

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**



**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
EN MECATRÓNICA**

**TEMA:**

**“PROTOTIPO DE CAPTADOR DE AIRE PARA ITBs EN UN  
MOTOR DE COMPETENCIA”**

**AUTOR: DIEGO FERNANDO OBANDO TREJO**

**DIRECTOR: Ing. CHRISTIAN RENÁN VÁSQUEZ FALCONY MSc.**

**Ibarra, febrero 2020**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**BIBLIOTECA UNIVERSITARIA**  
**AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA**  
**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**1.- IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA**

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

<b>DATOS DE CONTACTO</b>			
<b>CÉDULA DE IDENTIDAD:</b>	<b>DE</b>	0402051916	
<b>APELLIDOS Y NOMBRES:</b>	<b>Y</b>	Diego Fernando Obando Trejo	
<b>DIRECCIÓN:</b>	Ibarra, Los Galeanos		
<b>EMAIL:</b>	dfobandot@utn.edu.ec		
<b>TELÉFONO FIJO:</b>		<b>TELÉFONO MÓVIL:</b>	0989054963
<b>DATOS DE LA OBRA</b>			
<b>TÍTULO:</b>	“Prototipo de captador de aire para ITBs en un motor de competencia”		
<b>AUTOR:</b>	Diego Fernando Obando Trejo		
<b>FECHA:</b>	06- Febrero de 2020		
<b>PROGRAMA:</b>	Pregrado		
<b>TÍTULO POR EL QUE OPTA:</b>	Ingeniero en Mecatrónica		
<b>DIRECTOR:</b>	Ing. Christian Renán Vásquez Falcony		

## 2.- CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 6 días del mes de febrero de 2020

EL AUTOR:

A handwritten signature in blue ink that reads "Diego Obando". The signature is written in a cursive style and is positioned above a horizontal line.

Firma

Nombre: Diego Fernando Obando Trejo

Cédula: 0402051916



## CERTIFICACIÓN

En calidad de Director del trabajo de grado titulado: “PROTOTIPO DE CAPTADOR DE AIRE PARA ITBs EN UN MOTOR DE COMPETENCIA”, certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Diego Fernando Obando Trejo, bajo mi supervisión.



Ing. Christian Vázquez MSc.  
DIRECTOR

## Dedicatoria

*Quiero dedicar este trabajo a mis padres, a mi querida familia fuente de inspiración y apoyo incondicional en el transcurso y culminación de mi carrera.*

*Diego Fernando*

## Agradecimientos

*A la Universidad Técnica del Norte, al Ing. Christian Vásquez, a mi familia y aquellas personas que nos supieron colaborar en el desarrollo del presente trabajo, a todos ellos mi más sincero agradecimiento.*

*Diego Fernando*

## Resumen

El incremento de potencia es la principal necesidad en la modificación de un vehículo de alto desempeño por combustión interna. La presente investigación se basa en el desarrollo de un captador de aire con turbulencia inducida para un sistema de cuerpos de aceleración individuales (ITBs) implementado en un motor de 1600cc correspondiente a Chevrolet Corsa. Para el efecto, se utilizó un modelo estándar de referencia del sistema ITBs en el software Solidworks, modificando las dimensiones del captador y la configuración del sistema para elevar el rendimiento respecto al sistema convencional. Utilizando el modelo 3D se llevó a cabo un estudio mediante dinámica computacional de fluidos (CFD), obteniendo las formas de distribución de la mezcla aire-combustible hasta la geometría más adecuada. El diseño óptimo se construyó mediante manufactura aditiva, (FDM). El captador fue probado en un dinamómetro de chasis para obtener las curvas características de potencia, torque y velocidad. Los resultados respecto al sistema convencional, muestran un incremento de potencia de 10 % y 13 %, según la configuración estándar y modificada, respectivamente. La comparación de los resultados computacionales con las pruebas experimentales demuestra que la metodología empleada es apropiada para el diseño del sistema de admisión mejore el desempeño del motor.

*Palabras clave:* Captador de aire, ITBs, CFD, turbulencia inducida, motor de combustión, optimización del sistema de admisión.

## Abstract

The increase of power is the main need in the modification of a high performance vehicle by internal combustion. The present research was based on the development of an air collector with induced turbulence for an individual throttle body system (ITBs), implemented in a 1600cc engine corresponding to Chevrolet Corsa. For this purpose, was designed a standard reference model of the ITB system using Solidworks software, modifying the dimensions of the collector and the configuration of the system to increase the performance with respect to the conventional system. Using the 3D model, was carried out a study using computational of fluids.

dynamics (CFD), obtaining the forms of distribution of the mixture air-fuel to the most appropriate geometry. The optimal design was built by additive manufacturing, (FDM). The collector was tested on a chassis dynamometer to obtain the characteristic power, torque and speed curves. The results relative to the conventional system vary a power increase of 10% and 13%, according to the standard and modified configuration, respectively. The comparison of the computational results with the experimental tests demonstrated that the methodology used is specific for the design of the improved intake system the engine performance.

*Keywords:* Air collector, ITBs, CFD, induced turbulence, combustion engine, optimization of the intake system.

## Tabla de Contenidos

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.....	i
1.- Identificación de la obra .....	ii
2.- Constancias.....	iii
Certificación.....	iv
Capítulo I .....	1
Descripción del problema .....	1
Objetivo general.....	1
Objetivos específicos .....	1
Antecedentes .....	2
Justificación .....	3
Alcance.....	4
Capítulo II.....	5
Marco teórico.....	5
2. Estudio del comportamiento del sistema de admisión en el motor y parámetros físicos del sistema ITBs .....	5
2.1 procesos de combustión y diagrama del ciclo teórico de trabajo del motor de combustión interna.....	5
2.2 el sistema de carburación frente a la evolución de los sistemas admisión de combustible .....	8
2.2.1 El carburador.....	9
2.2.2 Encendido convencional .....	9
2.2.3 Inyección electrónica MPFI (Multi Point Fuel Injection).....	10
2.2.4 Sistema ITBs (Individual throttle body) .....	11

2.2.4.1 Esquema del sistema de admisión ITBs.....	12
2.2.4.2 Captador de aire del sistema ITBs .....	13
2.2.4.3 Cuerpo de aceleración ITBs.....	13
2.2.4.4 Colector de admisión .....	15
2.2.5 Elementos de carga que intervienen en el cálculo de carga del motor en un sistema ITBs.....	16
2.2.5.1 Sensor de posición de la válvula de mariposa (TPS).....	17
2.2.5.2 Sensor de presión absoluta del múltiple (MAP) .....	18
2.2.5.3 Sensor de temperatura del aire de admisión (IAT) .....	19
2.3 Consideraciones de mezcla .....	19
2.3.1 Correctamente dosificada.....	19
2.3.2 Homogeneidad .....	19
2.3.3 Repartición de la mezcla.....	20
2.3.4 Rendimiento volumétrico.....	20
2.4 Parámetros de medida de un motor de combustión interna .....	21
2.4.1 Potencia.....	21
2.4.2 Torque o par motor .....	22
2.5 Consideraciones generales para el diseño .....	23
2.5.1 Estudio de parámetros físicos del sistema de admisión .....	23
2.5.2 Consideración de incremento de potencia del motor modificando el sistema de admisión. ....	24
2.5.3 Consideraciones de la geometría e influencia en ITBs .....	24
2.6 Consideraciones de mecánica de fluidos .....	25
2.6.1 Consideración para el flujo de trabajo .....	25
2.6.2 Consideraciones de vorticidad y turbulencia .....	26
2.6.2.1 Incidencia de la vorticidad .....	26

2.6.2.2 Incidencia de la turbulencia .....	27
2.6.2.3 Consideraciones para inducir turbulencia .....	29
2.7 Consideraciones de longitud y diámetro efectivo .....	29
2.7.1 Efecto de golpe de ariete .....	30
Capítulo III.....	33
Metodología .....	33
3. Configuración del sistema.....	33
3.1.1 Definición del tipo de fluido y flujo en el sistema de admisión. ....	33
3.1.2 Conservación de la energía .....	34
3.1.3 Ecuación de Bernoulli .....	34
3.1.4 Adaptación del modelo de fluidos computacionales (CFD) .....	34
3.2 Determinación de parámetros iniciales .....	35
3.2.1 Presión de admisión del motor.....	35
3.2.2 Velocidad de aire de admisión .....	36
3.2.3 Humedad de aire .....	38
3.2.4 Presión y temperatura atmosférica .....	38
3.2.5 Temperatura en el múltiple de admisión.....	38
3.3 Diseño del captador.....	39
3.3.1 Configuración del sistema.....	39
3.3.1.1 Cálculo del diámetro del cuerpo de aceleración .....	40
3.3.1.2 Dimensionamiento de los alargues del colector de admisión. ....	40
3.4 Diseño del captador de aire .....	44
3.4.1 Generalidades de diseño.....	44
3.4.2 Selección del material para el captador de aire .....	44
3.4.3 Tamaño físico y geometría del captador .....	46

3.4.4 Geometría del deflector de aire.....	46
3.5 Análisis CFD del sistema de admisión ITBs .....	47
3.5.1 Análisis cfd del captador y sistema itbs optimizado .....	47
3.5.2 Geometría del captador y sistema de admisión ITBs.....	47
3.5.3 Generación del mallado de la geometría del sistema ITBs.....	48
3.5.4 Condiciones iniciales para el sistema ITBs.....	49
3.5.5 Etapa de post-procesamiento de resultados CFD.....	49
3.5.5.1 Resultados obtenidos a máximas rpm para el sistema ITBs .....	50
3.6 Mecánica del fluido en el sistema diseñado.....	51
3.6.1.1 Temperatura ambiente.....	51
3.6.1.2 Temperatura del aire registrada por el sensor IAT .....	51
3.6.1.3 Presión máxima atmosférica .....	51
3.6.1.4 Propiedades físicas del fluido .....	51
3.6.1.5 Velocidad del aire de admisión a la entrada del múltiple .....	52
3.6.1.6 Cálculo de velocidad a la salida del sistema .....	52
3.6.2 Cálculo del número de Reynolds .....	52
3.6.2.1 Determinación del factor fricción .....	54
3.6.2.2 Pérdida de energía por la válvula mariposa .....	54
3.6.2.3 Pérdida de energía en secciones rectas .....	55
3.6.2.4 Cálculo de la pérdida de energía total en el sistema por toma de aire .....	56
3.6.3 Determinación de la caída de presión .....	57
3.7 Análisis de convergencia .....	57
Capítulo IV.....	61
Resultados.....	61

4	Análisis comparativo del comportamiento del motor con el sistema de admisión convencional frente al sistema ITBs usando diferentes modelos de captadores de aire.	61
4.1	Medición del sistema de admisión convencional.....	61
4.2	Análisis comparativo del comportamiento de la ingesta de aire del motor con los diferentes diseños propuestos de captadores de aire .....	62
4.2.1	Análisis del captador de admisión estándar .....	62
4.2.2	Análisis comparativo de valores obtenidos con el captador de admisión estándar frente a los diseños propuestos .....	63
4.2.3	Construcción de los captadores de aire .....	67
4.2.3.1	Medición del espacio físico.....	67
4.2.3.2	Medición del diámetro de los colectores de admisión .....	68
4.2.3.3	Corte de los colectores de admisión.....	68
4.2.3.4	Impresión del captador de aire .....	69
4.2.3.5	Ensamblaje .....	69
4.2.3.5.1	Anclaje de los captadores de aire .....	69
4.2.3.5.2	Mangueras de acople.....	70
4.2.3.5.3	Abrazaderas.....	70
4.2.3.5.4	Conexión del sensor TPS .....	71
4.2.3.5.5	Conexión del sensor MAP .....	71
4.3	Análisis e interpretación de resultados.....	72
Capítulo IV	.....	75
Conclusiones y recomendaciones	.....	75
5. 1	Conclusiones .....	75
5.2	Recomendaciones.....	76
Bibliografía	.....	77

Anexos ..... 81

## Índice de Tablas

Tabla 3.1: Datos del vehículo .....	35
Tabla 3.2: Datos obtenidos con el sistema ITBs diseñado a diferentes rpm.....	38
Tabla 3.3: Datos introductorios para el cálculo del colector de admisión. ....	41
Tabla 3.4: Criterios de ponderación.....	45
Tabla 3.5: Número de celdas del mallado.....	48
Tabla 3.6: Condiciones Iniciales.....	49
Tabla 3.7: Análisis de datos de diseño estándar a un régimen de 3600 rpm .....	50
Tabla 3.8: Propiedades del aire.....	52
Tabla 3.9: Resultados CFD y cálculos preliminares.....	58
Tabla 4.1: Potencia del motor implementado el sistema ITBs (captador convencional)..	61
Tabla 4.2: Resumen CFD sistema ITBs (captador convencional).....	62
Tabla 4.3: Análisis CFD de diferentes los modelos de sistemas ITBs .....	64
Tabla 4.4: Medidas del espacio físico.....	68
Tabla 4.5: Potencia, Torque y velocidad del final .....	73

## Índice de figuras

Figura 1: Diagrama presión volumen de operación del ciclo Otto .....	6
Figura 2: Carburador convencional .....	9
Figura 3: Multi Point Fuel Injection .....	10
Figura 4: Sistema de alimentación de aire individual (ITBs) .....	11
Figura 5: Esquema de un sistema de alimentación de aire individual (ITBs) .....	12
Figura 6: Cuerpos de aceleración ITBs.....	13
Figura 7: Esquema de un ensamble de cuerpo de aceleración.....	14
Figura 8: Colector de admisión.....	15
Figura 9: Colector de admisión para ITBs .....	16
Figura 10: Sensor TPS implementado en sistema ITBs.....	18
Figura 11: Esquema de operación del sensor MAP .....	18
Figura 12: Curva de par motor, indicando la relación entre par y velocidad.....	21
Figura 13: Curva característica del torque en relación del régimen de giro .....	22
Figura 14: Efecto de vorticidad en relación de la elevación de la válvula .....	26
Figura 15: Rotación del aire en el interior del cilindro.....	27
Figura 16: Turbulencia generada en el ciclo debido a la ingesta de aire en el tiempo de admisión .....	28
Figura 17: Respuesta de torque variando la longitud en los diámetros del múltiple de admisión .....	31
Figura 18: Respuesta de potencia variando la longitud en los diámetros del múltiple de admisión .....	31
Figura 19: Estructura del sistema ITBs: captador de aire (1), cuerpo de aceleración (2), colector de admisión .....	36
Figura 20: Puntos admisión de aire.....	37
Figura 21: Posición del anemómetro .....	37
Figura 22: Captador de aire (A), cuerpo de aceleración (B), anillo de vorticidad (C), colector de admisión (D).....	40
Figura 23: Flujo horizontal en la admisión. ....	46

Figura 24: Geometría del captador(A), válvula del cuerpo de aceleración (B), anillo de turbulencia y colector de admisión. ....	48
Figura 25: Mallado de la geometría del sistema ITBs .....	48
Figura 26: Ingreso de Condiciones Iniciales en la Geometría del ITBs .....	49
Figura 27: Distribución de velocidades obtenidas en el sistema ITBs, Vista con isolíneas a 3600 rpm.....	50
Figura 28: Análisis de convergencia de resultados de la variable velocidad.....	58
Figura 29: Análisis de convergencia de resultados de la variable presión .....	59
Figura 30a: Geometría del sistema ITBs (Diseño Estándar) .....	63
Figura 30b: Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Estándar) .....	62
Figura 31a: Geometría del sistema ITBs (Diseño Propuesto A).....	64
Figura 31b: Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Propuesto A) .....	64
Figura 32a: Geometría del sistema ITBs (Diseño Propuesto B).....	64
Figura 32b: Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Propuesto B) .....	64
Figura 33a: Geometría del sistema ITBs (Diseño Propuesto C).....	65
Figura 33b: Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Propuesto C) .....	65
Figura 34a: Geometría del sistema ITBs (Diseño Propuesto D).....	65
Figura 34b: Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Propuesto D) .....	65
Figura 35: Medición del espacio físico.....	67
Figura 36: Toma de medidas del colector de admisión convencional .....	68
Figura 37: Impresión de captadores .....	69
Figura 38: Sujeción del captador sobre el cuerpo de aceleración.....	70
Figura 39: Mangueras de acople y abrazaderas .....	70
Figura 40: Circuito del Sensor TPS .....	71
Figura 41: Instalación del sensor MAP.....	72

