810 CNC

N	G	x	y	z	F
00	91	0	0	1000	0
01	01	0	0	-1100	0
02	02	-3522	3522	-1100	80
03	02	3522	3522	-1100	80
04	02	3522	-3522	-1100	80
05	02	-3522	-3522	-1100	80
06	M30				

Programa N° 3: Placa de 2.0 pulgadas = 50.8 mm = 5080 CNC

N	G	x	y	z	F
00	91	0	0	1000	0
01	01	0	0	-1100	0
02	02	-4762	4762	-1100	80
03	02	4762	4762	-1100	80
04	02	4762	-4762	-1100	80
05	02	-4762	-4762	-1100	80
06	M30				

Programa N° 4: Placa de 2.5 pulgadas = 63.5 mm = 6350 CNC

N	G	x	y	z	F
00	91	0	0	1000	0
01	01	0	0	-1100	0
02	02	-6032	6032	-1100	80
03	02	6032	6032	-1100	80
04	02	6032	-6032	-1100	80
05	02	-6032	-6032	-1100	80
06	M30				

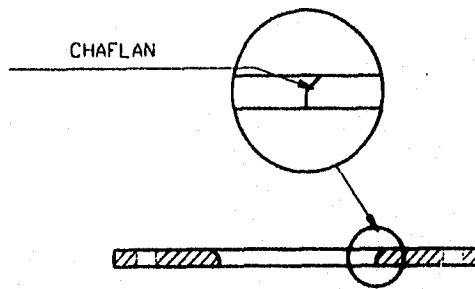
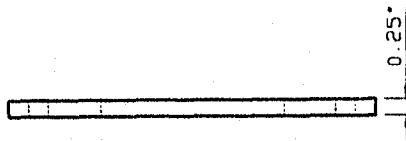
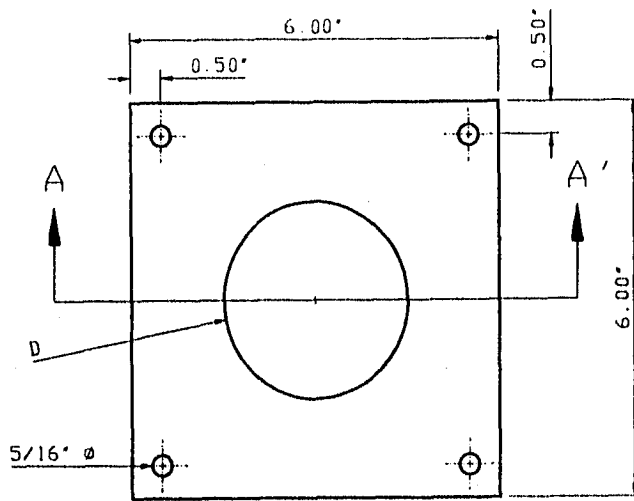
Programa N° 5: Placa de 3.0 pulgadas = 70.20 mm = 7620 CNC

N	G	x	y	z	F
00	91	0	0	1000	0
01	01	0	0	-1100	0
02	02	-7302	7302	-1100	80
03	02	7302	7302	-1100	80
04	02	7302	-7302	-1100	80
05	02	-7302	-7302	-1100	80
06	M30				

Obtenidos así los barrenos en las cinco placas, se procedió a realizar el biselado **F** sobre los orificios obtenidos anteriormente, éste se efectuó mediante un torno de tipo convencional en el que se afiló la herramienta (*buril*) con el ángulo ya determinado del biselado $F= 30^\circ$, después se procedió a realizar el maquinado con un corte perpendicular a una de las caras de la placa orificio, profundizando lentamente hasta obtener el espesor del orificio e , que fue de $e= 2.032$ mm. para las cinco placas.

Los cuatro barrenos hechos en cada una de las placas, que sirven para acoplarlas a la tapa del tambor, fueron maquinados con un taladro de banco tipo vertical, con una herramienta (*broca*) de 9/32 de pulgada. Esta medida es 3/32 más grande que los tornillos instalados para tal caso, de tal modo, que las placas entren libremente en los tornillos sin ninguna dificultad.

Con estos procesos de maquinado se realizó la fabricación de cada una de las placas de orificio propuestas en éste proyecto.



- PLACA 1 D = 1"
- PLACA 1 D = 1.5"
- PLACA 1 D = 2"
- PLACA 1 D = 2.5"
- PLACA 1 D = 3"

COTAS: PULG.
MAT: ALUMINIO

FIG. 3.1 PLACA ORIFICIO

III.2 MANOMETRO INCLINADO

III.2.1 Descripción

Uno de los elementos auxiliares de mayor importancia es el manómetro inclinado. El medidor de gasto de aire es un elemento imprescindible dentro de un laboratorio de Motores Térmicos, junto con un instrumento capaz de realizar la lectura de la diferencia de presión. Toda la precisión del medidor viene condicionada por la sensibilidad y precisión del manómetro inclinado.

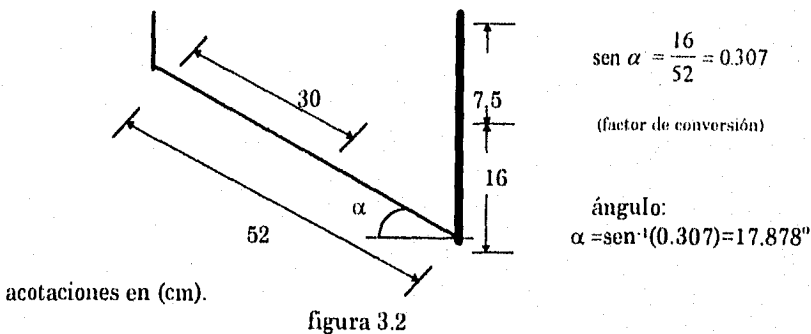
III.2.2 Diseño del manómetro

El medidor de gasto de aire que se ha elegido, tiene una caída de presión de 7.5 cm, columna de agua cuando atraviesa el caudal volumétrico máximo, por ello el manómetro inclinado ha de ser capaz de medir al menos ésta diferencia de presión "ΔP".

Teniendo en cuenta que nosotros efectuamos la lectura a lo largo de la línea inclinada y luego hacemos referencia a la altura vertical, hemos de elegir un ángulo adecuado de forma que el factor de conversión sea un número fácil y exacto. Tomamos como longitud de escala 52 cm, que es un valor bastante grande, lo cual nos asegura una cierta sensibilidad y precisión en la medida, y por otra parte, es un valor para el cual será fácil encontrar una regla graduada. Como hemos de superar una altura de 7.5 cm, con un diámetro de $d_1=1.905$ cm, esta nos permite una longitud de columna inclinada de 30 cm, con un diámetro de $d_2=0.9525$ cm, ya que $Vol_1=Vol_2$.

$$\frac{\pi d_1^2 L_1}{4} = \frac{\pi d_2^2 L_2}{4} \text{ donde } L_2 = \frac{d_1^2}{d_2^2} L_1 = \frac{1.905^2 \times 7.5}{0.9525^2} = 30$$

El factor y el ángulo correspondiente son:



Otro factor importante a determinar del manómetro inclinado es el volumen libre de la columna vertical que en nuestro caso sirve como depósito de líquido (espacio libre de seguridad).

Para obtener la máxima precisión en la medida nos interesa que el nivel del depósito permanezca constante, es decir, antes de realizar la medida el cero de la escala coincide con el nivel de la columna inclinada, cuando se produce la caída de presión, el líquido que desciende por el tubo inclinado supone un aumento de nivel del líquido en el depósito. $\Delta V = 21.376 \text{ cm}^3$.

Este volumen corresponde a una altura de columna de agua de 7.5 cm. Se dejaron 2 cm de tolerancia, que será el aumento de nivel libre en el depósito, el cuál tiene un volumen "V_{libre}" tal que:

$$V_{\text{libre}} = \frac{\pi d_1^3 (2)}{4} = 5.7 \text{ cm}^3$$

Con esto, las características fundamentales del manómetro inclinado quedan como:

d ₁	3/8=0.9525 cm
d ₂	3/4=1.905 cm
longitud de escala	30 cm
longitud del tubo.....	52 cm
φ _{int} (diámetro interior).....	0.9525 cm
diámetro del tubo vertical (depósito).....	1.905 cm
volumen libre del depósito	5.7 cm ³
ángulo de inclinación para factor=0.307.....	17.878°
factor de conversión.....	0.30

III.2.3 Proceso de fabricación del manómetro inclinado

El manómetro inclinado que se presenta en las figuras 3.3, y 3.4, se fabricó en material de polimetilmetacrilato PMMA, conocido como "acrílico". Este se construyó con dos placas de las siguientes dimensiones: 62x30 cm y un espesor de 5/8 de pulgada (1.5875 cm). Su construcción se realizó por medio de dos placas iguales y por separado ya que esto representa una facilidad en la manufactura de las mismas ya que, si se fabricaba con una sola placa de acrílico se corría el riesgo de tener mucha imprecisión en el barrenado del tubo manométrico, además de que no se contaba con una herramienta adecuada para barrenar los orificios de una longitud grande, y aún si se contara con ella tendríamos el problema del "cabecero" de la herramienta seguido de una imprecisión en la sección transversal del orificio barrenado. Por esta razón se optó por hacer el manómetro en dos partes.

