



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Banco de flujo estacionario
para la medición del
coeficiente de descarga**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

César Luis González Lugo

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Rogelio González Oropeza



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2017

ÍNDICE

ÍNDICE.....	2
ÍNDICE DE FIGURAS	3
INTRODUCCIÓN	5
OBJETIVOS	6
CAPÍTULO 1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS (MCIA).....	7
1.1 Antecedentes históricos.....	7
1.2 Clasificación de los motores térmicos.....	10
1.3 Ciclos de trabajo (2T y 4T) y Procesos de combustión (MEP y MEC)	12
1.4 Principales parámetros de funcionamiento, curvas características	17
CAPÍTULO 2. RENOVACIÓN DE LA CARGA.....	23
2.1 Flujo en conductos de admisión y escape.....	23
2.2 Eficiencia volumétrica	25
2.3 Renovación de la carga en motores de 4T	27
2.4 Coeficiente de descarga CD.....	30
CAPÍTULO 3. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO	34
3.1 Elementos que lo constituyen.....	35
3.2 Instalación para lecturas de temperatura.....	39
CAPÍTULO 4. EXPERIMENTACIÓN.....	42
4.1 Montaje del sistema de admisión al banco de flujo	43
4.2 Obtención del coeficiente de descarga.....	47
4.3 Descripción del cálculo del coeficiente de descarga CD	47
4.4 Gráficas de CD	52
4.5 Medidor de vorticidad.....	58
CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES	61
BIBLIOGRAFÍA.....	64
ANEXOS	66
1 MANUAL DE USO DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO	67
A1.1 Conexión al turbo soplador.....	68
A1.2 Configuración de las válvulas	69
A1.3 Colocación de los sensores de temperatura	70

A1.4 Verificación de fugas.....	71
A1.5 Utilización de la válvula VRe	71
A1.6 Toma de lecturas (presión)	72
2 DIAGRAMAS DE CONEXIÓN EN EL TABLERO DE VÁLVULAS	74
3 CÓDIGO DE PROGRAMA.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1 Eolípila. Primer motor térmico	
1.2 Vagón equipado con motor, construido por Lenoir	
1.3 Motor Diesel construido por MAN en 1906	
1.4 Motor vertical Daimler, Camión con motor Daimler	
1.5 Henry Ford con el modelo T	
1.6 Clasificación de los motores térmicos	
1.7 Nomenclatura de un MCIA	
1.8 Fases del ciclo 4T	
1.9 Diagrama de distribución para MCIA 4T	
1.10 Diagrama de distribución para MCIA 2T	
1.11 Diagrama de distribución para MCIA 2T	
1.12 Diagrama P-V de motor Otto	
1.13 Diagrama P-V de motor Diesel	
1.14 Esquema de cilindro y pistón de un MCIA	
1.15 Valores habituales para la relación de compresión	
1.16 Valores habituales para relación S/D	
1.17 Mecanismo Indicador para diagrama P-V	
1.18 Curvas características de un motor Diesel	
2.1 Gasto instantáneo en válvulas	
2.2 Orificio en un conducto	
2.3 Factores de funcionamiento que afectan el rendimiento volumétrico	
2.4 Factores de diseño geométrico que afectan el rendimiento volumétrico	
2.5 Aspiración natural y aspiración sobrealimentada	
2.6 Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro del motor	
2.7 Parámetros de dimensionamiento de válvulas	
2.8 Áreas de referencia en válvulas	
2.9 Comportamiento CD área cortinas y área de asiento	
2.10 Rendimiento volumétrico en función de Mv	
3.1 Banco de flujo estacionario	
3.2 Turbo soplador	

- 3.3 Esquema general del Banco de flujo estacionario
- 3.4 Configuración de los tableros de lectura
- 3.5 Conexión de tableros de lectura con tablero de válvulas
- 3.6 Termopar tipo K y RTD PT100
- 3.7 Unidad de adquisición de datos (Datalogger)
- 4.1 Sistema de admisión de motocicleta Honda CGL 125
- 4.2 Sistema de levantamiento y medición de la válvula
- 4.3 Cabeza del motor
- 4.4 Cabeza del motor + Acoplador
- 4.5 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador
- 4.6 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador + Base del filtro
- 4.7 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador + Base del filtro + Filtro
- 4.8 Conjunto del sistema de admisión
- 4.9 Plantilla para la toma de lecturas
- 4.10 CD cabeza del motor
- 4.11 CD cabeza del motor y acoplador
- 4.12 CD cabeza del motor, acoplador y carburador
- 4.13 CD cabeza del motor, acoplador, carburador y base de filtro
- 4.14 CD cabeza del motor, acoplador, carburador, base de filtro y filtro
- 4.15 CD conjunto del sistema de admisión
- 4.16 Swirl y Tumble
- 4.17 Medidor de vorticidad
- 4.18 Medidor de vorticidad en el cilindro
- 4.19 Rpm registradas en el cilindro a distintas posiciones
- 5.1 Máximos valores del coeficiente de descarga
- 5.2 Pérdidas en cada elemento agregado al sistema de admisión

INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión interna se han ido mejorando con la investigación y experimentación, a tal forma que cada vez es mayor la eficiencia que estos presentan; existen distintas gamas de motores que se han desarrollado específicamente para ciertas condiciones en particular y así poder ser aprovechados al máximo.

En este trabajo se desarrolla la experimentación con un motor de combustión interna diseñado para su uso en una motocicleta, se trabaja el sistema de admisión de éste. La finalidad de caracterizar un sistema de admisión es para poder determinar si es posible realizar modificaciones buscando un beneficio para el motor en las condiciones de su uso.

El análisis del comportamiento del flujo en el sistema de admisión es de gran complejidad debido a la propia naturaleza del fluido y a las múltiples variables que se presentan; en este trabajo se trata principalmente el análisis experimental, caracterizando al sistema de admisión principalmente a través del coeficiente de descarga.

Este trabajo tiene como objetivo el diseño y la construcción de un banco de flujo estacionario, particularmente para uso automotriz, para su utilización en la medición del coeficiente de descarga, sin embargo, el banco de flujo estacionario se puede adaptar para su uso en otras aplicaciones.

Es también un objetivo de este trabajo, la caracterización del sistema de admisión de un motor de motocicleta Honda CGL 125 mediante su coeficiente de descarga con la utilización del banco de flujo estacionario. De igual forma se realiza el diseño y construcción de un dispositivo capaz de medir la vorticidad generada en el cilindro debido a la válvula de admisión, realizando las primeras pruebas de medición.

En el capítulo 1 se tratan los antecedentes históricos más relevantes de los motores de combustión, así como también se tratan las clasificaciones, principios de funcionamiento y parámetros de funcionamiento de estos.

En el capítulo 2 se tratan los aspectos más relevantes, para este trabajo, del proceso de renovación de la carga, con los cuales se justifica el uso del banco de flujo estacionario para la caracterización de ciertos elementos. Además se establecen los aspectos relacionados con los motores de combustión interna alternativos que involucran al coeficiente de descarga.

En el capítulo 3 se describen los elementos que componen al banco de flujo estacionario, así como la utilización e instalación de éste.

En el capítulo 4 se aborda el proceso de experimentación, donde se utilizó el banco de flujo estacionario para la medición de los coeficientes de descarga del sistema de admisión en diferentes condiciones, además se presentan las primeras pruebas realizadas con el medidor de vorticidad construido.

Se presentan como anexos al trabajo, la elaboración de un manual de uso del banco de flujo estacionario, así como sus diagramas de conexión de las válvulas presentes en éste. De igual forma se anexo el código fuente del programa de cálculo realizado para la obtención del coeficiente de descarga.

OBJETIVOS

GENERALES

Diseño y construcción de banco de flujo estacionario, principalmente para uso automotriz.

PARTICULARES

Caracterización del sistema de admisión de una motocicleta Honda CGL 125.

Obtención del coeficiente de descarga con cada componente del sistema de admisión.

Construcción de un medidor de la vorticidad.

CAPÍTULO 1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS (MCIA)

En este capítulo se mencionan los antecedentes históricos que dan origen a los motores de combustión interna actuales, también se hace mención de los principales parámetros de funcionamiento y de sus curvas características, así como las clasificaciones de éstos y su descripción de los ciclos de trabajo y procesos de combustión más comunes.

1.1 Antecedentes históricos

La naturaleza suministra energía en tal forma que para poder ser aprovechada por el hombre en la realización de un trabajo se requiere una o varias transformaciones; éstas son un reto interesante para la ingeniería. En este apartado se habla sobre algunos dispositivos capaces de realizar la transformación de la energía térmica en trabajo, dispositivos conocidos como máquinas térmicas; y, particularmente, se tratan los antecedentes históricos de los motores térmicos.

El primer motor térmico desarrollado data del siglo I antes de Cristo. Es la eolípila, fabricado por Herón de Alejandría, este motor utilizó al vapor de agua como fluido de trabajo; consistía en una vasija de cobre llena de agua, que al ser calentada liberaba vapor, el cual se hacía pasar a través de una esfera con dos tubos tangenciales a ésta, produciendo la rotación de la esfera.



Fig. 1.1 Eolípila. Primer motor térmico (Gameró, 2014)

Hacia el año 1685 Christian Huyghens y Denis Papín tratan de construir un motor de combustión interna usando pólvora como combustible, un motor alternativo al motor de vapor; sin embargo, la dificultad asociada a la renovación de carga y a la falta de continuidad en el trabajo mecánico, hicieron que se enfocaran más en el desarrollo del vapor como fluido de trabajo.

Los desarrollos más notables de la máquina de vapor fueron aportados por Thomas Savery en 1698 quien patentó la primera máquina de vapor. Thomas Newcomen en 1705 perfecciona la máquina de vapor y la llama “máquina de balancín”, por su funcionamiento. James Watt en 1769 aumentó el rendimiento de la máquina de vapor al agregar un regulador llamado “gobernador”, el cual posibilitó la aparición de aparatos de control automático (Gaviria Ríos, Mora Guzmán, & Ramiro Agudelo, 2002).

Los motores de vapor fueron de gran importancia, tomando un papel relevante dentro de la Revolución Industrial, y éstos sirvieron como base para el posterior desarrollo de los motores, tanto de combustión interna (Otto, Diesel, Brayton, Wankel) como los de combustión externa (Stirling, Rankine), rotatorios (Brayton, Rankine, Wankel) y alternativos (Otto, Diesel, Stirling).

En 1807 Francois Isaac de Rivas inventó un motor de combustión interna que usaba una mezcla de Hidrogeno y Oxigeno, diseñando también el primer auto impulsado por un motor de combustión interna, el cual nunca tuvo éxito.

En 1860 Jean Joseph Etienne Lenoir inventó y patentó un motor de combustión interna encendido por chispa; y en 1863 instaló un motor mejorado en un vagón de tres ruedas.

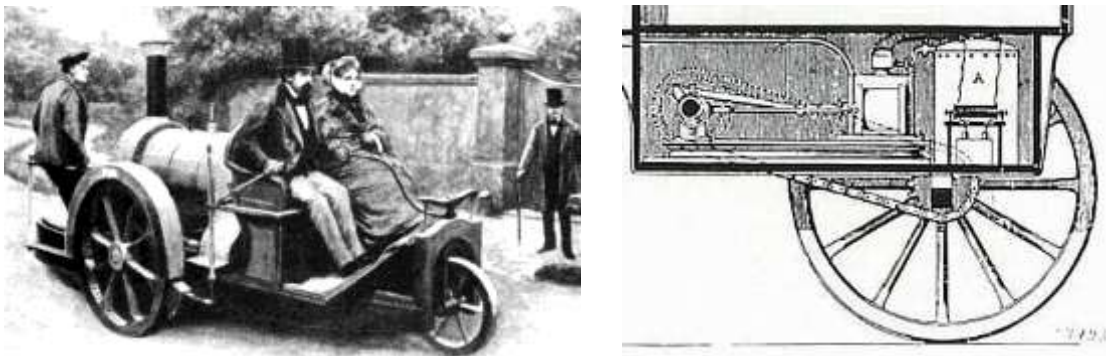


Fig. 1.2 Vagón equipado con motor, construido por Lenoir (Mendoza, 2007)

En 1862 Alphonse Beau de Rochas patentó el ciclo termodinámico de un motor de cuatro tiempos, aunque nunca intentó construirlo. Los desarrollos de Lenoir y Rochas fueron mejorados por Eugen Langen y Nikolaus Otto en 1866 al crear un motor más eficiente. Y en 1876 Otto inventó y patentó un exitoso motor de cuatro tiempos.

En 1873 George Brayton desarrolló un motor de keroseno de dos tiempos el cual no funcionó, pero fue reconocido como el primer motor seguro y práctico.

En 1885 Gottlieb Daimler inventó lo que es reconocido como el prototipo del motor moderno, el cual consta con un cilindro vertical y se inyectaba gasolina por medio de un carburador, que también patentó en 1887. Al continuar su desarrollo, mejoró el motor de dos cilindros colocando válvulas con la forma de un hongo.



En 1887 Rudolf Diesel, conocedor de la termodinámica, publica un tratado que es la base del motor Diesel (motor de compresión sin ignición por chispa).

En 1892 sus ideas son patentadas, y en 1897, con ayuda de la compañía MAN, se construye el primer motor que usa aceite mineral como combustible.

Fig. 1.3 Motor Diesel construido por MAN en 1906 (Flominator, 2005)

En 1890 Wilhem Maybach construye el primer motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos. Y en 1893 desarrolla el carburador a chorro, el cual es la base de los carburadores modernos.

En 1898 sale de fábrica el camión imaginado por Daimler, y en 1902 Emil Jellinek, el más importante concesionario de automóviles Daimler, establece la marca “Mercedes”. Para 1926 las empresas Daimler y Benz se fusionan, y más tarde toma el nombre de Mercedes Benz.



Fig. 1.4 Motor vertical Daimler, Camión con motor Daimler (Wikipedia, 2017)

En 1903 Henry Ford funda la Ford Motor Company, con la cual crea 19 modelos diferentes de autos en 5 años, para así, en 1908 alcanzar la cifra de más de 15 millones de autos vendidos del modelo “T” en todo el mundo. Su éxito es debido al método de trabajo implementado por Ford y denominado “Fordismo” el cual tiene sus bases en el “Taylorismo”.



Fig. 1.5 Henry Ford con el modelo T (Catálogo Diseño, 2014)

1.2 Clasificación de los motores térmicos

Los motores térmicos pueden ser clasificados de diferentes formas. Una forma conveniente de clasificación se muestra en la figura 1.6.

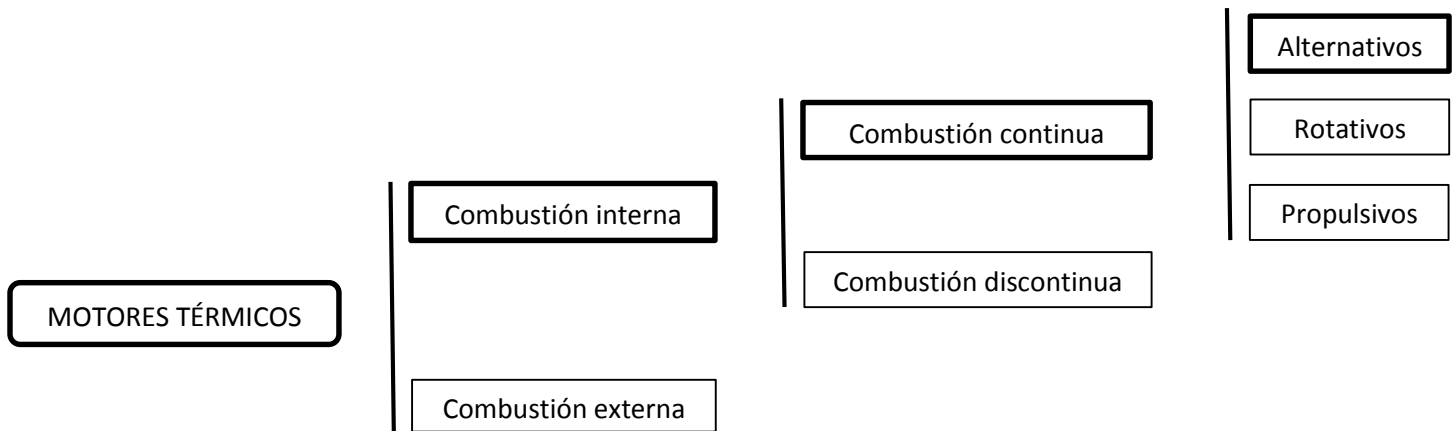


Fig. 1.6 Clasificación de los motores térmicos

Los motores térmicos de combustión externa son aquellos en donde el proceso de combustión tiene lugar de forma externa al fluido de trabajo, un ejemplo de éste es el motor Stirling. En caso contrario, si el proceso de combustión tiene lugar en el fluido de trabajo (generalmente una mezcla de aire y combustible) se denominan motores de combustión interna.

A su vez, los motores de combustión interna se dividen en dos grupos dependiendo de cómo es producida la combustión. Si la combustión es continua a través del tiempo, siendo como consecuencia que el fluido de trabajo sea continuo en su paso a través del motor, se denominan de combustión continua, un ejemplo de este tipo de motores son las turbinas de gas.

Cuando el proceso de combustión ocurre de manera intermitente, combustión discontinua, el fluido realiza un trabajo sobre una superficie móvil o aumenta la energía cinética de una corriente. En un motor propulsivo el fluido aumenta la energía cinética de una corriente, un ejemplo de motor de este tipo es el pulsorreactor. Cuando el fluido realiza un trabajo sobre una superficie móvil, el movimiento de ésta puede ser giratorio o rectilíneo. En un movimiento giratorio se denomina motor rotativo, un ejemplo es el motor Wankel. Cuando el movimiento de la superficie es rectilíneo se denomina como motor alternativo.

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) se pueden clasificar de acuerdo a sus características, las cuales no necesariamente son excluyentes unas de otras (Benajes & Navarro, 2015). Algunas de éstas son:

- Su aplicación
- Proceso de combustión
- Ciclo de trabajo
- Posición y localización de válvulas
- Número y disposición de cilindros
- Preparación de la mezcla
- Tipo de refrigeración

En el apartado 1.3 de este trabajo se tratan más a fondo las características de los MCIA debidas a su proceso de combustión y ciclos de trabajo. En la figura 1.7 se representa de manera esquemática la nomenclatura de los MCIA; y en particular se representa un motor de encendido por chispa, sin embargo las partes principales de cualquier MCIA son comunes.

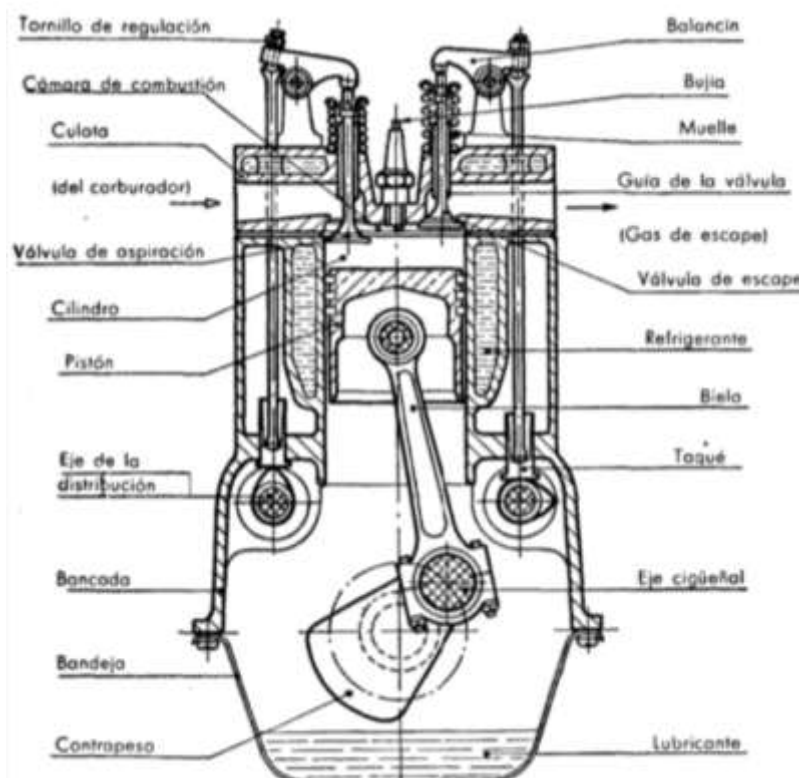


Fig. 1.7 Nomenclatura de un MCIA (Giacosa, 1979)

1.3 Ciclos de trabajo (2T y 4T) y Procesos de combustión (MEP y MEC)

De acuerdo a los ciclos de trabajo de los MCIAs se puede clasificar en motores de dos tiempos (2T) o de cuatro tiempos (4T).¹

MOTORES DE 4 TIEMPOS

En los motores 4T el pistón realiza cuatro carreras para completar el ciclo de trabajo, de aquí su denominación. Respecto al movimiento del cigüeñal, este gira dos veces completamente para completar el ciclo.

El funcionamiento teórico sin modificaciones se ilustra en la figura 1.8, nótese que se simboliza en rojo una bujía y en verde un inyector, por lo que se representa un MCI de 4 tiempos de encendido provocado e inyección directa.

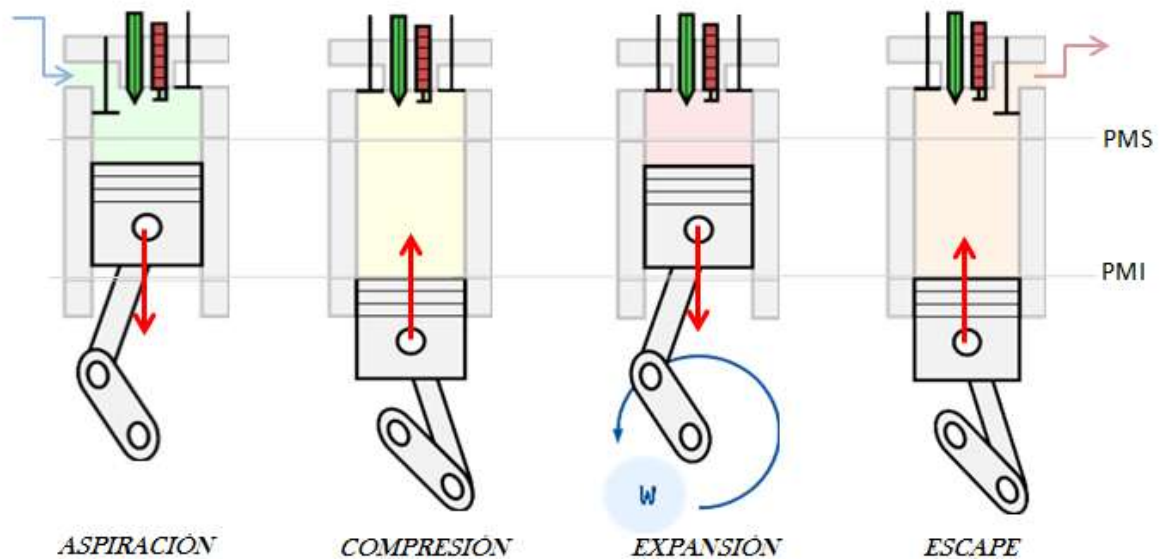


Fig. 1.8 Fases del ciclo 4T (MEP inyección directa)

En el primer tiempo (admisión), el pistón baja desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI) con la válvula de aspiración abierta y la de emisión cerrada, provocando una depresión en el cilindro, el cual aspira aire del ambiente o una mezcla de aire y combustible, dependiendo del tipo de motor. Cuando el pistón llega al PMI las válvulas permanecen cerradas.

¹ Actualmente se desarrollan tanto teóricamente como prácticamente MCIAs que cuentan con ciclos de trabajo de 6 tiempos.

En el segundo tiempo (compresión), el pistón sube desde el PMI hasta el PMS y comprime el fluido dentro del cilindro con las válvulas cerradas. Dependiendo del proceso de combustión de cada motor, en el PMS se realiza el salto de chispa y/o se inyecta el combustible.

En el tercer tiempo (expansión), cuando el pistón está en el PMS se realiza la combustión, proceso que entre otros efectos, aumenta la presión de los gases dentro del cilindro, provocando que el pistón se desplace al PMI; ésta es la etapa de potencia del ciclo.

En el cuarto tiempo (expulsión), el pistón sube desde el PMI hasta el PMS y expulsa los gases de la combustión al ambiente con la válvula de emisión abierta, de esta manera termina el ciclo y el proceso vuelva a iniciar.

Es evidente que la apertura y cierre de válvulas no se puede dar instantáneamente para coincidir justo en el PMI o en el PMS según sea el caso, y de igual forma, la combustión no puede producirse a volumen constante; por estas razones surge la necesidad de realizar adelantos y retrasos en las aperturas y cierres de las válvulas y en la combustión.

En la figura 1.9 se muestran los diagramas de distribución para un MCIA de 4 tiempos, tanto el teórico como el real. Se representan de manera general los adelantos y retrasos en las válvulas, ya que los valores de estos ángulos dependen de las características constructivas de cada motor, así como de sus condiciones de operación, como lo es el régimen de giro.

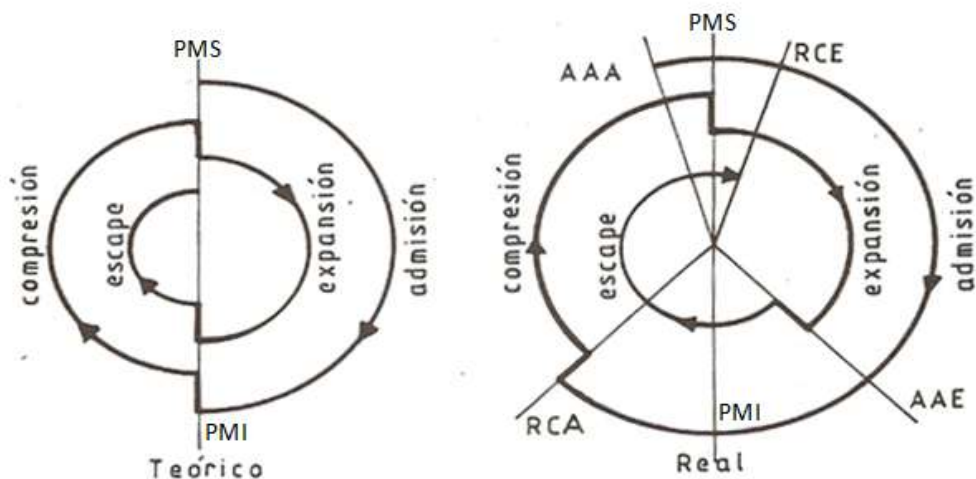


Fig. 1.9 Diagrama de distribución para MCIA 4T

En el diagrama de distribución real se define los siguientes ángulos:

- AAA: Adelanto en la apertura de admisión. Es el ángulo que gira el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de admisión hasta el PMS. Habitualmente de 8° a 10° .
- RCE: Retraso en el cierre de escape. Es el ángulo que gira el cigüeñal desde el PMS hasta el cierre de la válvula de escape. Habitualmente de 15° a 22° .

- AAE: Adelanto en la apertura del escape. Es el ángulo que gira el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el PMI. Habitualmente 58° .
- RCA: Retraso al cierre de admisión. Es el ángulo que gira el cigüeñal desde el PMI hasta el cierre de la válvula de admisión. Habitualmente 64° .

Alrededor del PMS se puede observar cómo existe un momento en el cual la válvula de admisión y la válvula de escape permanecen abiertas, a este ángulo cuyo valor es la suma de los ángulos AAA y RCE se le denomina como cruce de válvulas y su valor habitual se encuentra de 23° a 32° .²

MOTORES DE 2 TIEMPOS

En los motores 2T el pistón realiza dos carreras (una vuelta completa del cigüeñal) para completar el ciclo de trabajo, por esta razón es que la admisión debe efectuarse durante una fracción de la carrera del proceso de compresión y el escape durante una fracción del proceso de expansión. El fluido debe ser comprimido antes de la admisión para que este pueda entrar al cilindro y que el escape de los gases de combustión se realice por su propia presión (Giacosa, 1979).

La compresión del fluido de admisión se realiza en la bandeja (o cárter) debido a la acción provocada por el movimiento descendente del pistón. Como se ilustra en la figura 1.10, no hace falta la utilización de válvulas, ya que el mismo movimiento del pistón contrala la apertura y cierre de las lumbreras de admisión y escape respectivamente, aunque existen motores de 2T con válvulas.

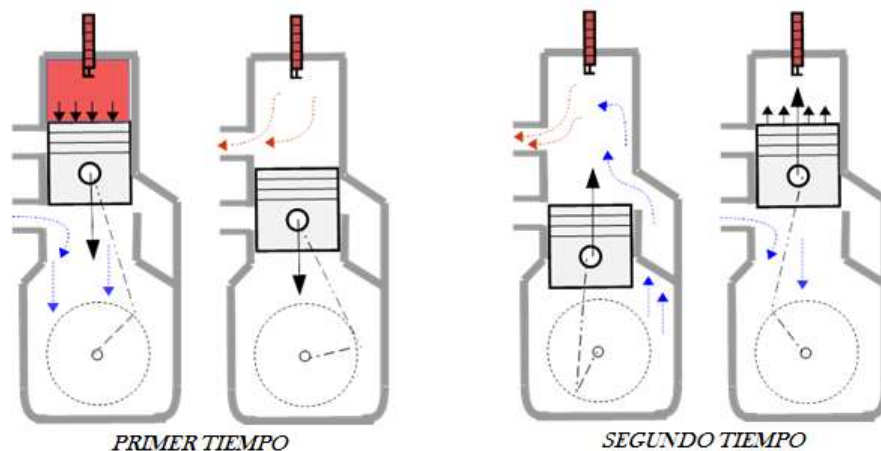


Fig. 1.10 Diagrama de distribución para MCI 2T

El primer tiempo comienza con la combustión a la cual le prosigue la expansión, y el pistón se encuentra en la carrera del PMS al PMI, la expansión termina cuando el mismo movimiento del pistón abre la lumbrera de escape, y los gases de combustión comienzan a salir del cilindro debido

² Como se menciona, los valores de los ángulos cambian de acuerdo al diseño y condiciones de operación de cada motor, sin embargo los valores que se dan son los más habituales tanto para motores MEP como MEC turismo.

a la gran presión que aún tienen. La lumbrera de admisión al cárter es cerrada por el pistón y el fluido en el cárter es comprimido.

En el segundo tiempo, el pistón comienza la carrera del PMI al PMS. Cuando las lumbreras de admisión al cilindro y de escape están abiertas, ocurre el proceso denominado barrido, el cual consiste en la admisión de fluido al cilindro debida a dos fenómenos: el primero es por la presión alcanzada en el cárter, y el segundo es por la corriente generada al salir los gases de combustión por la lumbrera de escape. El movimiento del pistón cierra la lumbrera de admisión al cilindro y la lumbrera de escape, en este momento comienza el proceso de compresión dentro del cilindro. Por otra parte, el movimiento ascendente del pistón genera una depresión en el cárter y, al dejar la lumbrera de admisión del cárter abierta, se establece una corriente entrante de fluido a éste.