**Índice de Ecuaciones**

Ecuación 1: Cilindrada total.....	7
Ecuación 2: Cilindrada unitaria .....	7
Ecuación 3: Volumen de la cámara de compresión .....	7
Ecuación 4: Volumen total del cilindro .....	8
Ecuación 5: Diámetro interno del cuerpo de aceleración .....	14
Ecuación 6: Rendimiento volumétrico.....	20
Ecuación 7: Ecuación de continuidad .....	34
Ecuación 8: Ecuación de Bernoulli.....	34
Ecuación 9: Condición teórica de caudal.....	41
Ecuación 10: Velocidad del pistón .....	42
Ecuación 11: Superficie del pistón .....	42
Ecuación 12: Sección del conducto de admisión.....	43
Ecuación 13: Diámetro del conducto.....	43
Ecuación 14: Número de Reynolds.....	52
Ecuación 15: Pérdida de energía en una válvula mariposa.....	54
Ecuación 16: Coeficiente de Resistencia .....	54
Ecuación 17: Ecuación de Darcy .....	55

## Simbología

<i>ITB</i>	<i>Cuerpos individuales de aceleración (Individual Throttle Body)</i>
<i>ITBs</i>	<i>Sistema de cuerpos individuales de aceleración (Individual Throttle Body System)</i>
<i>CFD</i>	<i>Dinámica de Fluidos Computacional</i>
<i>rpm</i>	<i>Revoluciones Por Minuto</i>
<i>ECU</i>	<i>Unidad Electrónica de Control</i>
<i><math>V_H</math></i>	<i>Cilindrada Total</i>
<i><math>V_h</math></i>	<i>Cilindrada Unitaria</i>
$\theta$	<i>Diámetro del pistón [mm]</i>
$s$	<i>Carrera del pistón [mm]</i>
$V_h$	<i>Volumen de la cámara</i>
$\varepsilon$	<i>Relación de compresión</i>
$V_c$	<i>Volumen de la cámara</i>
$V_h$	<i>Volumen de la cámara</i>
<i>TPS</i>	<i>Sensor de posición de la mariposa</i>
<i>MAP</i>	<i>Sensor de presión absoluta en la admisión</i>
<i>CKP</i>	<i>Sensor de posición del cigüeñal</i>
<i>kPa</i>	<i>Kilo Pascales</i>
$V_t$	<i>Velocidad del aire por la admisión</i>
<i>Dad</i>	<i>Diámetro del interno del conducto</i>
$P$	<i>Presión</i>
$T$	<i>Temperatura</i>
<i>Tmda</i>	<i>Temperatura del múltiple de admisión</i>
$D$	<i>Diámetro</i>
$C_d$	<i>Coefficiente de descarga a través del cuerpo de aceleración</i>
$V_t$	<i>Velocidad del aire a través del cuerpo de aceleración</i>
$n_{vol}$	<i>Eficiencia volumétrica del motor</i>
$V_{d\dot{v}ps}$	<i>Desplazamiento volumétrico del motor</i>
$V_{pis}$	<i>Velocidad media del pistón</i>
$S_{pis}$	<i>Superficie del pistón</i>
$V_t$	<i>Velocidad del aire por la admisión</i>
$S_c$	<i>Sección del conducto considerado</i>
$Re$	<i>Numero de Reynols</i>
$\rho$	<i>Densidad del aire</i>
$v$	<i>Velocidad del aire en el interior de la tubería</i>
$D$	<i>Diámetro interior de la tubería</i>
$\eta$	<i>Viscosidad dinámica del aire</i>
$\varepsilon$	<i>Rugosidad de la tubería</i>
$\varepsilon/D$	<i>Rugosidad relativa</i>
$f$	<i>Factor de fricción</i>
$h_v$	<i>Pérdida de energía causada por la válvula mariposa</i>
$K$	<i>Coefficiente de Resistencia</i>
$L_e$	<i>Longitud equivalente</i>
$h_v$	<i>Pérdida de la válvula</i>
$h_B$	<i>Pérdida de energía en secciones rectas</i>
$\Sigma L$	<i>Sumatoria de las longitudes rectas</i>
$\Delta P$	<i>Diferencia de presión del Sistema</i>



## **CAPÍTULO I**

### **DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

Las pérdidas por eficiencia en el motor a gasolina son muy elevadas y en algunos casos llegan hasta el 40%. El principal factor es la incorrecta relación en la mezcla de aire-combustible, por ende, el sistema de cuerpos de aceleración individuales (ITBs) no es inmune a este problema.

En los motores de competencia, para lograr incrementar el rendimiento se utiliza el sistema ITBs con el objetivo de ingresar mayor cantidad de aire en la cámara de combustión provocando una mezcla más efectiva. La mayoría de autos de competencia en el país integran este sistema; sin embargo, el rendimiento no es el esperado. La causa principal es el dimensionamiento y geometría de los elementos que conforman el sistema en especial del captador de aire. En el medio las personas que implementan este sistema lo realizan de una manera empírica y como consecuencia no se ha logrado aprovechar al máximo las prestaciones para las que fue diseñado el sistema ITBs.

#### **OBJETIVO GENERAL**

Modelar un captador individual de aire (ITB) de turbulencia inducida

#### **OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar un prototipo de captador individual de aire (ITB) con inducción de turbulencia
- Analizar mediante CFD el comportamiento del flujo de un ITB estándar frente a uno con turbulencia inducida
- Construcción del ITB con turbulencia inducida.
- Comparar el desempeño del uso de un ITB estándar frente a uno con turbulencia inducida.

- Analizar datos y los resultados obtenidos.

## **ANTECEDENTES**

La actual demanda de vehículos equipados con motores más potentes y sistemas cada vez más eficientes, capaces de responder de manera óptima a un exigente ritmo de funcionamiento, especialmente si se encuentra relacionado a los vehículos de alto desempeño del país, ha inducido a que el desarrollo de sistemas alternativos que mejoren significativamente el rendimiento del motor se encuentre continuamente en avances tecnológicos, y en la búsqueda se ha optado por modificar los sistemas convencionales añadiendo un sin número de componentes que permiten ganar mayor potencia y torque del vehículo.

Por esta razón se puede ver como alternativa modelar un captador de aire para un sistema ITBs implementado en el motor a prueba y convertirlo en un vehículo de alto rendimiento, con lo que se logrará optimizar el llenado en el cilindro y por consiguiente un incremento de potencia tomado como antecedente la consideración que la mayoría de vehículos de competencia se encuentran adaptados este sistema, con lo que permitirá detectar la influencia que tiene este elemento en la ingesta del motor.

Uno de los factores que afectan en la combustión de un motor, es la velocidad de propagación de la llama que resulta muy afectada por el flujo en el interior del cilindro [1] y Lancaster en un resumen de varios trabajos experimentales, menciona que el componente turbulento que presenta el flujo fue el más factor importante de combustión. [2]

Un alto grado de turbulencia en el sistema de admisión permite mayor homogeneidad en la relación aire-combustible, incrementa la velocidad de avance del frente de llama durante la combustión y aumenta la tasa de quemado dentro de los regímenes de funcionamiento, obteniendo mezclas aire-combustible que resultan altas en eficiencia y bajas en niveles de emisiones con regímenes cercanos al estequiométrico [3].

## JUSTIFICACIÓN

En los últimos años, es evidente el vertiginoso avance de la tecnología en lo que tiene relación con el campo automotriz y por la creciente aparición de nuevas tendencias para modificar los motores actuales con el fin de conseguir un mejor rendimiento y fiabilidad en la eficiencia de los mismos; crea la imperiosa necesidad de diseñar científica y teóricamente un sistema cuya utilización en vehículos con motores de altas prestaciones represente un incremento en su potencia y para el efecto se toma como alternativa modelar un captador de aire de los sistemas de admisión ITBs utilizados hasta ahora, sustituyendo la configuración convencional que para efectos de la demostración de la tesis se realizará en un automóvil “CHEVROLET CORSA 1.6”, por un sistema que induce vorticidad en el flujo, con el objetivo principal de mejorar la mezcla y por ende la combustión sea más efectiva, con lo que se atreve a estimar un aumento de 3 a 5 % más de potencia al motor.

El factor importante de este sistema es modificar la configuración inicial de los conductos convencionales por colectores de longitud corta y geometrías capaces de incrementar la velocidad del aire y reducir al mínimo las pérdidas de aire originadas por la fricción en las paredes del conducto, para lo cual se requiere demostrar mediante simulación y cálculos matemáticos un diseño que permita obtener un flujo de aire lo más laminar posible hasta justo antes de llegar al inyector de combustible y turbulento mientras más se aproxima a la cámara de combustión.

A más de conseguir optimizar la entrada de aire hacia los conductos del sistema ITBs, se logrará una mejor distribución del flujo másico y mezcla en la ingesta del motor, debido a que la cantidad de aire aspirada será exactamente con la misma homogeneidad para todas las cámaras de combustión con lo que se obtiene un motor de mejores prestaciones.

Hipótesis: Una captación de aire de manera turbulenta por medio de un captador ubicado en ingesta del sistema ITBs, incrementa la eficiencia del motor, mejora la mezcla en la relación de combustión y baja el nivel de emisiones contaminantes.

## **ALCANCE**

El proyecto “Prototipo de un captador de aire para ITBs en un motor de competencia” comprende y se delimita a:

Revisión del estado de arte sobre sistemas de admisión y el efecto de turbulencia en la cámara de combustión para el incremento de potencia en un motor.

Diseño y construcción de un captador de aire que genere efectos de turbulencia y vorticidad en un sistema de admisión ITBs, sin modificar el diseño original de un cabezote.

Realización de pruebas de funcionamiento y comparativos entre sistemas de admisión y diferentes modelos de captadores de aire.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2. ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE ADMISIÓN EN EL MOTOR Y PARÁMETROS FÍSICOS DEL SISTEMA ITBs**

En este capítulo se realiza el estudio pertinente en base a fuentes de información bibliográficas y digitales. Es necesario establecer las distintas características técnicas del mismo, con el fin de sustentar el uso del sistema de estrangulación independiente ITB, para mejorar el desempeño de un motor de combustión interna a gasolina.

#### **2.1 PROCESOS DE COMBUSTIÓN Y DIAGRAMA DEL CICLO TEÓRICO DE TRABAJO DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA**

El objetivo del proceso de combustión es transformar la energía química que contiene el combustible en energía mecánica útil. La energía química se transforma en primer lugar en energía térmica al momento que se enciende el combustible. Los gases productos de la combustión se expanden impulsando el pistón hacia abajo y los gases se eliminan cuando termina la expansión.

Los gases contienen una gran cantidad de calor, por lo tanto, una gran cantidad de la energía proveniente del combustible es liberada en los gases de escape. La energía útil impulsa el motor y los sistemas de apoyo, pero una gran cantidad de energía producida se pierde en forma de residuos en las pérdidas por fricción y calor. Hay por lo tanto una gran diferencia entre el trabajo teórico y el trabajo útil desarrollado en el cilindro [5].

El motor que participa en este proyecto, es a gasolina de cuatro tiempos encendido por chispa. El diagrama de ciclo Otto modela el comportamiento de forma teórica del trabajo que realiza este motor. Este ciclo está formado por seis pasos, según se indica en la Figura 1.

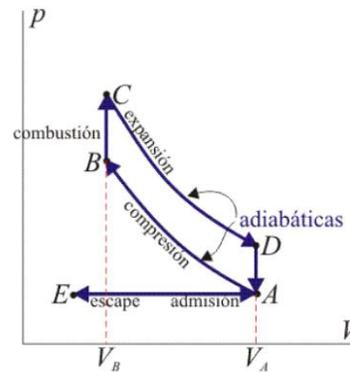


Figura 1: Diagrama presión volumen de operación del ciclo Otto.

Fuente: (Universidad de Sevilla, 2015)

Donde:

- Admisión (E-A)

Para determinar qué es un proceso isobárico de E-A desde un análisis teórico se considera la presión atmosférica como una constante.

- Compresión (A-B)

Este es un proceso adiabático ya que no se asume el intercambio de calor con el ambiente teóricamente. Se modela como curva adiabática reversible de A-B, ya que no se toma en realidad factores irreversibles como la fricción.

- Combustión (B-C-D)

Este es un proceso isocórico de B-C. La velocidad de propagación de la llama producida por la combustión empuja al pistón hacia abajo, este proceso muy rápido se aproxima a una curva adiabática reversible de C-D.

- Escape (D-A-E)

Este proceso es abierto por el intercambio de masa teóricamente. [4]

En el proceso de combustión una parte se transforma de energía calorífica en energía mecánica, para ello es necesario obtener una mezcla adecuada de un combustible (gasolina) y un comburente (oxígeno localizado en el aire atmosférico) de manera que está presente las siguientes características [6]:

- Homogénea dentro de la cámara de combustión.
- Gaseosa dentro de la cámara de combustión.
- Dosificada correctamente.

### **Cilindrada total**

$$VH = 4V_h \quad (1)$$

*Ecuación 1: Cilindrada total*

VH = Cilindrada total (c.c.)

Vh = Cilindrada unitaria (c.c.)

### **Cilindrada unitaria**

$$V_h = \frac{\pi \theta^2 s}{4} \quad (2)$$

*Ecuación 2: Cilindrada unitaria*

$\theta$  = Diámetro del pistón (cm)

s = Carrera del pistón (cm)

### **Volumen de la cámara de compresión**

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (3)$$

*Ecuación 3: Volumen de la cámara de compresión*

Vh = Cilindrada unitaria (c.c.)

$\varepsilon$  = Relación de compresión (adimensional)

### **Volumen total del cilindro**

$$V_a = V_c + V_h \quad (4)$$

*Ecuación 4: Volumen total del cilindro*

$V_c$  = Cámara de compresión (c.c.)

$V_h$  = Cilindrada unitaria (c.c.)

## **2.2 EL SISTEMA DE CARBURACIÓN FRENTE A LA EVOLUCIÓN DE LOS SISTEMAS ADMISIÓN DE COMBUSTIBLE**

La carburación es un proceso de mezcla adecuada entre combustible-aire, que se da lugar en el sistema de admisión, previo al ingresar a la cámara de combustión del motor. El dispositivo que vaporiza el combustible e ingresa la cantidad correcta de la mezcla a la cámara de combustión del cilindro se denomina carburador.

La vaporización de la mezcla junto con la chispa proporcionada por el sistema de encendido convencional produce la combustión necesaria para el comienzo de funcionamiento del motor de ciclo Otto [7] [8].

En la actualidad, por leyes y parámetros anticontaminantes se ha reemplazado el carburador y encendido convencional por sistemas con gestión electrónica, inyección y encendido electrónico [8].

En la evolución de estos sistemas de manera cronológica y de acuerdo a sus prestaciones se los definen en tres: Sistema a carburador, sistema de inyección electrónica, sistema ITBs.

### 2.2.1 EL CARBURADOR

El carburador es el elemento donde se produce la mezcla del aire con la gasolina, internamente en el ducto que comunica la salida del filtro de aire con la entrada de colector de admisión se encuentra una mariposa que regula el caudal o cantidad de aire que pasa por el carburador. El aire junto con la gasolina es succionado por la aspiración que generan los pistones al descender en la fase de admisión o segundo tiempo de motor. [5] En la figura 2 se muestra un ejemplo de carburador.



*Figura 2: Carburador convencional*

*Fuente: Mecánica virtual*

### 2.2.2 ENCENDIDO CONVENCIONAL

Para que el carburador pueda realizar la mezcla aire-gasolina y luego inflamarse al final del tiempo de compresión, necesita una chispa que inicie la combustión, dicho efecto se produce por la interacción de los siguientes elementos:

**Bobina:** Su función es recibir 12 voltios nominales de batería y los multiplica por el valor que necesario para provocar una intensa chispa en la bujía.

**Distribuidor:** Está compuesto por diferentes componentes internos, estos se encargan de producir la chispa en el momento exacto del tiempo de compresión, varía según la velocidad del motor y el caudal de aire de admisión.

Todos estos elementos realizan su función mecánicamente, por lo que se produce desgaste que impide resultados óptimos a mayor usabilidad; esto hace que el carburador límite sus capacidades y se vea obligado a evolucionar por sistemas que utilicen menos partes mecánicas. Cuando desarrollaron las exigencias en las normas anticontaminantes, el control en la calidad de mezcla cambio reemplazando a los carburadores por la inyección electrónica [8].

### 2.2.3 INYECCIÓN ELECTRÓNICA MPFI (Multi Point Fuel Injection)

El sistema multipunto como se muestra en la figura 3; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, presenta un riel de inyectores que distribuye combustible a todos los cilindros, este inyecta combustible al múltiple de admisión para mezclarlo con aire y por aspiración del motor entra al cilindro al momento que abre la válvula [9].



*Figura 3: Multi Point Fuel Injection*

*Fuente: Mecánica virtual*

El sistema de inyección MPFI (Multi Point Fuel Injection), es el sistema más usado por asegurar la proporción correcta entre gasolina-aire por actuadores eléctricos denominados inyectores, que van variando la cantidad de combustible acorde a las variadas condiciones de funcionamiento del vehículo [9].