Ahora bien, como se mencionó, se parte de dos placas de acrílico de 62 x30 cm y espesor de 1.5875 cm, primeramente de forma rectangular, posteriormente se les da forma con

la maquina fresadora de tipo convencional, como se muestra en la figura 3.3.

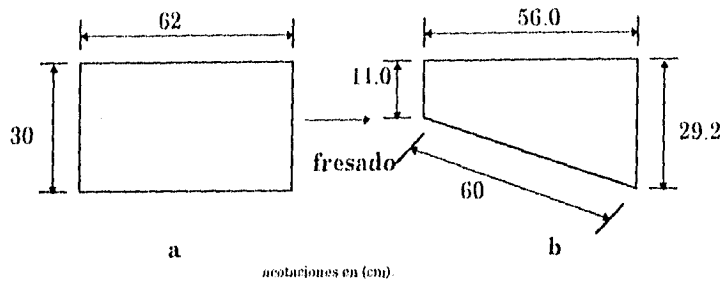


figura 3.3. Se muestra la forma de las placas después de maquinarse (fresado).

Teniendo las placas en la forma como indica la figura b, se procedió a realizar los canales en las dos placas, teniendo el cuidado de realizar el canal de cada una de las placas simétrico a la otra para que al momento de ser unidas coincidan los canales, y se forme el ducto cilíndrico. Los canales se hicieron en una fresadora convencional con una herramienta de tipo bola de 3/8 de pulgada, dar baja velocidad de corte en la máquina y utilizar aceite para no quemar el acrílico.

Se obtuvieron los canales de las dos placas de acrílico, como se muestra en la figura 3.4:

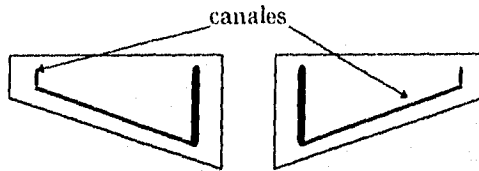


figura 3.4. Que muestra en forma esquemática la configuración de los canales en las dos placas.

El siguiente paso, fue pulir las dos placas, debido al mal acabado superficial que se obtuvo con la herramienta utilizada; el pulido se realizó primero con lija de agua del número 700, hasta dejar una superficie homogénea y lisa, y después se pulió con "polisch" que generalmente se utiliza para pulir automóviles, para obtener un acabado espejo de las superficies.

Las placas llevan barrenos a lo largo de los canales para que después de ser unidas con un pegamento especial llamado pega-cryl, sellen perfectamente bien, y evitar así fugas del fluido manométrico en el momento de estar operando. Y unidas las placas de acrílico se insertaron los tornillos en los barrenos arriba mencionados, los tornillos son de las siguientes medidas: 1 pulg. de largo por 1/4 de diámetro, en tipo "Allen".

Los ductos llevan tapones roscados en la parte superior del manómetro para las tomas de presión, un tapón de latón con rosca para entrada de $\frac{3}{4}$ pulg. para la presión de vacío; y otro de acrílico con rosca para entrada de $\frac{1}{2}$ pulg. para la presión atmosférica.

El manómetro cuenta también, con una regla graduada en centímetros sobre la columna inclinada para leer la presión de vacío. También se fijara al manómetro y su posición será tal que cuando este a medio llenar aproximadamente el nivel en tubo inclinado ocupe una posición intermedia dentro del margen de movimiento de que dispone el cero de la escala.

El tubo vertical debe ser transparente para que en todo momento sea visible el nivel del líquido y debe tener: un tapón de llenado, dos tomas de presión y un tapón en la parte inferior para cambiar periódicamente el fluido manométrico.

Además de estos elementos, el manómetro inclinado también debe tener un nivel de burbuja y un control de inclinación para nivelar el manómetro, de forma que una vez fijado el ángulo de inclinación del tubo el nivel de burbuja señale la posición horizontal, de esta forma podemos corregir las irregularidades del suelo enrasando el nivel con los tornillos de control que sujetan al manómetro.

Todas las formas y dimensiones del manómetro se muestran en la figura 3.5.

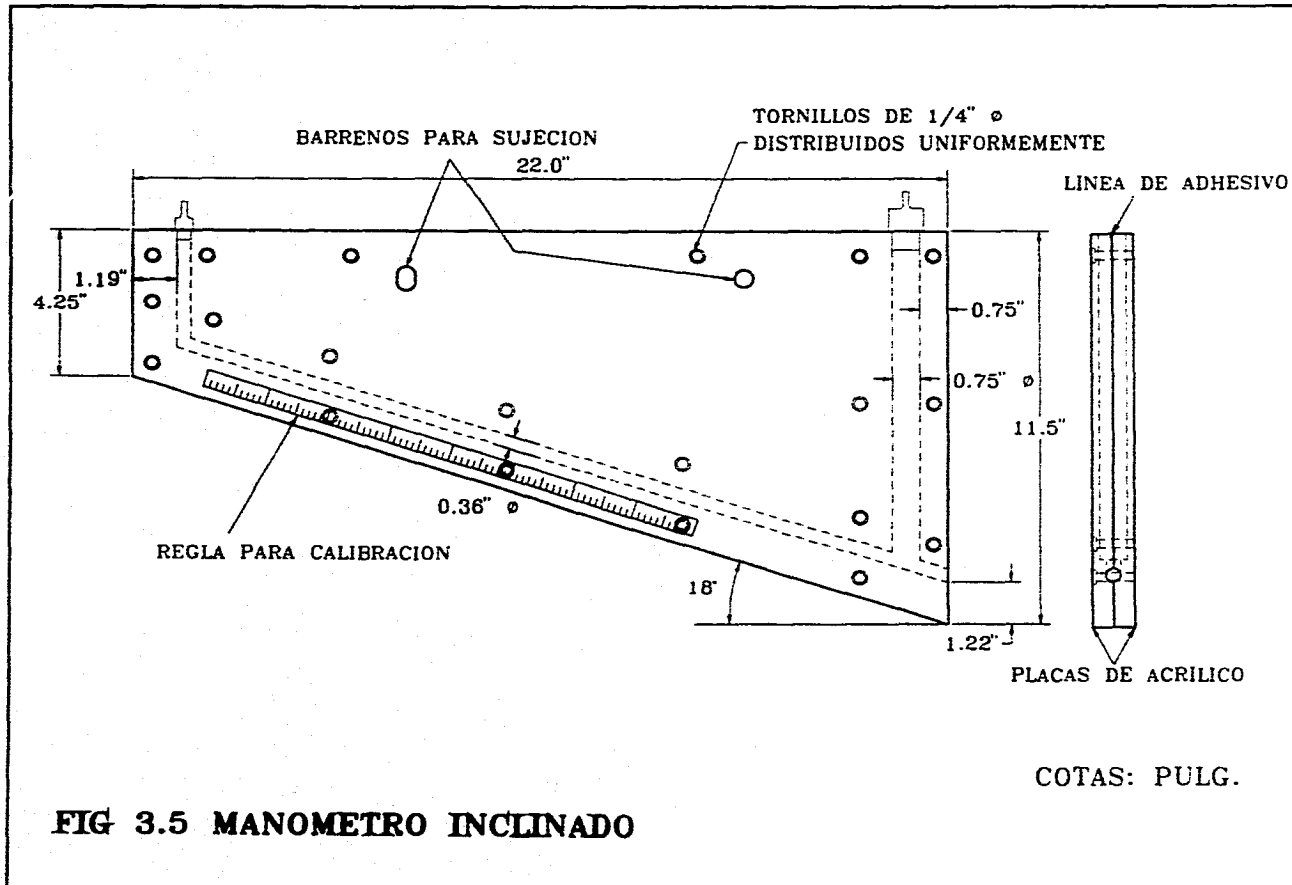


FIG 3.5 MANOMETRO INCLINADO

III.3 CRITERIO Y CALCULO DEL VOLUMEN MINIMO DEL TAMBOR AMORTIGUADOR DE PULSOS

III.3.1 Descripción

Como se ha podido constatar a lo largo del presente trabajo, uno de los elementos importantes para medir el gasto de aire es el tambor amortiguador de pulsos (cámara de ramanso o depósito), debido al régimen pulsante característico de los MCIA. Para la medida del gasto de aire es imprescindible contar con el tambor amortiguador de pulsos, ya que con este dispositivo podemos minimizar las fluctuaciones de presión ocasionadas por las variaciones en el gasto, y evitaremos los problemas típicos que se presentan al tratar de medir regímenes pulsantes como en los casos siguientes:

- tipo de respuesta del medidor de presión (manómetro inclinado).
- gastos pico que puedan superar el rango de medida.
- coeficientes de descarga del elemento de medida (placa orificio), no constantes.

Todo esto trae como consecuencia inmediata el no contar con una medida precisa del gasto de aire.

El método que usamos para el cálculo del volumen mínimo del depósito amortiguador de pulsos es el criterio recomendado por la Sociedad de Ingenieros Automotrices, SAE J244, que es la norma más estricta y práctica comparada con otros métodos. Los resultados son similares, teniendo la ventaja de su mayor sencillez.