Los motores de 2T pueden ser de barrido simétrico o de barrido asimétrico³. Los de barrido simétrico son los que controlan la apertura y cierre de las lumbreras con el movimiento del pistón; y los de barrido asimétrico son aquellos que la apertura y cierre son independientes del movimiento del pistón. Lo anterior se logra con válvulas controladas por un mecanismo de distribución, o bien, en el caso de motores de barrido por cárter, con válvulas rotativas o de láminas.

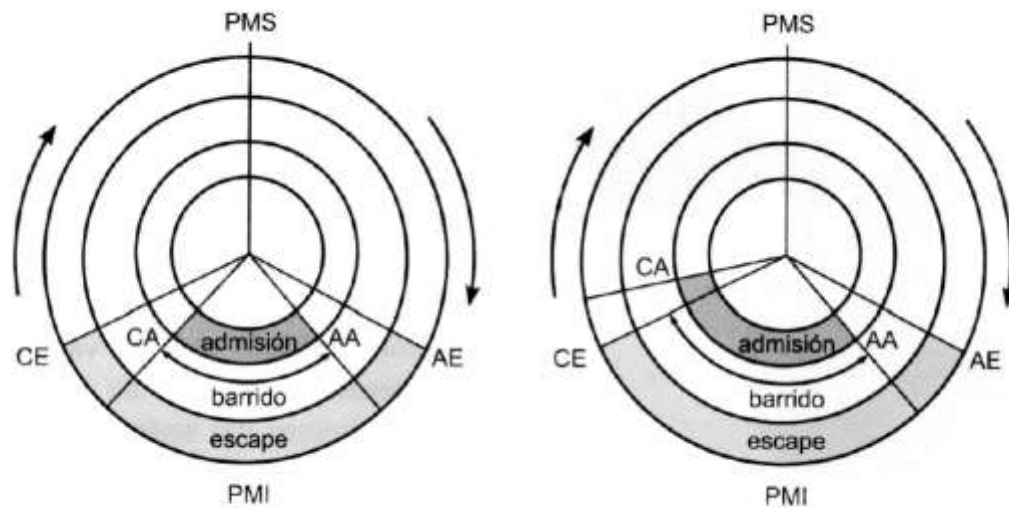


Fig. 1.11 Diagrama de distribución para MCIA 2T. Barrido simétrico (izquierda) y barrido asimétrico (derecha)

En los motores de 2T se tiene una carrera de trabajo por cada giro del cigüeñal, lo cual teóricamente es el doble de potencia obtenida por un motor de 4T de igual cilindrada; sin embargo, la frecuencia de carrera de trabajo ocasiona un calentamiento excesivo en el motor, por lo cual la velocidad del motor 2T debe ser inferior a la de un motor 4T para evitar averías.

³ El barrido asimétrico suele ser más eficaz (Benajes & Navarro, 2015).

De acuerdo a los procesos de combustión los MCIA se pueden clasificar en MEP o MEC.

MOTORES MEP

Los motores de encendido provocado o por chispa (MEP o MECh) son aquellos en los que el inicio de la combustión se debe mediante una aportación de energía externa al ciclo de trabajo; esto se logra habitualmente al hacer saltar una chispa entre dos electrodos, y el elemento encargado de realizar esto se denomina bujía.

El combustible usado es gasolina⁴, hidrocarburos ligeros de elevado poder calorífico que se evapora fácilmente. La forma de suministrar el combustible en este tipo de motores es variada, y se puede generalizar en dos tipos: alimentados por carburación o por inyección. A su vez la inyección se puede realizar de varias formas, las más comunes son la inyección en el sistema de admisión, la cual introduce al cilindro una mezcla de aire y combustible (motores de mezcla homogénea); y la inyección directa, la cual inyecta el combustible directamente en el cilindro (motores de mezcla estratificada).

Este tipo de motores también son llamados motores Otto, debido a que su principio de funcionamiento está basado el ciclo Otto, donde teóricamente la combustión se da a volumen constante.

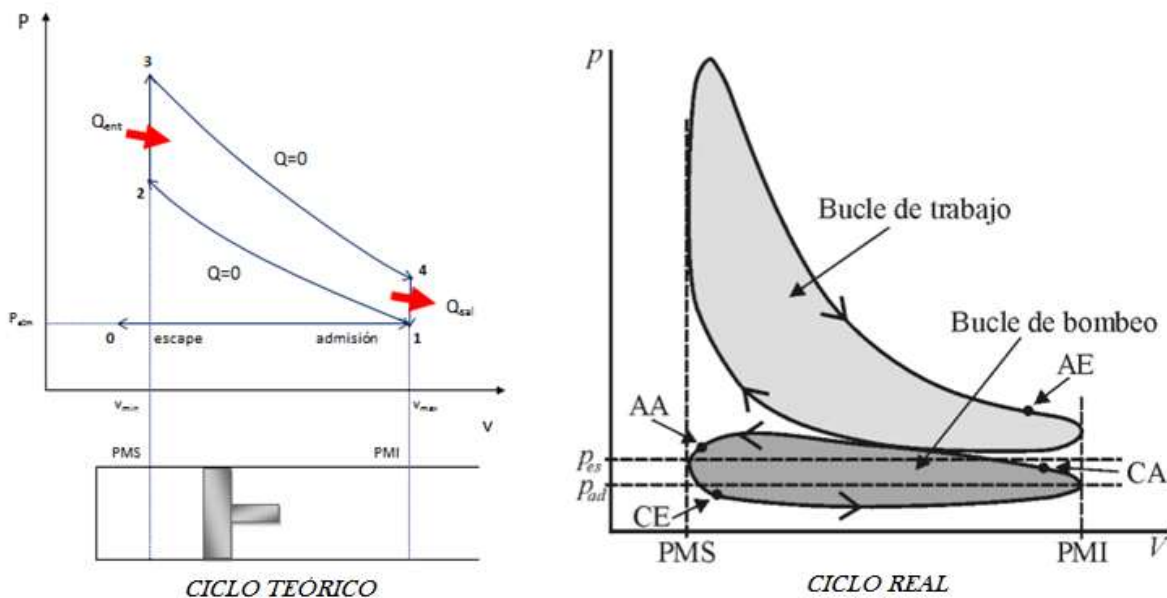


Fig. 1.12 Diagrama P-V de motor Otto

⁴ Se puede utilizar también combustibles gaseosos o gas licuado, sin embargo su empleo es menos práctico.

MOTORES MEC

Los motores de encendido por compresión (MEC) son aquellos en los que la combustión se logra gracias al autoencendido de la mezcla del combustible, ocasionado a la presión y temperatura alcanzadas en el cilindro debido a la compresión.

Los combustibles utilizados son los llamados combustibles pesados, los cuales, en comparación con los usado en los MEP, son menos volátiles y con un peso específico superior. Para poder controlar la combustión, los MEC son exclusivamente de inyección directa, ya que la combustión depende espacial y temporalmente del proceso de inyección.

Este tipo de motores también son llamados motores Diesel, debido a que su principio de funcionamiento está basado el ciclo Diesel, donde teóricamente la combustión se da a presión constante.

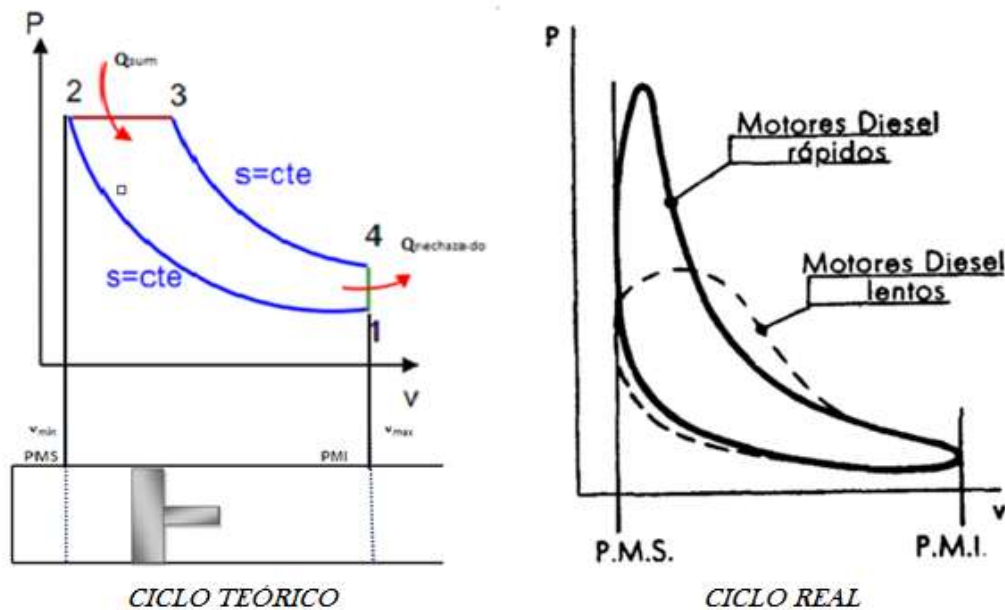


Fig. 1.13 Diagrama P-V de motor Diesel (Giacosa, 1979)

1.4 Principales parámetros de funcionamiento, curvas características

Los parámetros geométricos de los MCIAs son aquellos que caracterizan las dimensiones de los elementos más importantes del motor. Si bien cada motor es diferente de acuerdo a su tipo y aplicación, en este apartado se trata de generalizar. Estos parámetros se fijan al diseñar el motor y de ellos dependen en gran medida las prestaciones y emisiones del motor.

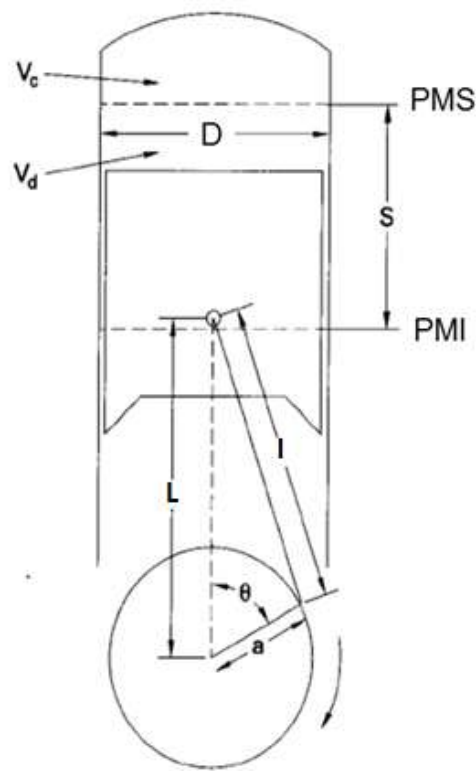


Fig. 1.14 Esquema de cilindro y pistón de un MCIA

No existe una nomenclatura única aceptada en los MCIA, pero para este escrito se propone la de la figura 1.14 los cuales son:

- **D. Diámetro del cilindro.** Este diámetro es un poco mayor al del pistón; sin embargo, para fines prácticos se consideran iguales. Se denomina también como calibre.
- **S. Carrera del pistón.** Es la longitud a que se puede desplazar el pistón; ésta va desde el PMI hasta el PMS.
- **I. Longitud de la biela.** Es la longitud de la barra articulada que une el bulón del pistón con la manivela del cigüeñal.
- **a. Radio del cigüeñal.** Es el radio de la manivela del cigüeñal.
- **L. Longitud del bulón al eje del cigüeñal.** Esta longitud es variable, depende de la posición del pistón.
- **Vd. Volumen desplazado.** Es el volumen que comprende del PMI al PMS dentro del cilindro.
- **Vc. Volumen de cámara de combustible.** Es el volumen comprendido entre el PMS y la culata del motor. También llamado volumen muerto.

El diámetro y la carrera son los parámetros que mejor caracterizan el tamaño de un motor. Otro parámetro importante es la relación de compresión, el cual se define como la relación del volumen máximo entre el volumen mínimo. En la figura 1.15 se muestran valores típicos para diversos motores.

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{Vd+Vc}{Vc} \quad (1.1)$$

Tipo de motor	r	Limite	Tipo de motor	r	Limite
MEP 4T	8,0–11	- Autoencendido ≈ 14 para carga estratificada	MEC DI ¹	12–21	- Presión máxima - Arranque en frío - Pérdida de rendimiento - Cámara poco compacta - Toque de válvulas con el pistón
MEP 2T	7,5–11	Autoencendido	MEC IDI	18–24	Igual que MEC DI

Fig. 1.15 Valores habituales para la relación de compresión (Lecuona & Rodríguez, 2015)

La relación S/D es un parámetro descriptivo de la forma del cilindro, y se pueden clasificar a los motores de acuerdo al valor numérico de este:

- S/D < 1 el motor se denomina como supercuadrado. La velocidad lineal media del pistón es elevada, la cámara es poco compacta y existen elevadas pérdidas de calor.
- S/D > 1 el motor se denomina como alargado. La cámara es compacta pero no puede girar muy deprisa.
- S/D = 1 el motor se denomina cuadrado. Es un motor equilibrado.

En la figura 1.16 se muestran valores habituales de la relación S/D.

	Motor MEP	S/D	Motor MEC	S/D
	Competición	$\leq 0,6$	Automóvil	1,0-1,2
4T	Motocicletas	0,65-0,9	Industrial / Vehículo pesado	1,1-1,2
	Automóvil	0,9-1,1		
2T	2T de pequeño tamaño	1,0-1,1	2T de gran tamaño	1,8-2,8

Fig. 1.16 Valores habituales para relación S/D (Lecuona & Rodríguez, 2015)

Los parámetros de funcionamiento son aquellos que, a partir de variables medidas experimentalmente, definen el estado de operación en los MCI. Algunos de ellos se describen a continuación.

La velocidad lineal media del pistón C_m es la velocidad a la cual se desplaza el pistón entre el PMI y PMS, está definida a partir del régimen de giro del motor n , el cual, es habitualmente expresarlo

en revoluciones por minuto (rpm). Considerando que el pistón realiza dos carreras por cada revolución del cigüeñal, se tiene la ecuación 1.2 para C_m .

$$C_m = 2Sn \quad (1.2)$$

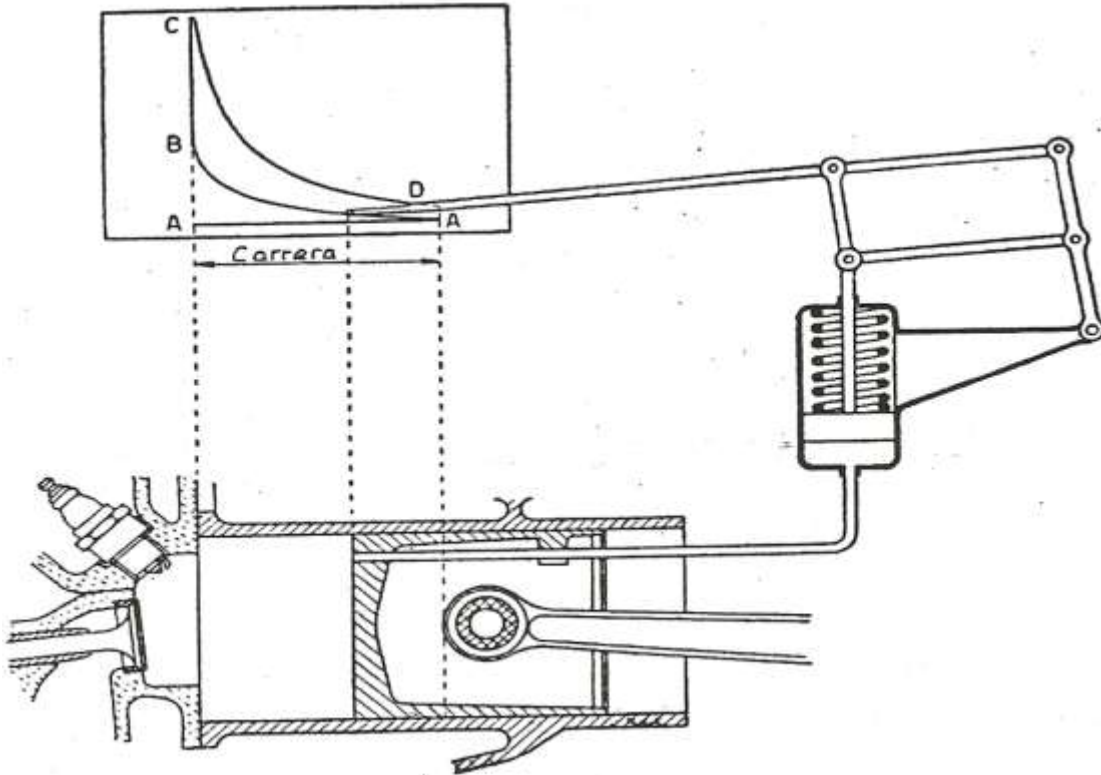


Fig. 1.17 Mecanismo Indicador para diagrama P-V

La presión de los gases dentro del cilindro y el volumen de éste, se puede representar en un diagrama P-V, una manera de obtener esta gráfica es mediante el mecanismo llamado indicador (figura 1.17) de este diagrama se obtiene el trabajo indicado W_i que es la transferencia de trabajo del gas al pistón (Heywood, 1988).

$$W_{i,ciclo} = \oint P dv \quad (1.3)$$

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_d} \quad (1.4)$$

La presión media indicada P_{mi} es una consideración de una presión constante teórica que realizaría un trabajo igual al trabajo indicado durante una carrera del pistón.

Utilizando la ecuación 1.5 podemos calcular la potencia indicada para un cilindro, donde i es un factor que vale 0.5 para motores 4T y 1 para motores 2T.

$$N_i = P_{mi} V_d n i \quad (1.5)$$

El rendimiento indicado es la relación entre la potencia indicada y la potencia térmica del combustible. El término h_c es la entalpia de combustión propia de cada combustible.

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_c h_c} \quad (1.6)$$

Los parámetros indicados no consideran ninguna pérdida, en cambio, los parámetros efectivos son aquellos en los cuales se toman en cuenta las pérdidas mecánicas, como los son las pérdidas por fricción, por bombeo y por accionamiento de auxiliares. Se definen los parámetros de trabajo efectivo, presión media efectiva, potencia efectiva y rendimiento efectivo, de manera similar a los parámetros indicados. La potencia efectiva se puede calcular a través del par efectivo M_e .

$$W_e = P_{me} V_d \quad (1.7)$$

$$N_e = P_{me} V_d n i = M_e 2\pi n i \quad (1.8)$$

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_c h_c} \quad (1.9)$$

La potencia absorbida por las pérdidas mecánicas N_{pm} se puede calcular con las ecuaciones 1.10 y 1.11, nótese que se relaciona con el volumen total V_t el cuál es el volumen desplazado V_d multiplicado por el número de cilindros del motor.

$$N_{pm} = P_{pm} V_t n i \quad (1.10)$$

$$N_{pm} = N_i - N_e \quad (1.11)$$

CURVAS CARACTERÍSTICAS

Los parámetros de funcionamiento de cualquier MCIA pueden ser representados de manera gráfica con el fin de conocer los alcances del motor y para poder hacer una comparación entre motores. Si bien se puede graficar parámetros como presión media efectiva, rendimientos, emisiones de gases contaminantes, entre otros, es habitual encontrar como curvas más representativas de cada motor las curvas de potencia, las de par y las de consumo específico de combustible con respecto al régimen de giro.

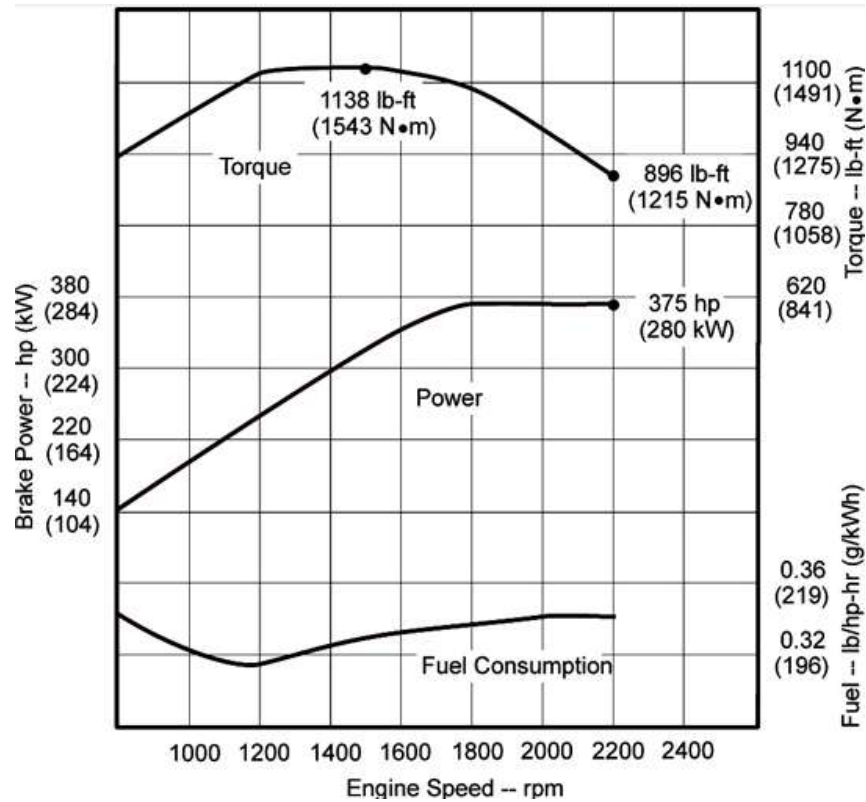


Fig. 1.18 Curvas características de un motor Diesel (John Deere)

La figura 1.18 muestra las curvas características de un MEC 6.8 litros con seis cilindros en línea; estas curvas se obtienen de ensayos prácticos en un banco de potencia. Al motor se le implanta una resistencia a vencer, llamada resistencia al freno, con el motor en condiciones de máxima alimentación (a plena carga) se registran los valores para poder dibujar las gráficas.

CAPÍTULO 2. RENOVACIÓN DE LA CARGA

En este capítulo se tratan los aspectos teóricos del flujo en los conductos de admisión y escape y el proceso de renovación de la carga en motores 4T, así como también el coeficiente de descarga y su relación con la eficiencia volumétrica.

2.1 Flujo en conductos de admisión y escape

Con el fin de repetir el proceso termodinámico que se tiene en el funcionamiento de los MCI, es necesario que los gases de combustión sean evacuados del cilindro y que éste, sea llenado por mezcla sin quemar (o aire en el caso de motores de inyección directa), a este proceso se le denomina renovación de la carga.

El origen del flujo en los sistemas de admisión y escape es esencialmente no estacionario, esto debido al propio funcionamiento del motor, es decir, a los flujos inducidos por las válvulas en los procesos de renovación de la carga. La figura 2.1 muestra de manera gráfica como es el comportamiento del gasto másico con respecto al ángulo de giro de un motor monocilindrico 4T a un régimen de giro intermedio, en la cual, se considera positivo (en valor) al flujo entrante al cilindro para la gráfica correspondiente a la admisión, y para la correspondiente al escape se considera positivo al flujo saliente del cilindro.

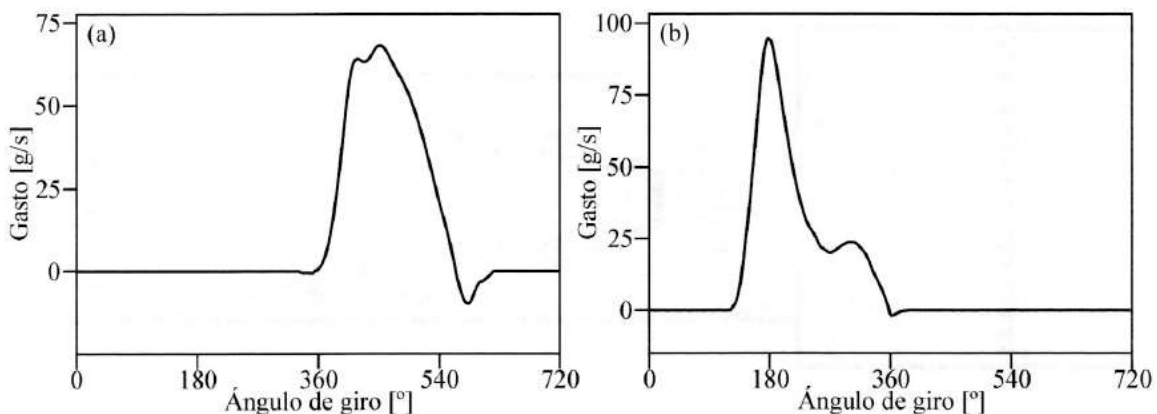


Fig. 2.1 Gasto instantáneo en válvulas, admisión (izquierda) y escape (derecha) (Torregrosa & Giménez, 2015)

En la gráfica de la admisión podemos ver como el gasto másico incrementa debido al movimiento del pistón hacia el PMI y también como es que existe un reflujo producido por el cierre de la válvula de admisión. Para el escape se puede notar que existen dos picos de aumento en el gasto másico, uno de ellos es debido al escape espontaneo ocasionado por la apertura de la válvula de escape y el otro es debido al escape ocasionado por el movimiento del pistón hacia el PMS.

Estas variaciones en el tiempo de las condiciones en la admisión y en el escape, son debidas a dos fenómenos. El primero es debido a que el tiempo de excitación es más corto que el tiempo de relajación del fluido, lo cual ocasiona que no se alcance el estado de equilibrio produciendo descompensaciones en los flujos de masa, cantidad de movimiento y energía. El segundo es debido a la velocidad relativamente baja de propagación de las descompensaciones mencionadas por los conductos, esto debido a la compresibilidad del fluido.

Ambos fenómenos ocasionan la propagación de ondas de presión, tanto en conductos de admisión como de escape, lo cual es una firma que identifica al flujo compresible no estacionario (Torregrosa & Giménez, 2015).

Cuando se tienen elementos de un tamaño pequeño en comparación con las longitudes características en que se manifiesta la evolución temporal del fluido, es aceptable la consideración cuasiestacionaria del fluido, es decir, considerar al flujo como compresible estacionario.

En la figura 2.2 se muestra un ejemplo de un orificio en un conducto, el cual admite la descripción de un flujo compresible estacionario.

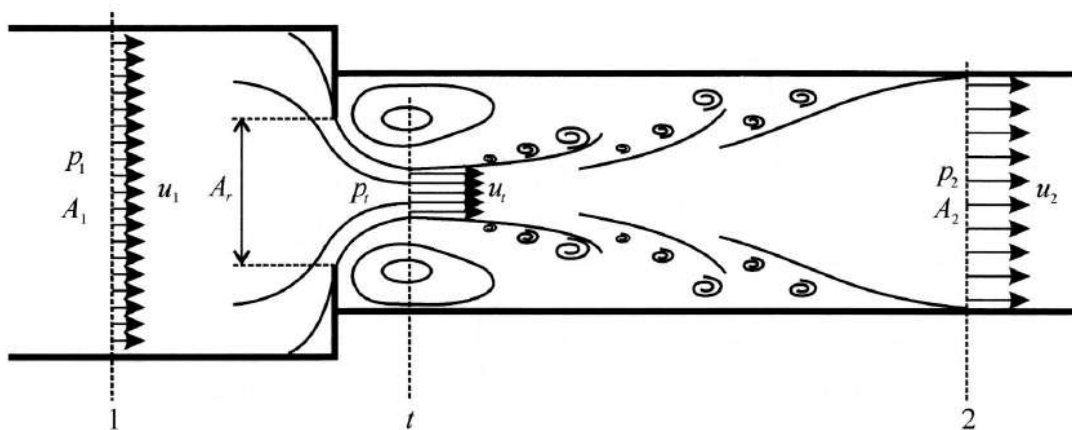


Fig. 2.2 Orificio en un conducto (Torregrosa & Giménez, 2015)

Se puede observar como en la sección 1 el flujo se encuentra totalmente desarrollado, al aproximarse a la singularidad el flujo sufre un fenómeno conocido como contracción de vena, donde inmediatamente después de singularidad, en la sección t , se puede notar como en las zonas exteriores a la vena contracta se generan vórtices, los cuales están asociados a las pérdidas. Es hasta la sección 2 donde el flujo se vuelve a encontrar totalmente desarrollado. Un aspecto importante es que la garganta efectiva del flujo, en la sección t , no coincide con la sección de paso geométrico A_r de la singularidad.

Debido a la complejidad que presenta el flujo en una singularidad como la mencionada, al igual que lo presentarían las válvulas y las lumbreras de los MCI, se puede obtener la caracterización del flujo de manera experimental. Para poder realizar esta caracterización, es necesaria la

utilización de un dispositivo que permita controlar las condiciones de parada aguas arriba y aguas abajo de la singularidad, este dispositivo puede ser un banco de flujo, el cual se describe en el capítulo 3 de este trabajo. La caracterización de una singularidad se puede dar mediante el coeficiente de descarga, el cual relaciona el gasto real medido y el gasto ideal supuesto, se explica más a detalle en el apartado 2.4 de este trabajo.

2.2 Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica (o rendimiento volumétrico) se define como la masa de aire o mezcla fresca que entra al cilindro entre la que llenaría la cilindrada en condiciones de referencia. En la práctica, lo que realmente es medible es el aire admitido, de esta manera el cálculo de la eficiencia volumétrica está dado por la ecuación 2.1.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{V_t \frac{n}{2} \rho_a} \quad (2.1)$$

El denominador de la ecuación 2.1, es decir, la masa admitida en un proceso de admisión ideal es aquella que cumple:

- La velocidad del pistón es lo suficientemente lenta como para que los fenómenos de inercia sean despreciables.
- No existe transferencia de calor al fluido durante el proceso de admisión.
- No existen pérdidas de presión durante el proceso, desde las condiciones exteriores hasta el estado de estancamiento final en el cilindro.
- Las válvulas se abren y cierran instantáneamente en los puntos muertos.

El dosado F es la relación que existe entre el gasto másico de combustible y el gasto másico de aire como se expresa en la ecuación 2.2. Utilizando el concepto de dosado y despejando la potencia efectiva de la ecuación 1.9, podemos obtener la expresión 2.3.

$$F = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad (2.2)$$

$$N_e = \dot{m}_c h_c \eta_e = \dot{m}_a F h_c \eta_e \quad (2.3)$$

Si despejamos el gasto másico de aire de la ecuación 2.1 y se sustituye en la ecuación 2.3, obtenemos la expresión 2.4, la cual nos indica como la potencia efectiva del motor está en función de la eficiencia volumétrica. Realizando un procedimiento similar, podemos obtener la ecuación 2.5 la cual nos indica que la presión media efectiva también está en función de la eficiencia volumétrica. Es decir, en cuanto mejor (mayor en valor) sea la eficiencia volumétrica, mayor será la potencia desarrollada por el motor.

$$N_e = V_t \frac{n}{2} \rho_a \eta_v F h_c \eta_e \quad (2.4)$$

$$P_{me} = \rho_a \eta_v F h_c \eta_e \quad (2.5)$$

La P_{me} crece con la densidad del aire en las condiciones exteriores, circunstancia que ocasiona la pérdida de potencia de los motores no sobrealimentados cuando trabajan a regímenes elevados. En los motores sobrealimentados al elevar el valor de la densidad del aire (a la salida del compresor) se incrementa la P_{me} y, por tanto, la potencia del motor. Por otra parte se nota la relación que tiene la P_{me} con el rendimiento volumétrico, la cual es mayor mientras mejor sea el llenado del cilindro.