La unidad de control ECU (Unidad electrónica de control), es la encargada de disponer el tiempo de trabajo de cada inyector, de esta manera se obtiene un mayor balance

de potencia entre cada cilindro y en conjunto entre ellos, al mismo tiempo que se hace más rápido el tiempo de respuesta disminuyendo al retraso por defecto de combustible en los cilindros.

Esta técnica de comando individual para cada inyector optimiza la proporción de aire-gasolina, en todo régimen de trabajo del motor. La MPFI utiliza diferentes sensores controlados desde la ECU, la cual es responsable de activar la salida de cada inyector y el tiempo de apertura respecto a las condiciones que se encuentra el aire. En adición a esto, la ECU realiza un diagnóstico de posibles problemas en el funcionamiento del motor [9].

#### 2.2.4 SISTEMA ITBs (Individual throttle body)

El sistema ITBs, es similar al sistema MPFI, que de igual manera comandado mediante sensores y la unidad de control ECU. La particularidad del sistema ITBs es el cuerpo de aceleración independiente para cada cilindro del motor, la figura 4 muestra el sistema y sus elementos.

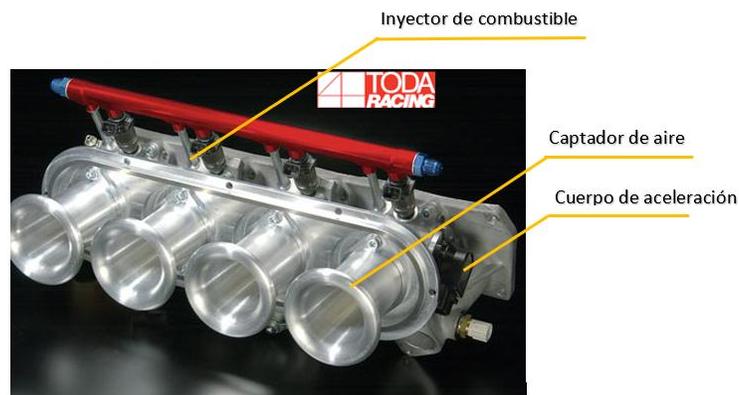


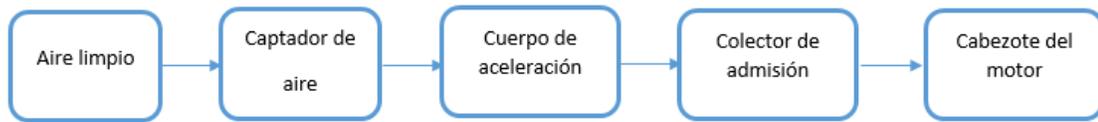
Figura 4: Sistema ITBs

Fuente: Imagen extraída de la tienda TODA RACING

El sistema se divide en cuatro principales componentes. Estos cuatro componentes son: sistema de alimentación de aire, sistema de alimentación de combustible, sistema de control electrónico y sistema de control de emisiones.

### 2.2.4.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE ADMISIÓN ITBs

La ingesta de aire en el sistema ITBs tiene que pasar por diferentes elementos, en la figura 5 se muestra la estructura que presenta este sistema.



*Figura 5: Esquema de un sistema de alimentación de aire individual (ITBs)*

*Fuente: Autor*

### 2.2.4.2 CAPTADOR DE AIRE DEL SISTEMA ITBs

El aire que se encuentra a presión atmosférica empieza ingresando por el captador como una corriente de flujo hacia dentro del motor, este flujo presenta una estrangulación, producto de la progresiva reducción de área hasta llegar al cabezote del motor.

Existen varios modelos y configuraciones de captadores de aire de un ITBs, el captador es el encargado de ingresar la mayor cantidad posible de aire que se encuentra en el ambiente en el cuerpo aceleración independiente. El diseño del captador puede variar en su geometría, su aerodinámica y material de construcción.

Resulta un desafío modelar un captador de ITBs que aproveche todas las variables externas y la configuración interna del cuerpo de aceleración para incrementar la potencia en el motor, debido a que el colector tiene la mayor incidencia en el flujo de aire y en la eficiencia volumétrica del motor [10].

Un capador de aire bien diseñado entregará al cuerpo de aceleración un flujo lo más uniforme y directo posible, con la velocidad de aire adecuada para mantener eficiencia volumétrica en altas y bajas revoluciones.

El captador está vinculado directamente con el rendimiento de motor, en consecuencia, su flujo también debe contribuir en la homogeneidad y de mezcla aire-gasolina [11].

La reducción de área que presenta el captador de aire tiene una relación de proporción con un eje circular conocido como eje del acelerador, este eje se encuentra en la parte interna del cuerpo de aceleración y presenta una válvula tipo mariposa que restringe la cantidad del flujo de aire que entra al motor basado en la posición del acelerador [10].

#### 2.2.4.3 CUERPO DE ACELERACIÓN ITBs

La principal función de un cuerpo de aceleración es controlar el flujo de aire que aspira el motor basado en la demanda del motor, presentan asientos o habitáculos, donde se ubican los inyectores; vienen diseñados en pares y son controlados por un cuerpo de motorizado que incluye el sensor de posición de la mariposa (TPS) [12].



*Figura 6: Cuerpos de aceleración ITBs*

*Fuente: Paspuezán C., Sánchez C. (2013)*

En la Figura 7 se puede apreciar las dimensiones más importantes de un cuerpo de aceleración, los diámetros del cuerpo de aceleración y la longitud están en base al diseño del motor y en el sistema ITBs las medidas se encuentran estandarizadas. El diámetro del borde

interno del cuerpo de aceleración es calculado basado en la máxima cantidad de flujo de masa de aire que el motor puede aspirar [9].

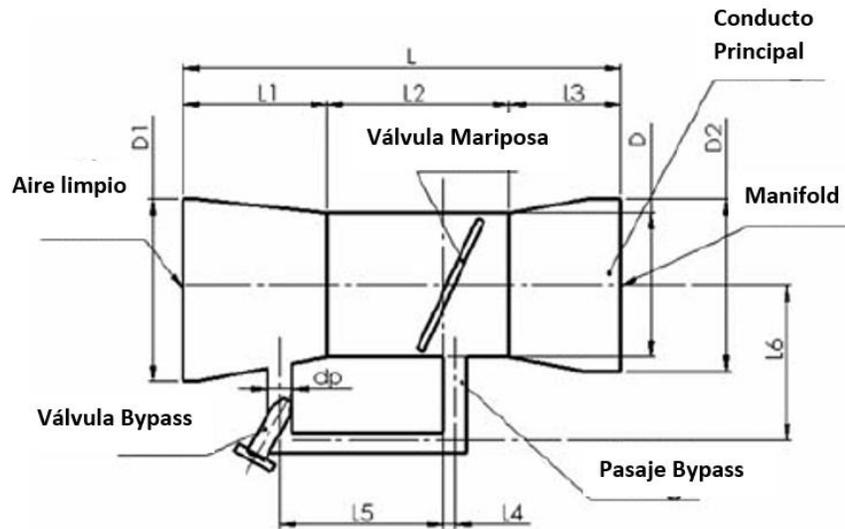


Figura 7: Esquema de un ensamble de cuerpo de aceleración

Fuente: [9]

El diámetro interno del orificio del acelerador se calcula basado en el caudal másico máximo de aire requerido para el motor en las condiciones de aceleración máximas, la válvula de mariposa se encuentra 100% abierta cuando el motor se encuentra al límite [10].

El cálculo del diámetro principal se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times V_{dips} \times \frac{N}{2} \times n_{vol}}{Cd \times \pi \times V_t}} \quad (5)$$

Ecuación 5: Diámetro interno del cuerpo de aceleración

Fuente: [9]

$C_d$  = Coeficiente de descarga a través del cuerpo de aceleración [adimensional]

$V_t$  = Es la velocidad del aire a través del cuerpo de aceleración [ $\frac{m}{s}$ ]

$n_{vol}$  = Rendimiento volumétrica del motor [adimensional]

$V_{dips}$  = Desplazamiento volumétrico del motor [ $m^3$ ]

$N$  = La velocidad del motor [rpm]

#### 2.2.4.4 COLECTOR DE ADMISIÓN

Tras la apertura de las válvulas de admisión, el aire es aspirado en la cámara de combustión a través de los colectores de admisión. Este sistema es principalmente el responsable de suministrar suficiente aire para el motor en toda la gama de revoluciones. [11]

En el estudio que realizó [12], los colectores de admisión son ideados y diseñados con la finalidad de proporcionar una mayor capacidad de ingreso, de la mezcla (aire/combustible) directamente hacia el motor, es decir, sin obstrucciones en su recorrido para ello se empleó alargues como se muestra en la figura 8.



*Figura 8: Colector de admisión*

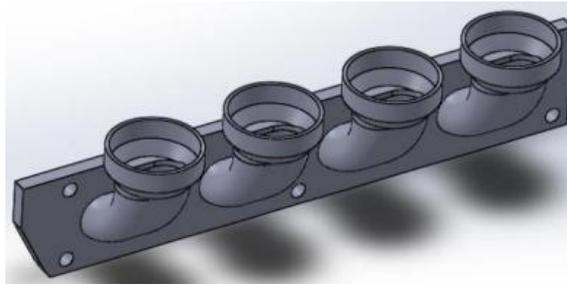
*Fuente: [12]*

Existen diferentes modelos de colectores de admisión, sin embargo, las funciones esenciales en general son las siguientes:

1. Proporcionar una distribución de aire uniforme a cada cilindro del motor
2. Mantener la misma proporción de caudal de aire a través de los corredores

3. Minimizar la caída de presión en el flujo de aire a través de los pasos de admisión, y la maximización de la tasa de flujo de masa [11].

El colector debe presentar algunos aspectos básicos de la mecánica de fluidos de manera que este pueda restringir el flujo lo menos posible y a su vez evitar la caída de presión desde el captador hasta el cilindro de manera que se conserva la presión de aire. Además, la simetría resulta un beneficio para obtener flujo equivalente a largo de los conductos, también se debe considerar en la construcción la longitud de los conductos debido a la incidencia en la eficiencia volumétrica. La figura 9 muestra la construcción de un colector admisión para un sistema ITBs [5].



*Figura 9: Colector de admisión para ITBs*

*Fuente: [4]*

### **2.2.5 ELEMENTOS DE CARGA QUE INTERVIENEN EN EL CÁLCULO DE CARGA DEL MOTOR EN UN SISTEMA ITBs.**

Estos elementos son colocados en serie desde el cabezote del motor hasta los conductos por donde ingresa el aire atmosférico, los mismos que interactúan entre sí para lograr llenar la cámara de combustión con una mezcla lo más próxima a la estequiométrica [6].

Los datos que nos proporcionan los sensores son necesarios tanto para modelar el sistema durante la construcción y al momento de implementar el sistema ITBs para evaluar su aplicación.

Según [6], hay que tomar en cuenta que el utilizar un alto número de sensores beneficia al control de la mezcla, pero también provoca una serie de problemas:

- No proporcionan el valor real de la variable medida, sino una aproximación.
- El valor no se obtiene de forma instantánea, sino tras un cierto retardo.
- Con el envejecimiento, se descalibran.
- A veces, por dificultades físicas, no pueden colocarse en el punto exacto donde interesa medir, sino en una posición diferente.

Por tal motivo dentro de los motores previstos con un sistema de admisión por inyección electrónica (ITBs), intervienen tres sensores elementales que son los encargados de proporcionar a la ECU información de las características de carga del motor en función de la masa de aire que pasa a través de los conductos de admisión.

- a. Sensor de posición de la mariposa (TPS).
- b. Sensor de presión absoluta en la admisión (MAP).
- c. Sensor de posición del cigüeñal (CKP).

#### **2.2.5.1 SENSOR DE POSICIÓN DE LA VÁLVULA DE MARIPOSA (TPS)**

Este dispositivo se encuentra situado en un extremo del eje de la mariposa de un sistema de inyección y es el encargado de mantener el ordenador del motor informado acerca de la apertura. No obstante, resulta ventajoso para la ECU determinar la posición física inicial y final de la mariposa de aceleración, con la posibilidad de determinar exactamente la cantidad de combustible que se va a inyectar. [4]

El sensor de posición de mariposa del acelerador, llamado TPS o sensor TP por sus siglas en inglés Throttle Position Sensor, efectúa un control preciso de la posición angular de la mariposa. La figura 10 muestra un sensor TPS.



Figura 10: Sensor TPS implementado en sistema ITBs

Fuente: [www.omghpam.com](http://www.omghpam.com)

### 2.2.5.2 SENSOR DE PRESIÓN ABSOLUTA DEL MÚLTIPLE (MAP)

El sensor MAP es un sensor electrónico, que constantemente supervisa la succión o vacío en el múltiple de admisión, y dependiendo del valor de vacío presente, entrega mayor o menor voltaje a la Unidad de Control Electrónico del automóvil que se encarga de controlar la cantidad de combustible suministrada a través de los inyectores. [4]

Este sensor es el encargado de calcular la diferencia de presión en la admisión con respecto a la presión atmosférica, es un sensor piezo resistivo. La figura 11 muestra esquemáticamente el principio de funcionamiento del sensor MAP. [13]

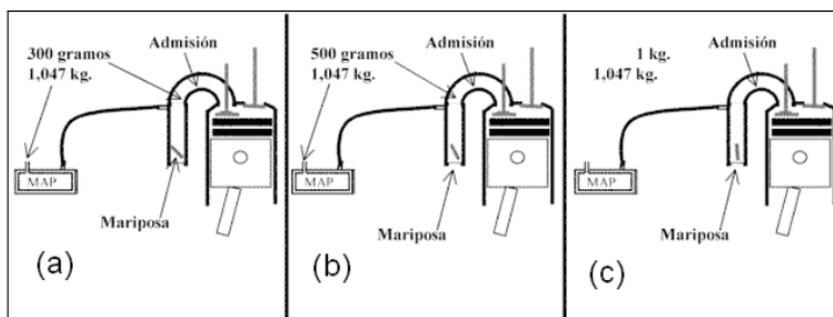


Figura 11: Esquema de operación del sensor MAP

Fuente: [www.automecanico.com/inyeccion/captadores](http://www.automecanico.com/inyeccion/captadores)

### **2.2.5.3 SENSOR DE TEMPERATURA DEL AIRE DE ADMISIÓN (IAT)**

El sensor de temperatura del aire IAT (Intake Air Temperature), permite al módulo de control corregir el tiempo de inyección con base en la densidad del aire que entra a las cámaras de combustión.

“Los sensores de temperatura de aire utilizan un alambre-caliente que al ser enfriado según el flujo de aire en el múltiple de admisión el voltaje del amplificador aumenta, esto quiere decir que cambia su resistencia cuando este se enfría”. [4]

## **2.3 CONSIDERACIONES DE MEZCLA**

Para que la combustión se realice en perfectas condiciones y con el máximo rendimiento del motor, la mezcla aire-combustible que llega a los cilindros debe reunir las siguientes condiciones:

### **2.3.1 CORRECTAMENTE DOSIFICADA:**

La dosificación exacta de la mezcla viene determinada por la relación estequiométrica o relación teórica que consiste en la cantidad de aire necesario para quemar una cantidad exacta de combustible. Se ha comprobado que la dosificación 1/14,756 (1 gr de gasolina por 14,7 gr de aire) para que exista combustión en su totalidad. [14]

### **2.3.2 HOMOGENEIDAD:**

La mezcla en el interior del cilindro debe ser homogénea en toda su masa gaseosa, para que la propagación de la llama sea uniforme, lo cual se consigue por la turbulencia creada a la entrada por la válvula de admisión y por la forma adecuada de la cámara de combustión. [14]

### 2.3.3 REPARTICIÓN DE LA MEZCLA:

La mezcla debe llegar en las mismas condiciones e igual cantidad a todos los cilindros para cada régimen de funcionamiento, con el fin de obtener un funcionamiento equilibrado del motor.

Como el dimensionado de las válvulas y el grado de aspiración en los cilindros deben ser idénticos, la igualdad en el llenado se consigue con unos colectores de admisión bien diseñados e igualmente equilibrados. De este modo la velocidad de la mezcla al pasar por ellos es la misma para todos los cilindros. [14]

### 2.3.4 RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO

El grado de llenado del motor se mide con el parámetro denominado rendimiento volumétrico ( $n_{vol}$ ); el cual representa el volumen de aire admitido en cada ciclo, respecto al teóricamente admisible; el cual coincide por definición con la cilindrada [14].

$$n_{vol} = \frac{Ma}{Mc} * 100\% \quad (6)$$

*Ecuación 6: Rendimiento volumétrico*

Donde:

Ma = Volumen del aire admitido

Mc = Volumen de aire admisible

El grado de llenado de los cilindros influye directamente sobre el par y, por tanto, sobre la potencia desarrollada por el motor, ya que cuanto mejor sea el llenado, más energía se obtiene de la combustión. [6]

## 2.4 PARÁMETROS DE MEDIDA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El par o torque, la potencia y el consumo específico son los indicadores de la eficiencia que presenta un motor a combustión interna, la fuerza puede generar, el consumo de combustible y con qué rapidez puede trabajar un motor representan de manera general las variables a optimizar.