El criterio SAE es el siguiente:

$$V_{\text{dep}} \geq \frac{180,000 \times V_D}{n_{\text{min}} \sqrt{Z/2}}$$

donde:

V_{dep} = volumen del depósito (litros)

V_D = cilindrada unitaria (litros)

n_{min} = régimen mínimo (rpm)

Z = número de cilindros

K = motor aspiración natural = 180,000

Para el motor de gasolina que está instalado en el laboratorio de máquinas térmicas tenemos los siguientes datos:

- cilindrada total $V_T = 351 \text{ in}^3$ (8 cilindros en V) = $5800 \text{ cm}^3 = 5.8$ litros
- diámetro del cilindro 9.5 cm
- marcha lenta = 700 rpm = n_{min}

- cilindrada unitaria V_D

$$V_D = \frac{V_T}{8} = \frac{58}{8} = 0.725 \text{ (lt) cilindrada unitaria}$$

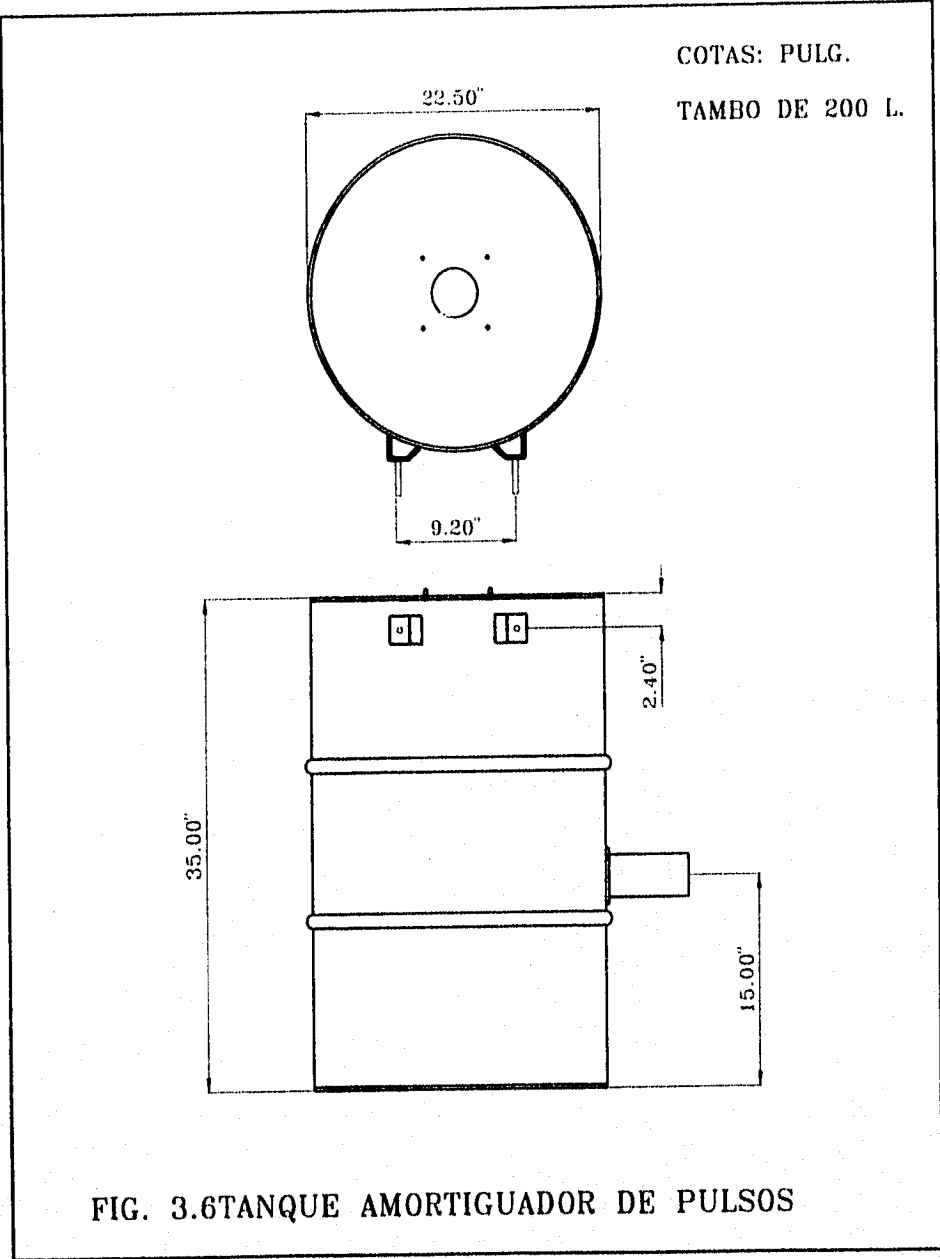
Finalmente al sustituir los valores en la fórmula tenemos:

$$V_{\text{dep}} \geq \left[\frac{180,000 \times 0.725}{700\sqrt{8/2}} \right]$$

$V_{\text{dep}} \geq 93.21$ (litros) volumen mínimo del depósito

Por lo tanto, para la selección del depósito se tomó la decisión de elegir un depósito de tipo comercial, que supere el volumen mínimo calculado. El cual fue de una capacidad comercial de 200 litros.

La forma y dimensiones del depósito se muestran en la figura 3.6 pagina 57.



III.4 MATERIALES

Lista de materiales requeridos para cada uno de los elementos necesarios para la construcción del medidor de gasto de aire:

1.- Placas de Orificio

Se fabricaron en placa de Aluminio (Al) de las siguientes dimensiones.

(91 x 30) cm. y espesor de $\frac{1}{8}$ de pulgada.

2.- Manómetro inclinado

Para la fabricación del manómetro inclinado se requirió el siguiente material:

- Dos placas de acrílico transparente de las siguientes dimensiones, (62x 30) cm. y espesor de $\frac{5}{32}$ de pulgada cada una.

- Adhesivo polimerizable para acrílico tipo "AD-CRYL extra" marca plastiglas.

- Veinte tornillos de 1 pulgada por $\frac{1}{4}$ de diámetro, cuerda standard, tipo Allen.

- Lijas para agua, para acabado fino del número 600 a 700.

- Pasta para pulir, para obtener un acabado espejo de las placas de acrílico.

3.- Tambor amortiguador de pulsos

- Un tambor o tinaco de uso comercial con tapa y cinturón de seguridad de capacidad de 200 litros de las siguientes dimensiones: altura $h=87$ cm. diámetro $d=57$ cm.

- En la salida de aire del tambor lleva un adaptador para la manguera de 3 pulgadas la cuál se fijará mediante una abrazadera para evitar que halla fugas de aire. El adaptador cuenta con cuatro barrenos en sus esquinas en los cuales se fijaran tornillos de $\frac{3}{16} \times \frac{3}{4}$ de pulgada para ser acoplado.

- Cuenta con una toma de presión instalada a $\frac{1}{3}$ de la altura del tanque que va conectada al manómetro para medir la presión de vacío.

4.- Elementos auxiliares

- Cuatro tornillos de $\frac{3}{16}$ por $\frac{3}{4}$ soldados en la parte central de la tapa del tambor amortiguador de pulsos, que servirán para acoplar las placas orificio.

- Cuatro sujetadores tipo mariposa con cuerda para $\frac{3}{16}$ de pulgada que sujetan las placas orificio a los cuatro tornillos instalados en la tapa.

- Empaque de corcho instalado entre las placas y la tapa del tambor.
- Dos tornillos de 3/8 por 5 pulgadas soldados en la parte superior del tambor que sirven para acoplar el manómetro inclinado.
- Dos sujetadores tipo mariposa con rosca de 3/8 de pulgada para sujetar el manómetro a los tornillos de 3/8.

5.-Elementos adicionales

- Un adaptador para acoplar el medidor de gasto a la admisión de aire del motor Diesel, como muestra en la figura.

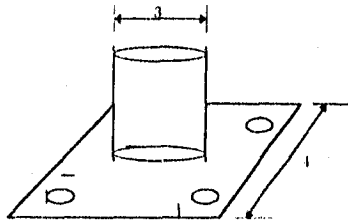


figura 3.7

Orificios de 5/16" acotaciones en (pulgadas).

Este adaptador cuenta con un empaque de hule para evitar fugas de aire.

- Una manguera para aire de 3 pulgadas de diámetro y 2 metros de longitud.
- Dos abrazaderas para sellar herméticamente la manguera con el adaptador.

Finalmente para acoplar las partes que van unidas al tambor se sellaron por medio de *silicon* para sellar herméticamente.

CAPITULO IV

IV.1 CALIBRACION

IV.1.1 Descripción

Para calibrar el medidor de gasto de aire, se utilizó como patrón de referencia un banco de flujo estacionario, marca- tipo *Super Flow SF-600E*. Con este banco se determina el flujo volumétrico de aire, mediante una serie de placas de orificio calibradas de fabrica. Cubre un amplio rango de flujos (0-600 ft³/ min) y se usa fundamentalmente en la obtención de los coeficientes de descarga en sistemas de admisión de motores de combustión interna.