El empleo de combustibles de potencia calorífica más elevada aumenta en principio las presiones medias, aunque otros factores ligados al cambio de combustible, como la variación de la relación de compresión admisible, pueden afectar al valor de los rendimientos (efectivo e indicado) tanto positiva como negativamente. Los valores máximos de los rendimientos (η_v y η_e) no siempre hacen máximas las presiones medias ya que otros valores como el dosado pueden modificar el valor final de estas.

Los factores que afectan el rendimiento volumétrico se pueden clasificar en factores de diseño geométrico y factores de funcionamiento. En el apartado 2.3 de este trabajo se tratan algunos de estos factores.

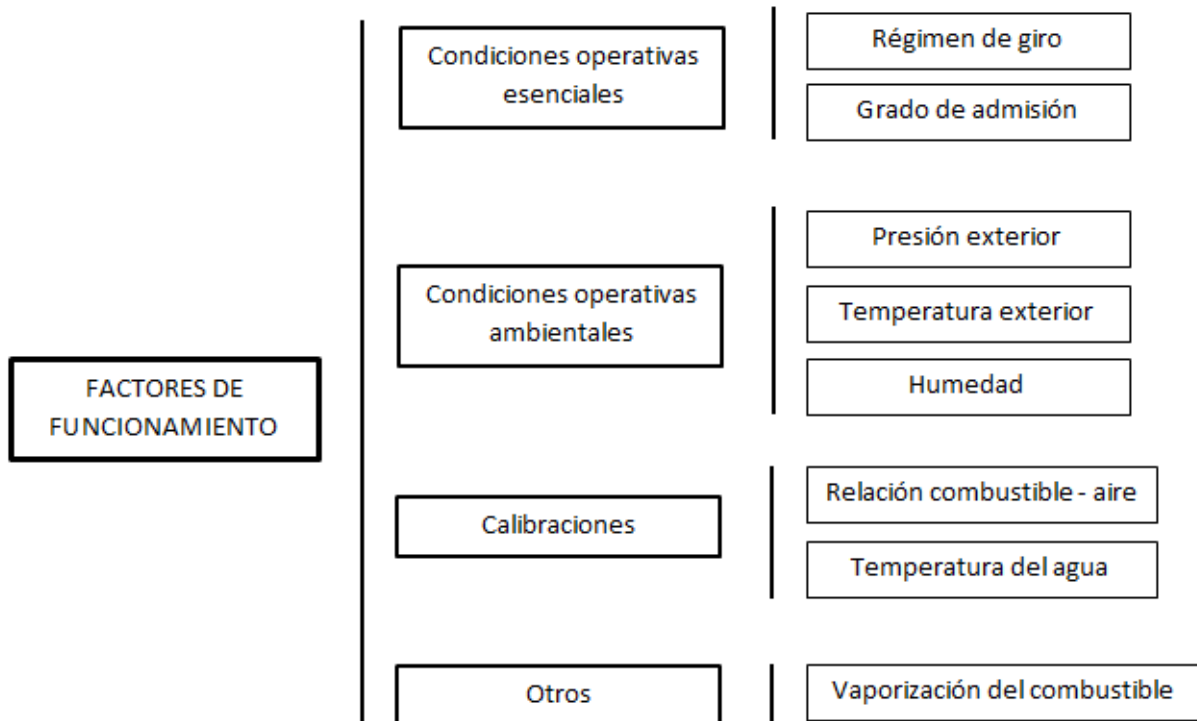


Fig. 2.3 Factores de funcionamiento que afectan el rendimiento volumétrico

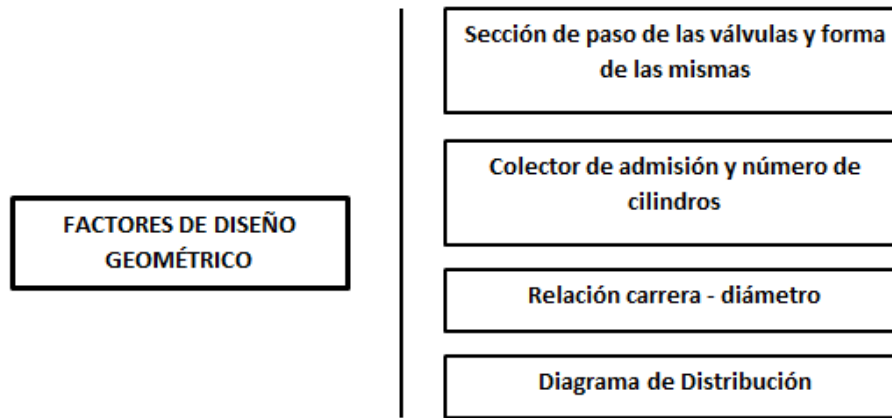


Fig. 2.4 Factores de diseño geométrico que afectan el rendimiento volumétrico

2.3 Renovación de la carga en motores de 4T

En los MCIAs de 4T, el proceso de renovación de la carga ocurre durante una de las 2 vueltas necesarias que da el cigüeñal para completar el ciclo, el proceso es controlado por el sistema de distribución, el cual es el encargado de abrir y cerrar las válvulas tanto de admisión como de escape.

La renovación de la carga busca la efectividad del llenado del cilindro, pues está directamente relacionado con las prestaciones del motor. El aire suministrado durante este proceso debe ser el necesario para realizar la combustión requerida, esta cantidad de aire introducido al cilindro es la limitante de la potencia máxima del motor. Por otra parte, se tienen que considerar que el proceso de renovación de la carga implica cierto costo energético que se ve reflejado en la potencia efectiva del motor, también está involucrado en las emisiones sonoras y de gases producidos durante el funcionamiento del motor.

Como se mencionó anteriormente, el rendimiento volumétrico se calcula de acuerdo a la ecuación 2.1, la cual describe en el denominador las condiciones de referencia del aire. Cuando se trata de motores MEC y MEP de inyección directa, es buena consideración tomar al aire como único fluido que entra al cilindro, sin embargo, en los motores MEP de inyección indirecta no entra al cilindro aire únicamente, sino una mezcla de combustible y aire, por esta razón es habitual encontrar la expresión 2.1 multiplicada por un coeficiente que tome en cuenta dicha mezcla y además el efecto de la humedad (Serrano & Galindo, 2015).

Las condiciones de referencia del aire para el cálculo del rendimiento volumétrico, se pueden tomar de diferentes maneras.

Considerando que en la válvula es donde ocurren la mayoría de las pérdidas, se puede considerar como referencia las condiciones del aire que hay inmediatamente aguas arriba de la válvula, en

este caso se dificulta la determinación precisa de las condiciones del aire debido a que sus propiedades son fluctuantes, es decir variables en el tiempo.

Se puede tomar como referencia las condiciones atmosféricas para el aire, de esta forma, el rendimiento volumétrico estará tomando en cuenta todo el sistema de admisión y sus pérdidas relacionadas a este.

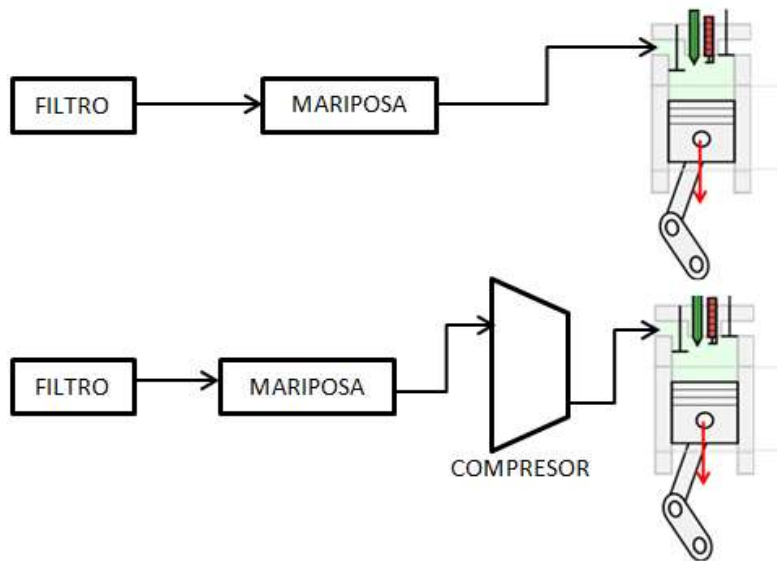
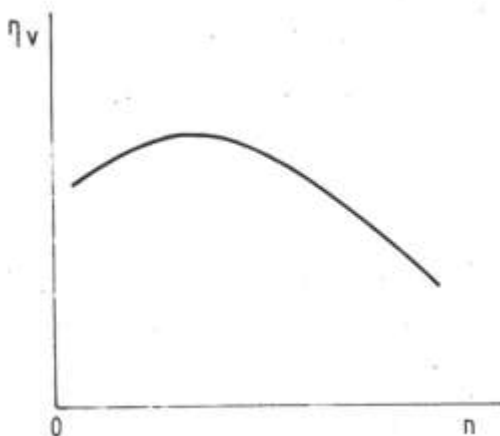


Fig. 2.5 Aspiración natural (superior) y aspiración sobrealimentada (inferior)

Para los motores que incluyen un compresor en el sistema de admisión (aspiración sobrealimentada), se debe tener en cuenta que, al tomar como referencia las condiciones atmosféricas, se puede llegar a tener un rendimiento volumétrico mayor a la unidad, pues la densidad del aire a la salida del compresor se aumenta en comparación con las condiciones en la atmosfera. Para este tipo de motores se debe considerar como referencia un punto aguas abajo del compresor.



Otro factor que afecta al rendimiento volumétrico, es la fricción en los conductos, la cual origina pérdidas de presión que se hacen más notables a manera que las revoluciones del motor aumentan, este efecto se puede ver a manera de ejemplo en la figura 2.6.

Fig. 2.6 Rendimiento volumétrico en función del régimen de giro del motor

El diseño en los conductos de admisión como de escape es de gran importancia para el proceso de renovación de la carga. Los conductos de admisión así como la pared del cilindro, transfieren calor al fluido entrante, lo cual origina una disminución de la densidad de éste, y a su vez afecta de manera negativa el rendimiento volumétrico. Los gases residuales que no son posibles desalojarlos del cilindro durante el proceso de escape, también ceden calor al fluido entrante, y además se expansionan durante el proceso de admisión restando volumen disponible para el fluido fresco que entra al cilindro. Por esta razón, los conductos de escape deben oponer mínima resistencia al paso de los gases, de manera similar, los conductos de admisión deben de permitir la entrada máxima posible de fluido al cilindro. El cruce de válvulas se calcula de manera que se tengan las mejores condiciones posibles para la renovación de la carga, así, con un adelanto en la apertura de la válvula de admisión se logra que ésta, este completamente abierta para lograr el máximo llenado posible, y el atraso en el cierre de la válvula de escape sirve principalmente para aprovechar la inercia del fluido proveniente de la admisión para poder desalojar los gases de combustión restantes.

La zona correspondiente a las válvulas es la que presenta mayores pérdidas de carga de todo el sistema de admisión y por tanto la que presenta mayores limitaciones de diseño. Debido a que el llenado es más importante para la eficiencia del motor, frecuentemente se aumenta la capacidad de descarga (descrito en el apartado 2.4) de la válvula de admisión frente a la de escape.

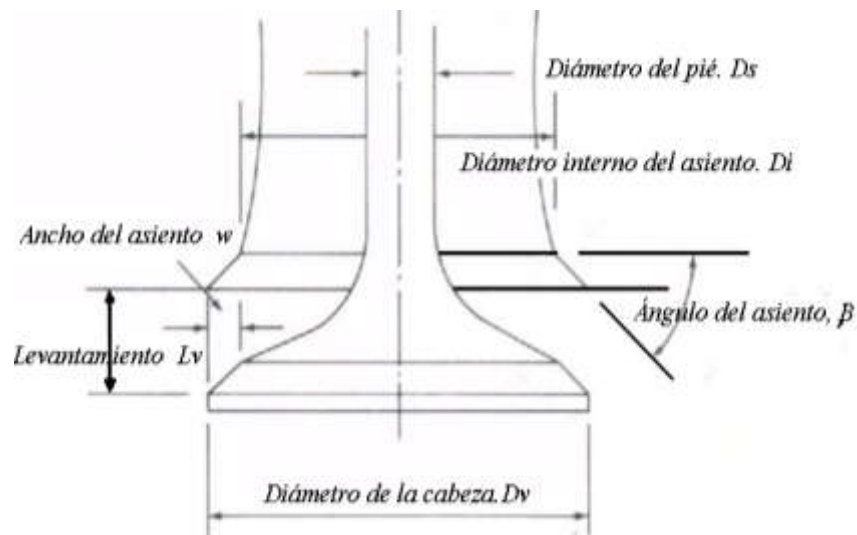


Fig. 2.7 Parámetros de dimensionamiento de válvulas

En algunos motores se emplean varias válvulas por dos razones, la primera es por cuestiones térmicas para prevenir daños, y la segunda es que sus disposiciones constructivas aumentan las secciones de paso, y por tanto mejoran el rendimiento volumétrico.

Los mayores rendimientos volumétricos en motores de automóviles se obtienen cuando la velocidad del aire⁵ se encuentra entre 40 y 60 [m/s] y en régimen de máxima potencia la velocidad alcanzada se encuentra entre 65 y 75 [m/s] (Giacosa, 1979).

El valor a optimizar en el diseño de las válvulas es el coeficiente de descarga, el cual se trata con mayor detalle en el apartado 2.4 de este trabajo, este valor depende de, entre otras cosas, el ángulo de asiento, haciendo máximo el coeficiente de descarga cuanto este toma el valor de 0°, sin embargo un asiento cónico genera mayor presión de la válvula en el asiento, y así se garantiza un mejor cierre. Habitualmente el ángulo de asiento toma valores de 30° y 45° (Serrano & Galindo, 2015). El comportamiento del coeficiente de descarga con respecto al levantamiento de la válvula aumenta bruscamente para bajos levantamientos, tendiendo a estabilizarse por encima de un cierto valor de levantamiento, el cual depende de las propias características de las diferentes válvulas.

2.4 Coeficiente de descarga C_D

El coeficiente de descarga es una definición que incluye cierta arbitrariedad, por ejemplo una definición es, la medida de las pérdidas de presión introducidas por la combinación de los diferentes elementos que componen el sistema a estudiar (Figueroa, Serrano, & Garrido, 2008). En el estudio que se realiza en los capítulos posteriores de este escrito, se utiliza el coeficiente de descarga como una medida de la permeabilidad de los sistemas a estudiar, es decir, la relación del flujo medido experimentalmente con el flujo de referencia o teórico del mismo elemento.

El coeficiente de descarga se calcula según la expresión:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{referencia}} \quad (2.6)$$

Donde \dot{m}_{real} es el gasto medido que circula por el área descubierta por la válvula y $\dot{m}_{referencia}$ es el gasto teórico que debería circular.

Si el objetivo de la medida del coeficiente de descarga es simplemente establecer una comparación experimental, por ejemplo, las lumbreras de cilindros de motores de 2T, la expresión 2.6 es válida; sin embargo, dicha expresión no proporciona información útil para el modelado por computadora del elemento a estudiar (Climent, 2004).

Las condiciones del flujo no solamente varían con el tiempo sino también con la propia geometría, por esta razón el área a considerar en el cálculo es importante para poder tener una interpretación del coeficiente de flujo.

⁵ Considerando por velocidad del aire el valor medio teórico calculado convencionalmente a base de la cilindrada del motor.

Para el caso de los motores con lumbreras, el área de paso geométrica está bien definida, esencialmente es un rectángulo por lo cual es una buena referencia a utilizar.

Para el caso de motores con válvulas existen varias opciones a considerar con respecto al área de referencia como se muestra en la figura 2.8. Se puede ocupar el área de cortina, la cual está definida por la expresión:

$$\text{Área}_{cortina} = \pi * \text{Diámetro}_{válvula} * \text{Levantamiento}_{válvula} \quad (2.7)$$

De la misma manera, es correcto utilizar el área de asiento de la válvula definida por la expresión:

$$\text{Área}_{asiento} = \frac{\pi}{4} * \text{Diámetro}_{válvula}^2 \quad (2.8)$$

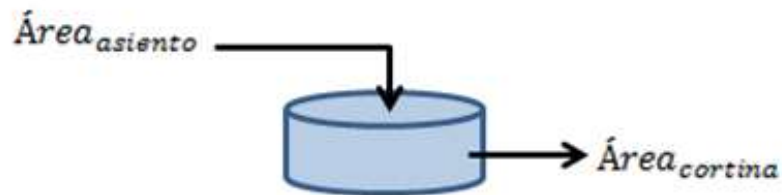


Fig. 2.8 Áreas de referencia en válvulas

Para tener idea del comportamiento que muestra la curva del coeficiente de descarga con la relación adimensional L_v/D_v (siendo L_v el levantamiento de la válvula y D_v el diámetro de la cabeza de la válvula) del estudio de una válvula de admisión considerando diferentes áreas de referencia, se debe tener en cuenta la figura 2.9, de la cual se notan diferencias notables en las curvas. Para la curva que toma como referencia el área de cortina, se aprecia un cambio notable en la tendencia de esta, lo cual representa el cambio de régimen de flujo, llegando a un máximo para después decrecer casi linealmente a medida que se aumenta el levantamiento de la válvula, es decir, a poco levantamiento el aire se caracteriza por el contacto que tiene con la propia válvula y el asiento, mientras que a mayor levantamiento se comporta como un chorro libre. Para el caso de la curva que toma como referencia el área de asiento, se nota como su comportamiento es asintótico aumentando a manera que se aumenta el levantamiento de la válvula (Torregrosa & Giménez, 2015). Para el estudio realizado en este trabajo se utilizó el área de asiento, ya que no es el objetivo determinar la zona de cambio de régimen de flujo.

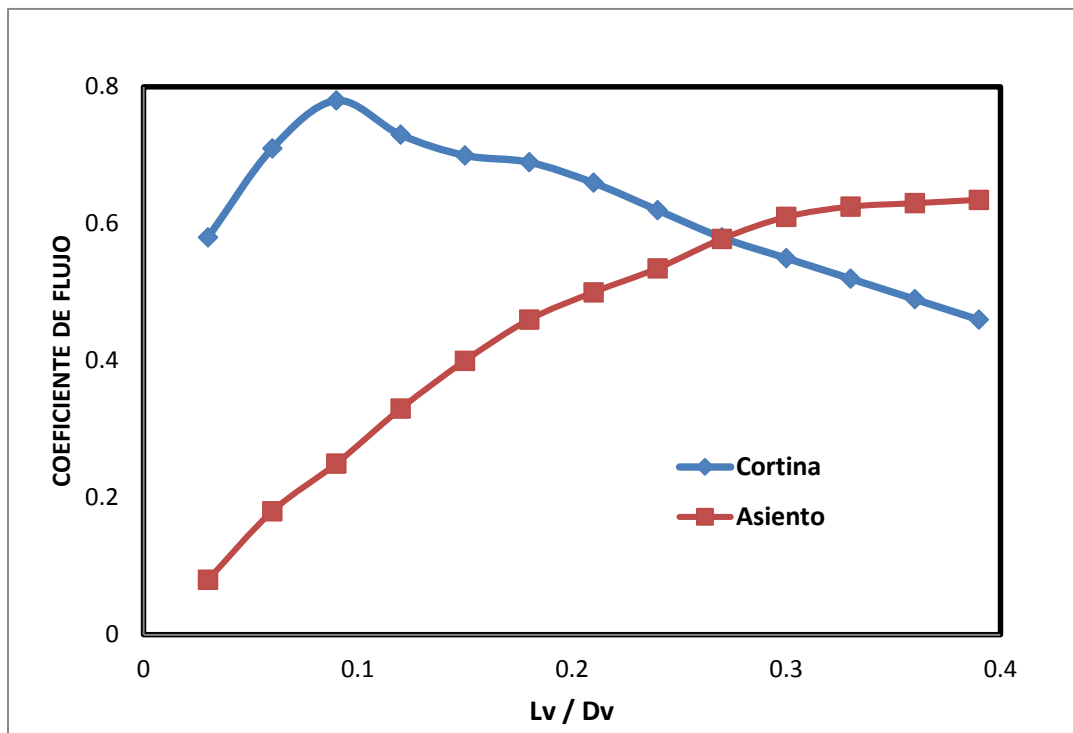


Fig. 2.9 Comportamiento CD área cortinas y área de asiento

Para obtener los valores numéricos de los gastos máxicos (real e ideal), se requieren hacer operaciones matemáticas básicas, sin embargo, dichos cálculos son extensos y en alguna parte repetitivos, por esta razón se eligió realizar un programa con el cual fuera posible realizar dichos cálculos de manera rápida y sencilla.

El programa de cálculo está realizado en el lenguaje de programación QBASIC. Se escogió debido a su facilidad de programación y fácil interpretación, de esta forma el programa puede ser fácilmente interpretado y modificado si es que se requiere para diversos estudios que se deseen realizar en un futuro. Dentro del programa no es necesario ocupar técnicas de programación avanzadas, solamente en una parte del programa es necesario hacer cálculos reiterativos hasta cumplir cierta condición⁶, esto se realiza de manera sencilla gracias a la numeración de líneas de código que se utiliza.

Para poder tener una comparación de cómo se relaciona el coeficiente de descarga de la válvula de admisión con el rendimiento volumétrico, es necesario hacer referencia al número adimensional Mach M_v , el cual se puede expresar según la ecuación 2.9 propuesta por Taylor y Livengood, en la cual podemos notar que se encuentra involucrado el coeficiente de descarga.

⁶ La condición a cumplir es una verificación del cálculo realizado, dicha condición está declarada en la línea de código número 570.

$$M_v = \frac{D^2}{D_v^2} \frac{C_m}{a C_D} \quad (2.9)$$

Donde D es el diámetro del pistón, D_v es el diámetro de la válvula, C_m es la velocidad media del pistón, a es la velocidad local del sonido y C_D es el coeficiente de descarga de la válvula.

En la figura 2.10 se muestra una gráfica del comportamiento del rendimiento volumétrico con respecto al número de Mach particular de un MCI, la cual se puede asemejar a otros motores considerando que a elevadas velocidades, los flujos que tienen el mismo número de Mach en configuraciones geoméricamente semejantes se pueden considerar como hidrodinamicamente semejantes.

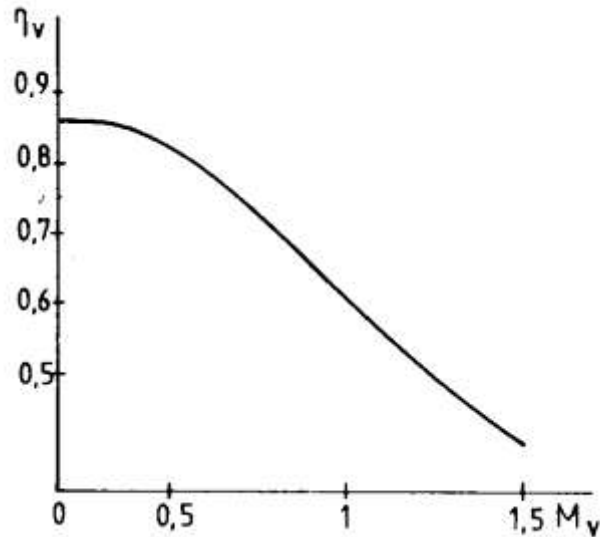


Fig. 2.10 Rendimiento volumétrico en función de M_v

CAPÍTULO 3. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO

En este capítulo se tratan los aspectos que se consideraron en el diseño y construcción del banco de flujo estacionario, así como las características e instalaciones de los elementos que lo componen.

Existen tres clasificaciones de técnicas para el estudio de los sistemas de admisión, de escape, culata y cilindro de los motores: las experimentales, las teóricas y las que sus resultados dependen de la solución de planteamientos teóricos utilizando medidas experimentales (Fygueroa, Araque, & Martin, 2003).

Dentro de las técnicas experimentales se puede mencionar las pruebas con medidas instantáneas en motores en funcionamiento, evidentemente esta técnica nos es muy utilizada debido a la complejidad de la colocación de los sistemas de medición dentro del motor sin verse afectado en su funcionamiento, además, estos son fácilmente dañados debido a las condiciones de temperatura y presión en las que se encuentran.



Fig. 3.1 Banco de flujo estacionario

El banco de flujo estacionario permite realizar pruebas de permeabilidad del sistema de admisión, del sistema de escape, así como caracterizar los torbellinos generados por las culatas, y la medición del coeficiente de descarga C_D .

3.1 Elementos que lo constituyen

El banco de flujo estacionario es un sistema generador de flujo de aire con un arreglo específico de conductos, a los cuales se acoplan las partes del motor a estudiar. El banco de flujo estacionario construido cuenta con los conductos y sistemas de válvulas necesarios para poder ser utilizado tanto en Aspiración o en Impulsión para ensayos en sistemas de admisión y escape.



Fig. 3.2 Turbo soplador

SERIE	12345 03 96
TAMAÑO	1904 – A
ARREGLO	4
CLASE	U
HP	5
RPM	3500
CAUDAL MÁXIMO	$0.222 \text{ m}^3/\text{s}$
PRESIÓN MAXIMA	508 mm c. a.

Tabla 3.1 Turbo soplador

El elemento que genera el flujo de aire es un turbo soplador SIEMENS con las características de la tabla 3.1. La conexión eléctrica es trifásica, por lo cual se debe de tener cuidado en la manera que se conecta para que el rotor tenga el sentido de giro correcto; así mismo, se debe verificar con un amperímetro de gancho la corriente en cada una de las tres conexiones, de tal manera que sea la misma, para nuestro turbo soplador (aproximadamente 8 Amper). El uso de este turbosoplador en comparación con otro tipo de elementos que proporcionen el flujo de aire que se requiere, por ejemplo un compresor de pistón, es que su caudal es constante, lo cual se ve reflejado a la hora de tomar las lecturas de presión. El turbosoplador cuenta con dos conexiones posibles para colocar la manguera que a su vez se conecta a la red de tubos; la conexión central se debe usar para pruebas en modo de aspiración, la conexión superior izquierda se debe usar en pruebas en modo de impulsión; se menciona con más detalle estas conexiones en el anexo 1 de este trabajo.

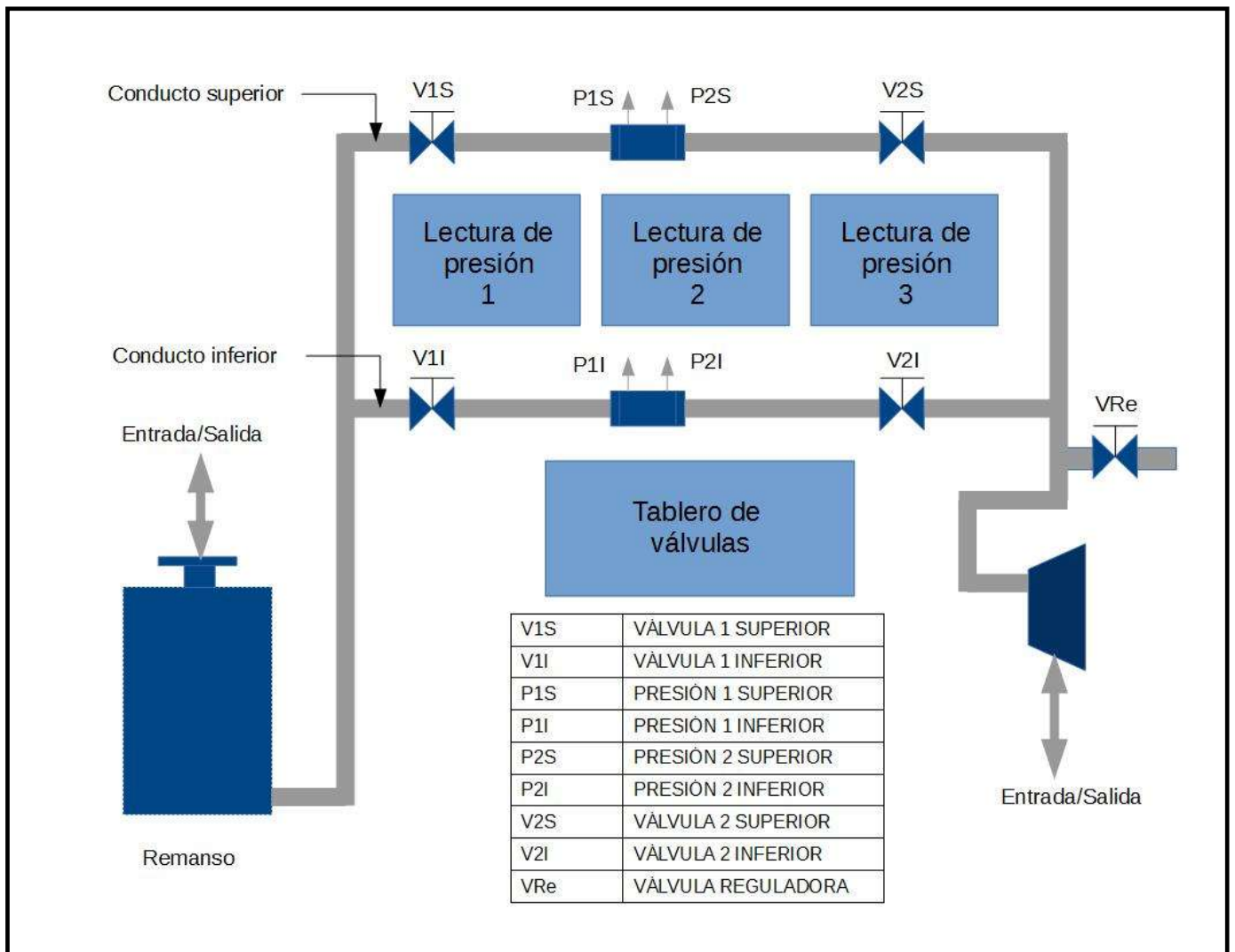


Fig. 3.3 Esquema general del Banco de flujo estacionario

La figura 3.3 muestra un esquema general de la configuración de los elementos con los que cuenta el banco de flujo estacionario construido, y en la misma imagen se muestran las nomenclaturas utilizadas por este escrito.

La red de tubos está conformada por segmentos de tubos PVC de diámetro nominal de 2 [in] y con un diámetro interno es de 1.9212 [in]. La red de tubería conecta el turbo soplador con el barril de remanso, teniendo dos trayectos posibles:

- Conducto superior (Línea 1): Consta con dos válvulas de paso (V1S y V2S), con una brida intermedia que sujeta una placa de orificio con un diámetro de 0.0125 [m].
- Conducto inferior (Línea 2): Consta con dos válvulas de paso (V1I y V2I), con una brida intermedia que sujeta una placa de orificio con un diámetro de 0.027 [m].

Las dos bridas cuentan con conexiones para manguera flexible de diámetro 0.25 [in] las cuales se utilizan para poder tomar la lectura de presiones (P1S, P2S, P1I y P2I) mediante un manómetro diferencial.

El objetivo de contar con dos líneas (superior e inferior) es con la finalidad de escoger el caudal que se adapte al elemento a estudiar de tal manera que sean más precisas las lecturas de las presiones en nuestros tableros.