### 2.4.1 POTENCIA

Es el trabajo que produce un motor en la unidad de tiempo. La potencia se mide en caballos de vapor (C.V) o en Kilovatios y esta depende de: la cilindrada, la relación de compresión, el número de revoluciones del motor, hasta un límite; el llenado de los cilindros o relación volumétrica. [6]

Aunque todos estos factores influyen en la potencia de un motor, la finalidad es obtener mayor potencia alcanzado el máximo de revoluciones en el menor tiempo posible. Como se muestra en la figura 12.

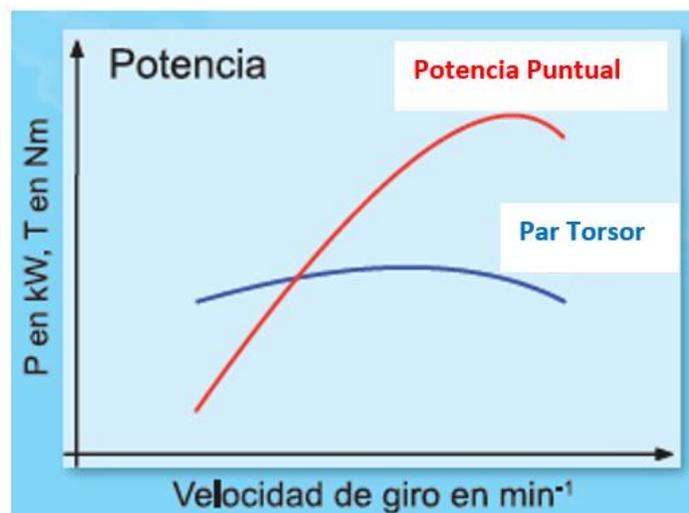


Figura 12: Esta es una curva de un motor en general de la variable par, indicando la relación entre par y velocidad

Fuente: <https://docplayer.es/40209769-Escuela-politecnica-del-ejercito.html>, 2009

## 2.4.2 TORQUE O PAR MOTOR

“Se denomina par de giro o momento de giro al efecto de rotación que se obtiene cuando se aplica una fuerza sobre un brazo de palanca”.

El valor del par es el resultado del producto de la fuerza aplicada por la distancia, desde donde se aplica hasta el punto de giro como se muestra en la figura 13. [6]

En un motor de MCI la presión obtenida en la combustión se multiplica por la superficie que presenta la cabeza del pistón y directamente su resultado es la fuerza que recibe la biela.

El par motor está en función de la fuerza (F) aplicada sobre la biela, y de la longitud del codo del cigüeñal (d), siendo esta igual a la mitad de la carrera. La fuerza que se aplica sobre el codo del cigüeñal es proporcional a la presión media efectiva sobre el pistón. [6]

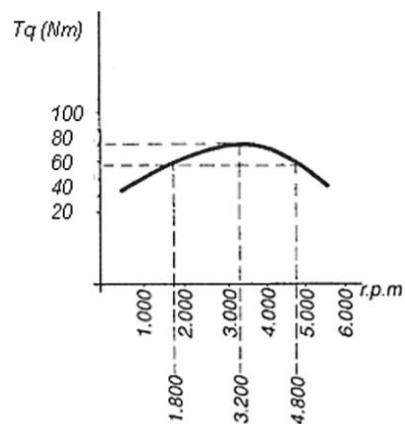


Figura 13: Esta es una curva de un motor en general de la variable torque en relación del régimen de giro

Fuente: Panchi & Salazar, 2007

## **2.5 CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL DISEÑO**

### **2.5.1 ESTUDIO DE PARÁMETROS FÍSICOS DEL SISTEMA DE ADMISIÓN**

La renovación de la carga es el proceso mediante el cual el motor expulsa los gases quemados y admite la mezcla fresca durante cada ciclo. Minimizar este trabajo constituye uno de los principales retos de los estudios de la RC, ya que mediante el aprovechamiento de la fluido - dinámica de los gases dentro de los múltiples, de acuerdo con las condiciones geométricas y de funcionamiento del motor, es posible aumentar la masa de aire admitida y por tanto el rendimiento volumétrico y la potencia. [14]

Entre los factores involucrados, la masa de aire es uno de los más flexibles y atractivos al momento de mejorar la potencia de un motor, porque no requieren acciones sobre la naturaleza del combustible o el propio proceso de combustión. [14]

El desempeño del motor está directamente relacionado con la cantidad de aire que recibe en un instante en particular. El rendimiento del motor a una velocidad en particular se puede juzgar por su eficiencia volumétrica, que es la relación de la cantidad real de aire que entra en el motor con el volumen teórico de aire que el motor puede acomodar. [11]

Para conseguir elevados rendimientos volumétricos o mejor aspiración los conductos por donde circula el aire deben permitir el paso del máximo flujo de aire posible, un método de mejorar el sistema en los motores de alto rendimiento consiste en sincronizar el sistema de admisión. Sincronizar, en este caso, significa adaptar la longitud y tamaño de los conductos del sistema de admisión.

Sincronizar el sistema ITBs es algo parecido al afinado de una trompeta de órgano, en cuyo interior el aire entra en vibración. En este caso el captador de aire y el múltiple de admisión están sincronizados o afinados para que la mezcla aire-combustible sea puesta en vibración, pero no para producir sonido, sino para impulsar una mayor cantidad de mezcla hacia el cilindro [13].

Como regla, se suele sincronizar el conducto para las velocidades próximas a la máxima o incluso para la máxima, puesto que es cuando el rendimiento volumétrico empieza a descender y el efecto de llenado del cilindro es más necesario. [13]

### **2.5.2 CONSIDERACIÓN DE INCREMENTO DE POTENCIA DEL MOTOR MODIFICANDO EL SISTEMA DE ADMISIÓN.**

Existe una forma de aumentar drásticamente la potencia de un motor sin alterar el volumen del cilindro o longitud de la carrera y que es simplemente para empujar más mezcla de aire-combustible a los cilindros. Cuando se empuja más combustible en el cilindro el proceso de combustión también requiere más aire.

El aumento en el flujo y presión de aire suele ser bastante alto, en un motor de alto rendimiento se debe asegurar que no se produzca un cuello de botella en los conductos del sistema de admisión de aire. [5]

### **2.5.3 CONSIDERACIONES DE LA GEOMETRÍA E INFLUENCIA EN ITBs**

La geometría del captador y del múltiple de aire afecta la velocidad de ingreso de los gases de admisión ya que restringe o eleva el flujo másico de ingreso; y al saber que la potencia neta del motor es el producto del valor del flujo másico de ingreso por el trabajo neto, afecta directamente en todos los regímenes de giro los valores de potencia neta del motor; por ello en el nuevo diseño se deberá de considerar la geometría óptima para que los valores de velocidad de los gases de ingreso sean mayores a los del diseño original, con esto se incrementará el flujo másico de ingreso y por lo tanto la potencia que desarrolla en motor [14].

Los valores de distribución de presiones dentro del múltiple también afectan el ingreso del flujo másico, y mediante los datos obtenidos, nos damos cuenta que la geometría del nuevo diseño deberá considerar que mientras más depresión exista en el interior del

múltiple, mayor será el flujo másico de ingreso al motor para todos los regímenes de giro, por lo que se obtendrá mayor potencia del motor [14].

## **2.6 CONSIDERACIONES DE MECÁNICA DE FLUIDOS**

El término mecánica de fluidos se refiere al estudio de los fluidos y cómo las fuerzas están afectando su estado y movimiento. Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se ponen bajo tensión de corte. Los líquidos, gases y plasmas son tales sustancias, los fluidos compresibles experimentan un cambio en la densidad cuando la presión cambia, por ejemplo, el aire. El efecto Venturi es bien conocido en la mecánica de fluidos y muestra que cuando existe una reducción en la presión de fluido hay aumento en la velocidad, como el fluido pasa a través de una geometría variable, el cual fluye hacia una presión más baja, por lo tanto, produce una fuerza de trabajo inferior [5].

La ley de conservación de la masa establece que el flujo másico que entra en un sistema debe ser igual a la corriente de masa que sale del sistema. [5]

### **2.6.1 CONSIDERACIÓN PARA EL FLUJO DE TRABAJO**

El sistema de admisión de aire debe proporcionar condiciones previas para la secuencia de entrada de aire en el motor, por lo tanto, debe satisfacer restricciones y pérdidas de flujo. Si se analiza las características de flujo y las pérdidas previo a la implementación, el diseño del sistema resulta bien dimensionado desde un inicio. Todos los componentes y características en el sistema de admisión deben ser capaz de hacer frente a la cantidad de aire que se necesita en el proceso de combustión a máximas revoluciones.

La presión se pierde cuando el flujo necesita ser re-distribuido y surge turbulencia cuando el flujo pasa orificios, pasos y cavidades. En el sistema ITBs el captador de admisión y la intersección con el múltiple debe hacerse con cuidado para que la caída de presión del flujo en el corredor sea mínima. Una forma de lograr esto es tener un radio de curvatura largo

hacia el flujo entrante. Esto proporciona una distribución de presión más uniforme sobre el colector.

La simetría en el diseño es una característica importante, ya que facilita la igualdad de distribución de flujo de aire a cada cilindro, es decir, simetría de longitudes en los conductos del múltiple. En un múltiple, la forma en sección transversal generalmente no es un parámetro importante, respecto a las pérdidas de presión, más importantes son la geometría del borde de unión entre el captador, el cuerpo de aceleración y el múltiple. [5]

## 2.6.2 CONSIDERACIONES DE VORTICIDAD Y TURBULENCIA

### 2.6.2.1 INCIDENCIA DE LA VORTICIDAD

La formación de vórtices en el interior del cilindro se produce a medida que incrementa la elevación de la válvula como se muestra en la figura 14; El área verde representa la rotación del flujo en sentido contrario a las agujas del reloj, mientras que el área azul representa la rotación del flujo en el sentido de las agujas del reloj [15].

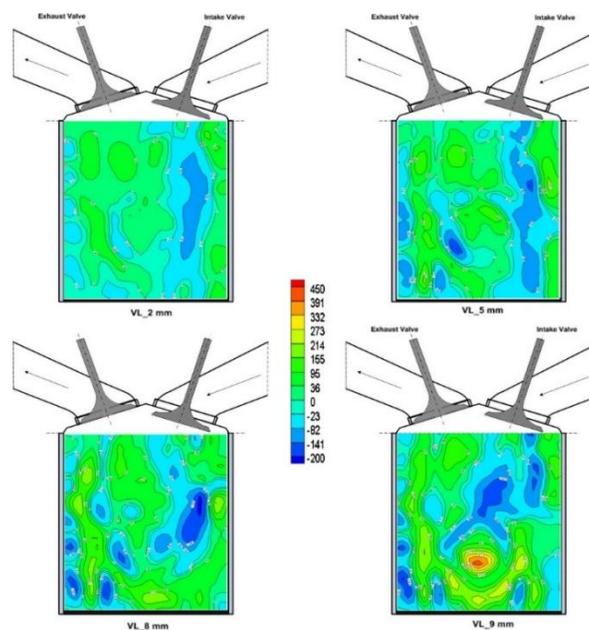


Figura 14: Efecto de vorticidad en relación de la elevación de la válvula

Fuente: [15]

Los efectos de vorticidad, a mayores elevaciones de válvula, generan fuertes movimientos de giro con alto valor no-dimensional que a medida que se incrementan estos movimientos se convierten en energía cinética turbulenta. [15]

En un espacio cerrado como es el cilindro de un motor, el flujo rotativo contribuye a distribución más uniforme, de esta forma la combustión puede mejorar considerablemente. La figura 15 muestra un flujo rotativo de un vórtice vertical llamado remolino, un vórtice horizontal llamado caída [16].

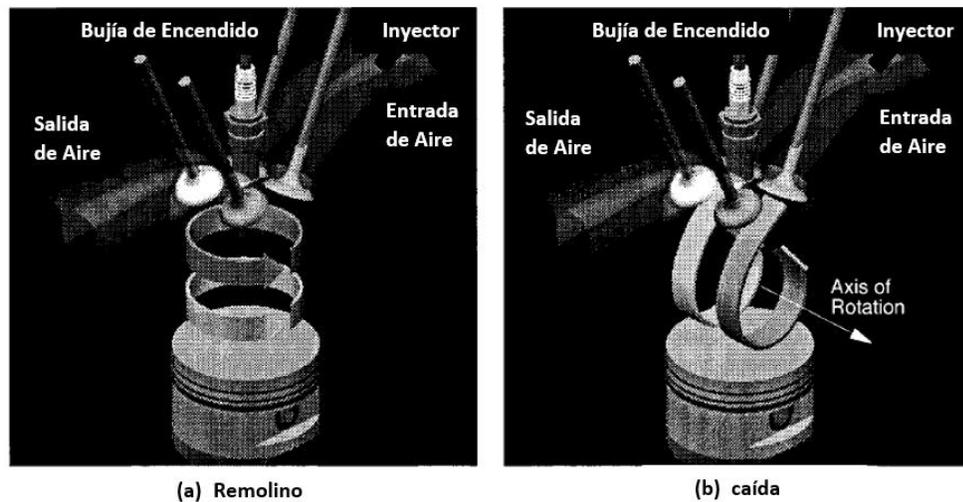


Figura 15: Rotación del aire en el interior del cilindro. Efectos: (a) remolino, (b) caída

Fuente: *Diagnostics in gasoline engine*

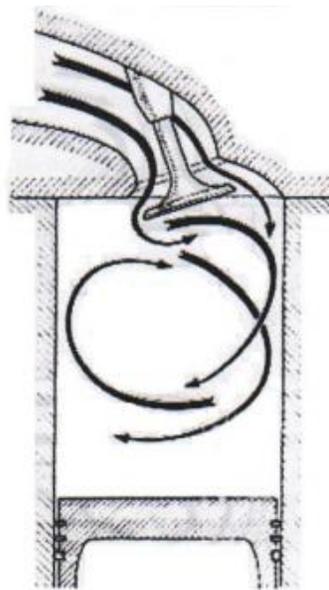
Este efecto depende considerablemente de la cámara de combustión, y de hecho, el estudio a fondo de las cámaras de combustión para conseguir efectos de turbulencia ha sido uno de los factores que más ha contribuido en aumentar considerablemente el rendimiento de los motores modernos con respecto a los antiguos. [14]

### 2.6.2.2 INCIDENCIA DE LA TURBULENCIA

Las estructuras que presenta el flujo, como vorticidad, aumentan el nivel de turbulencia en el momento de la ignición de la mezcla que afecta fuertemente tanto a las emisiones contaminantes como a la eficiencia del combustible.

En los motores a inyección directa la energía cinética de turbulencia es uno de los factores clave responsable de optimizar la mezcla entre aire-combustible, el aire que ingresa de manera turbulenta incrementa la velocidad en la propagación en la llama y la transferencia de calor [16].

Para obtener mejores efectos de turbulencia se requiere que el aire gire en forma paralela al cilindro (torbellino), es decir su eje de giro es perpendicular al pistón, como se muestra en la figura 16.



*Figura 16: Turbulencia generada en el ciclo debido a la ingesta de aire en el tiempo de admisión*

*Fuente: Preparación de motores de competición, Instituto Tecnológico De Motores*

El aire se desplaza en dirección al pistón y luego cuando se inicia la carrera de compresión forma un torbellino que se aleja favoreciendo la velocidad con que se queman los gases. El fenómeno de aceleración interna de la mezcla mejora la tolerancia a la detonación y permite que el motor funcione con menos avance de encendido. Esto último, facilita que el pistón se desplace por unos milímetros más en su carrera de compresión antes que la fuerza de expansión de los gases se oponga. Los efectos de turbulencia mejoran la potencia de motor sin aumentar el consumo de combustible. [14]

### **2.6.2.3 CONSIDERACIONES PARA INDUCIR TURBULENCIA**

Para que la mezcla se quemara de forma más rápida posible es necesario que esté dotada de un movimiento intenso de revolución sobre sí misma en el momento en que salte la chispa de encendido, pues ello hace que el frente de la llama avance de una manera acelerada. Por ello que la geometría de los captadores debe contribuir a generar turbulencia elevada en el ingreso de los gases frescos y velocidad acelerada de salida de gases quemados [14].