IV.1.2 Funcionamiento del medidor de flujo

En el banco, el flujo se genera por medio de un soplador (ventilador). El gasto de aire se mide haciendo que el aire aspirado por el banco de flujo, pase de manera directa a través de la placa orificio medidora de gasto, entrando a un tambor de amortiguación de pulsos, para después pasar por una manguera flexible, hacia el interior del banco de flujo. Véase la fotografía 1.



Fotografía 1. Equipo en la calibración.

Puesto que todo el aire que entra al tambor debe ser aspirado a través de la placa orificio, el gasto de aire se puede determinar si se mide la diferencia de presión mediante la placa orificio.

La diferencia de presión que hay en la placa orificio, se mide en (m), columna de agua, por medio de un manómetro inclinado.

IV.1.3 Funcionamiento del banco de flujo

Para esta calibración el flujo es succionado hacia el interior del banco, aquí el flujo pasa por un medidor de orificio y finalmente, el flujo de aire continúa hacia fuera por la parte posterior del banco. La cantidad de flujo que entra al banco, se mide por una caída de presión provocada por un medidor de orificio. La caída de presión se lee en un manómetro inclinado, en un porcentaje de 0 a 100% , para seis diferentes rangos de flujo.

La manera de calcular numéricamente el flujo de aire en el banco es a través de la siguiente relación:

Flujo de aire = porcentaje (decimal) x factor de rango (ft³/min).

Donde, el flujo de aire depende del medidor de orificio seleccionado del banco, con los siguientes factores mostrados en la tabla 4.1.

Rango de flujo	Unidades (ft ³ /min.)
0 - 35.0	"
0 - 70.5	"
0 - 295.0	"
0 - 445.0	"
0 - 599.0	"

Tabla 4.1

IV.1.4 Toma de presión de vacto del medidor de flujo

En virtud de que la presión en la cámara de distribución (tambor) es igual a P₂, la localización del orificio para medir la presión es arbitrario ya que la presión es igual dentro del tambor y se toma en la zona central. La velocidad a la entrada de la placa orificio es V₁≈0, de tal modo que al hacer una relación de diámetros β= D₂/D₁, como D₁→∞, la relación de diámetros resulta cero β=0.

IV.1.5 Deducción de la ecuación de velocidad después de la placa (V₂)

Utilizando la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho_0} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho_0} \quad (4.1)$$

Como V₁=0 tenemos : $V_2^2 = \left[\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_0} \right]$; $V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_0}}$ (4.2)

Introduciendo en la ecuación (4.2) a $\rho_0 g_1$ tenemos: $V_2 = \sqrt{\frac{2g_1(P_1 - P_2)}{\rho_0 g_1}}$ (4.3)

Con $\rho_0 g_1 = \gamma_{\text{aire}}$ peso específico del aire,

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g_1(P_1 - P_2)}{\gamma_{\text{aire}}}} \quad (4.4)$$

Del manómetro inclinado, tenemos los siguientes datos que se indican en la fig.4.1.

$$\Delta h = L \text{ sen } \theta, \quad \theta = 17.878^\circ$$

P_1 = presión atmosférica
 $\gamma_{\text{agua}} \Delta h$ = presión c.a.
 P_2 = presión de vacío

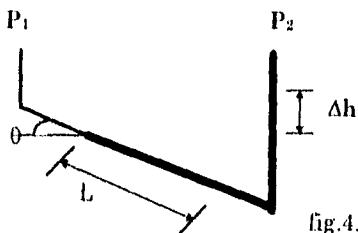


fig.4.1

$$P_{\text{atm}} - P_{\text{c.a.}} = P_{\text{vacío}}$$

$$P_1 - \gamma_{\text{agua}} \Delta h = P_2 \quad (4.5)$$

$$P_1 - \gamma_{\text{agua}} L \text{ sen } \theta = P_2 \quad (4.6)$$

$$P_1 - P_2 = \gamma_{\text{agua}} L \text{ sen } \theta \quad (4.7)$$

Dividiendo la ecuación anterior entre γ_{aire} tenemos:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma_{\text{aire}}} = \frac{\gamma_{\text{agua}} L \text{ sen } \theta}{\gamma_{\text{aire}}} = \frac{\rho_{\text{agua}} L \text{ sen } \theta}{\rho_{\text{aire}}} \quad (4.8)$$

Sustituyendo la ecuación (4.8) en la ecuación (4.4).

$$V_2 = \sqrt{\frac{2g_1 \rho_{\text{agua}} L \text{ sen } \theta}{\rho_{\text{aire}}}} \quad (4.9)$$

IV.1.6 Determinación del coeficiente de descarga

Como la ecuación anterior es ideal, en la práctica se consideran factores de corrección para compensar los siguientes efectos: el reparto desigual de velocidades, la contracción del fluido, las rugosidades, el estado de los gases, etc.

Por lo anterior, la ecuación se afecta de un coeficiente adicional, C_d , llamado **Coefficiente de descarga** con lo cual la ecuación para el gasto será:

$$Q_R = C_d A_t V_2 \quad Q_{it} = C_d A_t \sqrt{\frac{2 g_t \rho_{\text{agua}} L \text{ sen} \theta}{\rho_{\text{aire}}}} \quad (4.10)$$

donde:
$$C_d = \frac{Q_R}{Q_t} = \frac{\text{Gasto real}}{\text{Gasto teórico}} \quad (4.11)$$

IV.1.7 Cálculo de la densidad del aire

Debido a que la densidad del aire varía de un lugar a otro dependiendo de la altitud y del medio ambiente, se calculó para las pruebas realizadas, como se indica a continuación:

Presión atmosférica local $P_1 = 58 \text{ cm}$ columna de Hg.
 $\rho_{\text{Hg}} = 13595 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
 $g_t = 9.78 \text{ (m/s}^2\text{)}$
 $h = 0.58 \text{ (m)}$

entonces:
$$P_1 = \rho_{\text{Hg}} g_t h \quad (4.12)$$

sustituyendo valores:
$$P_1 = 77116.287 \text{ (N/m}^2\text{)}$$

De la ecuación de los gases ideales tenemos:
$$\rho_{\text{aire}} = \frac{P_1}{RT} \quad (4.13)$$

Calculando la constante del aire $R_a = R M_{\text{aire}}$, donde: $R = \frac{R_u}{M_{\text{aire}}}$ con $R_u = 8314 \text{ (J/kgK)}$, la masa molecular del aire $M_{\text{aire}} = 28.97$, entonces el valor de R es 287 (J/kgK) , así de la ecuación (4.13), tenemos:

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{77116.287}{287 \times (T + 273)} = \frac{268.7}{T + 273} \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad (4.14)$$

Para obtener finalmente la ρ_{aire} , se toma la temperatura ambiente del lugar.

La ecuación del gasto real (4.10) para el medidor de gasto de aire, nos queda de la siguiente manera:

$$Q_{it} = \left[\frac{C_d \pi d_t^2}{4} \right] \sqrt{\frac{2 g_t \rho_{\text{agua}} L \text{ sen} \theta}{\rho_{\text{aire}}}} \quad (4.15)$$

Que es la ecuación que se usará para las pruebas que se realizarán, al motor de combustión interna.

Para la calibración se toma a Q_R (Gasto real), del banco de flujo, ya que éste se encuentra calibrado; el gasto teórico Q_t , es el que calcularemos en nuestro medidor de gasto de aire, con los siguientes datos:

$$Q_t = V_2 A_t; \text{ donde: } V_2 = \sqrt{\frac{2 g_1 \rho_{\text{agua}} \text{sen} \theta}{\rho_{\text{aire}}}} \sqrt{L}$$

$$Q_t = A_t \sqrt{\frac{2 g_1 \rho_{\text{agua}} \text{sen} \theta}{\rho_{\text{aire}}}} \sqrt{L} \quad (4.16)$$

donde A_t = área transversal de la placa.

L = longitud desplazada en la columna inclinada del manómetro.

Puede estimarse el flujo a través de cierto dispositivo por comparación con el que fluye por un dispositivo geoméricamente similar, con tal de que las clases de flujo sean análogas en ambos. Se dice que, en estas circunstancias, los sistemas son dinámicamente similares, y esto tendrá lugar siempre que el número de Reynolds sea el mismo en los dos dispositivos.

Para obtener las curvas de calibración de las placas orificio, es necesario conocer el número de Reynolds.

$$R_o = \frac{4 Q_R}{\pi d_o v} \quad (4.17)$$

donde:

v = viscosidad cinemática del aire a la temperatura ambiente (m^2/s) (de tablas).

d_o = diámetro de la placa de orificio (m)

Q_R = gasto real tomado del banco de flujo (m^3 / s)

A continuación se calculan los coeficientes de descarga C_d , para cada placa orificio, donde :

$$C_d = \frac{Q_R \text{ (del banco de flujo)}}{Q_t \text{ (de nuestro medidor)}} \quad (4.18)$$

IV.1.8 Pruebas

De las pruebas realizadas a las placas orificio, sólo se presentan dos de cada una de ellas, ya que sólo difieren en día y hora, por lo que los resultados son muy similares en valores a las dos pruebas presentadas. En las graficas se presentan las cuatro pruebas. Los valores que se mantienen constantes para todas las pruebas son:

Presión atmosférica $P_{atm} = P_1 = 77116.287 \text{ (Pa)}$
 Constante universal de los gases $R = 287 \text{ (J/kg K)}$
 Densidad del agua $\rho_{agua} = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

PRUEBA N° 1 Placa 1 pulg.