Se implementaron dos válvulas en cada conducto para así evitar que el flujo circule por un conducto no requerido, sin importar si el turbosoplador está conectado para aspiración o impulsión. Así entonces, a manera de ejemplo, si se desea utilizar la placa de orificio con el diámetro menor, es decir, la que ocasiona mayor pérdida de presión, entonces las válvulas V1S y V2S deben permanecer abiertas y las válvulas V1I y V2I deberán permanecer cerradas. Para mayor conocimiento del uso y configuración de las válvulas presentes en este banco de flujo estacionario consulte los anexos 1 y 2.

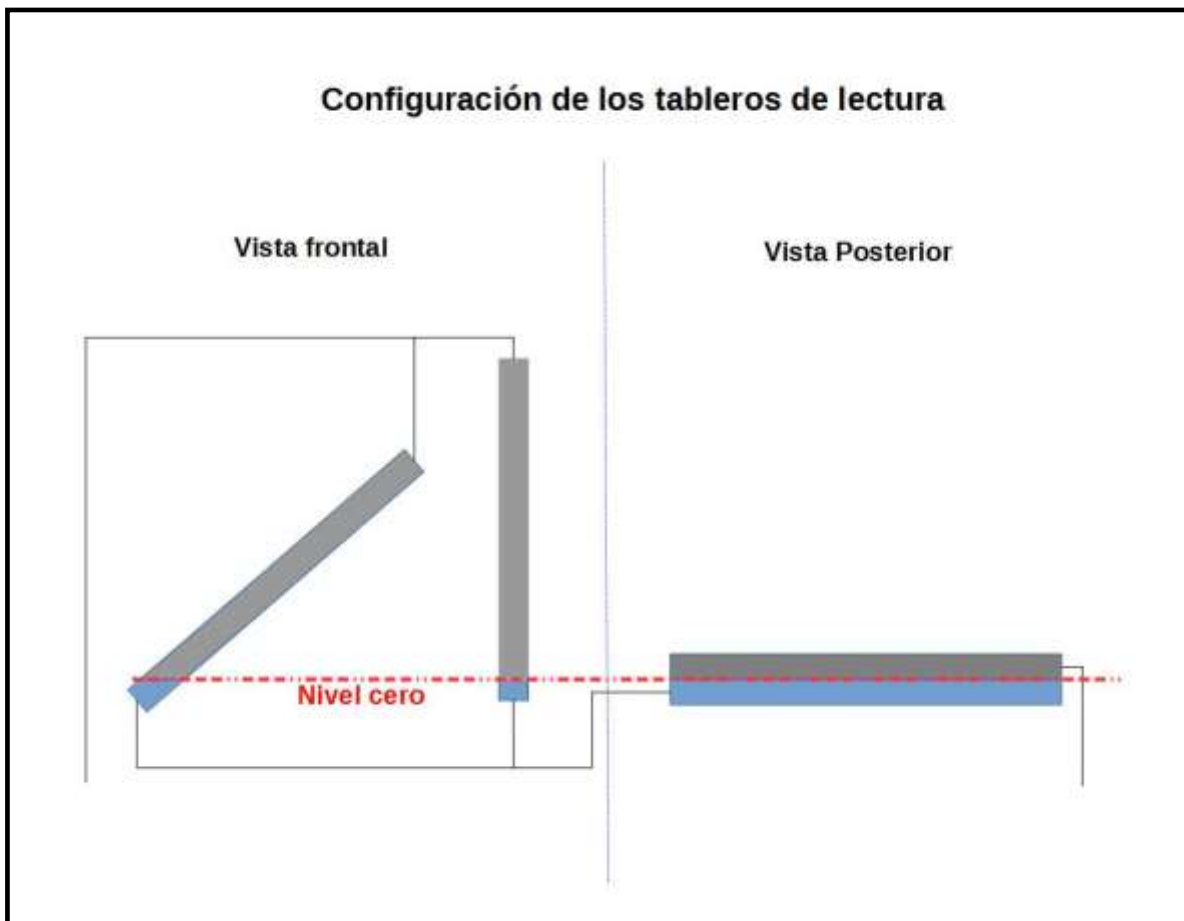


Fig. 3.4 Configuración de los tableros de lectura

Los tableros de lectura 1, 2 y 3 tienen la configuración que se muestra en la figura 3.4; la parte frontal de cada tablero cuenta con dos tubos de vidrio por los cuales circula el líquido que sirve como indicador, cada tubo se posiciona sobre una regleta de rango de 0 a 100 [cm] con resolución de 1 [mm]. Cada tablero tiene dos conexiones a mangueras flexibles las cuales se conectan a

lugares específicos dentro del tablero de válvulas. Esta conexión es fija, es decir, no se tienen que desconectar y conectar en algún otro lugar dependiendo la prueba a realizarse, esto se contrala en el tablero de válvulas con el cual, abriendo o cerrando ciertas válvulas, obtenemos las lecturas que queremos que nos muestren los tableros de lectura. En la parte posterior de los tableros se cuenta con un depósito, el cual no se encuentra completamente lleno de líquido, el nivel de este líquido coincide con la numeración en cero de las regletas frontales del tablero. En la parte superior del depósito se conecta una manguera, la cual, al no estar en contacto con el líquido, no genera burbujas de aire que puedan afectar las lecturas mostradas en la parte frontal del tablero. Los diagramas de configuración para cada prueba se encuentran en el anexo 2 de este trabajo.

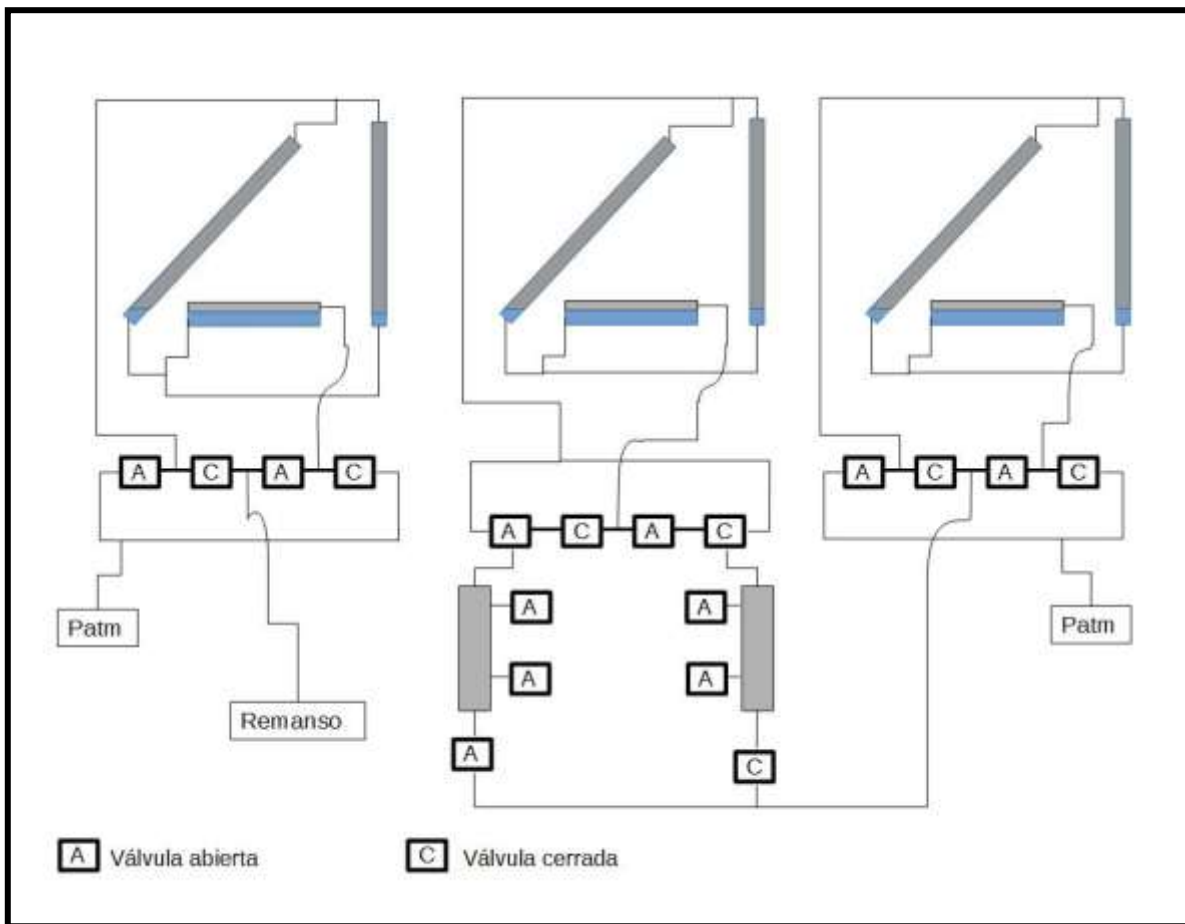


Fig. 3.5 Conexión de tableros de lectura con tablero de válvulas

El coeficiente de descarga es independiente del flujo generado por el turbosoplador. La válvula VRe es útil para dos cuestiones, la primera es que esta válvula nos permite variar el flujo mediante la apertura o cierre parcial de la misma, de esta manera podemos hacer el mismo ensayo (ya se aspiración o impulsión) dos o tres veces variando únicamente el flujo, y así poder comprobar que el coeficiente de descarga no varía con el flujo. El segundo aspecto que la válvula VRe nos permite es la comprobación que se tomaron correctamente los datos de los tableros de lecturas, es decir,

al realizar dos mediciones con diferentes flujos en un mismo ensayo, se espera que los coeficientes de descarga sean prácticamente los mismos; de lo contrario, nos indicaría un posible error en la toma de lecturas y se procederá a repetir dicho ensayo para su comprobación.

3.2 Instalación para lecturas de temperatura

Para poder realizar el cálculo del coeficiente de descarga, necesitamos conocer la temperatura en tres puntos: la temperatura ambiente, la temperatura de remanso y la temperatura aguas arriba.

En la instalación, dos de estas tres temperaturas nunca cambian de lugar, sin embargo, en la temperatura de aguas arriba sí es variable el lugar de su medición: ya que depende cuál conducto (superior o inferior) se esté usando y en qué modo se realice la prueba (aspiración o impulsión), teniendo así 4 lugares posibles en los cuales se pueden colocar sensores. Se optó por utilizar un solo sensor para la temperatura de aguas arriba y colocarlo en la posición adecuada para cada prueba; su colocación correcta se encuentra descrita en el anexo 1 de este trabajo.

Se ocuparon dos tipos de sensores de temperatura: para la temperatura ambiente se ocupó un sensor del tipo RTD pt100, y para la temperatura de remanso y aguas arriba se utilizó un termopar tipo K.



5 Termopar tipo K (izquierda), RTD PT100 (derecha)

Los termopares tipo K se elaboraron con la unión de dos cables de 20 centímetros de largo, uno de alambre de Níquel-Cromo y otro de Níquel-Aluminio. Su unión se realizó mediante la técnica de soldadura por electricidad. Se realizaron pruebas con los termopares con el fin de obtener su ecuación que describe el comportamiento de sus lecturas en un rango de temperatura conocido de 0°C a 96°C; la ecuación obtenida se utiliza para calibrar las lecturas con respecto al sensor RTD

pt100, de esta manera aseguramos que la temperatura medida es la misma independientemente de si se mide con el sensor RTD pt100 o con el termopar tipo K.



Fig. 3.7 Unidad de adquisición de datos (Datalogger)

Para la adquisición de los datos de temperatura obtenidos por los termopares se utilizó un Datalogger Agilent 34970A. Este dispositivo permite la calibración del termopar tipo k, mediante el ingreso de la ecuación de dicho termopar. La conexión del termopar al Datalogger forma un segundo termopar que puede interferir en la lectura de las temperaturas; para evitar una toma errónea de la temperatura se requiere conocer la temperatura de esta unión (Technologies, 1997). El Datalogger permite la configuración de esta temperatura de unión, dando tres opciones:

- Colocar un valor fijo de temperatura
- Colocar una temperatura de referencia externa medida con un sensor del tipo RTD y asociarla a la temperatura de unión
- Asociar la temperatura interna del Datalogger a la temperatura de unión.

Para nuestro caso se utilizó la tercera opción, debido a que la unión del termopar con el propio Datalogger es muy próxima y la consideración de que la temperatura de unión es la misma que la interna del Datalogger es correcta en todo momento de medición.

El Datalogger cuenta con 20 puertos disponibles para conectar diferentes sensores. La consideración de utilizar un solo sensor para la toma de la temperatura de aguas arriba, se realizó con el objetivo de no confundirse en la selección del canal adecuado, ya que en caso contrario de utilizar 4 sensores (uno para cada posición) existiría confusión en cuál canal se tendría la lectura correcta. En las pruebas realizadas se utilizó el canal 1 para el sensor RTD que indica la

temperatura del ambiente, el canal 3 se utilizó para el termopar que indica la temperatura de remanso y el canal 4 para el termopar que indica la temperatura de aguas arriba.

El Datalogger cuenta con dos modos de toma de lectura: uno permite monitorear un solo canal e indicar la temperatura en cada momento, el segundo modo realiza una toma de lectura de cada canal activo en un solo instante de tiempo y congela y muestra el valor de cada canal para poder visualizarlo; en las pruebas realizadas se utilizó el segundo modo descrito.

CAPÍTULO 4. EXPERIMENTACIÓN

En este capítulo se hace una descripción del proceso experimental que se realizó, y se presentan los resultados obtenidos mediante tablas y gráficas. También se tratan los cálculos matemáticos utilizados para la obtención del coeficiente de descarga.

Se caracterizó el sistema de admisión de una motocicleta Honda CGL 125 que cuenta con un motor mono cilíndrico de 4 tiempos encendido por chispa. El sistema de admisión cuenta con 5 partes: la cabeza del motor, ducto acoplador, carburador, base del filtro y filtro. Los resultados que se buscaron con la experimentación son:

- Coeficiente de descarga en cada milímetro de apertura de la válvula de cada componente del sistema de admisión.
- Levantamiento óptimo de la válvula de admisión.
- Pérdidas en cada componente del sistema de admisión.
- Gráficas de CD contra Levantamiento.
- Gráfica comparativa del coeficiente de descarga de los componentes del sistema de admisión
- Vorticidad generada en el cilindro.



Fig. 4.1 Sistema de admisión de motocicleta Honda CGL 125

4.1 Montaje del sistema de admisión al banco de flujo

La colocación de la pieza a analizar en el banco de flujo se encuentra en la parte superior del depósito de remanso. Para este caso, la cabeza del motor, es necesario tener como pieza de acoplamiento entre éste y el depósito de remanso un tubo que simule las condiciones del cilindro del motor. Este tubo de 56 [mm] de diámetro y 12 [cm] de alto esta soldado a una brida en la parte inferior que acopla con el depósito de remanso, y en la parte superior una brida que acopla con la cabeza del motor; se colocó en ambas uniones una junta de hule para evitar fugas.

Se diseñaron dos placas para acoplar la cabeza del motor con los instrumentos necesarios.

La placa inferior es de madera de 0.5 [in] de espesor, cumple con la geometría adecuada para proporcionar un soporte a nivel para colocar los instrumentos de medición y apertura de las válvulas, dejando libre la zona de los muelles de las válvulas de apertura y escape, cuenta con 4 barrenos coincidentes con los de la cabeza del motor para su fijación.

La placa superior es de metal de 0.1889 [in] de espesor, con 4 barrenos para su fijación con la placa inferior y con la cabeza. En esta placa se encuentra un barreno a 30° de inclinación (misma inclinación de las válvulas de apertura y escape) con cuerda para un tornillo de 0.5 [in] por un largo de 3 [in]; este tornillo se ocupa para poder controlar el levantamiento de la válvula. Esta placa se puede colocar en dos diferentes posiciones, dependerá la posición según sea la válvula de admisión o la válvula de escape la cual se desee controlar su levantamiento.

La medición del levantamiento de las válvulas se realiza con un micrómetro de reloj, el cual cuenta con una base imantada que sirve como método de sujeción a la placa superior de metal antes mencionada. Al micrómetro se le añadió una extensión mediante un eje de metal, el cual tiene la finalidad de poder alcanzar la posición adecuada de la medición, es decir, tocar la parte superior del vástago de la válvula a medir.

Para conseguir que el sistema de apertura y el sistema de medición del levantamiento de la válvula se puedan acoplar, se realizó un barreno al tornillo encargado de la apertura por el cual pasa sin ningún contacto el eje de medición del micrómetro. El tornillo encargado del levantamiento de la válvula está siempre en contacto con el muelle de la válvula, y el micrómetro siempre está en contacto con el vástago de la válvula; de esta manera se reducen los posibles errores de medición que existirían si el micrómetro se posicionara en otro punto del sistema de la válvula. La configuración de los sistemas de levantamiento y medición se muestran en la figura 4.2.

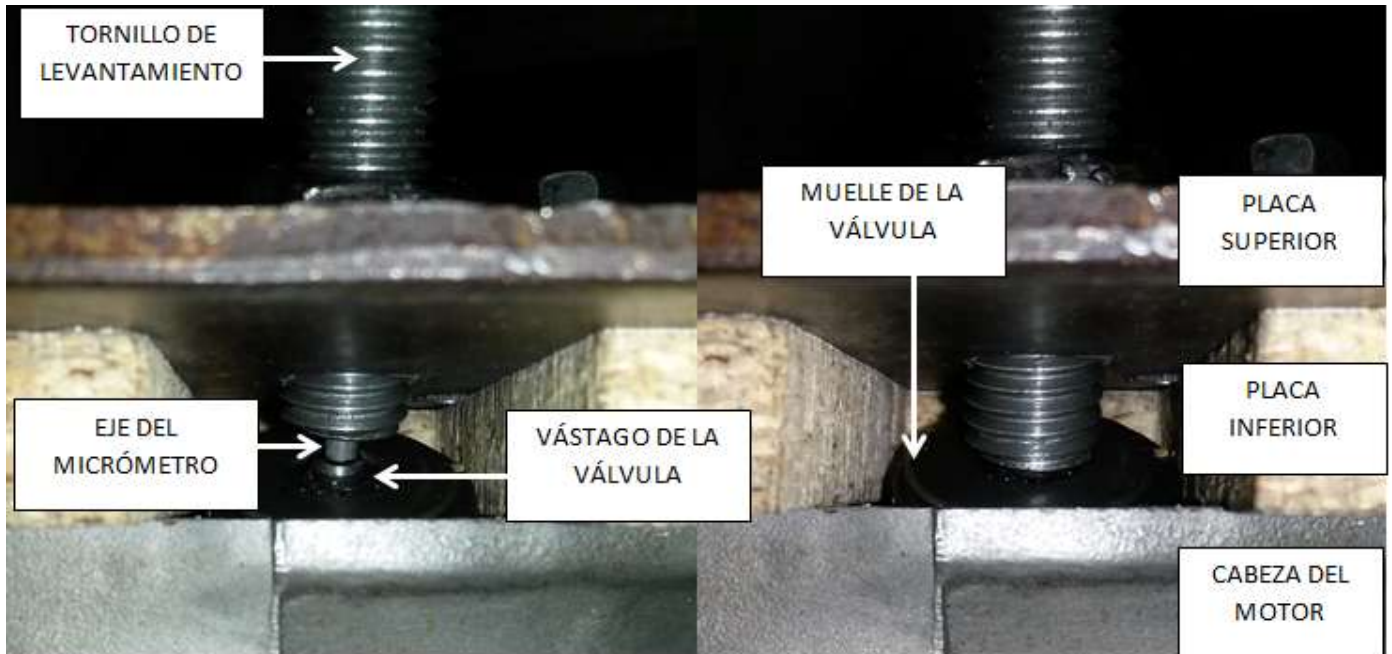


Fig. 4.2 Sistema de levantamiento y medición de la válvula

Cuando se fija la base del micrómetro con la placa superior, el micrómetro aun cuenta con un sistema de posicionamiento de 5 grados de libertad, lo cual hace posible poder ajustar la posición del micrómetro de forma correcta, de tal manera que el eje del micrómetro y el tornillo de levantamiento no se toquen.

Se realizaron las mediciones con la cabeza del motor y posteriormente se añadieron los componentes del sistema de admisión, uno a uno realizando las mediciones correspondientes.



Fig. 4.3 Cabeza del motor



Fig. 4.4 Cabeza del motor + Acoplador



Fig. 4.5 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador



Fig. 4.6 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador + Base del filtro

Las figuras 4.6 y 4.7 son ilustrativas de las pruebas realizadas, debido a que no se muestra la tapa de la base del filtro, sin embargo, ésta se colocó antes de realizar las mediciones, como se muestra en la figura 4.8.



Fig. 4.7 Cabeza del motor + Acoplador + Carburador + Base del filtro + Filtro



Fig. 4.8 Conjunto del sistema de admisión

4.2 Obtención del coeficiente de descarga

Se elaboró un manual de uso del banco de flujo estacionario, con el fin de guiar en los procedimientos necesarios para su utilización; este manual se encuentra en el anexo 1 de este trabajo. Para la toma de lecturas se procedió de acuerdo a este manual.

Se utilizó la plantilla mostrada en la figura 4.9 para la recopilación de las lecturas tomadas del banco de flujo y del Datalogger. Se puede notar en la plantilla que el máximo levantamiento de la válvula es de 10.48 [mm], este valor se midió con el micrómetro previo a realizar los ensayos. Para cada levantamiento se realizaron dos pruebas a diferente caudal; ésto con la regulación de la válvula VRe.

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosférica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CF
1											
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
9											
10											
10.48											

Fig. 4.9 Plantilla para la toma de lecturas

4.3 Descripción del cálculo del coeficiente de descarga CD

El programa de cálculo⁷ se realizó para el estudio del sistema de admisión y escape de un MCIA a ser estudiado en el banco de flujo estacionario (descrito en el capítulo 3 de este trabajo) que forma parte del equipo con el que cuenta el Laboratorio de Control de Emisiones de la Facultad de Ingeniería de la UNAM.

Las variables, ecuaciones y cálculos del programa se describen a continuación.

⁷ Ver Anexo 3 de este Trabajo

Se requiere el número de válvulas NV presentes en el sistema a analizar y el diámetro de éstas $DVAL$ [m], y se calcula el área de la válvula [m^2].

$$\text{Área}_{\text{válvula}} = \frac{NV * \pi * DVAL^2}{4} \quad (4.1)$$

Se toma el valor de la presión atmosférica [mmHg] y se realiza la conversión de unidades [Pa].

$$Patm [Pa] = Patm [mmHg] * 133.322 \left[\frac{Pa}{mmHg} \right] \quad (4.2)$$

Se debe saber en que línea del banco de flujo se está trabajando para asignar los valores del diámetro del tubo [m] y el diámetro del diafragma [m] presentes en la línea seleccionada.

Para línea 1 (superior)

$$\text{Diámetro Diafragma} = 0.0125 [m] \quad y \quad \text{Diámetro Tubo} = 0.0488 [m] \quad (4.3)$$

Para línea 2 (inferior)

$$\text{Diámetro Diafragma} = 0.027 [m] \quad y \quad \text{Diámetro Tubo} = 0.0488 [m] \quad (4.4)$$

Se calcula la relación B, del diámetro del diafragma entre el diámetro del tubo.

$$B = \frac{DDiaf [m]}{Diubo [m]} \quad (4.5)$$

Se calcula el área de la sección circular del diafragma m^2 .

$$\text{Área}_{\text{diafragma}} = \frac{\pi * DDiaf^2}{4} \quad (4.6)$$

Se toma el valor de la temperatura ambiente [$^{\circ}C$] y se realiza la conversión de unidades [K].

$$Tamb [K] = Tamb[$^{\circ}C$] + 273.15 \quad (4.7)$$

Se calcula el volumen específico del aire [$\frac{m^3}{Kg}$] en el ambiente, considerando un gas ideal.

$$Vatm \left[\frac{m^3}{Kg} \right] = \frac{287 \left[\frac{J}{Kg K} \right] * Tamb [K]}{Patm [Pa]} \quad (4.8)$$

Se toma el valor la presión manométrica aguas arriba del diafragma [mmca], considerando el modo utilizado, aspiración o impulsión, y se calcula la presión absoluta aguas arriba [Pa].

Para el modo de aspiración se calcula la presión absoluta aguas arriba [Pa]

$$PabsAA [Pa] = Patm [Pa] - PAAD [mmca] * 9.795 \left[\frac{Pa}{mmca} \right] \quad (4.9)$$

Para el modo de impulsión se calcula la presión absoluta aguas arriba [Pa]

$$P_{absAA} [Pa] = P_{atm}[Pa] + P_{AAD}[mmca] * 9.795 \left[\frac{Pa}{mmca} \right] \quad (4.10)$$

Se toma el valor de la presión manométrica del diafragma [mmca] y se realiza la conversión de unidades [Pa].

$$P_{diaf} [Pa] = P_{diaf}[mmca] * 9.795 \left[\frac{Pa}{mmca} \right] \quad (4.11)$$

Se calcula la presión absoluta del depósito [Pa] de acuerdo al modo de uso.

Para el modo de aspiración se calcula la presión absoluta del depósito [Pa]

$$P_{absDepos} [Pa] = P_{atm}[Pa] - P_{Depos}[mmca] * 9.795 \left[\frac{Pa}{mmca} \right] \quad (4.12)$$

Para el modo de impulsión se calcula la presión absoluta del depósito [Pa]

$$P_{absDepos} [Pa] = P_{atm}[Pa] + P_{Depos}[mmca] * 9.795 \left[\frac{Pa}{mmca} \right] \quad (4.13)$$

Se toma el valor de la temperatura aguas arriba [°C] y se realiza la conversión de unidades [K].

$$T_{AA} [K] = T_{AA}[°C] + 273.15 \quad (4.14)$$

Se toma el valor de la temperatura del depósito [°C] y se realiza la conversión de unidades [K].

$$T_{dep} [K] = T_{dep}[°C] + 273.15 \quad (4.15)$$

Se calcula el volumen específico del aire $\left[\frac{m^3}{Kg} \right]$ en el depósito considerando un gas ideal.

$$V_{dep} \left[\frac{m^3}{Kg} \right] = \frac{287 \left[\frac{J}{Kg K} \right] * T_{dep} [K]}{P_{dep} [Pa]} \quad (4.16)$$

Se calcula la densidad del aire $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ aguas arriba del diafragma considerando un gas ideal.

$$\rho_{AA} \left[\frac{Kg}{m^3} \right] = \frac{P_{absAA}[Pa]}{287 \left[\frac{J}{Kg K} \right] * T_{AA} [K]} \quad (4.17)$$

Se establece el valor para el aire $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1.4$ y se hace el cálculo de las constantes GA1, GA2 y GA3.

$$GA1 = \frac{2\gamma}{\gamma-1} \quad (4.18)$$

$$GA2 = \frac{2}{\gamma} \quad (4.19)$$

$$GA3 = \frac{1+\gamma}{\gamma} \quad (4.20)$$

Se calculan las relaciones de presiones E1 y E2.

$$E1 = \frac{Patm}{PabsDepos} \quad (4.21)$$

$$E2 = \frac{PabsDepos}{Patm} \quad (4.22)$$

Se calcula un coeficiente de descarga geométrico utilizando la ecuación establecida en la norma ISO 5167 para una placa de orificio con tomas en las esquinas. Para su cálculo se comienza con un valor del número de Reynolds inicial propuesto según la teoría del flujo viscoso.

$$RE = 10^6 \quad (4.23)$$

$$CD \approx 0.5959 + 0.0312(B)^{2.1} - 0.184(B)^8 + 0.0029(B)^{2.5} \left(\frac{10^6}{RE}\right)^{0.75} \quad (4.24)$$

Se calcula un factor de velocidad E.

$$E = \sqrt{(1 - B^4)} \quad (4.25)$$

Se obtiene el factor de velocidad en términos de la presión (Esta ecuación hace que sea particular este cálculo para este banco de flujo).

$$EP = 1 - (0.41 + 0.35(B)^4) \frac{Pdiaf}{\gamma PabsAA} \quad (4.26)$$

Se calcula el Flujo másico real [kg/s].

$$\dot{m}_{real} \left[\frac{Kg}{s}\right] = CD * E * EP * \hat{Area}_{diafragma} * \sqrt{(2 * Pdiaf * \rho_{AA})} \quad (4.27)$$

Se calcula el área del tubo [m²].

$$\hat{Area}_{tubo} [m^2] = \frac{\pi * Dtubo^2}{4} \quad (4.28)$$

Se calcula la velocidad del fluido [$\frac{m}{s}$].

$$U \left[\frac{m}{s}\right] = \frac{\dot{m}_{real}}{\hat{Area}_{tubo} * \rho_{AA}} \quad (4.29)$$

Se recalcula el números de Reynolds, con $\nu = 0.0000153 \left[\frac{m^2}{s}\right]$.

$$RE = \frac{U Dtubo}{\nu} \quad (4.30)$$

En este punto se compara el número de Reynolds supuesto con el calculado y se repiten los cálculos, de ecuaciones 4.23 a 4.30, asignando el ultimo valor del Reynolds calculado (ecuación 4.23) a un nuevo valor de Reynolds RE1 hasta que estos valores sean similares (diferencia menor a 5 unidades, ecuación 4.31) con esto garantizamos el correcto resultado del flujo másico real.

$$|RE - RE1| < 5 \quad (4.31)$$

Se calcula para el modo de aspiración el gasto másico de referencia [Kg/s].

$$\dot{m}_{referencia} \left[\frac{Kg}{s} \right] = \text{Área}_{valvula} * \sqrt{GA1 * \frac{Patm}{Vatm} * (E2^{GA2} - E2^{GA3})} \quad (4.32)$$

Se calcula para el modo de impulsión el gasto másico de referencia [Kg/s].

$$\dot{m}_{referencia} \left[\frac{Kg}{s} \right] = \text{Área}_{valvula} * \sqrt{GA1 * \frac{PabsDepos}{Vdep} * (E1^{GA2} - E1^{GA3})} \quad (4.33)$$

Se calcula el coeficiente de descarga, como lo indica la ecuación 2.6 descrita en el apartado 2.4 de este trabajo.