Una forma efectiva de aumentar la energía cinética en el cilindro es optimizar la ingesta del aire durante el recorrido de la admisión, inducir un flujo giratorio a gran escala previo al tiempo de compresión y convertirla en turbulencia inmediatamente antes de la combustión [16].

Otro de los factores importantes por medio de los cuales se inician los movimientos de turbulencia de un motor se debe a la orientación que se le presente a la mezcla desde los captadores hasta el múltiple de admisión. Se debe provocar una turbulencia desde la misma orientación de entrada hasta las válvulas de admisión. [14]

## **2.7 CONSIDERACIONES DE LONGITUD Y DIÁMETRO EFECTIVO**

En su estudio [17], (2011) afirma que:

La longitud y los diámetros en los conductos de admisión, tienen un papel importante en el proceso de llenado de los motores de combustión interna alternativos MCIA, lo que se conoce como renovación de la carga. El rendimiento volumétrico es el parámetro más útil para cuantificar el proceso de llenado del cilindro en motores de cuatro tiempos.

### 2.7.1 EFECTO DE GOLPE DE ARIETE

Se trata sobre el efecto cinético de la materia fluida en movimiento rectilíneo uniforme. El principio dice: si un fluido es hecho circular a través de un ducto y se tapa el extremo de salida, el fluido crea en dicha sección un golpe debido a su inercia. Este efecto se acrecienta cuanto más denso es el fluido o cuanto más largo era el ducto o cuanto más rápido estuviese circulando el líquido o cuanto más rápido se cierra la salida. Los múltiples de admisión largos sirven para generar una mayor columna de aire y ayudan mucho en altas r.p.m., es decir que los múltiples largos, proporcionan un mayor rendimiento en altas r.p.m. que los cortos. Cuanto más largo sea el múltiple, más va a tardar la onda en volver a la válvula (bajas rpm), y cuanto más corto menos va a tardar (altas rpm). [14]

Para medir la influencia de la longitud en los conductos del múltiple de admisión, los autores [11] realizó una prueba variando diferentes longitudes en el corredor del múltiple y conservando la sección transversal o (diámetro); El resultado de la desviación en la salida de potencia del motor a un menor rango de rpm (revoluciones por minuto) se encontró insignificante, pero a mayor rango de RPM el par aumenta con el aumento de longitud corredor hasta un cierto límite después de lo cual comienza a disminuir en más inclinación que con la que incrementa.

Las figuras 17 y 18 muestran las tendencias de rendimiento en torque y potencia para diferentes longitudes en los conductos del múltiple.

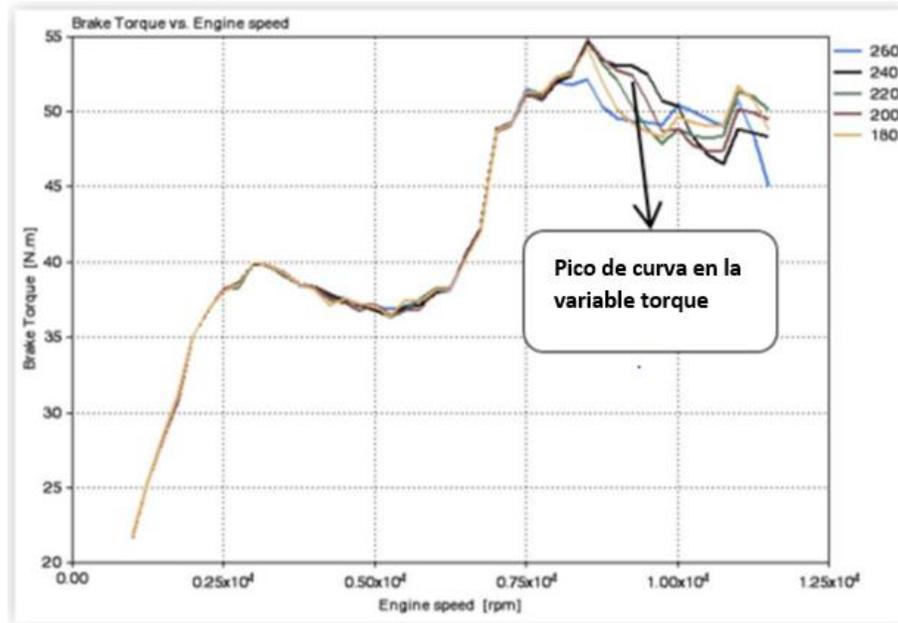


Figura 17: Respuesta del torque variando la longitud en los diámetros del múltiple de admisión

Fuente: SAE International

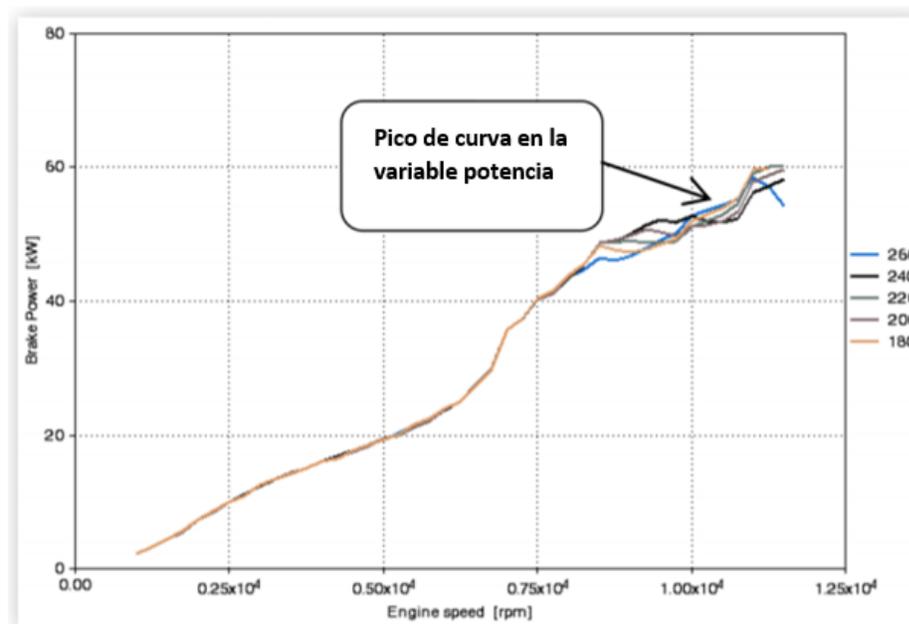


Figura 18: Respuesta de potencia variando la longitud en los diámetros del múltiple de admisión

Fuente: SAE International



## **CAPÍTULO III**

### **METODOLOGÍA**

#### **3. CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN ITBs Y MODELADO DEL CAPTADOR”**

A continuación, se detallan los parámetros que rigen el fluido de trabajo dentro del sistema de admisión, tales como la caracterización del tipo de fluido y flujo, las condiciones iniciales, ecuaciones de transporte, la conservación de la energía y las pérdidas por fricción; para de esta forma establecer un estudio CFD lo más real posible.

##### **3.1.1 DEFINICIÓN DEL TIPO DE FLUIDO Y FLUJO EN EL SISTEMA DE ADMISIÓN.**

En los sistemas de admisión de los motores de combustión interna alternativa, el fluido de trabajo depende del tipo de motor, en el caso de estudio el sistema de inyección MPFI realiza la mezcla del fluido aire y combustible dentro del múltiple de admisión.

Pese a las diferencias de presión y velocidades que pueda presentar el fluido en los múltiples de admisión y escape, las simulaciones del proceso se basan generalmente en el modelo del flujo de aire y usualmente se ignoran en ellos las variaciones en composición y presencia de cualquier película de combustible en las paredes de los múltiples [18]. En los estudios reportados por [18] considera que el fluido es homogéneo, se encuentra en una sola fase y es aire en cualquier lugar del interior del múltiple. Adicionalmente, por simplicidad en los cálculos y por consideraciones de aproximación en estudios anteriores, generalmente se realizan las siguientes consideraciones:

### 3.1.2 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

La ecuación de continuidad representa un balance, expresado por la primera ley de la termodinámica: El cambio de energía cinética e interna del fluido en el volumen, debe ser igual a la diferencia de flujos de energía que entran y salen del volumen con los flujos másicos, más el flujo neto de energía por transferencia de calor menos el trabajo realizado por el sistema.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (7)$$

*Ecuación 7: Ecuación de continuidad*

### 3.1.3 ECUACIÓN DE BERNOULLI

“Para el flujo estacionario, a lo largo de una línea de corriente, en las regiones no viscosas del flujo. El valor de la constante puede evaluarse en cualquier punto de la línea de corriente en donde se conozcan la presión, densidad, velocidad y elevación. La ecuación de Bernoulli también puede escribirse entre dos puntos cualesquiera sobre la misma línea de corriente como: [19]”

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma_1} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma_2} + z_2 \quad (8)$$

*Ecuación 8: Ecuación de Bernoulli*

### 3.1.4 ADAPTACIÓN DEL MODELO DE FLUIDOS COMPUTACIONALES (CFD)

Fluidos computacionales Dinámicos (CFD), es una herramienta (software) avanzada para varios sistemas de fluidos, que describe el comportamiento del flujo utilizando modelos matemáticos numéricos y aplica fenómenos físicos para presentar una solución real muy aproximada de un determinado sistema, el cual es útil en el desarrollo de la investigación.

Para ello en el mercado existe una gran variedad de software que desarrollan los modelos CFD, en este caso se utilizó el programa SolidWorks.

Pese a las diferencias que pueda presentar el fluido en los colectores de admisión, en las simulaciones del proceso usualmente se ignoran las variables de composición y los efectos que produce la presencia de cualquier película de combustible en las paredes de los colectores. La mayoría de estudios antes realizados considera que el fluido es homogéneo, se encuentra en una sola fase y es aire en cualquier momento y lugar del colector [20]. Adicionalmente, por las buenas aproximaciones alcanzadas, generalmente se consideran los siguientes parámetros iniciales:

### 3.2 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS INICIALES

*Tabla 3. 1: Datos del vehículo*

Cilindrada real	1598 cm <sup>3</sup>
Número de cilindros	4
Distribución de cilindros	En línea
Diámetro del cilindro	79 mm
Recorrido del cilindro	81.5 mm
Radio de compresión	9.4
Número de válvulas por cilindro	2
Sistema de Combustible Original	MPFI

#### 3.2.1 PRESIÓN DE ADMISIÓN DEL MOTOR

El aire en un sistema ITBs previo a ingresar a la cámara de combustión del motor tiene que recorrer internamente por ciertos elementos como se muestra en la Figura 19. Estos elementos se describen a continuación:

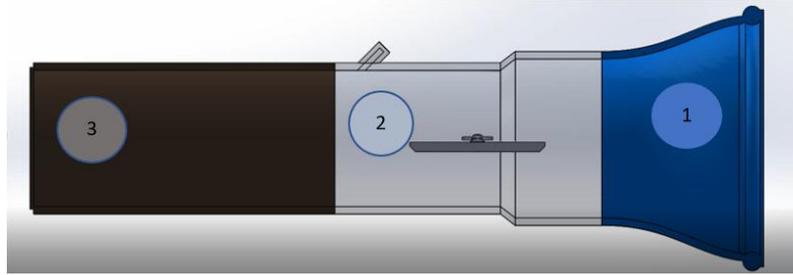


Figura 19: Estructura del sistema ITBs: Captador de aire (1), cuerpo de aceleración (2), colector de admisión (3).

Fuente: Autor

El aire que entra al motor desde la atmósfera tiene una determinada presión, al momento que desciende el pistón crea un vacío provocando que la mezcla de aire-combustible ingrese en la cámara de combustión en el pedido de apertura de la válvula de admisión.

El flujo de gases frescos hacia adentro del motor viene acompañado de una disminución de la energía, que suele expresarse en términos de energía por unidad de peso de fluido circulante (dimensiones de longitud), denominada habitualmente pérdida de carga. [7]

En el caso de estudio esto se traduce en una disminución de presión en el interior del motor con respecto a la exterior, es decir, a la atmosférica.

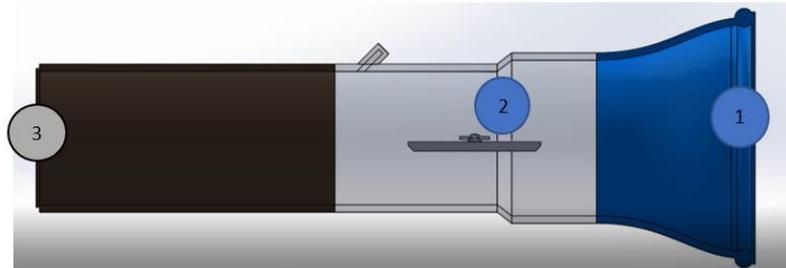
Para obtener la presión de admisión del motor del vehículo de prueba bajo condiciones nominales y a una velocidad angular de 1000 rpm, se utilizó el software MegaSquirt vinculado a la computadora del vehículo, estos valores son registrados por el sensor MAP (Sensor de Presión Absoluta) dentro del siguiente rango:

$$32 \text{ kPa} - 35 \text{ kPa}$$

### 3.2.2 VELOCIDAD DE AIRE DE ADMISIÓN

Para analizar los cambios de velocidad que presenta la ingesta de aire tanto en la entrada donde se encuentra el captador de aire (1), en la mitad cuando atraviesa una

reducción de área en el cuerpo de aclaración (2) y al final del colector que es la entrada al cabezote del motor (3), se tomó los puntos de referencia que muestra la Figura 20.



*Figura 20: Puntos admisión de aire*

*Fuente: Autor*

Para medir la velocidad inicial del aire se empleó un Anemómetro (figura 21) el cual se le coloca en captador de aire antes del cuerpo de aceleración, dependiendo de las revoluciones que vaya adquiriendo el motor se obtienen los datos mostrados en la tabla 3.2:

Para obtener los datos de velocidad mediante un anemómetro se debe considerar lo siguiente:

- ✓ El automóvil estacionado, sin carga externa; es decir sin peso a vencer, sin rozamiento del aire a la carrocería.
- ✓ A una temperatura ambiente de 15,5 °C y a una altitud aproximada de 2225 m sobre el nivel del mar [21].
- ✓ De no ser así, los datos obtenidos serían diferentes a los mostrados en la Tabla 3. 2.



*Figura 21: Posición del anemómetro*

*Fuente: Autor*

*Tabla 3. 2: Datos obtenidos con el sistema ITBs diseñado a diferentes rpm*

Velocidad del motor [rpm]	Velocidad del aire [m/s]
2000	6-10
3000	10-14
4000	14-18

### **3.2.3 HUMEDAD DE AIRE**

La humedad del aire depende de las condiciones climáticas en las que se encuentre el lugar donde se realizan las diversas pruebas, en este caso se hicieron en la ciudad de Ibarra adquiriendo una humedad promedio del  $56,4 \pm 0,3$  % [21].

### **3.2.4 PRESIÓN Y TEMPERATURA ATMOSFÉRICA**

La presión máxima que se puede generar en el interior del múltiple de admisión es equivalente a la presión atmosférica en el lugar donde se realizó las pruebas.

Lugar: Cantón Ibarra, Imbabura, Ecuador

Presión atmosférica: 78,6 kPa

Temperatura media:  $15,90^{\circ}\text{C} \pm 0,3$  [21].

### **3.2.5 TEMPERATURA EN EL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN**

La temperatura en el múltiple de admisión se obtiene con el motor trabajando en condiciones nominales. El valor se obtuvo con el motor encendido utilizando el software TunerStudio SM, que vincula a la computadora del vehículo y el sensor el IAT (sensor de temperatura del aire) que proporcionando el siguiente valor:

$$T_{mda} = 30 - 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Una vez determinados los parámetros iniciales, la estructura lógica para el proceso de diseño del captador de aire puede descomponerse en tres fases importantes:

- Diseño del Captador de aire.
- Configuración del sistema.
- Dimensionamiento de los alargues del colector de admisión

### **3. 3 DISEÑO DEL CAPTADOR**

A partir de datos suministrados por trabajos anteriores, se definieron las dimensiones referenciales de longitud y diámetros requeridos para el diseño de un sistema ITBs, los cuales se detallan a continuación.

#### **3.3.1 CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA**

En esta etapa se procede a dimensionar y a configurar el nuevo sistema ITBs, se determina la geometría de acuerdo con las limitaciones del vehículo, en base a un análisis previo se va a evaluar los siguientes parámetros:

- Configuración del cuerpo de aceleración y colector de admisión
- Geometría del captador de aire

Para iniciar el diseño del captador, es necesario determinar los parámetros funcionales del sistema, haciendo un resumen del capítulo I se establece los criterios de diseño y se toma únicamente los datos necesarios para el dimensionamiento adecuado.