Datos:

$$T = 20 + 273 = 293 \text{ (K)}$$

Placa del banco de flujo N°1. Factor = 35 (ft³ / min)

$$v_{orif} = 1.51 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$\rho_{aire} = 0.917 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$d_t = 0.0254 \text{ (m)}. A_t = 5.067 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2 = 80.918 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t = V_2 A_t = 0.0410021 \text{ L}^{1/2} \text{ (m}^3\text{/s)} = 86.878528 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3\text{/min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
7.0	0.011	9.11	0.768	10966.98
10.5	0.023	13.17	0.796	16450.47
14.0	0.041	17.59	0.795	21933.96
17.5	0.067	22.48	0.778	27417.45
21.0	0.094	26.63	0.788	32900.94
24.5	0.125	30.71	0.797	38384.43
28.0	0.165	35.29	0.793	43867.92
31.5	0.208	39.62	0.795	49351.41
35.0	0.254	43.78	0.799	54834.90

PRUEBA No. 2

Datos:

$$T=20.5 +273 =293.5(K)$$

Placa No. 1 del banco de flujo, factor = 35 (ft³ /min)

$$v_{20.5^{\circ}C}=1.51422 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{air}= 0.9155 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

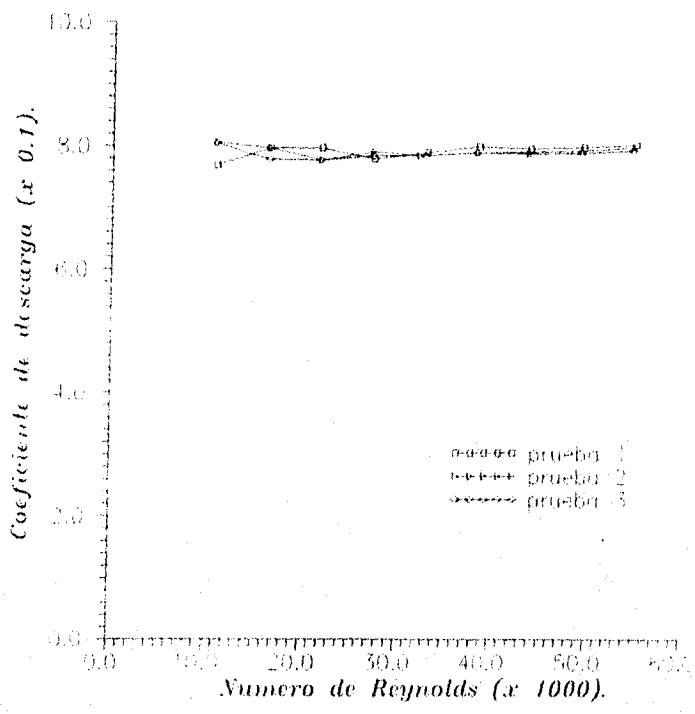
$$d_t =0.0254 \text{ (m)}, A_t= 5.067 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2= 80.9877 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t = 86.952226 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
7.0	0.010	8.69	0.805	10936.42
10.5	0.023	13.18	0.796	16404.62
14.0	0.043	18.03	0.776	21872.83
17.5	0.065	22.16	0.789	27341.04
21.0	0.095	26.80	0.783	32809.25
24.5	0.128	31.11	0.787	38277.45
28.0	0.167	35.53	0.788	43745.66
31.5	0.210	39.84	0.790	49213.87
35.0	0.256	43.99	0.795	54682.08

$$C_d = \frac{1}{27} \sum_{i=1}^{27} x_i = 0.7885$$



Grafica 4.1 Curvas de calibracion, del Cd, para la placa de 1 pulgada.

Prueba N° 1 Placa de 1.5 pulg.

Datos:

$$T=20.5 +273 =293.5 \text{ (K)}$$

Placa No.1 del banco de flujo, factor = 35 (ft³ / min)

$$v_{20.5^\circ} = 1.5198438 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 0.9155 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$d_t = 0.0381 \text{ (m)}, A_t = 1.1400918 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2 = 80.9877 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_c = 195.64527 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
7.0	0.002	8.74	0.800	7290.94
10.5	0.005	13.83	0.759	10936.42
14.0	0.009	18.56	0.754	14581.88
17.5	0.014	23.14	0.756	18227.36
21.0	0.019	26.96	0.778	21876.83
24.5	0.026	31.54	0.776	25518.30
28.0	0.034	36.07	0.776	29163.77
31.5	0.044	41.03	0.767	32809.25
35.0	0.054	45.46	0.769	36454.72

PRUEBA No. 2

Datos:

$$T=20.5 +273 =293.5 \text{ (K)}$$

Placa No.2 del banco de flujo, factor = 70.5(ft³ / min)

$$v_{20.5^{\circ}\text{C}}=1.51422 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$\rho_{\text{aire}}= 0.914 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

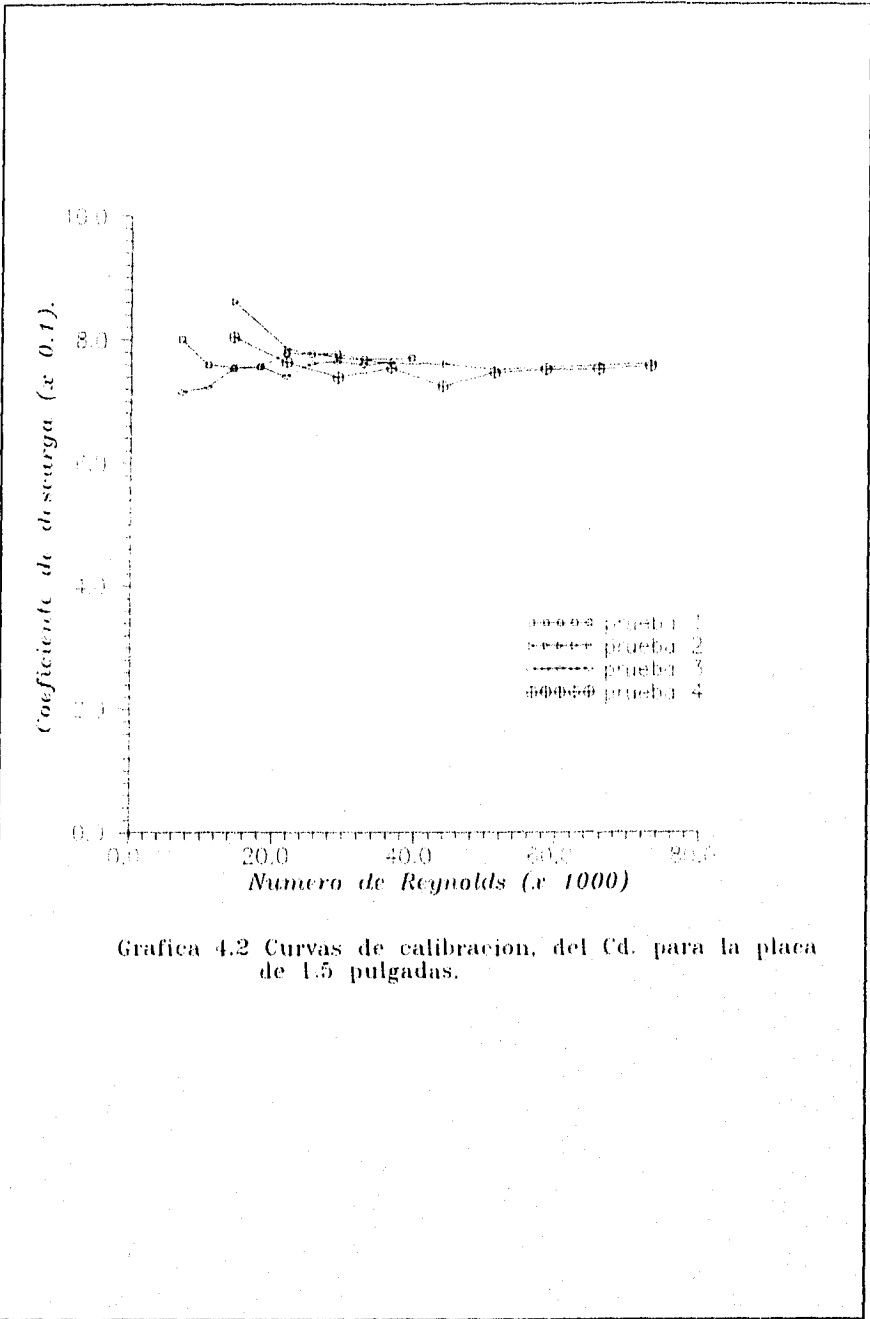
$$d_i=0.0381 \text{ (m), } A_i= 1.1400918 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_i= 81.053971 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_i=195.64527 \text{ L}^{3/2} \text{ (ft}^3\text{/min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
14.10	0.007	16.37	0.861	14686.04
21.15	0.019	26.96	0.784	22029.06
28.20	0.035	36.60	0.770	29372.08
35.25	0.056	46.29	0.761	36715.11
42.30	0.081	55.68	0.759	44058.13
49.35	0.113	65.76	0.750	51401.15
56.40	0.146	74.75	0.754	58744.17
63.45	0.184	83.92	0.756	66087.19
70.50	0.225	92.80	0.759	73430.22

$$C_d = \frac{1}{36} \sum_{i=1}^{36} x_i = 0.761$$



Grafica 4.2 Curvas de calibracion, del Cd. para la placa de 1.5 pulgadas.