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{referencia}} \quad (2.6)$$

Se verifica si cumple la condición

$$P_{diaf} \leq 0.25 P_{absAA}$$

4.4 Gráficas de CD

CABEZA DEL MOTOR

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosferica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	18	351	21	352	17.3	17.9	0.00711	0.05510	0.129
	Aspiración	580	18	311	18	313	17.5	18	0.00661	0.05210	0.1268
2	Aspiración	580	18.1	315	43	308	17.6	18.2	0.01012	0.05169	0.1958
	Aspiración	580	18.1	245	32	240	17.9	18.2	0.00879	0.04585	0.1918
3	Aspiración	580	18.3	294	74	279	18.6	18.6	0.01321	0.04928	0.268
	Aspiración	580	18.3	251	62	239	18.8	19.1	0.01214	0.04574	0.2654
4	Aspiración	580	18.4	261	101	238	19	19.2	0.01541	0.04564	0.3376
	Aspiración	580	18.4	216	85	197	19	19.1	0.01420	0.04165	0.341
5	Aspiración	580	18.4	237	122	207	19.1	19.5	0.01693	0.04266	0.3968
	Aspiración	580	18.4	200	104	175	19.4	19.4	0.01569	0.03931	0.399
6	Aspiración	580	18.6	221	134	195	19.5	19.6	0.01773	0.04122	0.428
	Aspiración	580	18.7	191	114	164	19.4	19.4	0.01642	0.03806	0.4312
7	Aspiración	580	18.7	225	135	194	19.7	20	0.01779	0.04131	0.4303
	Aspiración	580	18.8	180	109	154	19.7	20	0.01606	0.03691	0.4352
8	Aspiración	580	19	222	133	197	19.7	20	0.01766	0.04160	0.4244
	Aspiración	580	19.1	185	108	157	19.9	20.1	0.01598	0.03723	0.4291
9	Aspiración	580	19.2	229	132	198	19.6	20.1	0.01759	0.04169	0.4219
	Aspiración	580	19.7	182	104	157	19.9	20.5	0.01569	0.03720	0.4218
10	Aspiración	580	19.2	210	119	181	19.9	20.2	0.01673	0.03991	0.4192
	Aspiración	580	19.2	168	95	145	20	20.1	0.01502	0.03580	0.4196
10.48	Aspiración	580	19.2	231	130	199	20	20.3	0.01744	0.04179	0.4173
	Aspiración	580	19.4	188	102	162	20	20.3	0.01553	0.03781	0.4108

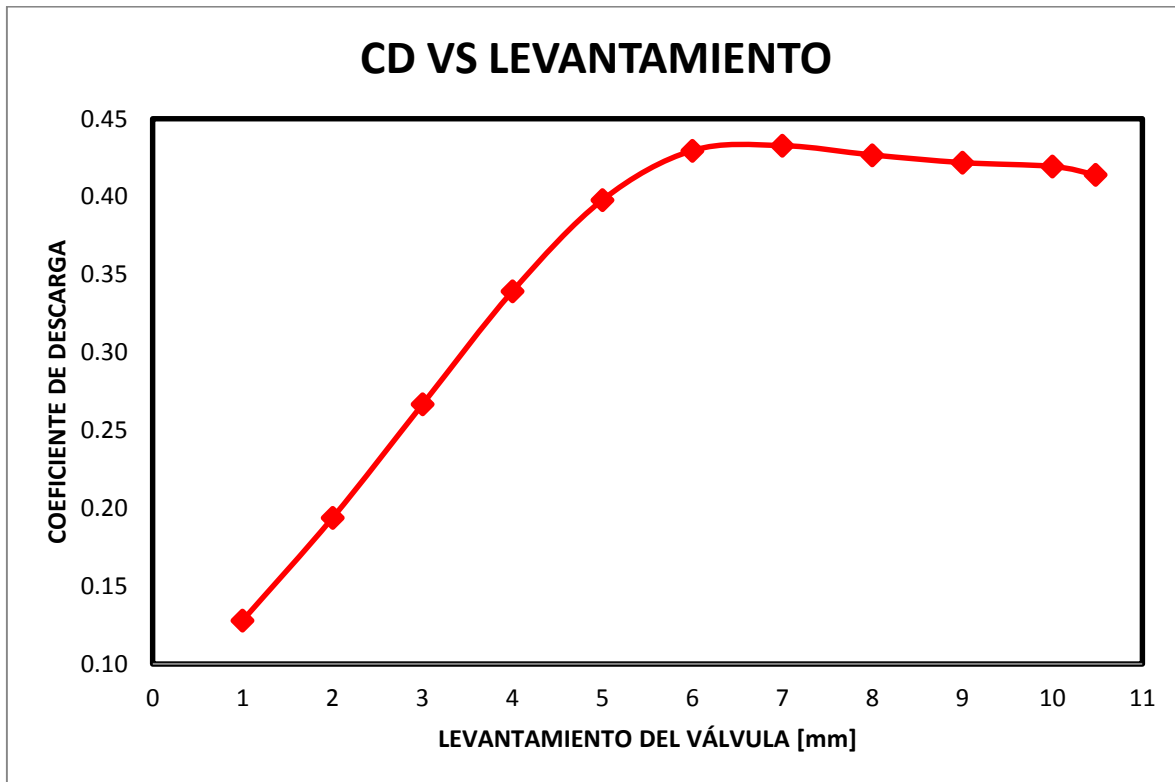


Fig. 4.10 CD cabeza del motor

CABEZA DEL MOTOR + ACOPLADOR

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosferica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	19	361	21	360	20.5	20.9	0.00707	0.05559	0.1271
	Aspiración	580	19.1	303	17	305	20.4	20.8	0.00640	0.05137	0.1245
2	Aspiración	580	19.1	328	44	322	20.5	20.9	0.01018	0.05271	0.193
	Aspiración	580	19.2	264	34	260	20.4	20.7	0.00901	0.04757	0.1894
3	Aspiración	580	19.2	294	73	279	20.6	21	0.01308	0.04921	0.2657
	Aspiración	580	19.2	244	60	231	20.6	21	0.01192	0.04493	0.2652
4	Aspiración	580	19.2	262	100	239	20.7	21	0.01529	0.04567	0.3347
	Aspiración	580	19.2	216	84	197	20.7	21.1	0.01408	0.04159	0.3385
5	Aspiración	580	19.2	240	122	210	20.7	20.9	0.01688	0.04289	0.3934
	Aspiración	580	19.2	196	100	172	20.7	21	0.01536	0.03893	0.3944
6	Aspiración	580	19.3	229	132	197	20.7	21	0.01756	0.04158	0.4223
	Aspiración	580	19.3	185	103	159	20.8	21	0.01559	0.03746	0.4162
7	Aspiración	580	19.3	227	132	196	20.8	21	0.01756	0.04148	0.4232
	Aspiración	580	19.3	185	109	159	20.8	21	0.01603	0.03746	0.4279
8	Aspiración	580	19.3	229	130	198	20.8	21.1	0.01742	0.04168	0.4179
	Aspiración	580	19.3	190	108	164	20.9	21.1	0.01595	0.03803	0.4193
9	Aspiración	580	19.3	231	130	199	21	21.3	0.01741	0.04178	0.4167
	Aspiración	580	19.3	182	101	157	21	21.1	0.01544	0.03722	0.4147
10	Aspiración	580	19.3	231	128	200	21	21.2	0.01728	0.04189	0.4125
	Aspiración	580	19.3	189	105	163	20.8	21	0.01573	0.03791	0.4149
10.48	Aspiración	580	19.3	233	128	201	21	21.3	0.01727	0.04199	0.4115
	Aspiración	580	19.4	142	77	123	20.9	20.7	0.01355	0.03302	0.4104

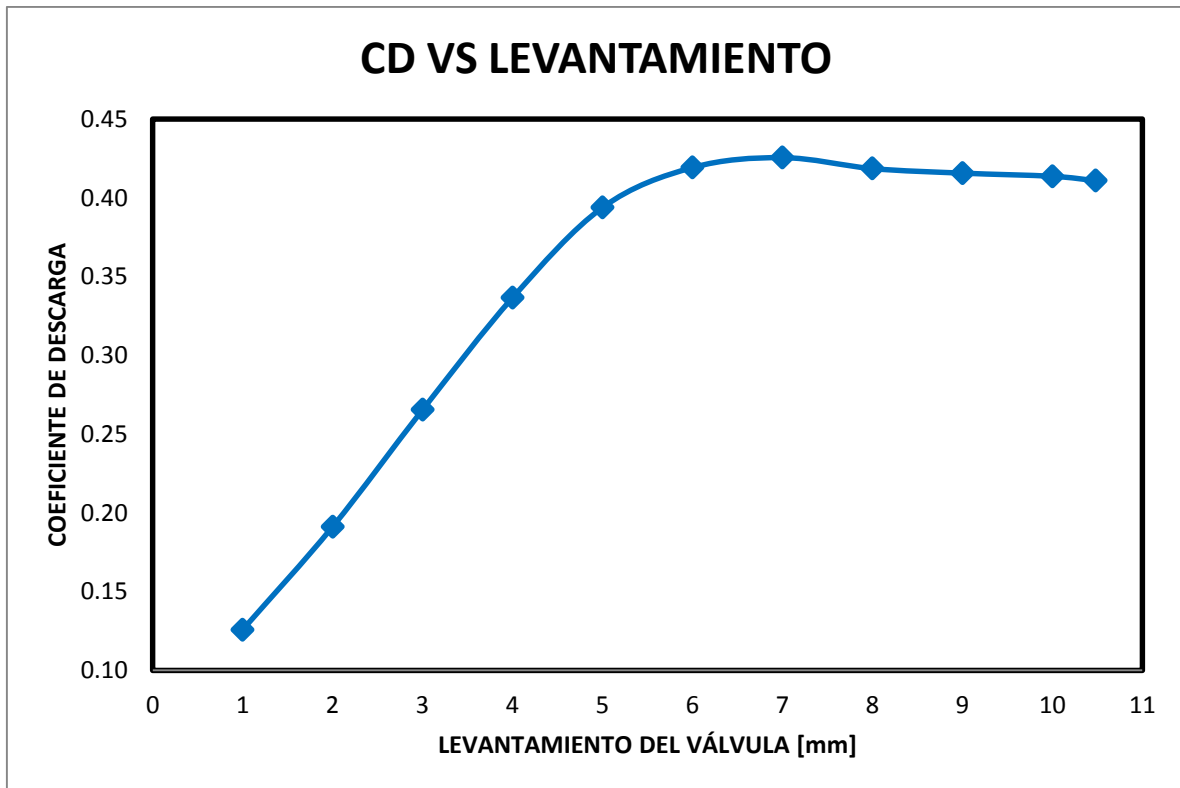


Fig. 4.11 CD cabeza del motor y acoplador

CABEZA DEL MOTOR + ACOPLADOR + CARBURADOR

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosférica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	17.8	361	21	362	14.4	14.8	0.00714	0.05586	0.1278
	Aspiración	580	17.8	304	17	305	14.4	14.8	0.00647	0.05148	0.1074
2	Aspiración	580	17.9	329	45	323	14.7	15.2	0.01039	0.05290	0.1965
	Aspiración	580	17.9	271	36	266	15.3	15.7	0.00934	0.04820	0.1938
3	Aspiración	580	18	299	68	285	15.5	16	0.01273	0.04982	0.2556
	Aspiración	580	18	245	57	234	15.8	16	0.01172	0.04530	0.2586
4	Aspiración	580	18.1	273	91	252	16	16.3	0.01471	0.04694	0.3132
	Aspiración	580	18.1	222	76	204	16.2	16.5	0.01350	0.04238	0.3186
5	Aspiración	580	18.1	257	107	232	16.3	16.7	0.01593	0.04511	0.3531
	Aspiración	580	18.2	202	84	183	16.7	17	0.01419	0.04019	0.353
6	Aspiración	580	18.2	249	115	221	16.7	17	0.01650	0.04405	0.3746
	Aspiración	580	18.2	198	93	176	17	17.2	0.014913	0.039434	0.3781
7	Aspiración	580	18.2	245	118	217	17.1	17.3	0.016703	0.043662	0.3825
	Aspiración	580	18.2	189	93	167	17.1	17.3	0.014919	0.038436	0.3881
8	Aspiración	580	18.2	246	118	218	17.3	17.6	0.016607	0.043759	0.3815
	Aspiración	580	18.3	132	93	170	17.4	17.6	0.014967	0.038765	0.3861
9	Aspiración	580	18.3	247	116	220	17.5	17.8	0.01655	0.043946	0.3766
	Aspiración	580	18.3	198	93	177	17.7	17.8	0.014895	0.039536	0.3767
10	Aspiración	580	18.3	249	115	222	17.7	17.8	0.016472	0.044139	0.3732
	Aspiración	580	18.3	177	82	158	17.9	18	0.014017	0.037403	0.3747
10.48	Aspiración	580	18.4	249	114	223	18.2	18.4	0.01638	0.044227	0.3705
	Aspiración	580	18.4	200	92	178	18.2	18.4	0.014801	0.039638	0.3734

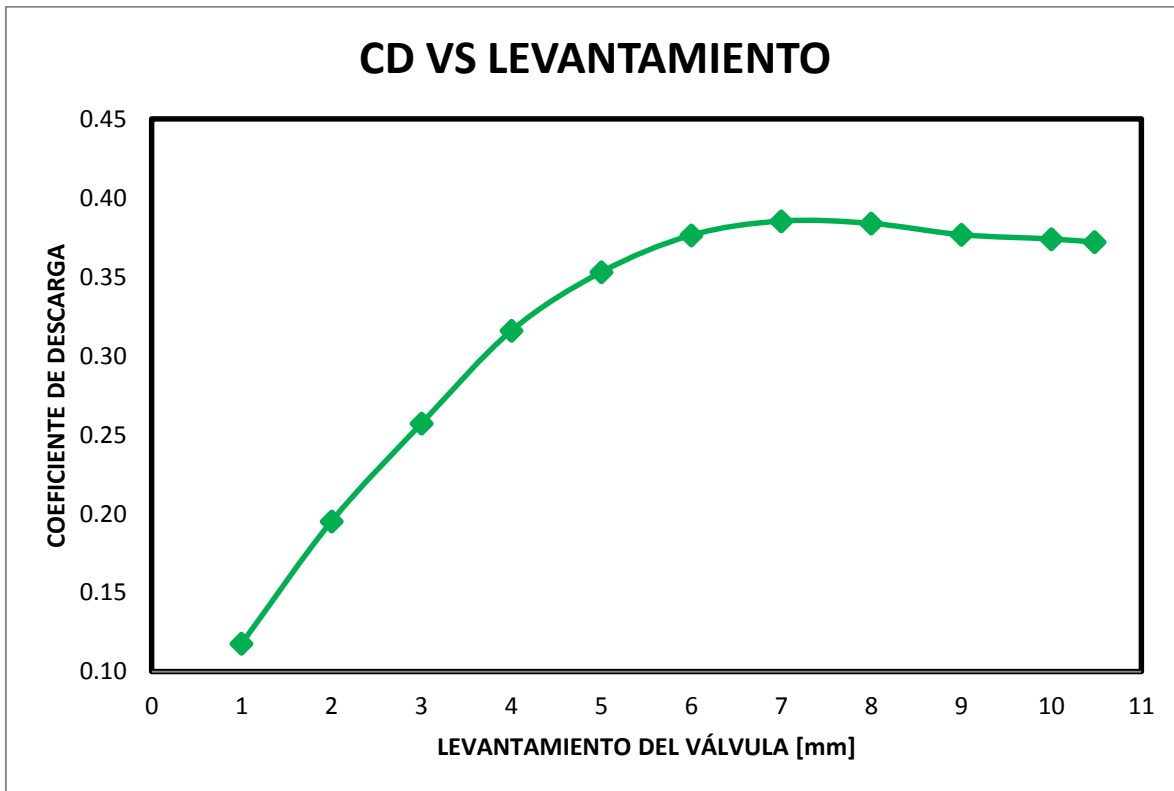


Fig. 4.12 CD cabeza del motor, acoplador y carburador

CABEZA DEL MOTOR + ACOPLADOR + CARBURADOR + BASE FILTRO

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosférica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	18.6	356	20	357	19	19.2	0.00692	0.05541	0.1248
	Aspiración	580	18.6	298	16	300	19	19.2	0.00623	0.05100	0.1221
2	Aspiración	580	18.6	328	42	323	19	19.3	0.00997	0.05284	0.1887
	Aspiración	580	18.6	241	30	238	19.1	19.1	0.00851	0.04563	0.1864
3	Aspiración	580	18.7	301	66	288	19.1	19.4	0.01247	0.05001	0.2494
	Aspiración	580	18.7	219	48	211	19.1	19.2	0.01073	0.04304	0.2492
4	Aspiración	580	18.7	278	87	259	19.1	19.4	0.01430	0.04752	0.301
	Aspiración	580	18.7	204	63	191	19.2	19.3	0.01227	0.04100	0.2991
5	Aspiración	580	18.8	264	101	242	19.3	19.5	0.01540	0.04598	0.3349
	Aspiración	580	18.7	179	67	164	19.3	19.2	0.01266	0.03806	0.3326
6	Aspiración	580	18.7	257	106	232	19.3	19.5	0.01578	0.04506	0.3501
	Aspiración	580	18.8	190	79	172	19.3	19.3	0.01372	0.03895	0.3521
7	Aspiración	580	18.8	254	108	229	19.3	19.6	0.01592	0.04477	0.3556
	Aspiración	580	18.8	191	82	172	19.5	19.5	0.01397	0.03895	0.3585
8	Aspiración	580	18.8	256	107	230	19.1	19.7	0.01586	0.04449	0.3534
	Aspiración	580	18.8	200	84	181	19.7	19.7	0.01412	0.03993	0.3535
9	Aspiración	580	18.8	256	105	232	19.5	19.8	0.01570	0.04505	0.3484
	Aspiración	580	18.8	198	82	179	19.7	19.9	0.01395	0.03972	0.3513
10	Aspiración	580	18.8	258	105	234	19.6	19.8	0.01569	0.04524	0.3468
	Aspiración	580	18.7	304	83	186	19.7	19.9	0.01394	0.04048	0.3443
10.48	Aspiración	580	18.8	257	104	233	19.8	20.1	0.01562	0.04515	0.3458
	Aspiración	580	18.8	188	76	171	19.8	19.6	0.01345	0.03884	0.3463

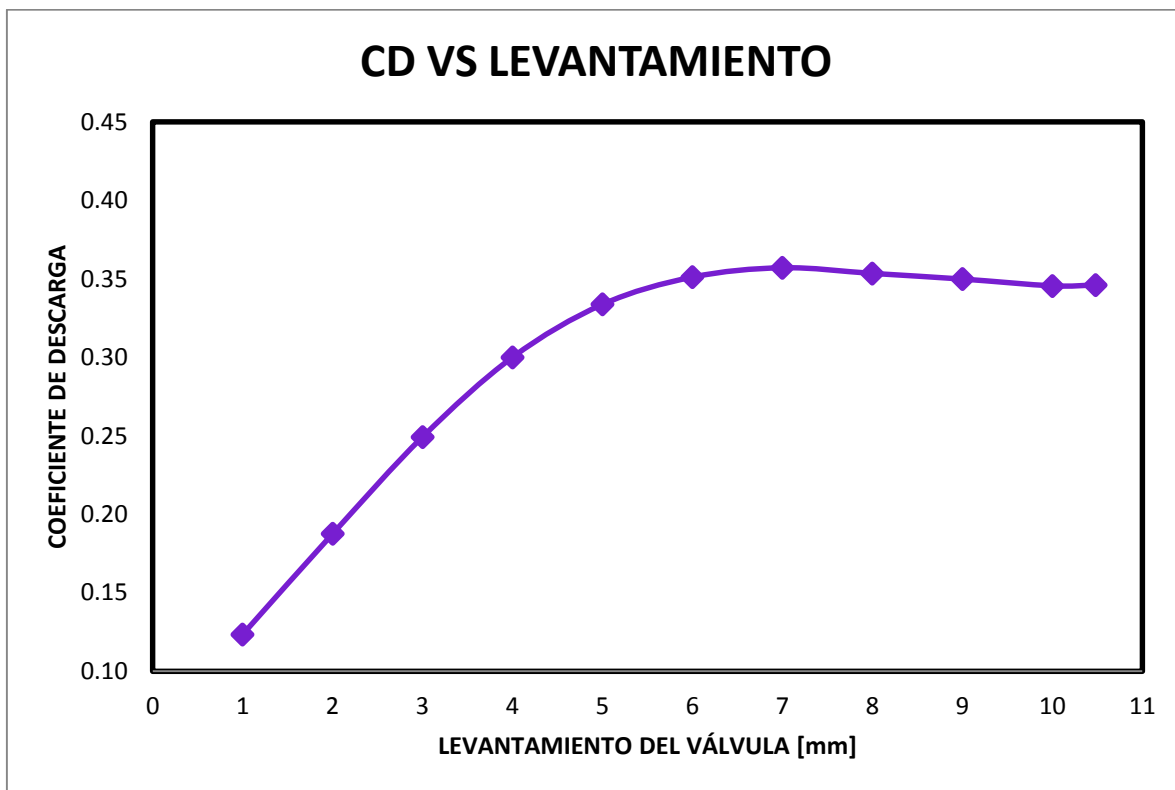


Fig. 4.13 CD cabeza del motor, acoplador, carburador y base de filtro

CABEZA DEL MOTOR + ACOPLADOR + CARBURADOR + BASE FILTRO + FILTRO

Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosférica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	18.7	358	20	359	20	20.4	0.00691	0.05555	0.1243
	Aspiración	580	18.7	296	16	297	20.3	20.6	0.00622	0.05075	0.1224
2	Aspiración	580	18.7	328	42	322	20.1	20.5	0.00996	0.05275	0.1887
	Aspiración	580	18.7	270	34	266	20.2	20.5	0.00901	0.04813	0.1871
3	Aspiración	580	18.8	302	65	290	20.1	20.4	0.01235	0.05016	0.2463
	Aspiración	580	18.8	343	52	233	20.2	20.5	0.01104	0.04515	0.2445
4	Aspiración	580	18.8	280	85	262	20.1	20.5	0.01412	0.04775	0.2954
	Aspiración	580	18.8	221	66	206	20.2	20.4	0.01251	0.04253	0.2942
5	Aspiración	580	18.8	267	97	245	20.2	20.5	0.01506	0.04627	0.3255
	Aspiración	580	18.8	223	81	205	20.2	20.5	0.01384	0.04243	0.326
6	Aspiración	580	18.8	260	102	235	20.2	20.5	0.01545	0.04533	0.3408
	Aspiración	580	18.9	208	83	190	20.2	20.5	0.01402	0.04088	0.3428
7	Aspiración	580	19	260	105	235	20.5	20.6	0.01567	0.04532	0.3457
	Aspiración	580	18.9	209	85	190	20.4	20.6	0.01418	0.04088	0.3467
8	Aspiración	580	18.9	260	104	236	20.4	20.6	0.01559	0.04542	0.3433
	Aspiración	580	18.9	204	82	185	20.3	20.4	0.01393	0.04036	0.3452
9	Aspiración	580	18.9	261	103	237	20.3	20.5	0.01552	0.04551	0.3411
	Aspiración	580	18.9	212	84	194	20.4	20.5	0.01409	0.04130	0.3411
10	Aspiración	580	18.9	261	102	233	20.5	20.5	0.01545	0.04514	0.3421
	Aspiración	580	18.9	210	82	192	20.5	20.5	0.01392	0.04109	0.3388
10.48	Aspiración	580	19	262	101	239	20.5	20.8	0.01537	0.04569	0.3363
	Aspiración	580	19	210	81	192	20.4	20.3	0.01384	0.04109	0.3369

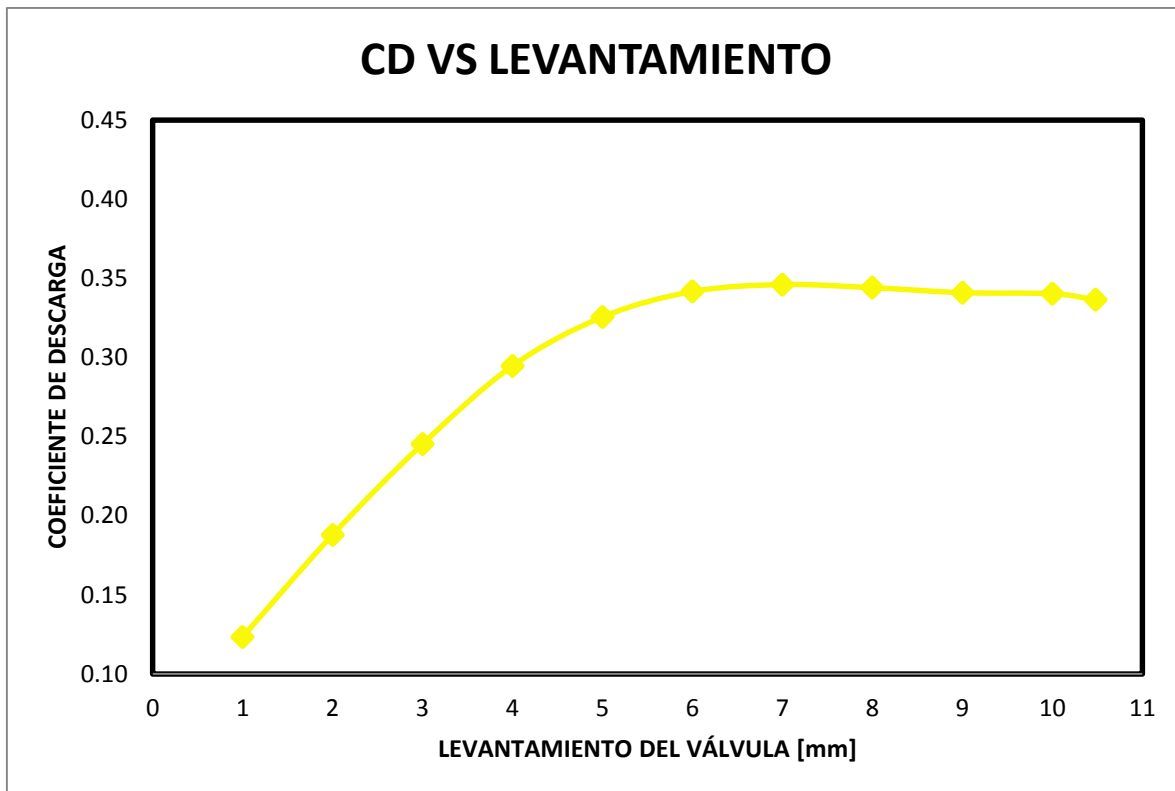


Fig. 4.14 CD cabeza del motor, acoplador, carburador, base de filtro y filtro

RESULTADOS CONJUNTOS

Levantamiento [mm]	Cabeza		Acoplador		Carburador		BaseFiltro		Filtro	
	Gasto Real [Kg/s]	CD	Gasto Real [Kg/s]	CD	Gasto Real [Kg/s]	CD	Gasto Real [Kg/s]	CD	Gasto Real [Kg/s]	CD
1	0.00711	0.1279	0.00707	0.1258	0.00714	0.1176	0.00692	0.1235	0.00691	0.1234
2	0.01012	0.1938	0.01018	0.1912	0.01039	0.1952	0.00997	0.1876	0.00996	0.1879
3	0.01321	0.2667	0.01308	0.2655	0.01273	0.2571	0.01247	0.2493	0.01235	0.2454
4	0.01541	0.3393	0.01529	0.3366	0.01471	0.3159	0.01430	0.3001	0.01412	0.2948
5	0.01693	0.3979	0.01688	0.3939	0.01593	0.3531	0.01540	0.3338	0.01506	0.3258
6	0.01773	0.4296	0.01756	0.4193	0.01650	0.3764	0.01578	0.3511	0.01545	0.3418
7	0.01779	0.4328	0.01756	0.4256	0.01670	0.3853	0.01592	0.3571	0.01567	0.3462
8	0.01766	0.4268	0.01742	0.4186	0.01661	0.3838	0.01586	0.3535	0.01559	0.3443
9	0.01759	0.4219	0.01741	0.4157	0.01655	0.3767	0.01570	0.3499	0.01552	0.3411
10	0.01745	0.4194	0.01728	0.4137	0.01647	0.3740	0.01569	0.3456	0.01545	0.3405
10.48	0.01744	0.4141	0.01727	0.4110	0.01638	0.3720	0.01562	0.3461	0.01537	0.3366

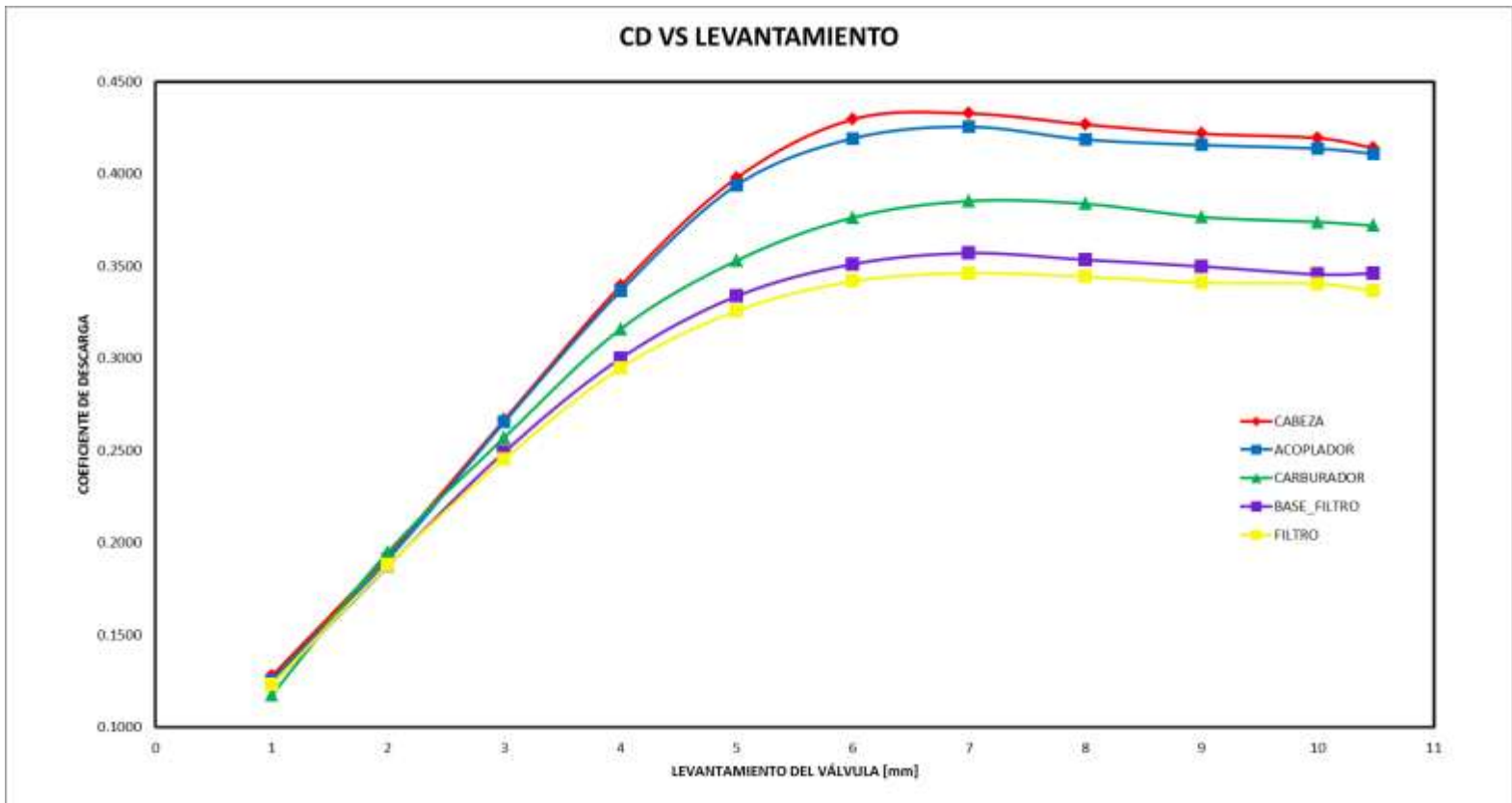


Fig. 4.15 CD conjunto del sistema de admisión

4.5 Medidor de vorticidad

Con la utilización del banco de flujo estacionario se midió la vorticidad generada en el cilindro debido a la válvula de admisión. En realidad la vorticidad se puede medir en dos índices adimensionales diferentes, el de swirl y tumble⁸. Las pruebas realizadas para este apartado se llevaron a cabo como un paso previo a la medición futura del índice de swirl, que es un índice de movimiento rotacional de la carga alrededor de un eje paralelo al eje del cilindro; en este apartado se habla sobre el instrumento de medición utilizado así como la configuración y consideraciones a la hora de tomar las mediciones para el índice de swirl.