El dimensionamiento obliga a considerar las velocidades y presiones de operación del motor en diferente rpm, las características de trabajo del fluido y el diámetro principal del cuerpo de aceleración.

### 3.3.1.1 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL CUERPO DE ACELERACIÓN

El diámetro del cuerpo de aceleración se obtiene utilizando la ecuación 5.

Donde:

$D$  = Diámetro interno del cuerpo de aceleración.

$C_d$  = Coeficiente de descarga a través del cuerpo de aceleración = 0.7

$V_t$  = Es la velocidad del aire a través del cuerpo de aceleración =  $18 \left[ \frac{m}{s} \right]$

$n_{vol}$  = Eficiencia volumétrica del motor = 0.7

$V_{dips}$  = Desplazamiento volumétrico del motor =  $3.29 \times 10^{-4} m^3$

$N$  = La velocidad del motor = 6000 rpm

Luego de reemplazar los datos se obtiene un diámetro interno ideal de 36 mm.

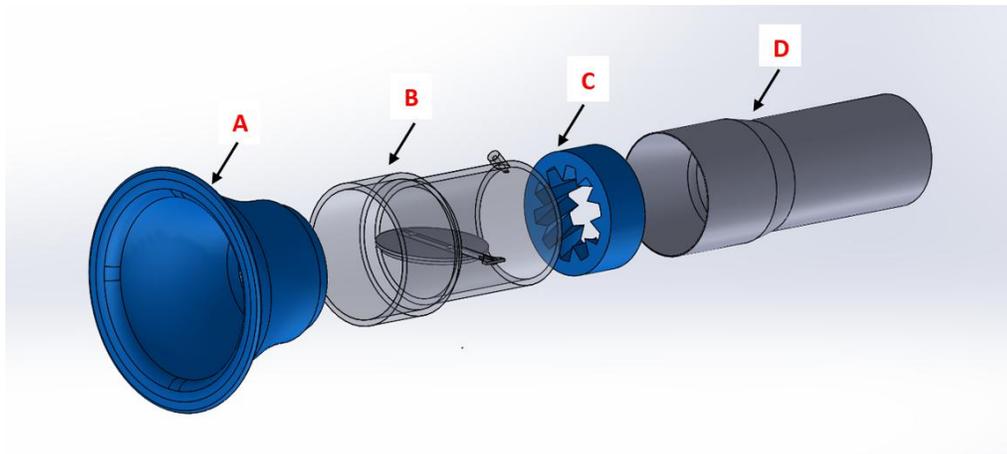


Figura 22: Captador de aire (A), cuerpo de aceleración (B), anillo de vorticidad (C), colector de admisión (D).

Fuente: Autor

### 3.3.1.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ALARGUES DEL COLECTOR DE ADMISIÓN.

El propósito de dimensionar el colector de admisión para el sistema ITBs es minimizar la caída de presión que he incrementar el flujo de aire-combustible antes de introducir al cilindro.

Para determinar el diámetro del conducto de admisión, debemos considerar el volumen del aire que circula por el colector; sea este proporcional al volumen aspirado por el pistón.

Según [22], si designamos por  $V_t$  a la velocidad del aire por la admisión y a  $S_c$  la sección de conducto considerada, se tiene que cumplir la condición:

$$V_{pis} \times S_{pis} = V_t \times S_c \quad (9)$$

*Ecuación 9: Condición teórica de caudal*

Donde:

$V_{pis}$ = Velocidad media del pistón.

$S_{pis}$ = Superficie del pistón.

$V_t$ = Velocidad del aire por la admisión. Este valor corresponde al cálculo de velocidad realizado en la sección 3.6.1.6, comprendido  $68 \left[ \frac{m}{s} \right]$ .

$S_c$ = Sección del conducto considerado.

La velocidad por una sección define un caudal determinado, la  $(V_{pis} \times S_{pis})$  es el caudal que teóricamente se requiere para llenar un cilindro a un régimen establecido. Por otro lado  $V_t \times S_c$  es el caudal que debe circular por la admisión para lograr el llenado del cilindro a cierto régimen preestablecido.

A continuación, el parámetro que se va a calcular es la longitud que va a tener el conducto del colector de admisión. Hay que recordar que el diámetro del colector se encuentra previamente determinado por el cuerpo de aceleración.

*Tabla 3. 3: Datos introductorios para el cálculo del colector de admisión*

$V_t$	68 m/s
$rpm$	3600
$\theta$	79 mm
$s$	81,5 mm

Donde:

$V_t$  = Velocidad del aire por la admisión

rpm = Revoluciones por minuto. `

$\theta$  = Diámetro del pistón.

$s$  = Carrera

La velocidad que el aire alcanza en la parte final del colector es de  $68 \frac{m}{s}$ , cuando el motor alcanza 3600 rpm, debido a que el vehículo de prueba no tiene una compresión elevada como un turboalimentado.

Según [22]. las revoluciones en donde el motor puede alcanzar el mejor llenado, será al producirse el par máximo del motor de manera que la velocidad del pistón se determinará utilizando la siguiente fórmula:

$$V_{pis} = \frac{s(m) \times rpm}{30} \quad (10)$$

*Ecuación 10: Velocidad del pistón*

$$V_{pis} = 9.72 \frac{m}{s}$$

La superficie del pistón:

$$S_{pis} = \frac{\pi \times \theta^2}{4} \quad (11)$$

*Ecuación 11: Superficie del pistón*

$$S_{pis} = \frac{(3.1416) \times \theta^2}{4}$$

$$S_{pis} = 4.90 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La sección del conducto:

$$S_c = \frac{V_{pis} \times S_{pis}}{V_t} \quad (12)$$

*Ecuación 12: Sección del conducto de admisión*

$$S_c = 7.0 \times 10^{-4} \text{m}^2$$

El diámetro del conducto:

$$D_{ad} = \sqrt{\frac{4 \times S_c}{\pi}} \quad (13)$$

*Ecuación 13: Diámetro del conducto*

$$D_{ad} = 29,9 \text{ mm}$$

Determinado estos valores se procede a comprobar en la ecuación 9 planteada anteriormente, teniendo así:

$$0.047 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.047 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{ Se cumple la condición.}$$

Luego de cumplir con la condición planteada, y en consideración con el criterio [14], se realiza un modelado del colector de admisión para ITBs, el cual no presenta curvaturas ni obstrucciones en su recorrido.

El modelo planteado presenta las siguientes dimensiones:

Diámetro interior: 30 mm.

Longitud: 100 mm.

*De esta manera el acero comercial que se ajusta a estas medidas es de 32 mm con cédula 1,5mm*

Una vez obtenido las dimensiones principales del sistema se realiza el modelado del colector de admisión en el software SolidWorks como se muestra en la anterior Figura 22.

La longitud y diámetro de este modelo son específicamente para del sistema de admisión de este vehículo.

Este colector de admisión se diseñó en base al estudio que realizó [14], con el fin de maximizar la potencia en altas revoluciones; el colector presenta un incremento máximo en su longitud para generar una mayor columna de aire y obtener el pico más alto de potencia.

### **3.4 DISEÑO DEL CAPTADOR DE AIRE**

#### **3.4.1 GENERALIDADES DE DISEÑO**

Un captador de aire para optimizar el sistema de admisión debe reunir las siguientes características:

- Poseer el suficiente diámetro para lograr captar mayor cantidad de aire de la atmósfera.
- Reducir en lo posible el espacio entre captadores y/o carrocería para incrementar la cámara de aire del sistema ITBs.
- Modificar la geometría de los captadores para contribuir en la generación de mayor turbulencia

Esos parámetros tienen gran importancia cuando se trata de conseguir incrementos máximos de potencia.

#### **3.4.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA EL CAPTADOR DE AIRE**

En la selección del material, se analizan las condiciones de funcionamiento al que estará sometido el sistema de admisión de aire ITBs considerando variables como el proceso de construcción, la resistencia del material, el costo y rugosidad.

La selección del material se realiza en base al resultado de las siguientes tablas de ponderación:

*Tabla 3. 4: Criterios de ponderación.*

Variables:	Construcción
	Durabilidad
	Costo
	Rugosidad

Material	
Solución A:	Aluminio
Solución B:	Impresión 3D

CRITERIO	Construcción	Durabilidad	Costo	Rugosidad	E+1	Ponderación
Construcción	x	1	1	1	4	0,4
Durabilidad	0	X	1	1	3	0,3
Costo	0	0	X	0,5	1,5	0,15
Rugosidad	0	0	0,5	x	1,5	0,15
				Suma	10	1

Construcción	Solución A	Solución B	E+1	Pondera
Solución A	X	0,25	1,25	0,38
Solución B	1	X	2	0,61
		Suma	3,25	1

Durabilidad	Solución A	Solución B	E+1	Pondera
Solución A	X	1	2	0,53
Solución B	0,75	X	1,75	0,46
		Suma	3,75	1

Costo	Solución A	Solución B	E+1	Pondera
Solución A	X	0,5	1,5	0,43
Solución B	1	X	2	0,57
		Suma	3,5	1

Rugosidad	Solución A	Solución B	E+1	Pondera
Solución A	X	1	2	0,57
Solución B	0,5	X	1,5	0,42
		Suma	3,5	1

Conclusión	Construcción	Durabilidad	Costo	Rugosidad	Sumatoria	Prioridad
Solución A	0,15	0,16	0,06	0,08	0,46	2
Solución B	0,24	0,14	0,08	0,06	0,53	1

De acuerdo con el resultado anterior, utilizando el método de ponderación se llega a concluir como prioridad número 1 a la construcción del captador usando impresión 3D.

### 3.4.3 TAMAÑO FÍSICO Y GEOMETRÍA DEL CAPTADOR

El modelo del captador se realiza, tomando en cuenta, dos parámetros importantes de la configuración del sistema: el diámetro del cuerpo de aceleración y la longitud del colector de admisión.

En la Figura 24 en la parte (A) se muestra el captador diseñado con el objetivo producir la menor caída de presión posible y además, aprovechar al máximo las variables externas del espacio en el motor para impulsar una mayor cantidad de mezcla hacia el cilindro.

### 3.4.4 GEOMETRÍA DEL DEFLECTOR DE AIRE

El flujo de admisión entra de forma perpendicular al cabezote, generando una espiral en el plano horizontal. En la imagen se aprecia como la turbulencia hace que el fluido de admisión pase sucesivas veces por delante de la válvula [23].

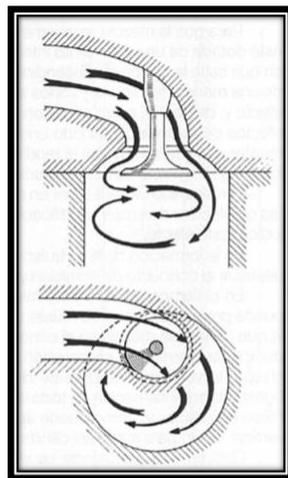


Figura 23: Flujo horizontal en la admisión

Fuente: [23]

El diseño del deflector se realizó bajo el principio generando vorticidad en el plano horizontal justo en el lugar donde se produce la mezcla aire-combustible, la geometría del deflector fue inspirada para inducir en el fluido un efecto de un espiral, de esta manera se logra incrementar la turbulencia antes de llegar a la válvula de admisión. En el elemento C de la figura 22 se puede apreciar la geometría deflector de aire.

### **3.5 ANÁLISIS CFD DEL SISTEMA DE ADMISIÓN ITBS**

Las condiciones iniciales (3.2.2 - 2.2.4) determinadas anteriormente son compiladas para desarrollar un modelo CFD en base a las condiciones iniciales determinadas en el análisis anterior; en donde se podrán diferenciar las distribuciones de velocidad, forma del flujo, vorticidad, etc., en diferentes prototipos de geometría.

#### **3.5.1 ANÁLISIS CFD DEL CAPTADOR Y SISTEMA ITBS OPTIMIZADO**

A continuación, se analizará el nuevo sistema ITBs utilizando el modelo CFD, en base a la geometría previamente establecida, y la metodología para la aplicación de dicho modelo y así posteriormente adquirir los resultados requeridos, para la sección se desarrolla a modo de ejemplo el sistema construido, en el siguiente capítulo de resultados se comparan otros análisis.

#### **3.5.2 GEOMETRÍA DEL CAPTADOR Y SISTEMA DE ADMISIÓN ITBS**

La geometría del captador de aire junto con el sistema de admisión ITBs se representa a continuación mediante un modelado geométrico en 3 dimensiones (3D), en la que se muestran sus partes funcionales.

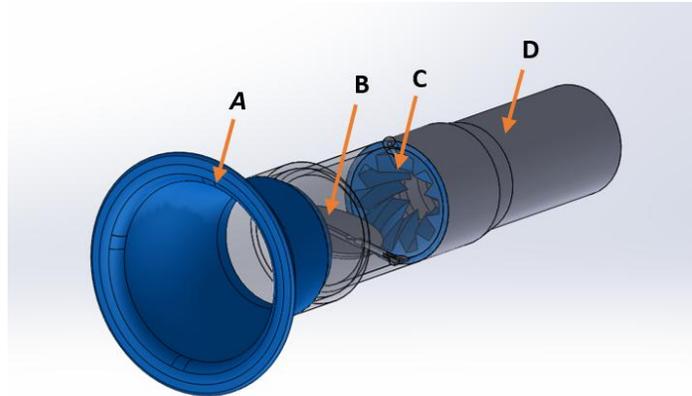


Figura 24: Geometría del captador(A), válvula del cuerpo de aceleración (B), anillo de turbulencia y colector de admisión. Vista Isométrica

Fuente: Autor

### 3.5.3 GENERACIÓN DEL MALLADO DE LA GEOMETRÍA DEL SISTEMA ITBs

Se procede a realizar el mallado en el dominio de todo el sistema ITBs. Dentro del cual se obtiene los siguientes resultados.

Tabla 3. 5: Número de celdas del mallado

Eje x	44
Eje y	14
Eje z	14

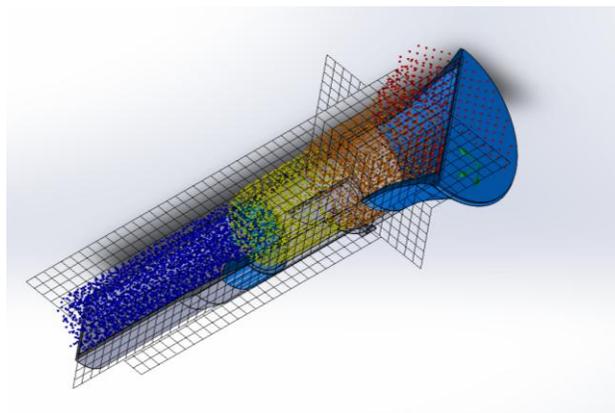


Figura 25: Mallado de la geometría del sistema ITBs

Fuente: Autor

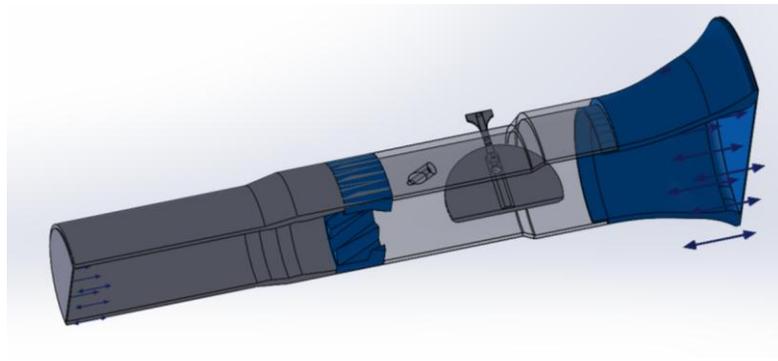
### 3.5.4 CONDICIONES INICIALES PARA EL SISTEMA ITBs

Para el análisis del sistema ITBs mediante el modelo CFD, se procede a utilizar las siguientes condiciones iniciales.

*Tabla 3. 6: Condiciones Iniciales*

<b>RPM</b>	<b>P1(kPa)</b>	<b>P3(kPa)</b>	<b>Vf<sub>int</sub>(m<sup>3</sup>)</b>	<b>V<sub>ent</sub>(m/s)</b>
3600	78.6	50	0.000239	18

- La presión de ingreso (P1) es previamente determinada por la altura del lugar en donde se realizan las pruebas.
- La presión interna del sistema (P2) previamente determinada se presentan en la Tabla 3. 6.
- Se determina el volumen interno del fluido dominante (aire).
- En la entrada de aire del captador se asigna una presión atmosférica “P1”, y a la salida del colector se le asigna una presión de referencia de “P2”, como se muestra en la figura 26.