PRUEBA No. 1 Placa de 2 pulg.

Datos:

$T=20.5 + 273 = 293.5 \text{ (K)}$

Placa No.2 del banco de flujo, factor = $70.5 \text{ (ft}^3 / \text{min)}$

$v_{20.5TC} = 1.51422 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$

$\rho_{aire} = 0.9155 \text{ (kg/m}^3)$

$d_t = 0.0508 \text{ (m)}, A_t = 2.02683 \times 10^{-3} \text{ (m}^2)$

$V_2 = 80.9877 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$

$Q_c = 347.81382 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
14.10	0.003	19.05	0.740	11014.53
21.15	0.007	29.10	0.726	16521.80
28.20	0.012	38.10	0.740	22029.06
35.25	0.018	48.66	0.755	27536.33
42.30	0.026	56.08	0.754	33043.60
49.35	0.037	66.90	0.737	38550.86
56.40	0.048	76.20	0.740	44058.13
63.45	0.061	85.90	0.738	49565.40
70.50	0.075	95.25	0.740	55072.66

PUEBA No. 2

Datos:

$$T=21.5 +273 =294.5 \text{ (K)}$$

Placa No.3 del banco de flujo, factor = 149 (ft³ / min)

$$v_{21.5^\circ\text{C}}=1.52336 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{aire}}= 0.9123 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

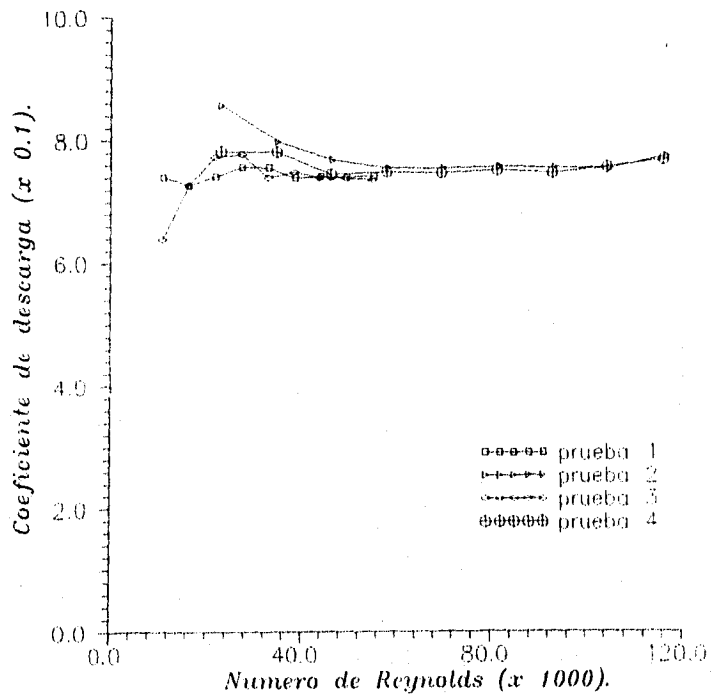
$$d_t=0.0508 \text{ (m)}, A_t=2.02683 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2= 81.125603 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t = 348.40608 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
29.8	0.012	38.16	0.780	23139.27
44.7	0.027	57.24	0.780	34708.91
59.6	0.053	80.20	0.743	46278.54
74.5	0.082	99.77	0.746	57848.17
89.4	0.119	120.18	0.744	69417.81
104.3	0.160	139.36	0.748	80987.44
119.2	0.212	160.42	0.743	92557.08
134.1	0.262	178.33	0.752	104126.72
149.0	0.313	194.92	0.764	115696.35

$$C_d = \frac{1}{36} \sum_{i=1}^{16} x_i^2 = 0.7505$$



Grafica 4.3 Curvas de calibracion, del Cd. para la placa de 2.0 pulgadas.

PRUEBA No. 1 Placa de 2.5 pulg.

Datos:

$$T^{\circ}=20.5 + 273 = 293.5 \text{ (K)}$$

Placa No.2 del banco de flujo, factor = 70.5(ft³ / min)

$$v_{20.5^{\circ}}=1.51422 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{aire}}= 0.9155 \text{ (kg/m}^3)$$

$$d_t=0.0635 \text{ (m)}, A_t= 3.1669217 \times 10^{-3} \text{ (m}^2)$$

$$V_2= 80.9877 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t=543.45909 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
14.10	0.001	17.18	0.820	8811.62
21.15	0.003	29.76	0.710	13217.44
28.20	0.005	38.43	0.734	17623.25
35.25	0.008	48.61	0.725	22029.06
42.30	0.011	56.99	0.742	26434.88
49.35	0.016	68.74	0.718	30840.69
56.40	0.020	76.85	0.734	35246.50
63.45	0.026	87.63	0.724	39652.32
70.50	0.031	95.68	0.736	44058.13

PUEBA No. 2

Datos:

$$T = 21.5 + 273 = 294.5 \text{ (K)}$$

Placa No.3 del banco de flujo, factor = 149. (ft³ / min)

$$v_{21.5^\circ} = 1.52336 \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{air}} = 0.9123 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

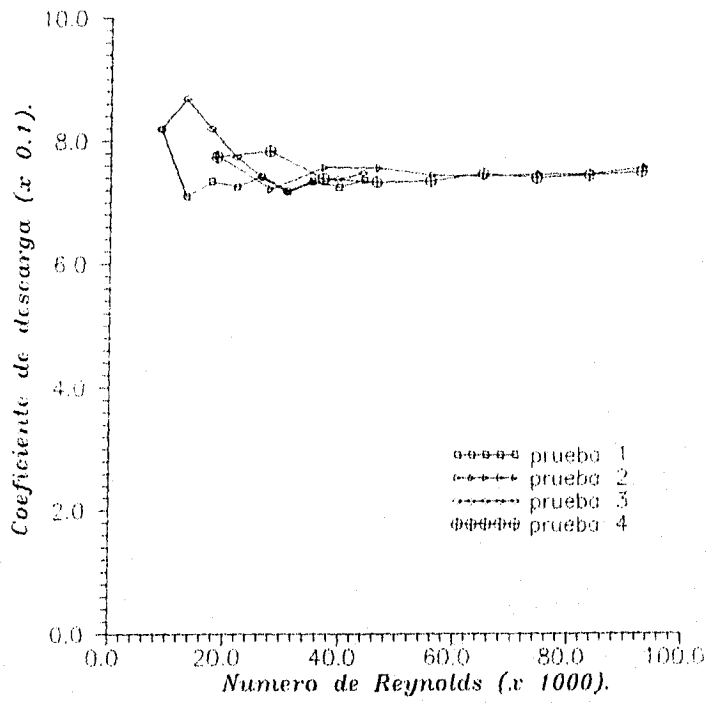
$$d_t = 0.0635 \text{ (m)}, A_t = 3.1669217 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2 = 81.125603 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t = 544.38447 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
29.8	0.005	38.49	0.774	18511.41
44.7	0.011	57.09	0.783	27767.12
59.6	0.022	80.74	0.738	37022.83
74.5	0.035	101.84	0.732	46278.54
89.4	0.050	121.73	0.734	55534.25
104.3	0.066	139.85	0.745	64789.46
119.2	0.088	161.49	0.738	74045.66
134.1	0.110	180.55	0.742	83301.37
149.0	0.134	199.27	0.747	92557.08

$$C_d = \frac{1}{36} \sum_{i=1}^{16} x_i = 0.7517$$



Grafica 4.4 Curvas de calibracion, del Cd. para la placa de 2.5 pulgadas.

PRUEBA No. 1 Placa de 3 pulg.