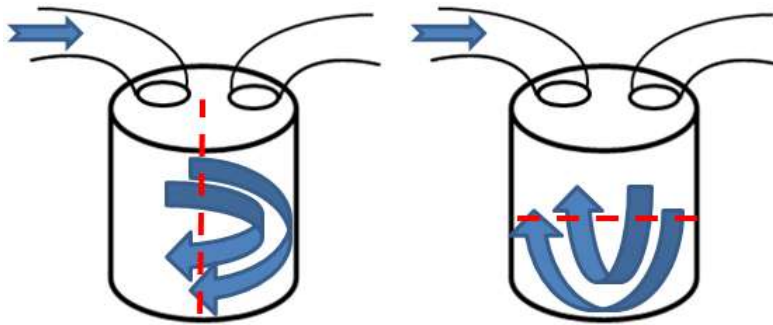


Fig. 4.16 Swirl (izquierda), Tumble (derecha)

El medidor de vorticidad se diseñó con el fin de lograr reducir al máximo las pérdidas por fricción, además de poder ser utilizado como un dispositivo de medición confiable con el cual los resultados obtenidos en varios ensayos, bajo las mismas condiciones, sean los mismos.

El instrumento mostrado en la figura 4.16 cuenta con tres partes fundamentales, todas construidas en aluminio con el fin de reducir el peso. La primera parte es un eje de 8 [cm] de largo, en la parte superior de este se encuentra colocada una placa de aluminio a manera de paletas, la parte inferior del eje termina en punta, ya que es aquí el único soporte del eje, se buscó reducir el área de contacto al máximo pues es el elemento que mayor fricción tiene. La segunda parte es un soporte cilíndrico que fija la posición del eje al cilindro del motor⁹ mediante tres tornillos colocados de manera radial, con esta configuración, es posible mover la posición del instrumento por todo el cilindro del motor hasta la posición óptima; en la parte inferior del soporte cilíndrico se encuentra colocado un sensor óptico QRD1114. La tercera parte es el soporte del eje del instrumento de medición, consta de dos pilares que se fijan al soporte cilíndrico en la parte superior, y en la parte inferior se tiene un arreglo de dos placas de aluminio con un pequeño orificio que sirve como guía para que el eje pueda apoyarse y a su vez girar libremente.

⁸ El índice de tumble es un índice de movimiento rotacional de la carga alrededor de un eje normal al eje del cilindro.

⁹ Por las complicaciones que se presentan de realizar pruebas directamente del motor, se fabricó un cilindro de las mismas dimensiones al cilindro del motor.



Fig. 4.17 Medidor de vorticidad

Para la detección del giro se implementó un sensor óptico QRD1114, el cual es capaz de detectar cada media vuelta que da el eje. Se utilizó una tarjeta Arduino Uno para comunicar el sensor con la computadora y realizar mediante su software un pequeño programa que mostrara en pantalla el valor del giro del eje en revoluciones por minuto, mostrando en pantalla el valor del giro cada segundo.



Fig. 4.18 Medidor de vorticidad en el cilindro

El objetivo de estos ensayos descritos en este apartado, es el saber el comportamiento del instrumento de medición diseñado y creado, y obtener la posición óptima de colocación de las paletas.

La colocación de las paletas, desde el plano de la cabeza del motor hacia el centro de las paletas, es común expresarlo en función del diámetro del cilindro. Se realizaron mediciones en diferentes posiciones.

Distancia		Revoluciones por minuto registradas cada segundo									
Expresada en términos del diámetro del cilindro	Milímetros	1 [s]	2 [s]	3 [s]	4 [s]	5 [s]	6 [s]	7 [s]	8 [s]	9 [s]	10 [s]
1 D	56	180	330	360	330	360	240	390	360	390	360
1.1 D	61.6	30	30	120	180	150	180	180	210	150	150
1.15 D	64.4	390	480	360	300	360	390	360	300	360	360
1.20 D	67.2	420	480	480	450	480	450	420	420	420	420
1.25 D	70	390	420	360	300	420	390	360	300	330	330

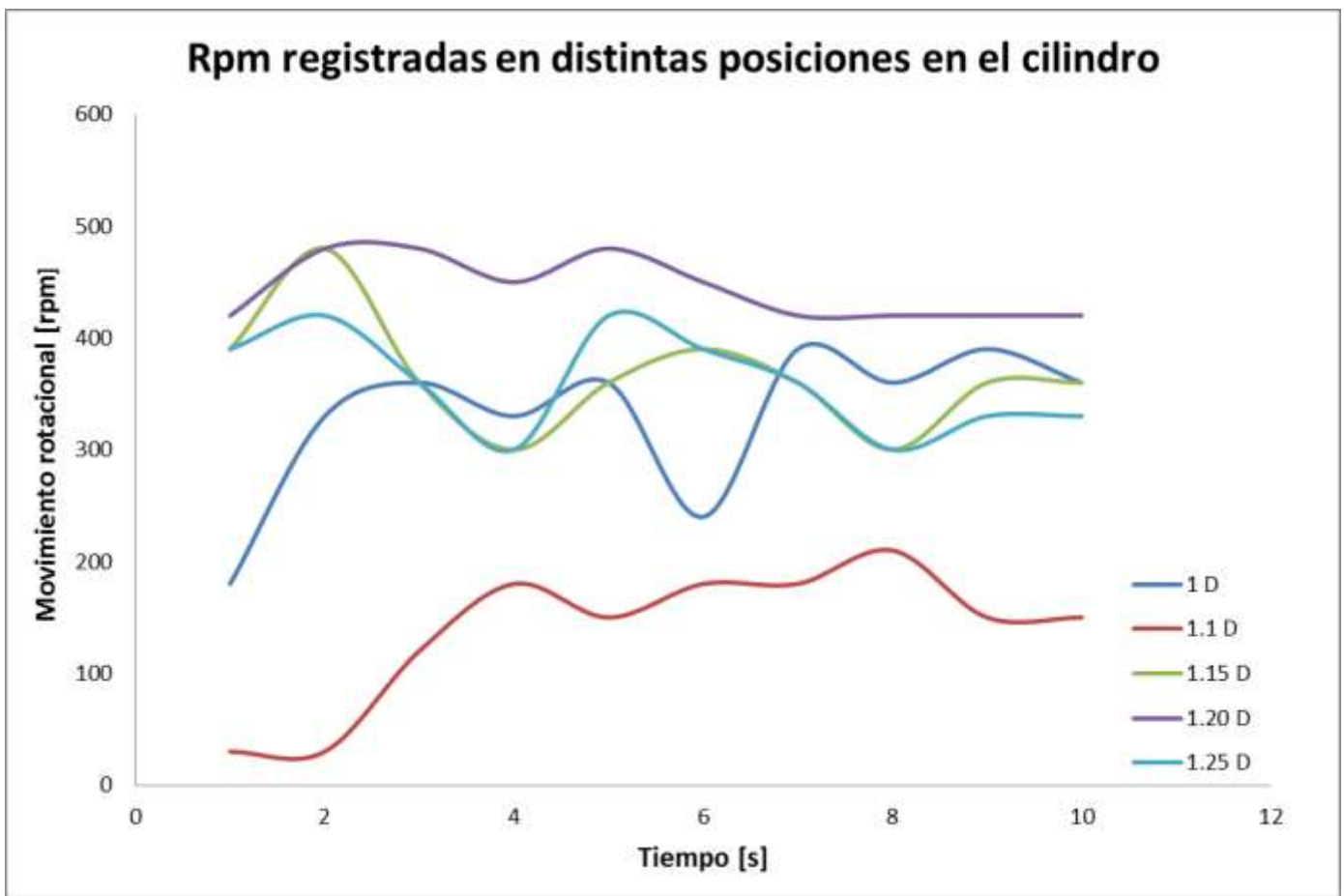


Fig. 4.19 Rpm registradas en el cilindro a distintas posiciones

CAPÍTULO 5. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El banco de flujo estacionario es un equipo de gran ayuda para el estudio de los sistemas de admisión y escape de los MCIAs. El manejo del banco de flujo no es laborioso siguiendo las instrucciones y recomendaciones necesarias, sin embargo se requiere de cierto conocimiento sobre las pruebas a realizar. El banco de flujo siempre arrojará datos sobre lo que se esté experimentando, siendo necesario que el usuario conozca de manera conceptual lo que se debe obtener, es decir para saber si las lecturas que se están tomando realmente son las adecuadas, y si estas son representativas del fenómeno a estudiar. Se debe tener en cuenta que una mala configuración de los tableros de válvulas y/o toma de lecturas de temperatura, afectará de manera significativa los resultados obtenidos, se recomienda analizar el fenómeno a estudiar y seguir los pasos descritos en el manual elaborado para el uso del banco de flujo estacionario, así como los diagramas de conexión del tablero de válvulas, para poder seleccionar las condiciones y configuraciones adecuadas para cada caso en particular.

La válvula VRe es de gran ayuda para comprobar que el coeficiente de descarga no depende del flujo. La experimentación a dos diferentes flujos es para detectar los errores cometidos en las tomas de lecturas de presión y de temperatura, y asegura que al obtener un valor similar del coeficiente de descarga los datos obtenidos son fidedignos.

El uso de un turbo soplador facilita la lectura de la toma de valores de presión en los tableros correspondientes, además resulta ser un proceso más ágil ya que el promedio de tiempo de los niveles de líquido en que se estabilizan es de alrededor de 30 segundos.

Los máximos valores del coeficiente de descarga obtenidos para los diferentes arreglos experimentales se dan en los siguientes levantamientos de válvulas:

Conjunto	Levantamiento [mm]	CD
Cabeza	7	0.4328
Acoplador	7	0.4256
Carburador	7	0.3853
BaseFiltro	7	0.3571
Filtro	7	0.3462

Fig. 5.1 Máximos valores del coeficiente de descarga

El máximo coeficiente de descarga obtenido es de 0.4328 y se obtuvo en el análisis de la válvula de admisión (cabeza del motor) para un levantamiento de 7[mm], al mismo valor se obtuvieron los máximos valores del coeficiente de descarga para cada arreglo estudiado, lo cual indica que este levantamiento de la válvula es un parámetro que se debe de considerar en posibles rediseños del sistema de distribución para un mejoramiento; tener un levantamiento mayor a 7 milímetros no implica una mejora en el llenado del cilindro, por lo contrario origina una pérdida de potencia debido a la fuerza que necesita desarrollar el sistema de distribución sobre el sistema de apertura de la válvula.

A medida que al sistema de admisión se le añaden más elementos, mayores son las pérdidas que ocasionan, lo cual se ve reflejado en una disminución del coeficiente de descarga. Para el sistema estudiado, se obtuvo que a pequeños levantamientos de la válvula estas pérdidas no son notables, pero al aumentar comienzan a ser más significativas.

El carburador y la base del filtro son los elementos que mayor pérdida presentan (gráficamente esto se nota en la separación de las curvas mostradas en la figura 4.15 con sus elementos anteriores estudiados); en la figura 5.2 se pueden ver más claramente las pérdidas originadas por cada elemento agregado al sistema de admisión, sin considerar la cabeza del motor y la válvula de admisión.

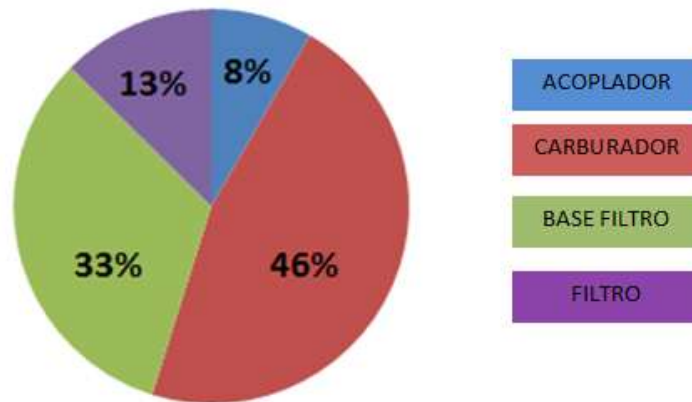


Fig. 5.2 Pérdidas en cada elemento agregado al sistema de admisión

Sin considerar la válvula y la cabeza del motor, las partes del sistema de admisión que requieren de un rediseño para poder aumentar el coeficiente de descarga son el carburador y la base del filtro.

El sistema de admisión del MCIA 4T de la motocicleta Honda CGL 125 se puede mejorar con la utilización del banco de flujo estacionario para así lograr un mayor rendimiento volumétrico.

El medidor de vorticidad construido no cuenta con la resolución adecuada en la toma de lecturas del régimen de giro debido a que su unidad menor son 30 [rpm]. Las fluctuaciones de las lecturas mostradas en la figura 4.18 representan un problema del sensor utilizado; se recomienda utilizar otro sensor para la detección de giro del eje en futuros trabajos. El sistema de soporte utilizado,

tanto para la fijación al cilindro así como la posibilidad de girar libremente con la menor fricción posible, se elaboró con el objetivo de ser fácil su colocación dentro del cilindro y que no afectara a las lecturas del movimiento giratorio registrado; es evidente que aun así no se logra evitar el desgaste, por lo cual se tiene pensado para un trabajo futuro, la realización de un estudio del comportamiento del medidor de vorticidad en condiciones de aceleración y desaceleración, de esta manera se puede obtener una ecuación base que permita la calibración del instrumento para futuros usos y así poder ser ocupado como un instrumento que cumple con la repetitividad de los valores obtenidos en diferentes experimentos bajo las mismas condiciones.

Con los resultados del medidor de vorticidad se encontró que la distancia óptima para la medición del índice de swirl, en el caso estudiado, es a 1.2 veces el diámetro del cilindro, ya que como lo muestra la figura 4.18, a esta distancia se tienen menores fluctuaciones y se obtienen valores más altos de las revoluciones registradas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Benajes, J., & Navarro, E. (2015). Clasificación de los MCIA. En F. Payri, & J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona, España: Reverté.
- [2] Catálogo Diseño. (9 de Agosto de 2014). Obtenido de <http://www.catalogodisenio.com/2014/08/09/clasicos-ford-t/>
- [3] Climent, H. (2004). *Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada*. España: Reverté S. A.
- [4] Flominator. (16 de Julio de 2005). *Wikimedia Commons*. Obtenido de <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=326700>
- [5] Fygueroa, S. J., Araque, J. O., & Martin, M. J. (2003). *Caracterización de la vorticidad en un motor de encendido por chispa*. Obtenido de Información tecnológica Vol.14: <https://books.google.com.mx/books?id=6mf1ycxrMOwC&pg>
- [6] Fygueroa, S., Serrano, J., & Garrido, C. (2008). *Caracterización del flujo de admisión en un motor*. Obtenido de Revista Ing.Univ.Bogotá: <http://www.javeriana.edu.co/Facultades/ingenieria/revista/Vol12nr2MotorChispa.pdf>
- [7] Gamero, A. (02 de Abril de 2014). *Los alucinantes inventos de Herón en el siglo I*. Obtenido de La piedra de sísifo: <http://lapiedradesisifo.com/2014/04/02/los-alucinantes-inventos-de-her%C3%B3n-en-el-siglo-i-d-c/>
- [8] Gaviria Ríos, J. E., Mora Guzmán, J. H., & Ramiro Agudelo, J. (Junio de 2002). *Historia de los motores de combustión interna*. Obtenido de Revista Facultad de Ingeniería No. 26 Universidad de Antioquia: <http://jaibana.udea.edu.co/investigacion/grupogas/docs/Historia%20de%20los%20motores%20de%20combustin%20interna.pdf>
- [9] Giacosa, D. (1979). *Motores Endotérmicos* (Tercera ed.). España: DOSSAT, S.A.
- [10] Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. United States of America: McGraw-Hill.
- [11] John Deere. (s.f.). *INDUSTRIAL 6068TF150-148*. Recuperado el 2017, de John Deere: https://www.deere.com.mx/es_MX/products/equipment/industrial/6068/6068tf150_148/6068tf150_148.page?
- [12] Lecuona, A., & Rodríguez, P. (2015). Parámetros básicos. En F. Payri, & J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona, España: Reverté.
- [13] Mendoza, A. (26 de Febrero de 2007). *Jean Joseph Etienne Lenoir*. Obtenido de Ciencia y técnica: <http://cientificosalcala.blogspot.mx/2007/02/jean-joseph-etienne-lenoir.html>

- [14] Serrano, J., & Galindo, J. (2015). Renovación de la carga en motores 4T. En F. Payri, & J. Desantes, *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona, España: Reverté.
- [15] Technologies, A. (1997). Guía del Usuario Unidad de adquisición Agilent 34970A. U.S.A.: Hewlett-Packard Company.
- [16] Torregrosa, A., & Giménez, B. (2015). Flujo en conductos de admisión y escape. En F. Payri, & J. Desantes, *Motores de combustión interna*. Barcelona, España: Reverté.
- [17] Wikipedia. (17 de Febrero de 2017). *Gottlieb Daimler*. Obtenido de https://fr.wikipedia.org/wiki/Gottlieb_Daimler#/media/File:DMG-lastwagen-cannstatt-1896.jpg

ANEXOS

- 1 MANUAL DE BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO
- 2 DIAGRAMAS DE CONEXIÓN EN EL TABLERO DE VÁLVULAS
- 3 CÓDIGO DE PROGRAMA

1 MANUAL DE USO DEL BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO

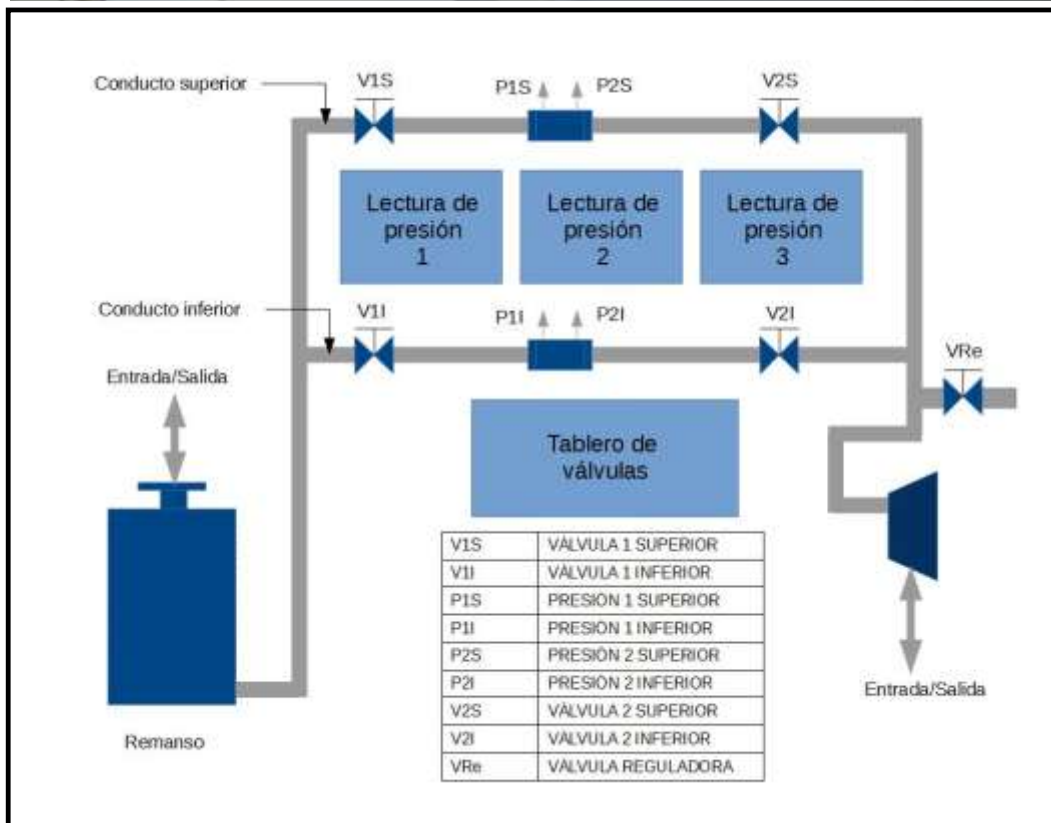


Fig. A1.1 Banco de flujo estacionario

El banco de flujo estacionario se diseñó con el objetivo de poder estudiar partes del sistema de admisión y escape de motores de combustión interna alternativos, sin embargo esto no excluye que se pueda ocupar para el análisis de diferentes componentes. Independientemente del sistema y/o componentes que se deseen estudiar, se recomienda seguir las instrucciones y recomendaciones descritas a continuación en el orden que se presentan:

- 1 Conexión al turbo soplador
- 2 Configuración de las válvulas
- 3 Colocación de los sensores de temperatura
- 4 Verificación de fugas
- 5 Utilización de válvula VRe
- 6 Toma de lecturas (Presión)
- 7 Uso del programa de cálculo

A1.1 Conexión al turbo soplador

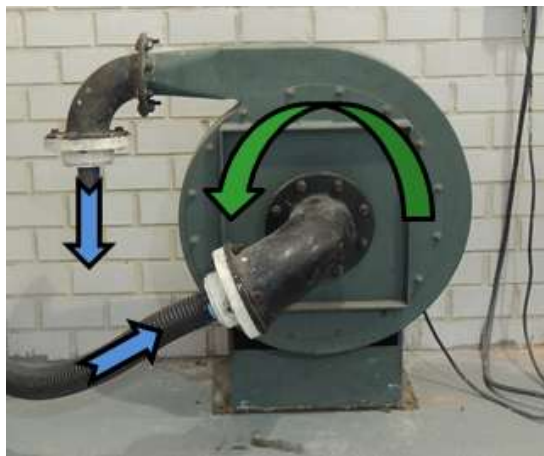


Fig. A1.2 Banco de flujo estacionario

La conexión eléctrica del turbo soplador que forma parte del banco de flujo estacionario es trifásica. Se debe verificar que la conexión utilizada haga que el turbo soplador gire en sentido anti horario, tomando como referencia la parte frontal que se muestra en la figura A1.1; el sentido de giro es el correcto cuando la conexión superior izquierda del turbo soplador es la de salida del flujo de aire, o lo que es equivalente, la conexión central es la entrada. En caso que el sentido de giro no sea el indicado se debe de proceder a cambiar la posición de conexión de los cables a la red eléctrica.

Después de verificar el correcto giro del turbo soplador se debe revisar que la corriente eléctrica que consume es de aproximadamente 8 [A] en cada uno de los tres cables conectados a la red eléctrica. Para la toma de lectura de la corriente se recomienda la utilización de un amperímetro de gancho para ésta sea fácil y rápida. En el caso en que la corriente medida en uno de sus cables de conexión sea diferente a los demás, en una diferencia de más de 0.5 [A], se debe de cambiar la

posición de la conexión de los cables a la red eléctrica hasta que los tres cables tengan un valor similar de corriente, teniendo en cuenta que el giro del turbo soplador puede cambiar a un sentido incorrecto.

El turbo soplador está listo para su correcto uso cuando se logre el giro anti horario y el mismo valor de la corriente en cada conexión de éste; logradas estas condiciones se procede a la conexión de las mangueras.

Cuando se requiera la realización de pruebas en modo de impulsión se debe conectar la manguera del conducto inferior de la válvula VRe a la conexión superior izquierda del turbo soplador; para pruebas en modo aspiración, esta manguera se conecta en la conexión central del turbo soplador.

En ambos modos de pruebas (impulsión y aspiración) una conexión del turbo soplador queda al ambiente, se recomienda colocar una manguera en ésta, la cual debe estar al ambiente en una zona adecuada para que la entrada del flujo de aire sea continua, es decir, libre de obstrucciones y variaciones.

A1.2 Configuración de las válvulas

El banco de flujo estacionario cuenta con dos conductos, inferior (línea 1) y superior (línea 2), en cada conducto se encuentra dos válvulas V1S, V2S, V1I y V2I respectivamente. El conducto superior cuenta con una placa de orificio con un diámetro de 0.0125 [m] y el conducto inferior de 0.027 [m], la selección de que conducto utilizar está estrechamente relacionado con el elemento y tipo de estudio a realizar.

Si se desea ocupar el conducto superior las válvulas V1S y V2S deben permanecer abiertas, mientras que las válvulas V1I y V2I se mantendrán cerradas. En caso contrario, si se desea utilizar el conducto inferior las válvulas V1I y V2I deberán estar abiertas, mientras que V1S y V2S permanecerán cerradas.

El objetivo de colocar dos válvulas por cada conducto es para evitar que el flujo circule por un tramo del conducto no utilizado sin importar el modo de prueba utilizado (aspiración o impulsión), con esto se reducen las posibles perturbaciones del flujo y tomas erróneas de lecturas.

El tablero de válvulas cuenta con un arreglo de 18 válvulas conectados específicamente mediante mangueras, estas conexiones no se deben de modificar ya que son independientes del modo y pruebas de uso a realizar; la configuras de estado (abiertas o cerradas) de las válvulas se debe consultar en el Anexo 2 de este trabajo, en el cual se muestra el diagrama de conexión y el estado de cada válvula para las diferentes pruebas que se deseen realizar, así como también para las diferentes lecturas que se requieran obtener en los tableros.

A1.3 Colocación de los sensores de temperatura

Para la medición de las temperaturas se ocupan dos sensores principalmente, RTD pt100 y termopar tipo K, de los cuales se obtienen sus lecturas mediante un Datalogger Agilent 34970A, la conexión de este se realiza mediante lo especificado en su manual de usuario (Technologies, 1997).

Para las pruebas realizadas en la medición del coeficiente de descarga se ocupan tres lecturas de temperatura, en el ambiente, en el depósito y aguas arriba de la placa de orificio (diafragma), de las cuales dos de ellas se toman el mismo lugar sin importar el modo de prueba a utilizar, siendo la temperatura de aguas arriba de la placa de orificio la única variable, la cual presenta cuatro lugares posibles dependiendo las condiciones a ensayar (ver figura A1.3):

- Modo impulsión utilizando conducto superior: TAA I. La toma de la temperatura aguas arriba del diafragma se debe realizar en el conducto que intermedio de V2S y P2S.
- Modo impulsión utilizando conducto inferior: TAA II. La toma de la temperatura aguas arriba del diafragma se debe realizar en el conducto que intermedio de V2I y P2I.
- Modo aspiración utilizando conducto superior: TAA III. La toma de la temperatura aguas arriba del diafragma se debe realizar en el conducto que intermedio de V1S y P1S.
- Modo aspiración utilizando conducto inferior: TAA IV. La toma de la temperatura aguas arriba del diafragma se debe realizar en el conducto que intermedio de V1I y P1I.

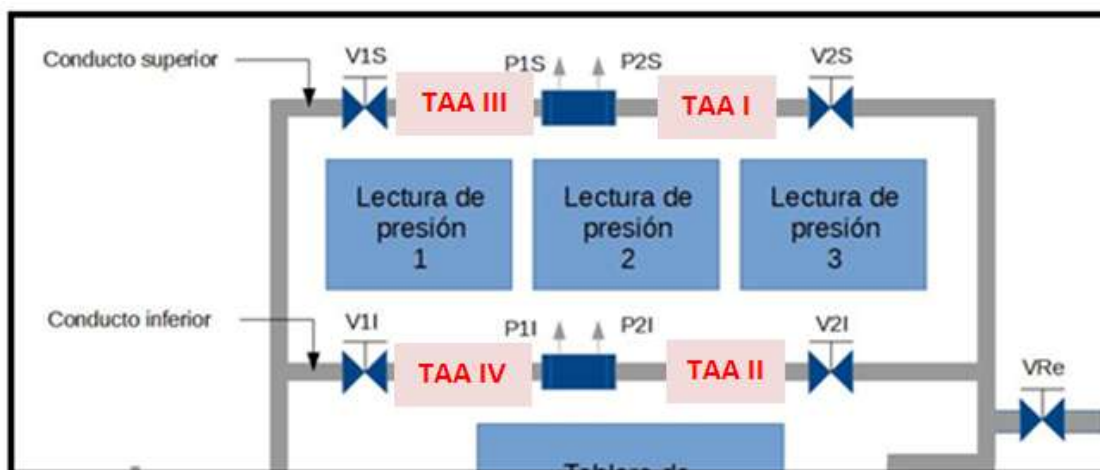


Fig. A1.3 Tomas de lectura aguas arriba del diafragma

El posicionamiento del sensor se realiza mediante la colocación de un tornillo perforado por el cual atraviesa el termopar en un barreno roscado del conducto de PVC, los tres lugares restantes de las posiciones posibles de colocación deben permanecer cerrados, esto se logra con la colocación de los tornillos en los barrenos correspondientes de la tubería.

El termopar encargado de la medición de la temperatura de depósito se encuentra fijo en la pared de éste y sus cables de conexión se localizan en la parte superior del cajón que lo recubre.

El sensor RTD se debe colocar en una posición en la cual no se encuentre en contacto con alguna superficie, para que la medición de la temperatura del ambiente sea la adecuada.

Para uso adecuado del Datalogger Agilent 34970A se debe consultar su manual (Technologies, 1997).

A1.4 Verificación de fugas

Las conexiones realizadas en el tablero de válvulas y en los tableros de lecturas (manómetros) se han hecho de tal manera para evitar fugas, sin embargo puede ocurrir fallos debido a uso del banco de flujo.

Para verificar que las uniones no presentan fugas se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Realizar las conexiones y configuraciones necesarias para un ensayo en modo impulsión utilizando el conducto superior.
2. Colocación de una obstrucción a la salida del depósito de remanso, dejándolo fijo solo por un periodo de tiempo corto mientras se termina de realizar el proceso de revisión de fugas.
3. Verificar rápidamente que no existan fugas en las conexiones de las mangueras, de existir se debe detener la prueba y continuar hasta ser reparada dicha fuga. Si existe fuga se notará (tacto y oído) como el flujo de aire sale por ésta, si se tiene cierta incertidumbre se puede aplicar un poco de espuma de jabón para visualizar si en realidad existe la fuga.
4. Se repite el proceso cambiando el ensayo para un modo de impulsión utilizando el conducto inferior.

Se debe tener en cuenta que la parte donde existen mayores riesgos de fugas es en la instalación del elemento a estudiar y el depósito de remanso, por esta razón es conveniente realizar los pasos anteriormente descritos verificando también esta unión. Una junta de hule en cada unión de elementos ayuda de manera significativa a la reducción de fugas.

A1.5 Utilización de la válvula VRe

La válvula VRe es la que controla el flujo con el cual se realizan las pruebas, siendo ésta el elemento más próximo al turbo soplador es capaz de regular la cantidad de aire en el banco de flujo mediante su apertura o cierre parcial; cuando la válvula VRe se encuentra completamente

cerrada, el banco de flujo trabaja con el máximo caudal posible producido debido al turbo soplador y cuando ésta se encuentra completamente abierta el caudal será el mínimo.