*Figura 26: Ingreso de Condiciones Iniciales en la Geometría del ITBs*

*Fuente: Autor*

### 3.5.5 ETAPA DE POST-PROCESAMIENTO DE RESULTADOS CFD

Se ejecuta el Pos – Procesamiento de Resultados en donde se puede determinar los datos que son vorticidad del fluido y velocidad.

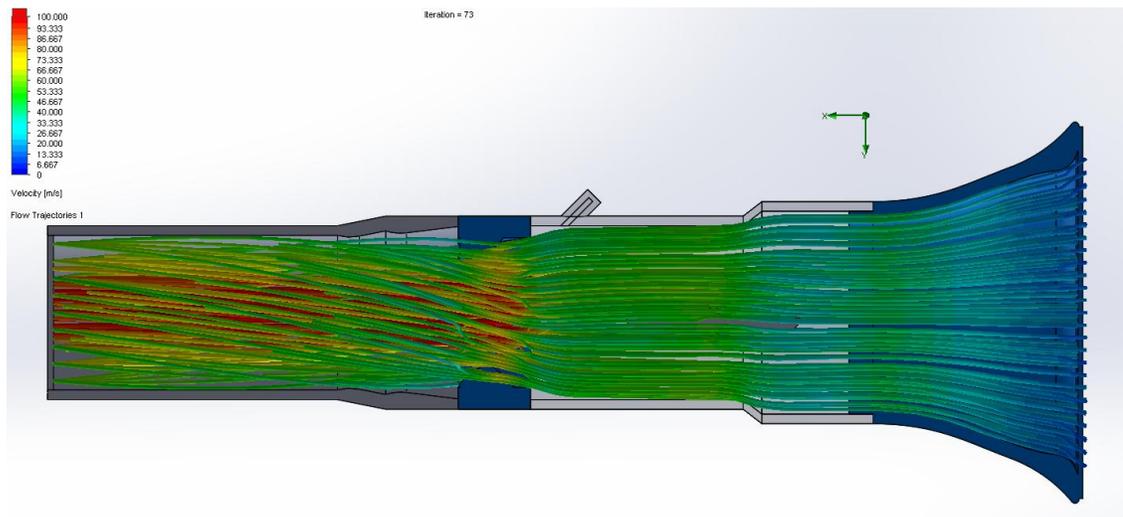
### 3.5.5.1 RESULTADOS OBTENIDOS A MÁXIMAS RPM PARA EL SISTEMA ITBS.

Los resultados que se obtienen mediante la herramienta CFD se presentan a continuación en la siguiente tabla.

*Tabla 3. 7: Análisis de datos de diseño estándar a un régimen de 3600 RPM*

	Número de Reynolds	VELOCIDAD
<b>ENTRADA</b>	74346.6	$18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
<b>DEFLECTOR</b>	144444.8	$68 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
<b>COLECTOR</b>	205196.6	$98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

En la figura 27 se puede apreciar como el fluido presenta un efecto de vorticidad al pasar por el deflector.



*Figura 27: Distribución de velocidades obtenidas en el sistema ITBs, Vista con isolíneas a 3600 rpm*

*Fuente: Autor*

### **3.6 MECÁNICA DEL FLUIDO EN EL SISTEMA DISEÑADO**

El análisis en la mecánica del fluido; establece la caída de presión e incremento de velocidad que sufre el aire mientras atraviesa el sistema de admisión ITBs, y permite sacar conclusiones importantes que nos permitan justificar las mejoras en el funcionamiento del sistema.

Los parámetros principales que se consideran en la mecánica del fluido son los siguientes:

#### **3.6.1.1 TEMPERATURA AMBIENTE**

$$T_{a1} = 25 \text{ °C}$$

#### **3.6.1.2 TEMPERATURA DEL AIRE EN EL INTERIOR DEL COLECTOR REGISTRADA POR EL SENSOR IAT**

$$T_{a2} = 44 \text{ °C}$$

#### **3.6.1.3 PRESIÓN MÁXIMA ATMOSFÉRICA**

$$P_1 = 78.6 \text{ kPa}$$

Esta es la máxima presión atmosférica que se registra en ciudad de Ibarra [21].

#### **3.6.1.4 PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO**

En la siguiente tabla se encuentran las propiedades físicas del aire de admisión, evaluadas en la parte interna del múltiple; la temperatura registrada por el IAT corresponde a 40 °C.

*Tabla 3. 8:Propiedades del aire [23]*

$\rho$	Densidad ( $kg/m^3$ )	1.127
$\eta$	Viscosidad dinámica del aire ( $Kg/m.s$ )	$1.91 \times 10^{-5}$

### 3.6.1.5 VELOCIDAD DEL AIRE DE ADMISIÓN A LA ENTRADA DEL MÚLTIPLE

Para el sistema ITBs, la velocidad del aire a la entrada del captador se obtiene de la Tabla 3. 2, correspondiente a un rango de velocidad máxima registrada por el anemómetro entre 3600-4000 rpm.

$$v_1 = \text{Velocidad a la entrada del múltiple en el sistema ITBs} = 18 \frac{m}{s}$$

### 3.6.1.6 CÁLCULO DE VELOCIDAD A LA SALIDA DEL SISTEMA

Para determinar la velocidad se utiliza la Ecuación 7: Ecuación de continuidad, bajo el principio de conservación de la masa y considerando que la densidad se mantiene constante en todo el sistema, de esta forma se obtiene:

Donde:

$$A_1 = \text{Área transversal de flujo a la entrada del sistema} = 0.0036 \text{ m}^2$$

$$A_2 = \text{Área transversal de flujo a la salida del sistema} = 0.0070 \text{ m}^2$$

$$v_1 = \text{Velocidad del aire a la entrada del múltiple} = 18 \frac{m}{s}$$

$$v_2 = \text{Velocidad del aire a la salida del múltiple}$$

De esta forma despejando  $v_2$  se obtiene:

$$v_2 = 98 \frac{m}{s}$$

### 3.6.2 CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el comportamiento de un fluido, particularmente con respecto a las pérdidas de energía, resulta ser bastante

dependiente de si el flujo es laminar o turbulento influyendo. En un tubo redondo el carácter del flujo depende de cuatro variables: el diámetro  $D$  de la tubería, de la densidad  $\rho$ , la viscosidad  $\eta$  del fluido y de la velocidad  $v$  del flujo.

El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables es conocido como el número de Reynolds, que es el resultado de la relación de la fuerza de inercia presente en un fluido sobre la fuerza viscosa.

Para estudios técnicos, según la referencia [23], el régimen de flujo en tuberías se considera como:

Flujo Laminar si el número de Reynolds es menor que 2000.

Flujo de Transición si el número de Reynolds se encuentra entre 2000 y 4000.

Flujo Turbulento si el número de Reynolds es superior a 4000.

Con estos antecedentes procedemos calcular el número de Reynolds desarrollado en el interior de la tubería.

$$Re = \frac{v\rho Di}{\eta} \quad (14)$$

*Ecuación 14: Número de Reynolds*

Donde:

$\rho$  = Densidad del aire (sección de anexos) = 1.127 kg/m<sup>3</sup>

$v$  = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería:

$v_1$  = Velocidad Inicial = 18  $\frac{m}{s}$ ;  $v_2$  = Velocidad Final = 98  $\frac{m}{s}$

$D$  = Diámetro interior de la tubería =  $Di$  = 0.036 m

$\eta$  = Viscosidad dinámica del aire = 1.91x10<sup>-5</sup> kg/m. s

Entonces se reemplaza en la Ecuación 14 se obtiene:

$$Re_{CA} = 144444.8 \text{ (Cuerpo de aceleración)}$$

$$Re_{CA} = 173475.4 \text{ (Colector de admisión)}$$

POR LO TANTO, MARCA UN RÉGIMEN TURBULENTO

### 3.6.2.1 DETERMINACIÓN DEL FACTOR FRICCIÓN

El factor de fricción  $f$ , se determina a partir del anexo “B”. Cuando el flujo es turbulento, como en este caso, el factor de fricción depende no solo del número de Reynolds, sino también de la relación entre la rugosidad relativa entre las paredes de la tubería comparada con el diámetro interno de la misma,  $(\epsilon / D_i)$ . Del anexo antes mencionado encontramos los siguientes datos:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \text{Rugosidad de las paredes de la tubería para acero comercial} = \\ &0.05 \text{ mm} \\ D_i &= \text{Diámetro interno de la tubería} = 32 \text{ mm} \\ \epsilon/D &= \text{Rugosidad relativa} = 0.0015 \text{ adimensional} \\ f &= \text{Factor de fricción} = 0.042 \text{ adimensional} \end{aligned}$$

### 3.6.2.2 PÉRDIDA DE ENERGÍA POR LA VÁLVULA MARIPOSA

Esta pérdida de energía incurrida a través de una válvula se ve calculada por la siguiente ecuación:

$$h_v = k_2 \left( \frac{v_v^2}{2g} \right) \quad (15)$$

*Ecuación 15: Pérdida de energía en una válvula mariposa*

Donde:

$h_v$  = Pérdida de energía causada por la válvula mariposa en [mca]

$k_2$  = Coeficiente de Resistencia y se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$k_2 = (L_e/D_i)f \quad (16)$$

*Ecuación 16: Coeficiente de Resistencia*

$(L_e/D_i)$  = Proporción de longitud equivalente = 45 Adimensional, obtenida del anexo “B” cuando la válvula mariposa se encuentra completamente abierta.

$f$  = Factor de fricción = 0.042 Adimensional, tomando de cálculos anteriores.

Entonces reemplazando se obtiene:

$k_2$  = 0.99 Adimensional

$v_2$  = Velocidad en el cuerpo de aceleración =  $18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$g$  = Aceleración de la gravedad =  $9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

De esta forma reemplazando valores en la ecuación 9, se obtiene la pérdida causada por la válvula mariposa cuando se encuentra semi abierta a 3600 rpm:

$$h_v = 29.7 \text{ mca}$$

### 3.6.2.3 PÉRDIDA DE ENERGÍA EN SECCIONES RECTAS

Las pérdidas para tubería recta corresponden a los tramos de cuerpo de aceleración y colector de admisión y se calculan por medio de la ecuación de Darcy.

$$h_{BC} = \left( f \frac{\Sigma L}{D_i} \right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (17)$$

*Ecuación 17: Ecuación de Darcy*

#### Pérdida de presión en el Cuerpo de Aceleración

$h_{B1}$  = Pérdida de energía en secciones rectas, en [mca]

$f$  = Factor de fricción = 0.042 Adimensional, tomado de la sección 3.6.2.1

$\Sigma L$  = Sumatoria de las longitudes rectas = 0.06588 m

$D_i$  = Diámetro interior de la tubería = 0.036 m

$v_2^2$  = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería  $18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$g$  = Aceleración de la gravedad = 9.81

Entonces reemplazando se obtiene:

$$h_{B1} = 1.27 \text{ mca}$$

### **Pérdida de presión en el Colector de Admisión**

$h_{B2}$  = Pérdida de energía en secciones rectas, en [mca]

$f$  = Factor de fricción = 0.042 Adimensional, tomado de la sección 3.6.2.1

$\Sigma L$  = Sumatoria de las longitudes rectas = 0.1 m

$D_i$  = Diámetro interior de la tubería = 0.032 m

$v_2^2$  = Velocidad del aire desarrollada en el interior de la tubería 68 m/s

$g$  = Aceleración de la gravedad = 9.81

Entonces reemplazando se obtiene:

$$h_{B2} = 68.8 \text{ mca}$$

### **3.6.2.4 CÁLCULO DE LA PÉRDIDA DE ENERGÍA TOTAL EN EL SISTEMA POR TOMA DE AIRE**

La pérdida total de energía por ingesta de aire corresponde a la sumatoria total de las pérdidas analizadas anteriormente en las secciones rectas, de esta forma se obtiene:

$$H_L = h_V + h_{B1} + h_{B2}$$

Donde:

$h_L$  = Pérdida total de energía en [mca]

$h_V$  = Pérdida de energía causada por la válvula de mariposa = 29.7 [mca]

$h_{B1}$  = Pérdida de energía en el cuerpo de aceleración = 1.27 [mca]

$h_{B2}$  = Pérdida de energía en el colector de admisión = 68.8 [mca]

De esta forma reemplazando se obtiene:

$$h_L = 99 \text{ [mca]}$$

### 3.6.3 DETERMINACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

Para determinar la caída de presión, la ecuación de energía, a través del teorema de Bernoulli, la escribimos entre los puntos (2) y (3) de la Figura 26, de esta forma la ecuación queda determinada de la siguiente forma:

$$\Delta P = \delta \cdot g \cdot \left[ (z_2 - z_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + h_L \right] \left[ \frac{N}{m^2} \right]$$

Donde:

$\Delta P =$  Caída de presión en el sistema

$\rho =$  Densidad del aire =  $1.127 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$g =$  Aceleración de la gravedad =  $9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

$z_2 = z_1 =$  Altura en el punto (1) y (2) (Ver Figura 26)

$v_2^2 =$  Velocidad del aire desarrollada en el Cuerpo de Aceleración =  $98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$v_1^2 =$  Velocidad del aire en la entrada del múltiple =  $68 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$h_L =$  Pérdida total de energía = 99 mca

Remplazando se obtiene:

$$\Delta P = 28.5 \text{ kPa}$$

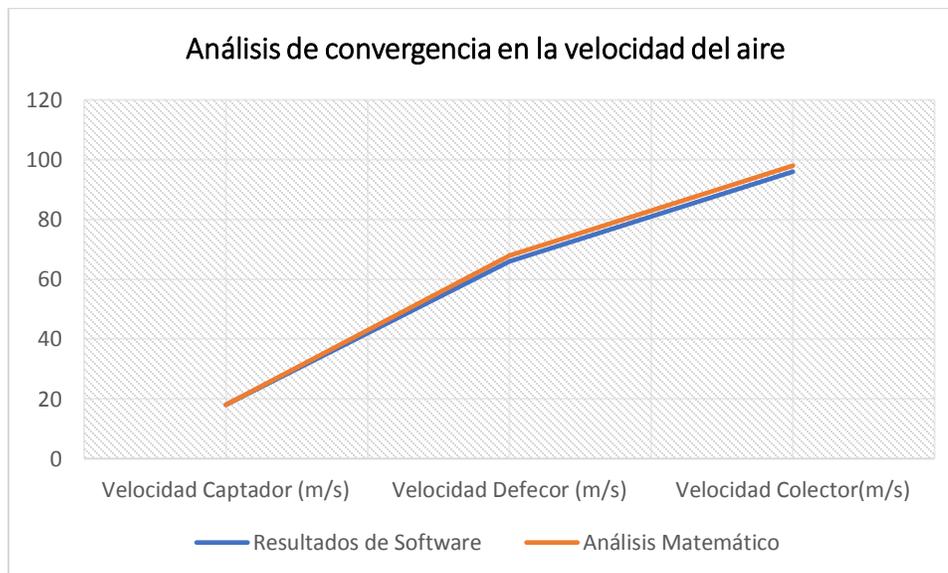
### 3.7 ANÁLISIS DE CONVERGENCIA

En este estudio se generaron refinamientos de mallas con el propósito de realizar un estudio de convergencia de las variables velocidad y presión obtenidos mediante el software versus los valores determinados mediante cálculos manuales. La convergencia de los resultados se probó en los elementos que presentan variación de diámetro y también en el deflector por ser considerado el elemento más importante debido a que en esta región es en donde se produce la mezcla.

Para el modelo actual se calcularon las diferencias porcentuales de los resultados del CFD con respecto a los cálculos preliminares y se asumió que la malla estaba en convergencia si dicha diferencia porcentual era inferior al 10%. De acuerdo con la figura 27, los resultados obtenidos por los dos métodos se muestran en la tabla 3.9.