Datos:

$$T=21 + 273 = 294 \text{ (K)}$$

Placa No.3 del banco de flujo, factor = 149(ft³ / min)

$$v_{2TC} = 1.51422 \times 10^{-6} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 0.914 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$d_i = 0.0762 \text{ (m)}, A_i = 4.5603673 \times 10^{-3} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$V_2 = 81.056706 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_i = 783.2479 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
29.8	0.003	42.90	0.695	15461.87
44.7	0.006	60.67	0.737	23192.80
59.6	0.010	78.32	0.761	30923.74
74.5	0.017	102.12	0.729	38654.67
89.4	0.025	123.84	0.722	46385.61
104.3	0.034	144.42	0.722	54116.54
119.2	0.043	162.41	0.734	61847.47
134.1	0.056	185.35	0.723	69578.41
149.0	0.067	202.74	0.735	77309.35

PUEBA No. 2

Datos:

$$T=21.5 + 273 = 294.5 \text{ (K)}$$

Placa No.4 del banco de flujo, factor = 295 (ft³ / min)

$$v_{21.5^\circ} = 1.52336 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{s)}$$

$$\rho_{\text{aire}} = 0.9123 \text{ (kg/m}^3)$$

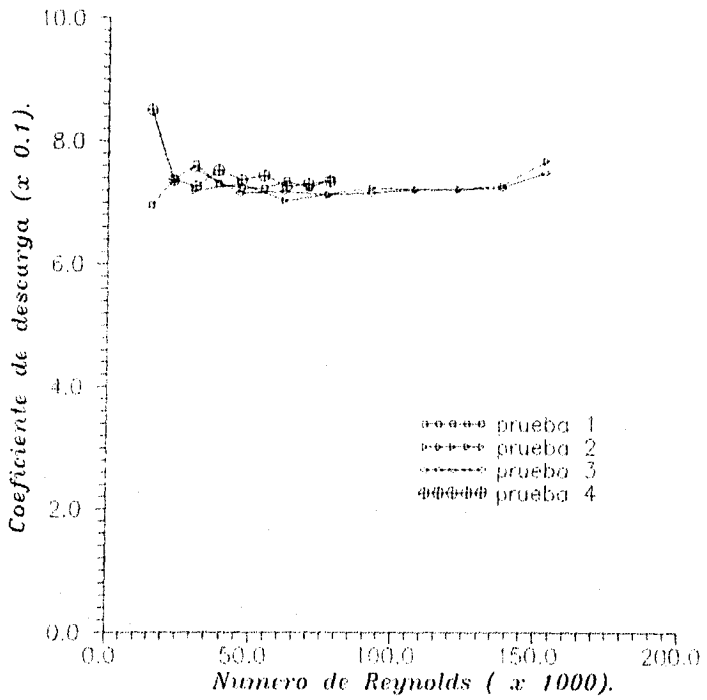
$$d_t = 0.0762 \text{ (m)}, A_t = 4.5603673 \times 10^{-3} \text{ (m}^2)$$

$$V_2 = 81.125603 \text{ L}^{1/2} \text{ (m/s)}$$

$$Q_t = 783.91364 \text{ L}^{1/2} \text{ (ft}^3/\text{min)}$$

GASTO REAL	COLUMNA DE AGUA	GASTO TEORICO	COEFICIENTE DE DESCARGA	NUMERO DE REYNOLDS
59.0	0.010	78.39	0.753	30541.76
88.5	0.025	123.94	0.714	45812.65
118.0	0.044	164.43	0.717	61083.53
147.5	0.070	207.40	0.711	76354.42
177.0	0.100	247.89	0.714	91625.29
206.5	0.134	286.96	0.719	106896.18
236.0	0.175	327.93	0.719	122167.07
265.5	0.220	367.68	0.722	137437.95
295.0	0.254	395.08	0.746	152708.83

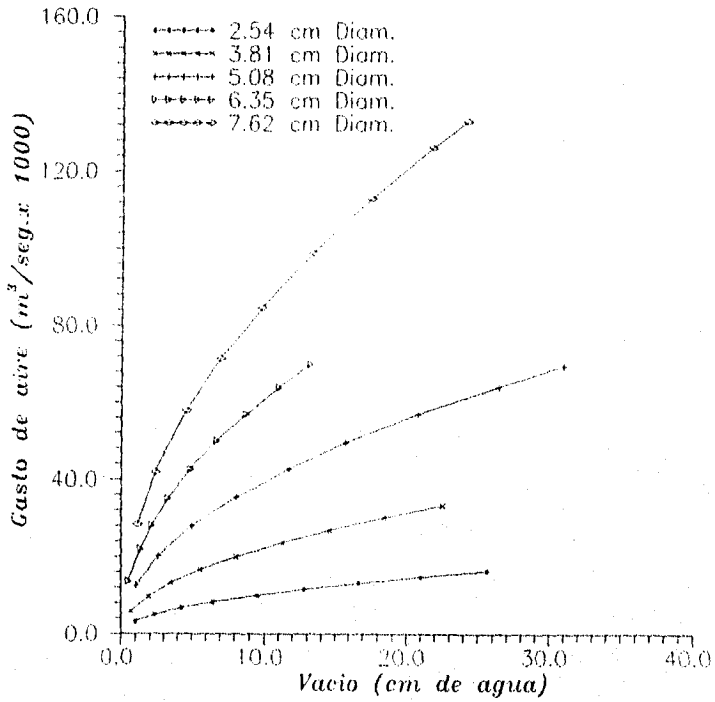
$$C_d = \frac{1}{36} \sum_{i=1}^{36} x_i = 0.731$$



Grafica 4.5 Curvas de calibracion, del Cd. para la placa de 3 pulgadas.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Con esta gráfica, se obtiene directamente el gasto de aire conociendo el desplazamiento de la columna de agua, para las cinco placas.



Gráfica 4.6. Curvas de gasto contra columna de agua para los cinco orificios.

IV.II PRUEBAS

IV.2.1 Descripción

Medición del consumo de aire en un motor Diesel de dos tiempos.

El flujo de aire se mide haciendo que el motor aspire a través del medidor de gasto, como se indica en la fotografía 2.



Fotografía 2. Arreglo del equipo en la prueba del motor a Diesel

Puesto que todo el aire que entra a los cilindros ha pasado por la **placa orificio**, la intensidad de flujo puede determinarse si se mide la presión a uno y otro lado de dicha placa orificio.

Se cuenta con cinco tamaños diferentes de placa orificio para utilizarse con el medidor de flujo de aire, como muestra la tabla 4.2.

INTERVALOS DE CONSUMO DE AIRE (ft ³ /min)	DIAMETRO DE PLACA ORIFICIO (pulgadas)
0- 35	1.0
0- 80	1.5
0-140	2.0
0-220	2.5
0-300	3.0

Tabla 4.2

IV.2.2 Procedimiento

a) Se instala la placa orificio de tamaño apropiado en el tambor de amortiguación de pulsos.

b) Se quita el filtro de aire del motor.

c) Se conecta el tambor de amortiguación de pulsos con la toma de aire del motor por medio de la manguera de hule, como se indica a continuación.

1.- Se fija el adaptador de la manguera de hule a la toma de aire en el lugar del filtro de aire y se asegura con cuatro tornillos proporcionados con el adaptador.

2.- Se pone la abrazadera de sujeción sobre el extremo de la manguera flexible que viene del tambor amortiguador de pulsos.

3.- Se hace entrar la manguera sobre el adaptador y se sujeta con la abrazadera.

4.- Se revisan ambos extremos de la manguera asegurándose de que las conexiones sean herméticas.

d) Se nivela el manómetro a cero mediante el nivel de burbuja, de la siguiente manera.

1.- Se afloja el tornillo de montaje de la izquierda.

2.- Nivelar el manómetro centrando la burbuja.

3.-Apretar de nuevo el tornillo de montaje de la izquierda.

4.-Ajustar a cero deslizando la escala hacia uno y otro lado de la columna inclinada hasta que el menisco de agua este alineado con el cero de la escala.

NOTA: Al arrancar el motor Diesel se deja funcionar a una velocidad baja hasta que alcanza su temperatura de operación (entre 50 y 60°C temperatura del agua de enfriamiento). El motor se deja funcionando por un tiempo mínimo de 15 minutos.

a) Con el motor girando a 800 rpm, registrar la lectura del manómetro.

b) Aumentar con lentitud, la apertura del acelerador dando de 100 en 100 hasta 1500 rpm, que es la máxima del motor y registrando las lecturas del manómetro.

IV.2.3 Pruebas

Las siguientes tres tablas (4.3, 4.4 y 4.5) muestran los resultados que se realizaron en el motor Diesel, con tres placas de diferente diámetro, utilizando la ecuación (4.15) del gasto real, que está en función sólo de la longitud desplazada de la columna inclinada.

PRUEBA N° 1 placa de 2" de diámetro

Datos:

$$Q_R = C_d V_2 A_2 = 261.25652 \text{ L}^{1/2} (\text{ft}^3 / \text{min})$$

$$C_d = 0.7505$$

REVOLUCIONES / MIN. (rpm)	VACIO (m de agua)	GASTO REAL (ft ³ /min)
800	0.085	76.17
900	0.104	84.25
1000	0.130	94.20
1100	0.160	104.50
1200	0.197	115.95
1300	0.253	131.41
1400	0.285	139.47

Tabla 4.3. Obtención del gasto real, a diferentes rpm. Placa de 2".

PRUEBA N° 2 placa de 2.5" de diámetro

Datos:

$$Q_R = 408.86632 \text{ L}^{1/2} (\text{ft}^3 / \text{min})$$

$$C_d = 0.7517$$

REVOLUCIONES / MIN. (rpm)	VACIO (m de agua)	GASTO REAL (ft ³ /min)
900	0.043	84.78
1000	0.053	94.13
1100	0.065	104.24
1200	0.081	116.36
1300	0.102	130.58
1400	0.119	141.04
1500	0.138	151.88

Tabla 4.4. obtención del gasto real a diferentes rpm. Placa de 2.5".