En la medición del coeficiente de descarga se recomienda realizar el mismo ensayo dos o tres veces con una posición diferente de apertura de la válvula VRe, con el objetivo de comprobar que el coeficiente de descarga no depende del flujo generado por el turbo soplador, por lo cual los valores obtenidos de éste deben ser prácticamente iguales, de no ser así indica que se ha cometido un error en la toma de lecturas y/o cálculos realizados.

A1.6 Toma de lecturas (presión)

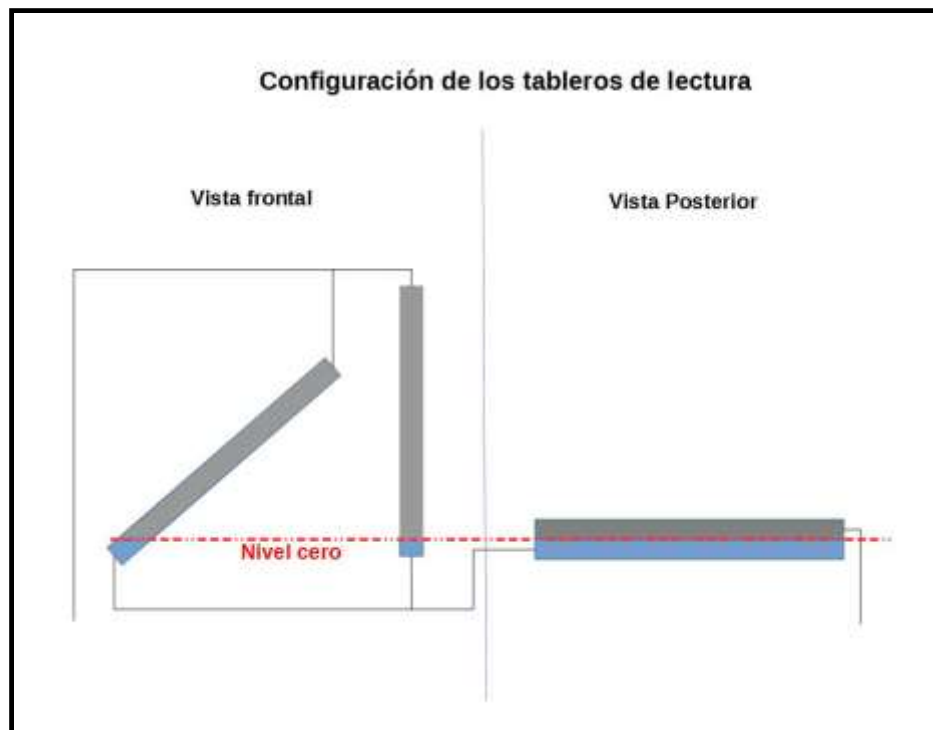


Fig. A1.4 Tableros de lectura

Es importante verificar que el líquido del depósito ubicado en la parte posterior de cada tablero de lectura es el adecuado; de acuerdo con la figura A1.4 el nivel del líquido no debe estar por debajo de la manguera conectada en la parte inferior izquierda del depósito, así como tampoco debe de alcanzar el nivel de la manguera conectada en la parte superior derecha. Si alguna de estas condiciones no se cumple se debe proceder a desconectar alguna manguera del depósito para retirar o introducir líquido según se requiera; para una mejor visualización es recomendable que el líquido utilizado sea una solución de agua con colorante azul marino.

Las regletas colocadas a cada lado del tubo de vidrio sirven para tomar el valor de la altura de la columna de agua para posteriormente ser tratadas como una presión manométrica, estas regletas

se fijan al tablero de lectura mediante dos tornillos, formando un mecanismo que permite la movilidad de cada regleta para su colocación óptima. Existen dos tubos de medición: uno se encuentra completamente vertical y proporciona la lectura de la altura de la columna de agua directamente, el segundo es un tubo inclinado a 45° respecto a la horizontal, el cual se utiliza para tomar la lectura de la altura de la columna de agua cuando las condiciones ensayadas requieran de una mayor precisión, la altura de la columna de agua se calcula con la ecuación A1.1, donde $Lect_{inclinada}$ es el valor leído directamente de la regleta del tubo inclinado.

$$Altura_{liquido} [mm] = \sin 45^{\circ} Lect_{inclinada} [mm] \quad (A1.1)$$

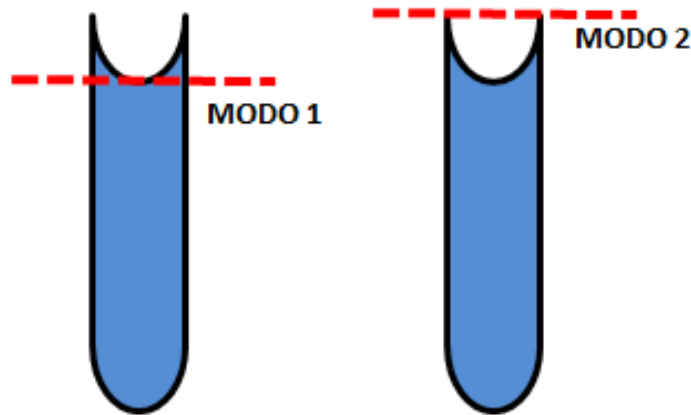


Fig. A1.5 Modos de lectura

Las columnas de agua presentes en los tubos de los tableros de lectura presentan un menisco que puede generar errores en las tomas de los valores, existen dos modos de tomar los valores, los cuales se ilustran en la figura A1.5: el modo 1 es tomar la parte inferior del menisco como referencia para obtener un valor en milímetros en la regleta, el modo 2 es tomar la parte superior de éste, la cual se recomienda utilizar debido a que se encuentra más próxima a la regleta. Independientemente del modo utilizado se debe de verificar antes de cualquier ensayo, que todas las regletas coincidan en el cero con el nivel que líquido, en caso contrario se debe mover la posición de la regleta hasta que se cumpla esta condición.

2 DIAGRAMAS DE CONEXIÓN EN EL TABLERO DE VÁLVULAS

Diagrama 1. Esquema General

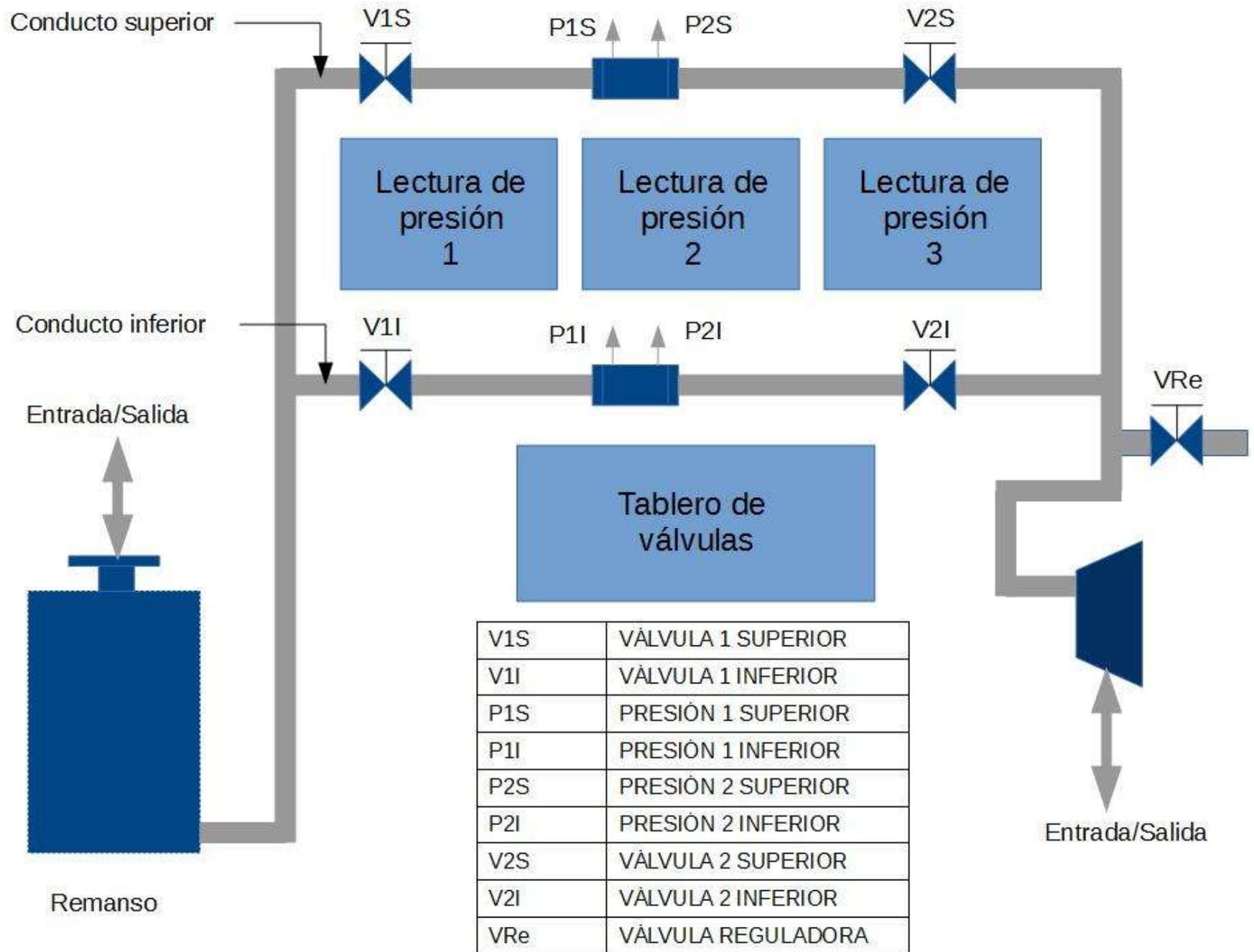
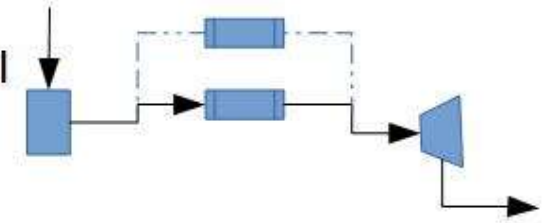
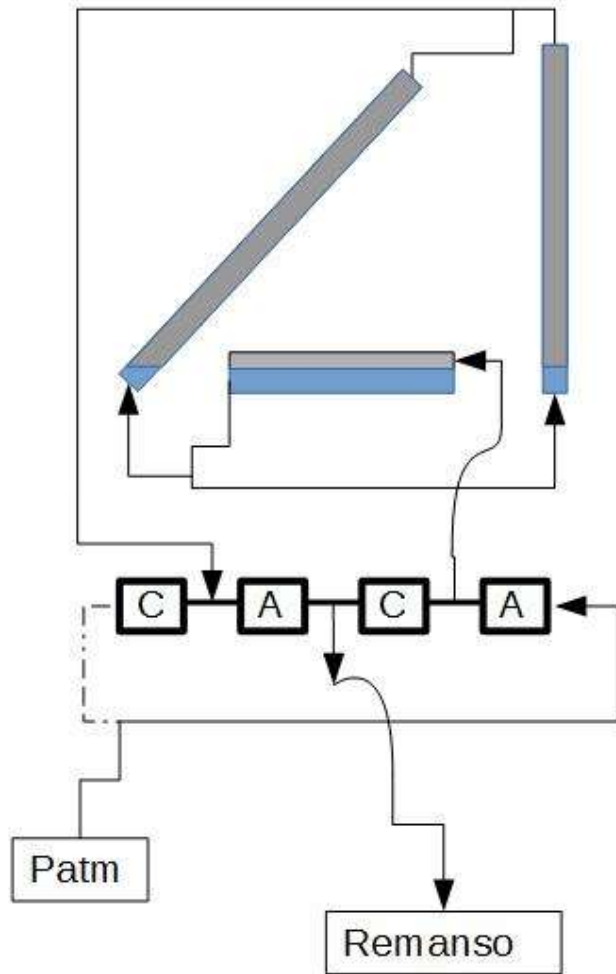


Diagrama 2. Aspiración Inferior Presión Aguas Arriba

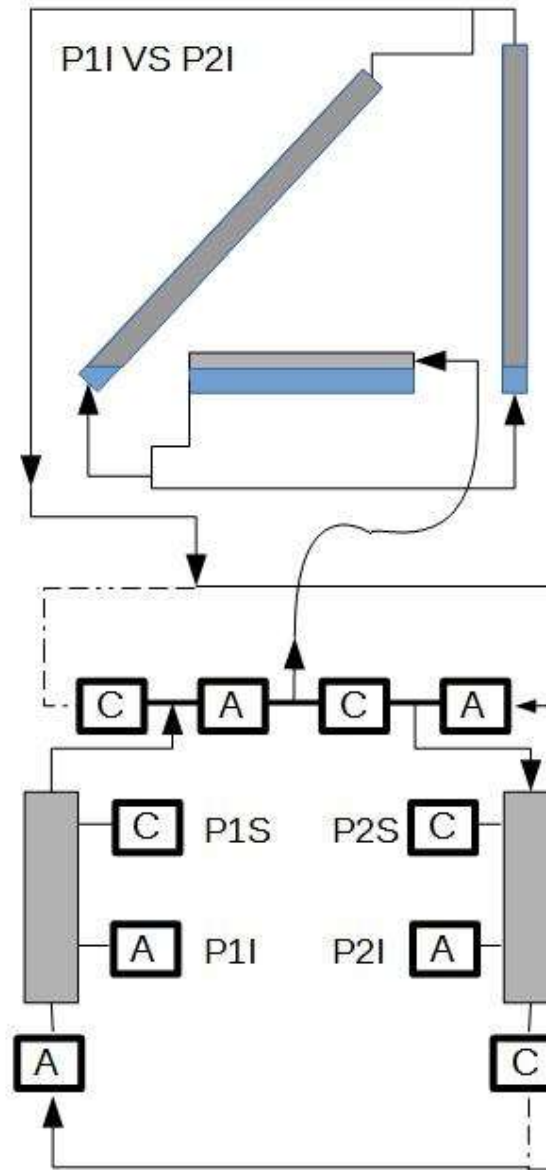
Utilizando conducto inferior, aspiración, $P_{atm} > Rem > P_{1I} > P_{2I}$



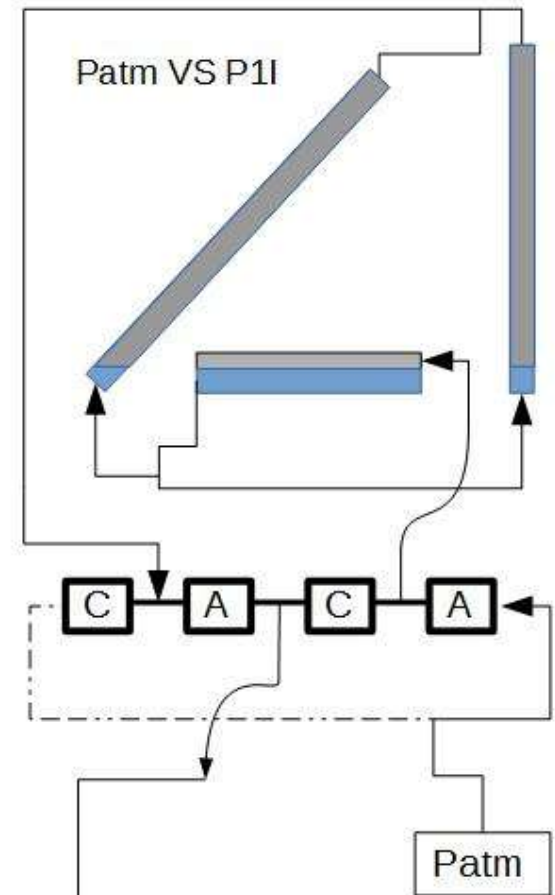
Patm VS Remanso



P1I VS P2I



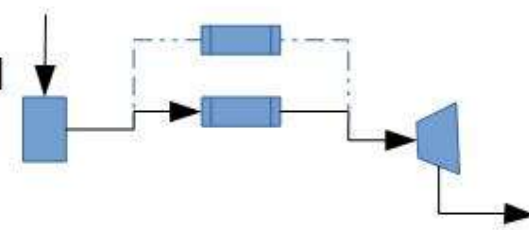
Patm VS P1I



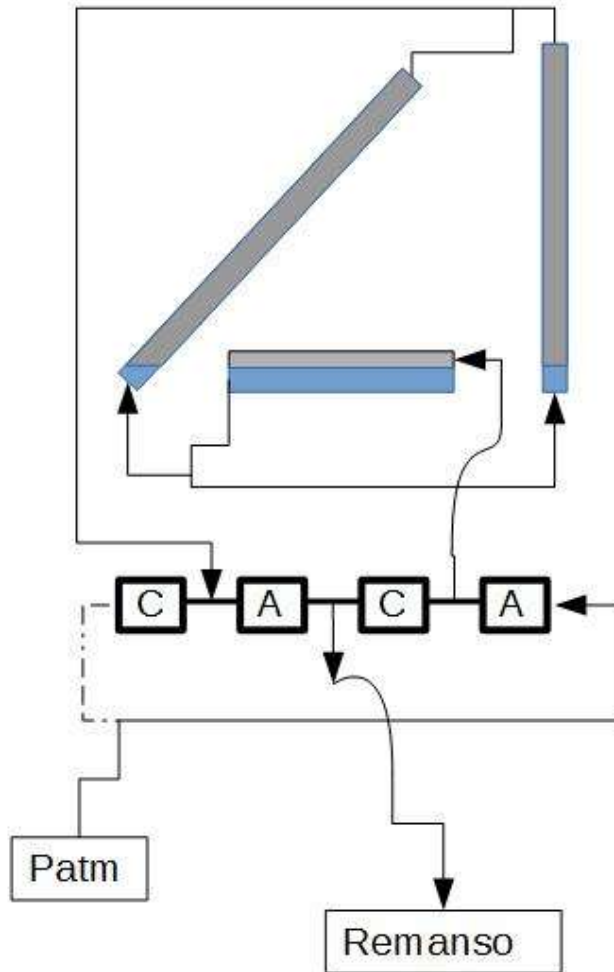
- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

Diagrama 3. Aspiración Inferior Presión Aguas Abajo

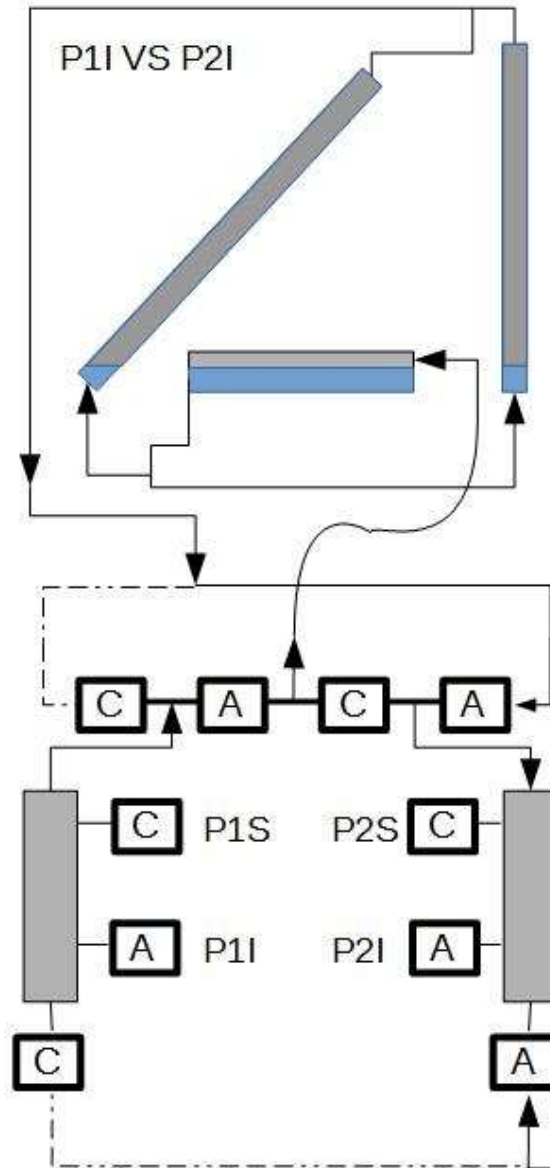
Utilizando conducto inferior, aspiración, $Patm > Rem > P1I > P2I$



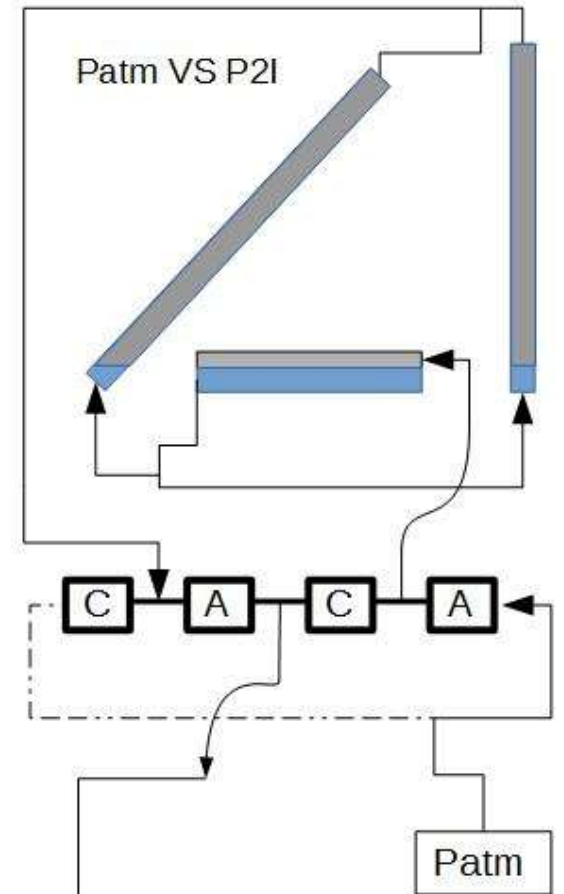
Patm VS Remanso



P1I VS P2I



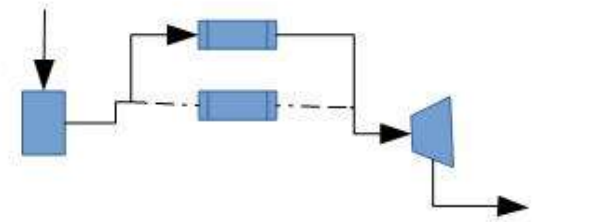
Patm VS P2I



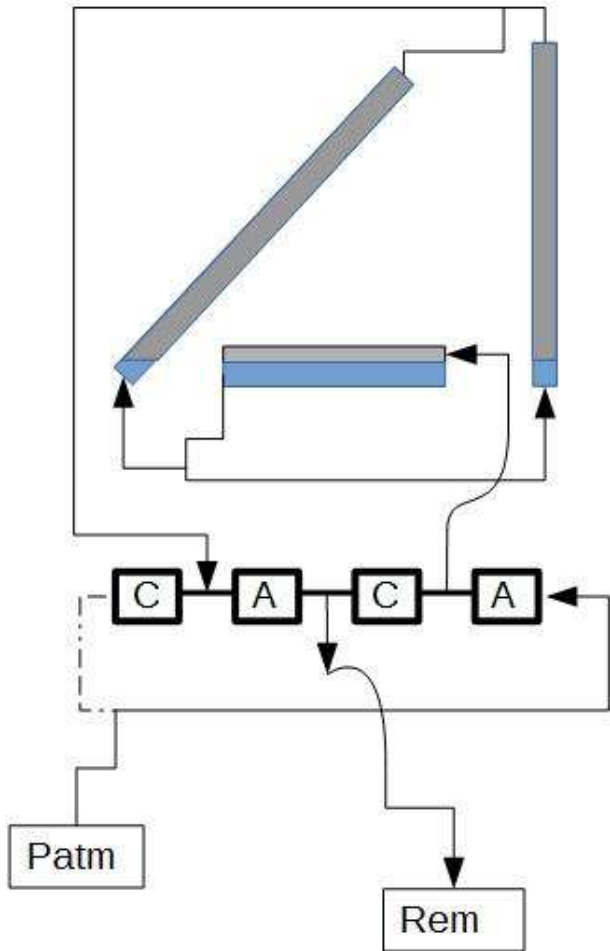
- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

Diagrama 4. Aspiración Superior Presión Aguas Arriba

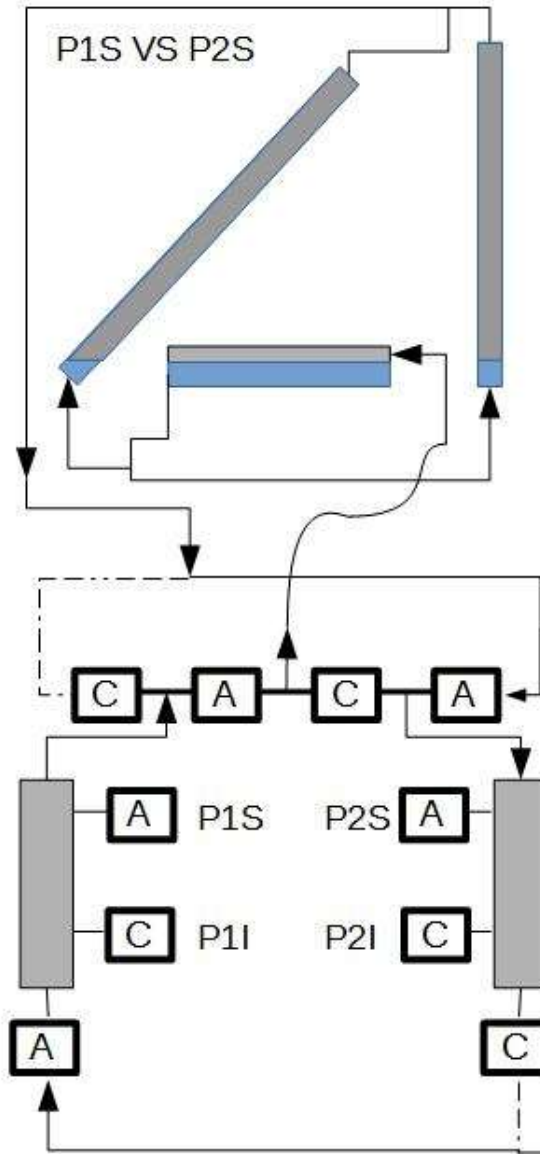
Utilizando conducto superior, aspiración, $Patm > Rem > P1S > P2S$



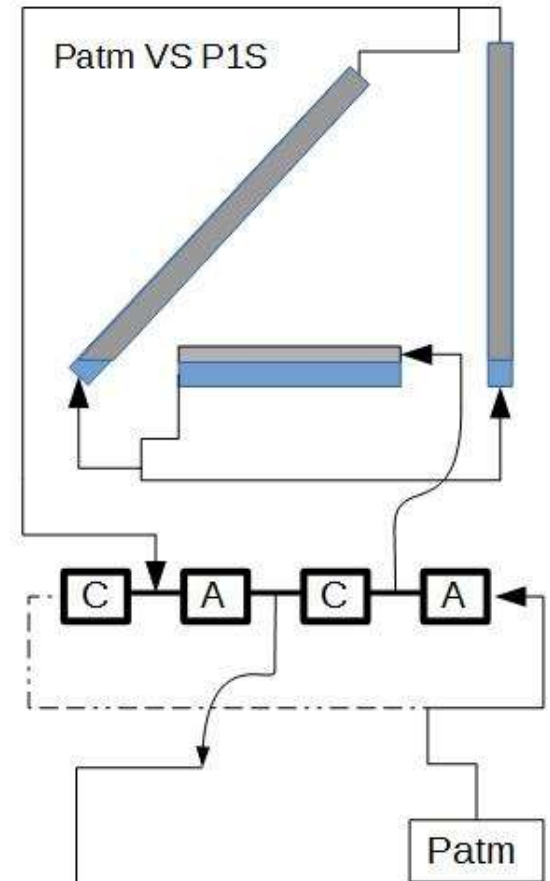
Patm VS Remanso



P1S VS P2S



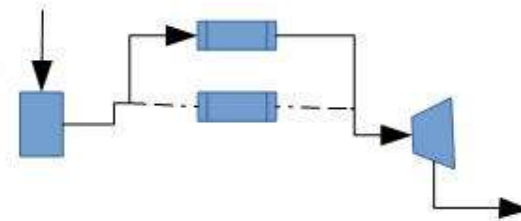
Patm VS P1S



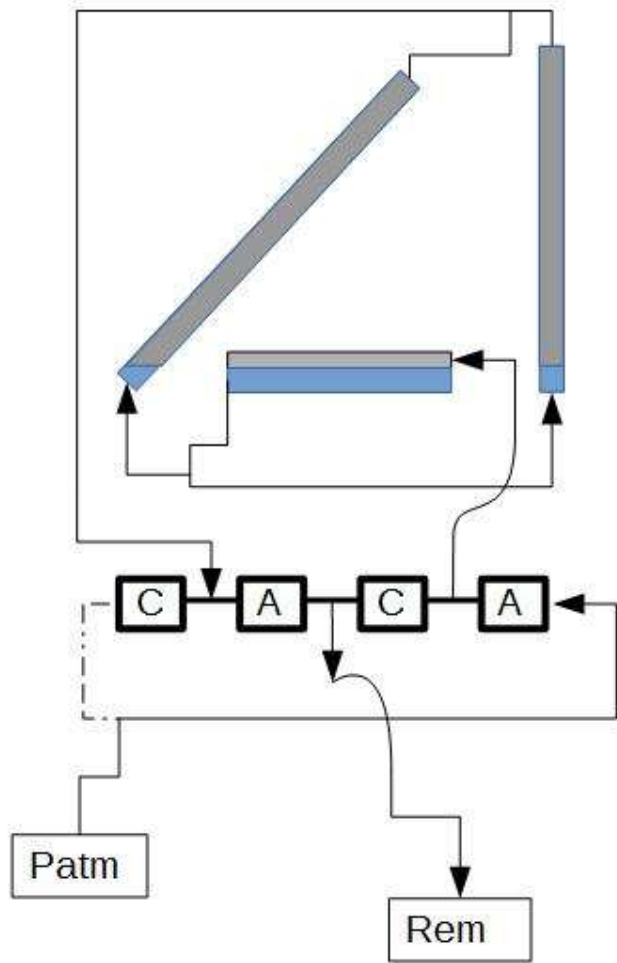
- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