PRUEBA N° 3 placa de 3" de diámetro

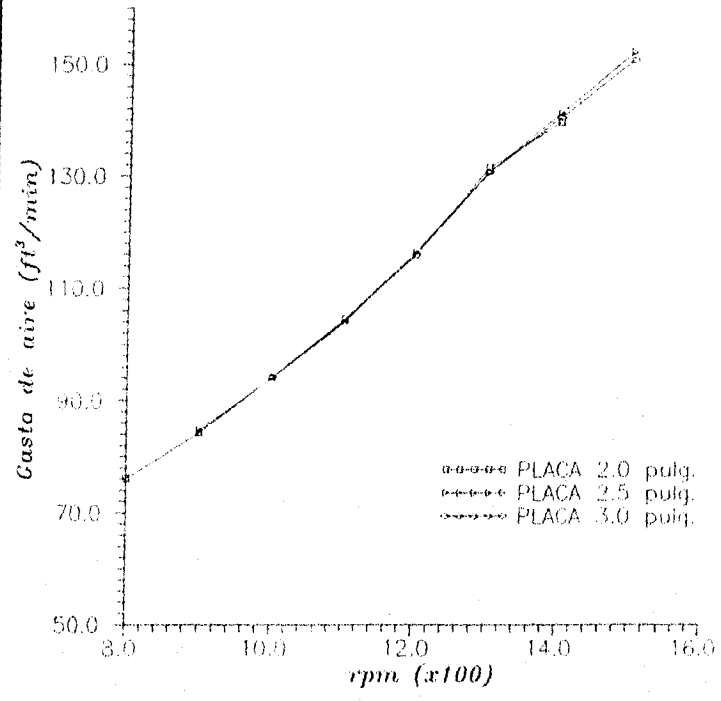
Datos:

$$Q_R = 572.79754 \text{ L}^{1/2} (\text{ft}^3 / \text{min})$$

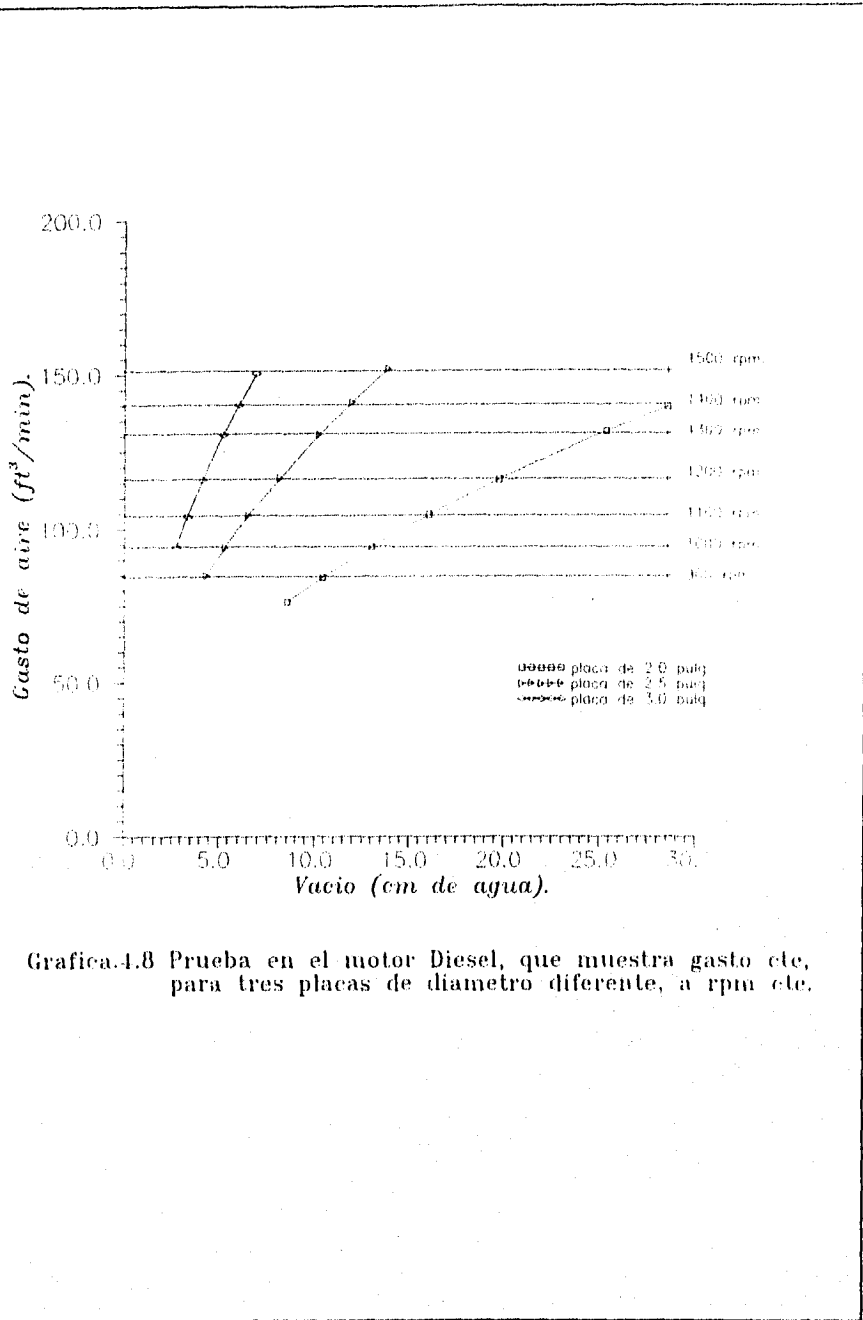
$$C_d = 0.731$$

REVOLUCIONES / MIN (rpm)	VACIO (m de agua)	GASTO REAL (ft ³ / min)
1000	0.027	94.12
1100	0.033	104.05
1200	0.041	115.98
1300	0.052	130.62
1400	0.060	140.30
1500	0.069	150.46

Tabla 4.5. Obtención del gasto real a diferentes rpm. Placa de 3".



Grafica 4.7. Prueba en el motor Diesel, que muestra gasto etc. para tres placas de diferente diametro, a rpm etc.



Grafica.4.8 Prueba en el motor Diesel, que muestra gasto etc, para tres placas de diametro diferente, a rpm etc.

CONCLUSIONES

Mediante el diseño propuesto se obtuvo un medidor de gasto de aire con las siguientes características: facilidad de construcción, bajo costo en los materiales utilizados en cada uno de los elementos que lo constituyen, manejable y de una precisión aceptable. Esta precisión se obtuvo mediante la aplicación de normas tanto para la fabricación y calibración de las placas orificio, como para la determinación del volumen mínimo del tambor amortiguador de pulsos que permita amortiguar los pulsos de presión generados por la operación cíclica del motor, para que dichos pulsos no alteren las mediciones de presión. Dicha presión se mide con un manómetro del tipo columna inclinada para aumentar su sensibilidad.

Ahora bien, uno de los factores importantes que se tomaron en cuenta para determinar la correcta medición del gasto de aire en el equipo, fue la obtención del coeficiente de descarga de las placas orificio, mediante un proceso de calibración, en el que el gasto real se obtiene mediante las placas orificio de un banco de flujo estacionario comercial, calibrado de fábrica.

Como elementos principales de medición se utilizaron placas de orificio de diferentes diámetros para poder barrer todo el rango posible de flujos a diferentes regímenes de giro y para diferentes motores.

Por último, con un equipo capaz de medir el consumo de aire en los motores de combustión interna, se pueden determinar parámetros tan importantes como la eficiencia volumétrica y la relación combustible-aire, que influyen de manera importante en las características del motor.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Muñoz M. y Payri, F., **Motores de Combustión interna Alternativos**, Sección de Publicaciones de la E.T.S de Ingenieros Industriales-UPM, España 1989.
- 2.- Wasdyke, Reymond. **Motor Diesel, Operación, Pruebas y Evaluación**, Versión Española Fco. Paniagua, México Limusa Noriega 1976 **Experimentos con motores de Combustión Interna**.
- 3.- Fox R. W. **Introducción a la Mecánica de Fluidos**, McGraw-Hill Interamericana de México Edición 1989.
- 4.- White F.M. **Mecánica de Fluidos**, McGraw-Hill Interamericana de México Edición 1988.
- 5.- Muñoz M. y Payri F., **Técnicas Experimentales en Motores de Combustión Interna Alternativos**, Universidad Politécnica de Valencia Departamento de Maquinas y Motores Térmicos.
- 6.- F. Edward Obert., **Motores de Combustión Interna, Analisis y Aplicaciones** Compañía Editorial Continental S.A. De C.V. México. Decimoctava edición 1989.
- 7.- Giacosa D. **Motores Endotérmicos, Motores de encendido por chispa a carburación y a inyección, Motores de encendido por compresión lentos y rápidos**. Ediciones Omega Barcelona.
- 8.- Creus A. **Instrumentación Industrial**, Editorial Alfaomega Marcombo, Quinta edición.
- 9.- SAE. **Measurement of intake air or exhaust gas flow of Diesel Engines**. SAE J244 jun 1983.
- 10.- ISO. **Measurement of fluid flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in circular cross section conduits Running Full**. Int. Organiz.Stand. Dis-5167 1980.