Diagrama 5. Aspiración Superior Presión Aguas Abajo

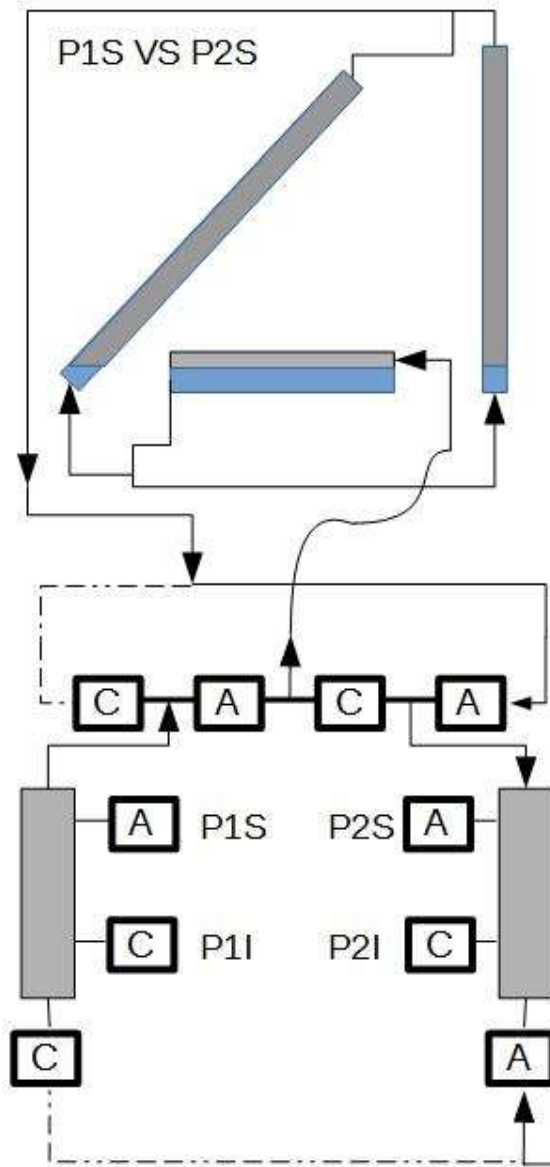
Utilizando conducto superior, aspiración, $Patm > Rem > P1S > P2S$



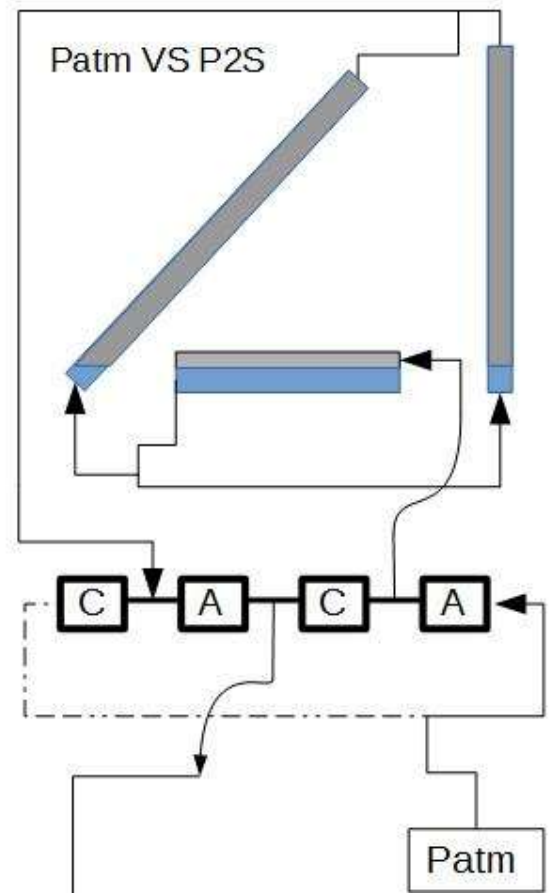
Patm VS Remanso



P1S VS P2S



Patm VS P2S



- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

Diagrama 6. Impulsión Inferior Presión Aguas Arriba

Utilizando conducto inferior, impulsión, $P2I > P1I > Rem > Patm$

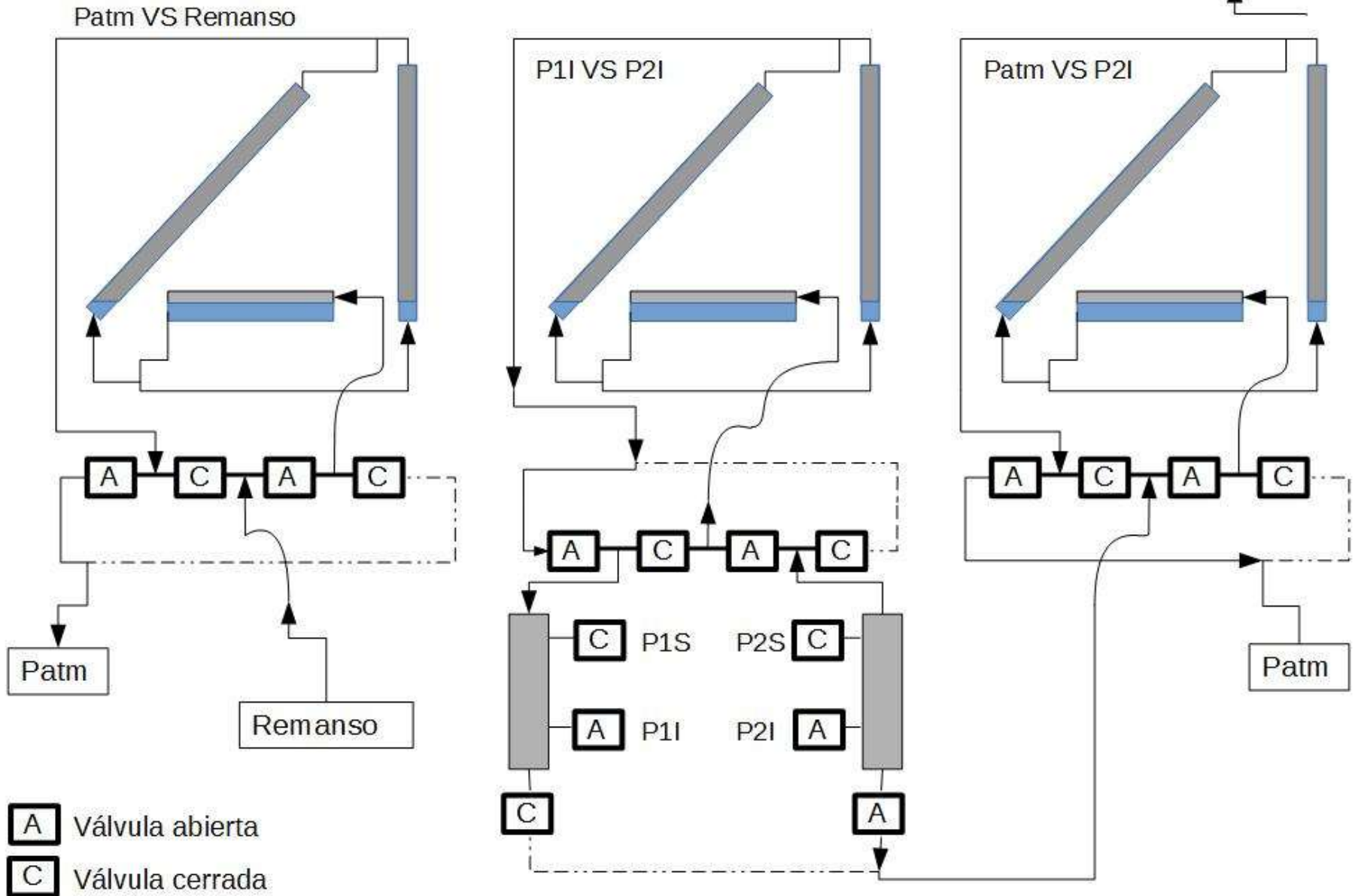
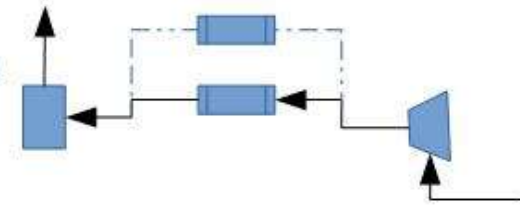


Diagrama 7. Impulsión Inferior Presión Aguas Abajo

Utilizando conducto inferior, impulsión, $P2I > P1I > Rem > Patm$

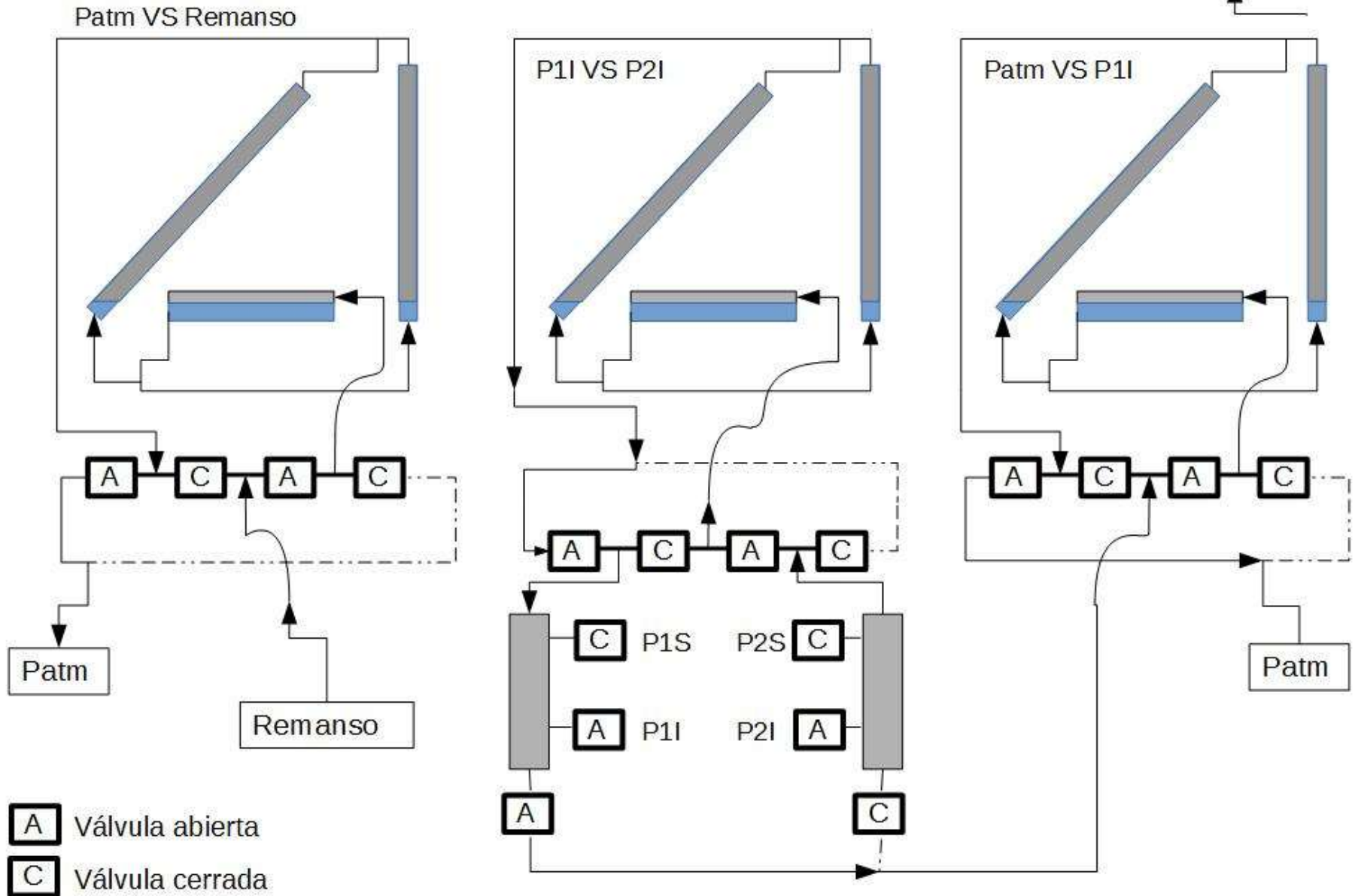
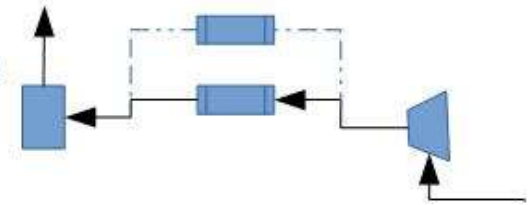
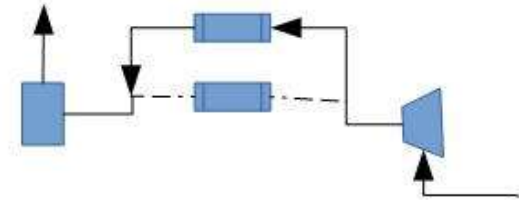
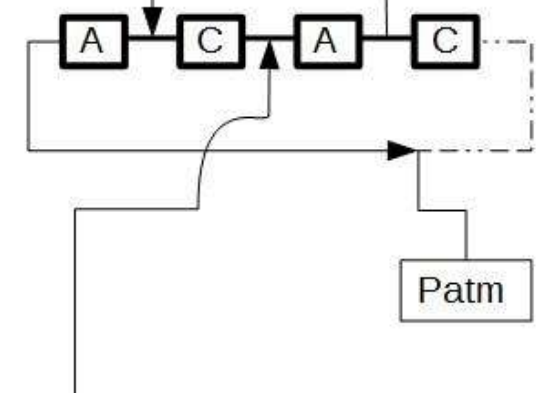
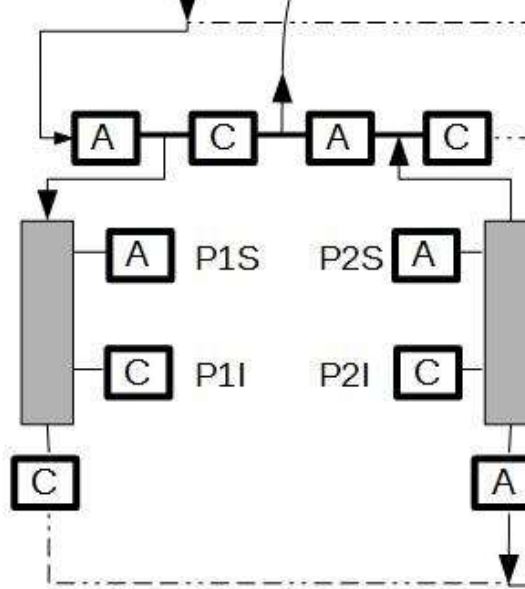
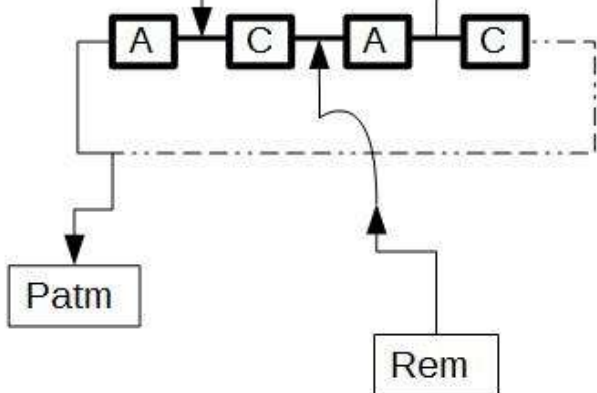
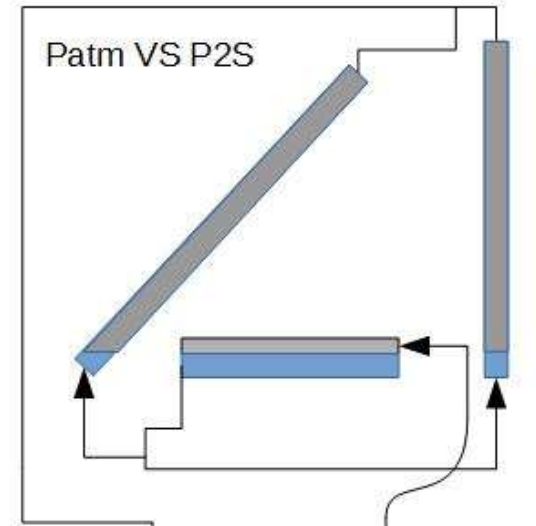
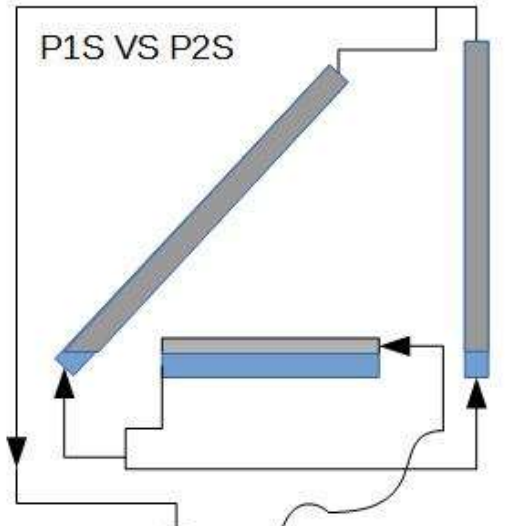
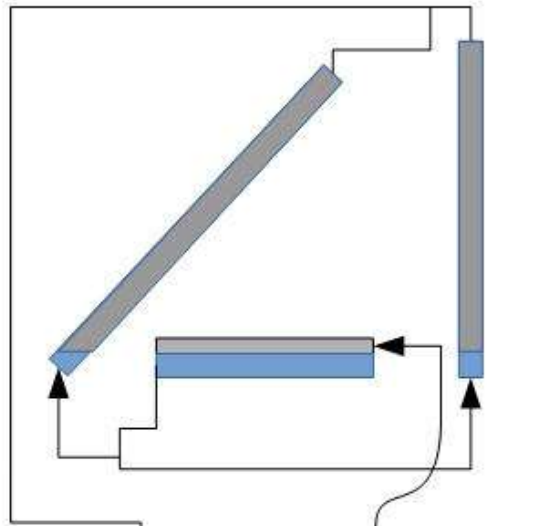


Diagrama 8. Impulsión Superior Presión Aguas Arriba

Utilizando conducto superior, impulsión, $P2S > P1S > Rem > Patm$



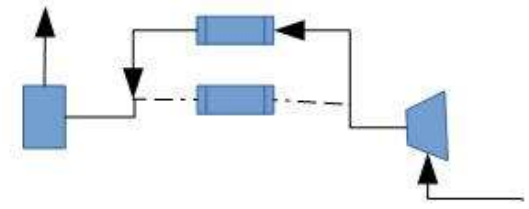
Patm VS Remanso



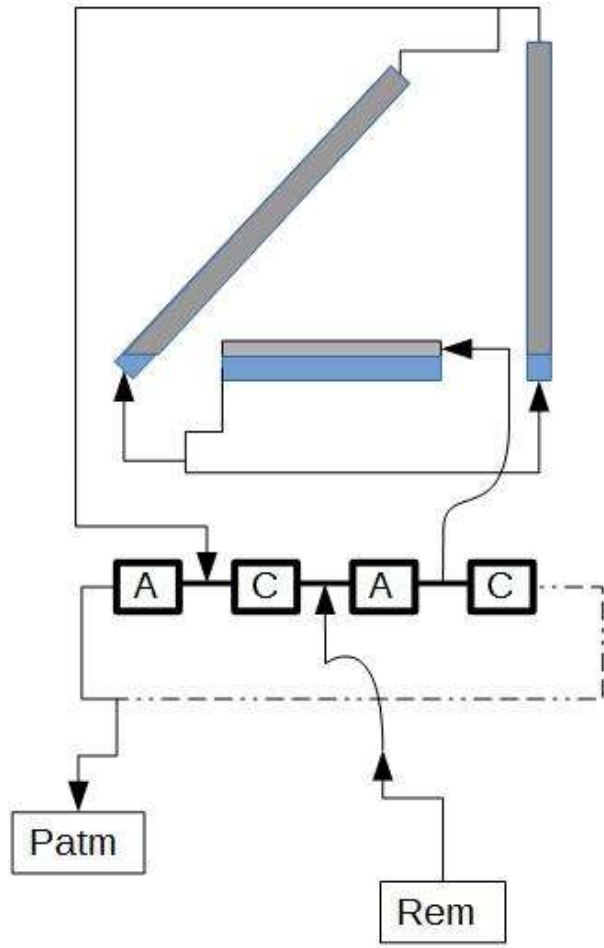
- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

Diagrama 9. Impulsión Superior Presión Aguas Abajo

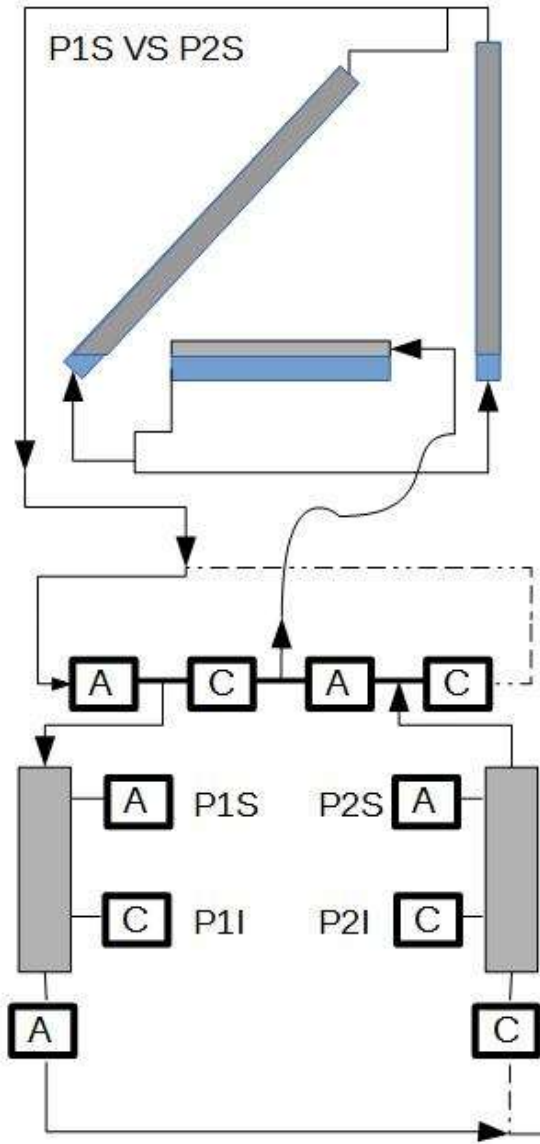
Utilizando conducto superior, impulsión, $P2S > P1S > Rem > Patm$



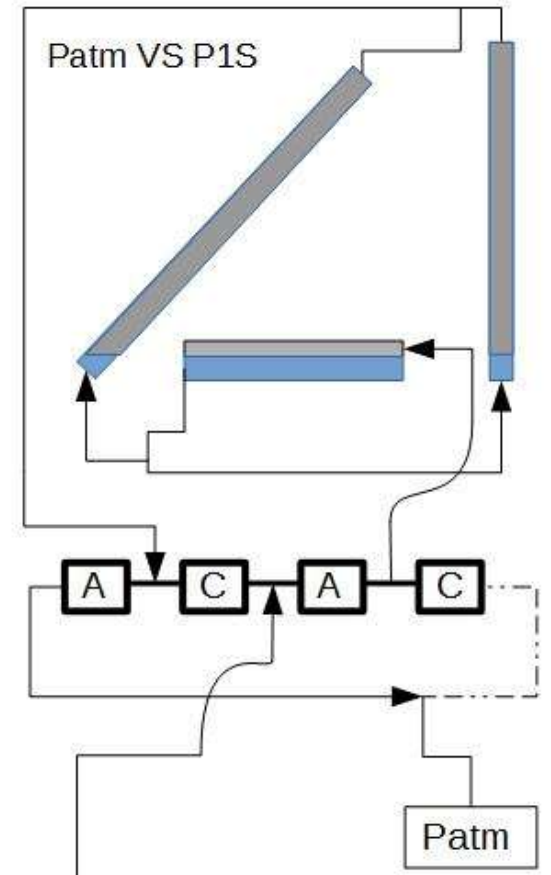
Patm VS Remanso



P1S VS P2S



Patm VS P1S



- A** Válvula abierta
- C** Válvula cerrada

3 CÓDIGO DE PROGRAMA

El programa para el cálculo del coeficiente de descarga se realizó en QBASIC, debido a su facilidad de programación; permitiendo que, si se desea realizar modificaciones a las condiciones y/o ecuaciones utilizadas (descritas en la sección 4.3 de este trabajo), se puedan realizar de forma rápida y fácil debido a la numeración de líneas de programación, así como también las instrucciones de programación suelen ser de sencilla interpretación. La utilización y/o manejo de este programa no requiere conocimientos avanzados de técnicas de programación, y puede ser ejecutado en cualquier computadora con soporte MS-DOS e incluso en dispositivos móviles con sistema operativo Android.

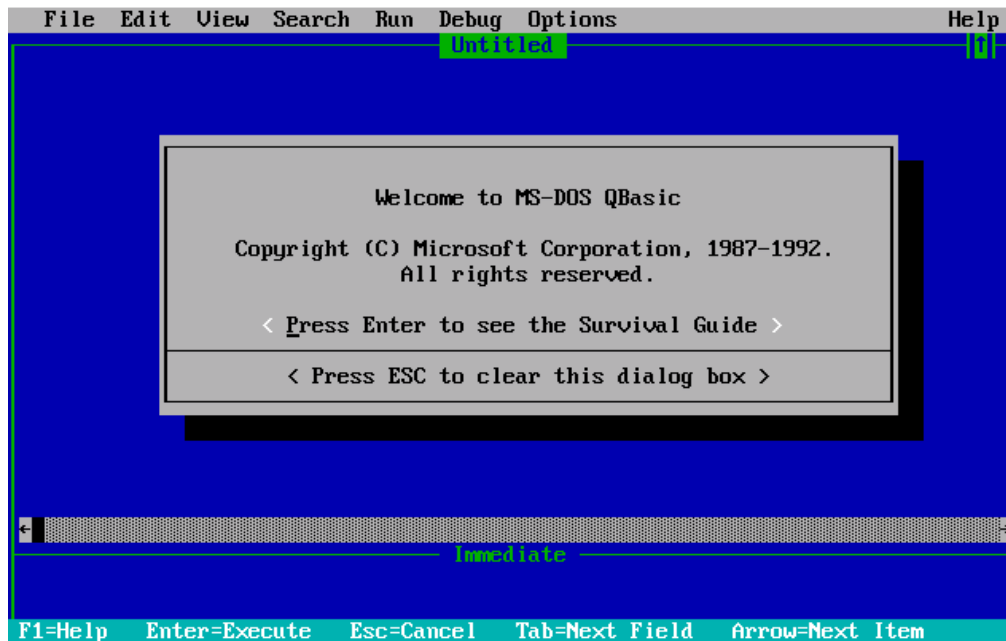


Fig. A3.1 Interfaz de inicio de software QBASIC

El código utilizado para los cálculos de este trabajo se presenta a continuación.

```
5 CLS
10 PRINT "      LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES"
11 PRINT "      ..... "
12 PRINT "      ..... "
13 PRINT "      "
30 PRINT "PROGRAMA OBTENCION COEFICIENTE FLUJO EN UN M.C.I.A. MULTIVALVULA"
```

```

31 PRINT " NUMERO VALVULAS"; : INPUT NV
32 PRINT "DIAMETRO GARGANTA VALVULA (m)="
33 INPUT DVAL
34 AVAL = NV * 3.1416 * DVAL ^ 2 / 4
35 PRINT "PRESION ATM (mmHg)="
36 INPUT PATM: PATM = PATM * 133.322
40 PRINT : PRINT "A ASPIRACION"
50 PRINT : PRINT "I IMPULSION"
60 PRINT : PRINT "PULSAR OPCION -INTRO-"; : INPUT W$
61 IF W$ = "A" OR W$ = "a" THEN W$ = "A"
62 IF W$ = "I" OR W$ = "i" THEN W$ = "I"
63 IF W$ <> "A" AND W$ <> "I" THEN CLS : GOTO 40
70 PRINT : PRINT : PRINT "MENU DE ELECCION DEL DIAFRAGMA": PRINT : PRINT
80 PRINT "1 LINEA N$1 (SUPERIOR)"
90 PRINT "2 LINEA N$2 (INFERIOR)"
120 PRINT : PRINT "PULSAR N$ OPCION E -INTRO- "; : INPUT F
130 IF F < 1 OR F > 2 THEN CLS : GOTO 70
140 ON F GOTO 150, 160
150 DDIAF = .0125: DTUB = .0488: GOTO 190
160 DDIAF = .027: DTUB = .0488: GOTO 190
190 B = DDIAF / DTUB
200 ADIAF = 3.1416 * DDIAF ^ 2 / 4
210 CLS
220 IF F = 1 THEN PRINT "CONDUCTO SUPERIOR": GOTO 240
230 PRINT "CONDUCTO INFERIOR"
240 PRINT : PRINT "DIAMETRO DEL DIAFRAGMA (m)="; DDIAF

```

```

270 PRINT "TEMPERATURA AMBIENTE (§C)="
280 INPUT TAMB: TAMB = TAMB + 273.15
290 VATM = 287 * TAMB / PATM
300 PRINT "PRESION AGUAS ARRIBA DIAFRAGMA (mmca)="
310 INPUT PAAD
312 IF W$ = "I" THEN 317
314 PAAD = PATM - PAAD * 9.795
316 IF W$ = "A" THEN 320
317 PAAD = PATM + PAAD * 9.795
320 PRINT "PRESION DIAFRAGMA (mmca)="
330 INPUT PDIAF: PDIAF = PDIAF * 9.795
340 PRINT "PRESION DEPOSITO (mmca)="
350 INPUT PDEP
360 IF W$ = "I" THEN 390
370 PDEP = PATM - PDEP * 9.795
380 IF W$ = "A" THEN 400
390 PDEP = PATM + PDEP * 9.795
400 PRINT "TEMPERATURA AGUAS ARRIBA DIAFRAGMA (§C)="
410 INPUT TAA: TAA = TAA + 273.15
420 PRINT "TEMPERATURA DEPOSITO (§C)="
430 INPUT TDEP: TDEP = TDEP + 273.15
440 VDEP = 287 * TDEP / PDEP
450 DEN = PAAD / 287 / TAA
460 GA1 = 2 * 1.4 / .4: GA2 = 2 / 1.4: GA3 = 2.4 / 1.4
470 E1 = PATM / PDEP
480 E2 = PDEP / PATM

```

```

490 RE = 10 ^ 6

500 C = .5959 + .0312 * B ^ 2.1 - .184 * B ^ 8 + .0029 * B ^ 2.5 * (10 ^ 6 / RE) ^ .75

510 E = (1 - B ^ 4) ^ (-.5)

520 EP = 1 - (.41 + .35 * B ^ 4) * PDIAF / 1.4 / PAAD

530 GREAL = C * E * EP * ADIAF * (2 * PDIAF * DEN) ^ .5

540 ATUB = 3.1416 * DTUB ^ 2 / 4

550 U = GREAL / ATUB / DEN

560 RE1 = U * DTUB / .0000153

570 IF ABS(RE - RE1) < 5 THEN 590

580 RE = RE1: GOTO 500

590 IF W$ = "I" THEN 620

600 GREF = AVAL * (GA1 * PATM / VATM * (E2 ^ GA2 - E2 ^ GA3)) ^ .5

610 IF W$ = "A" THEN 630

620 GREF = AVAL * (GA1 * PDEP / VDEP * (E1 ^ GA2 - E1 ^ GA3)) ^ .5

630 CF = GREAL / GREF

640 CLS

641 PRINT "          ....."
642 PRINT "          ....."

645 PRINT "          LABORATORIO DE CONTROL DE EMISIONES"

646 PRINT "          ....."
647 PRINT "          ....."

650 PRINT : PRINT "LIMITES DE EMPLEO"

660 ON F GOTO 670, 680, 690, 700

670 PRINT : PRINT "5000<RE<10E8": GOTO 710

680 PRINT : PRINT "5000<RE<10E8": GOTO 710

690 PRINT : PRINT "10000<RE<10E8": GOTO 710

```

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