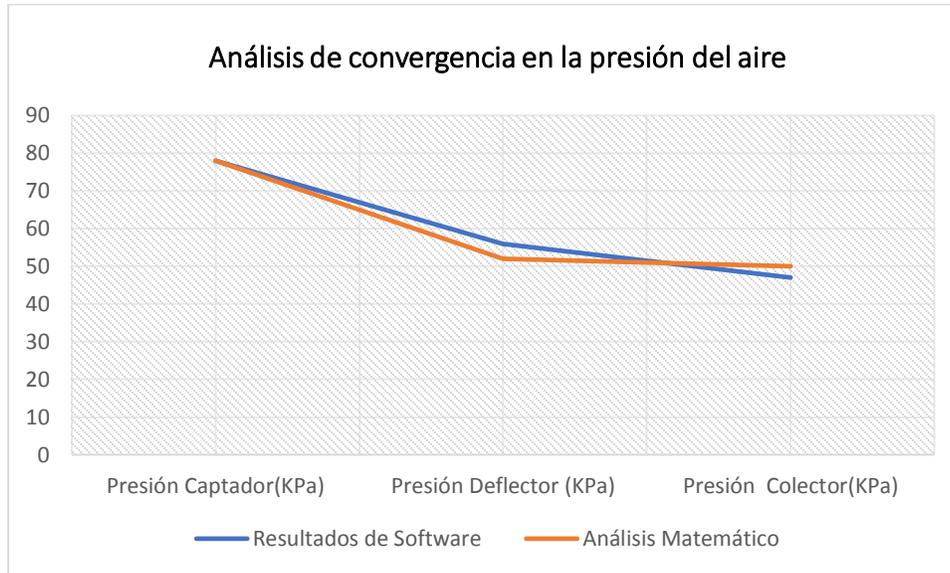
*Tabla 3. 9: Resultados CFD y cálculos preliminares*

	Velocidad Captador (m/s)	Velocidad Deflector (m/s)	Velocidad Colector (m/s)	Presión Captador (KPa)	Presión Deflector (KPa)	Presión Colector (KPa)
<b>Resultados de Software</b>	18	66	96	78	56	47
<b>Cálculos Preliminares</b>	18	68	98	78	52	50
<b>Error (%)</b>	0	3	2	0	7	6



*Figura 28: Análisis de convergencia de resultados de la variable velocidad*

*Fuente: Autor*



*Figura 29: Análisis de convergencia de resultados de la variable velocidad*

*Fuente: Autor*



## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS

#### 4 ANÁLISIS COMPARATIVO DEL COMPORTAMIENTO DEL MOTOR CON EL SISTEMA DE ADMISIÓN CONVENCIONAL FRENTE AL SISTEMA ITBs USANDO DIFERENTES MODELOS DE CAPTADORES DE AIRE.

Brevemente se describe a continuación el posible comportamiento de los diseños propuestos de los captadores de admisión y se realizará un análisis comparativo frente al comportamiento del motor con el sistema convencional en parámetros de potencia.

##### 4.1 MEDICIÓN DEL SISTEMA DE ADMISIÓN CONVENCIONAL

En la tabla 4. 1 se resume los datos obtenidos y extraídos del anexo D de las variables de potencia y torque que presenta el vehículo con la admisión convencional MPFI, con el fin de poder establecer posteriores diferencias.

*Tabla 4. 1: Potencia del motor implementado el sistema ITBs (captador convencional)*

Variables	RPM	Sistema Convencional
Potencia máx.	3645	50,4 hp
Correspondientes a		121 km/h
Torque	3000	105 Nm
Correspondientes a		100 km/h
Velocidad alcanzada	4406	147 km/h

## 4.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DEL COMPORTAMIENTO DE LA INGESTA DE AIRE DEL MOTOR CON LOS DIFERENTES DISEÑOS PROPUESTOS DE CAPTADORES DE AIRE

### 4.2.1 ANÁLISIS DEL CAPTADOR DE ADMISIÓN ESTÁNDAR

Para el captador de admisión de aire estándar mediante el análisis CFD se pudo determinar las desventajas existentes en el mismo, esto debido a la configuración geométrica del sistema y del captador, llegando a las siguientes conclusiones:

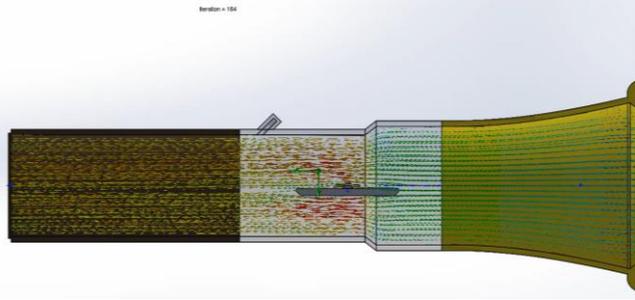
El captador presenta un diámetro reducido produciendo una restricción de flujo másico, causado una pérdida de velocidad para el ingreso a cada cilindro.

El aire ingresa de manera lineal por todo el sistema de admisión sin dar lugar a una mejorar la repartición de la mezcla aire-combustible.

La uniformidad del diámetro durante toda la longitud del sistema hace que el flujo no tenga la oportunidad de poder acelerarse para incrementar la turbulencia en la mezcla previo a ingresar al cilindro.

De esta manera, en la tabla 4. 2, se ilustra las desventajas existentes en el captador de admisión estándar, determinada en el ingreso al cuerpo de aceleración y en la salida del colector de admisión.

*Tabla 4. 2: Resumen CFD sistema ITBs (captador convencional)*

<p style="text-align: center;"><b>Diseño Estándar</b></p> <p>El diseño estándar (fig. 30a) presenta una reducción de longitud y a la vez un incremento de diámetro en el captador de aire.</p>	
--	--

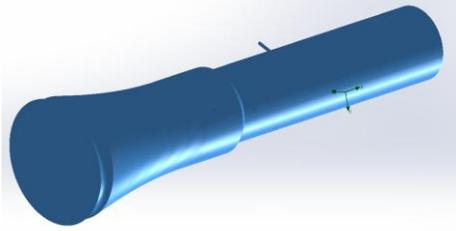


Figura 30a: Geometría del Sistema ITBs (Diseño Estándar), Vista Isométrica.

Figura 30b. Análisis CFD, sistema ITBs (Diseño Estándar)

Vista con isolíneas a 3600 RPM

Velocidad máxima del fluido=  $83-89 \frac{m}{s}$

Velocidad para determinar el número Reynolds en captador de aire  $r=18 \frac{m}{s}$

Velocidad para determinar el número Reynolds en el colector de admisión= $86 \frac{m}{s}$

Número de Reynolds en el captador de aire = 74346.6

Número de Reynolds en el colector de admisión aire = 182680

Volumen total del sistema= $0.000247 m^3$

Se produce la mayor parte de turbulencia cuando el fluido atraviesa la válvula mariposa, no se aprecia vorticidad.

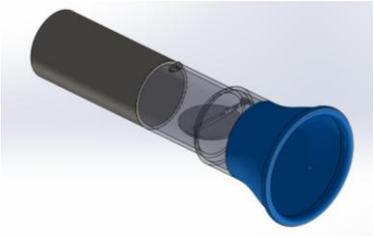
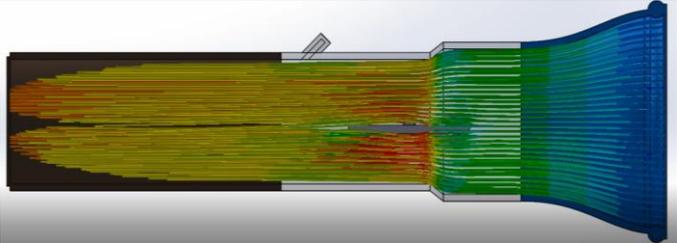
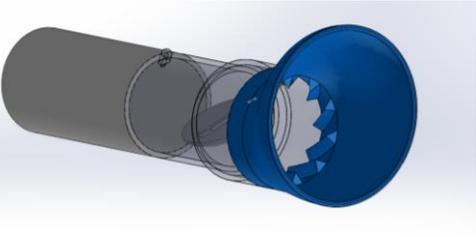
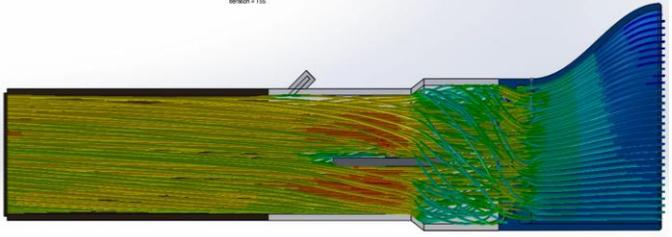
#### 4.2.2 ANÁLISIS COMPARATIVO DE VALORES OBTENIDOS CON EL CAPTADOR DE ADMISIÓN ESTÁNDAR FRENTE A LOS DISEÑOS PROPUESTOS

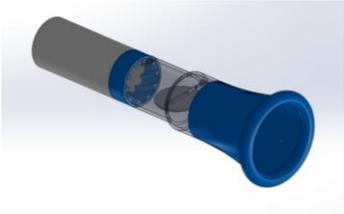
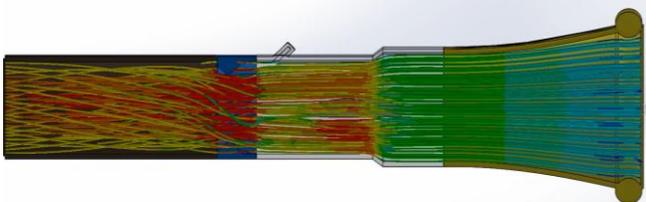
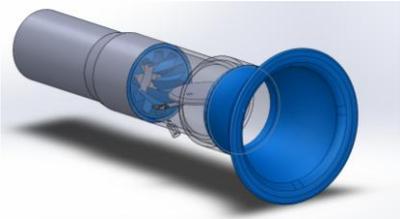
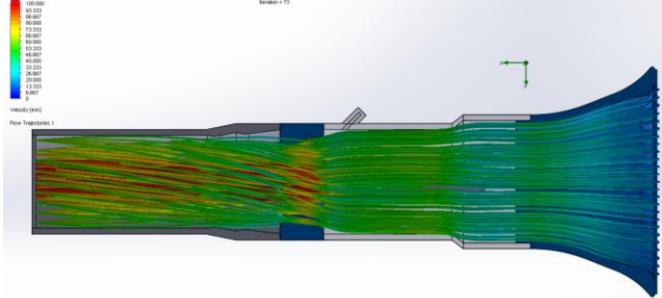
La potencia máxima generada por el sistema de admisión ITBs usando un captador estándar es de 55 hp, de esta manera se pretende mejorar la geometría del captador con el fin de mejorar mezcla que ingresa al cilindro, haciendo que la potencia del motor se vea incrementada; obteniéndose los siguientes resultados para los diseños propuestos.

Básicamente el proceso a seguir que utilizara en análisis CFD para optimizar el nuevo modelo es el siguiente:

Se propone diferentes modelos de captadores de aire, a estos mismos se realizará un previo análisis del comportamiento del fluido mediante CFD, geometría de la región de interés (dominio computacional), definición del volumen de control, especificación de las condiciones del flujo.

Tabla 4. 3: Análisis CFD de diferentes los modelos de sistemas ITBs

<p style="text-align: center;"><b>Diseño Propuesto A</b></p> <p>El diseño propuesto A presenta una reducción de longitud y a la vez un incremento de diámetro en el captador de aire.</p>  <p style="text-align: center;">Figura 31a. Geometría del Sistema ITBs (Propuesta A), Vista Isométrica.</p>	 <p style="text-align: center;">Figura 31b. Análisis CFD, sistema ITBs (Propuesta A) Vista con isolíneas a 3600 RPM</p> <p>Velocidad máxima del fluido= <math>83 - 89 \frac{m}{s}</math>          Velocidad para determinar el número Reynolds en el captador de aire = <math>18 \frac{m}{s}</math>          Velocidad para determinar el número Reynolds en el colector de admisión = <math>86 \frac{m}{s}</math>          Número de Reynolds en el captador de aire = 74346.6          Número de Reynolds en el colector de admisión = 176307.6          Volumen total del sistema= <math>0.000247 m^3</math></p> <p>Se produce la mayor parte de turbulencia cuando el fluido atraviesa la válvula mariposa, no se aprecia vorticidad.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Diseño Propuesto B</b></p> <p>El diseño propuesto B presenta un deflector con el objetivo de dar un efecto de vorticidad para mejorar la mezcla.</p>  <p style="text-align: center;">Figura 32a. Geometría del Sistema ITBs (Propuesta B), Vista Isométrica.</p>	 <p style="text-align: center;">Figura 32b. Análisis CFD, sistema ITBs (Propuesta B) Vista con isolíneas a 3600 RPM</p> <p>Velocidad máxima del fluido= <math>60 - 66 \frac{m}{s}</math>          Velocidad para determinar el número Reynolds en el captador de aire = <math>18 \frac{m}{s}</math>          Velocidad para determinar el número Reynolds en el colector de admisión = <math>63 \frac{m}{s}</math>          Número de Reynolds en la entrada de aire = 69399.5          Número de Reynolds en la salida de aire = 133823.9          Volumen total del sistema= <math>0.000263 m^3</math></p> <p>Se produce la mayor parte de turbulencia cuando el fluido</p>

	<p>atraviesa la válvula mariposa, no se aprecia vorticidad.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Diseño Propuesto C</b></p> <p>Diseño propuesto C presenta mayor longitud en el captador y un deflector ubicado después del inyector de combustible.</p>  <p style="text-align: center;">Figura 33a. Geometría del Sistema ITBs (Propuesta C) Vista Isométrica</p>	 <p style="text-align: center;">Figura 33b. Análisis CFD, sistema ITBs (Propuesta C) Vista con isolíneas a 3600 RPM</p> <p>Velocidad máxima del fluido = 86 – 93 m/s  Velocidad para determinar el número Reynolds en el captador de aire = <math>18 \frac{m}{s}</math>  Velocidad para determinar el número Reynolds en el colector de admisión = <math>89 \frac{m}{s}</math>  Número de Reynolds en el captador de aire = 59477,2  Número de Reynolds en el colector de admisión = 189052.8  Volumen total del sistema = <math>0.000314 m^3</math></p> <p>Se produce turbulencia y incremento de vorticidad al momento el fluido atraviesa por el deflector de aire.</p>
<p style="text-align: center;"><b>Diseño Propuesto D</b></p> <p>Diseño propuesto D presenta un captador con menor longitud e incremento de diámetro y un deflector ubicado después del inyector de combustible.</p>  <p style="text-align: center;">Figura 34a. Geometría del Sistema ITBs (Propuesta D) Vista Isométrica</p>	 <p style="text-align: center;">Figura 34b. Análisis CFD, sistema ITBs (Propuesta D) Vista con isolíneas a 3600 RPM</p> <p>Velocidad máxima del fluido = 93 – 100 m/s  Velocidad para determinar el número Reynolds en la entrada = <math>18 \frac{m}{s}</math>  Velocidad para determinar el número Reynolds en la salida = <math>96.6 \frac{m}{s}</math></p>

	<p>Número de Reynolds en la entrada de aire = 37619.7  Número de Reynolds en la salida de aire = 205196.6  Volumen total del sistema=0.000239 <math>m^3</math></p> <p>Se produce turbulencia he incremento de vorticidad al momento el fluido atraviesa por el deflector de aire</p>
--	--

Diseño Propuesto A (fig.31b): La geometría presenta un ingreso directo de la mezcla aire-combustible, se caracteriza por un incremento de diámetro en la entrada del captador; el captador de aire es el único elemento que presenta cambios de diámetro; esto aporta una mejora en la velocidad del ingreso de flujo, pero no genera vorticidad durante todo el régimen para el ingreso del cilindro con respecto al diseño estándar.

Diseño Propuesto B (fig.32b): La geometría se caracteriza por tener longitud más larga y diseño no concéntrico. Existe una mayor pérdida de velocidad con respecto al diseño 1; además no presenta efecto de vorticidad durante la admisión para todo el régimen de ingreso al cilindro, con respecto al diseño estándar y al diseño propuesto A.

Diseño Propuesto C (fig.33b): La geometría se caracteriza por tener una longitud mucho más larga respecto al diseño estándar, diseño propuesto A y B, y por insertar un deflector de aire en la unión del cuerpo de aceleración y colector de admisión; en este modelo se puede evidenciar la vorticidad que presenta el flujo en el colector de admisión y de igual forma la mayor pérdida de velocidad respecto a los anteriores modelos.

Diseño Propuesto D (fig.34b): La geometría se caracteriza por tener una longitud más corta respecto a diseño estándar y la ampliación del mayor diámetro posible en la entrada del captador, además presenta un deflector de aire en la unión del cuerpo de aceleración y colector de admisión que genera vorticidad en el flujo en el colector de admisión, el modelo presenta menores pérdidas de velocidad con respecto al diseño B y C.

El nuevo sistema de ITBs se basa en el modelo propuesto D, este modelo presenta al inicio un captador de aire diseñado con el máximo el diámetro de alojamiento y de longitud corta; El cuerpo de aceleración con un diámetro de 36mm, un deflector de aire entre el colector de admisión y el cuerpo de aceleración, proporcionando mayor turbulencia y efecto de vorticidad, mejorando así la mezcla aire combustible e incrementando la potencia hasta en 1,6 HP.

### **4.2.3 CONSTRUCCIÓN DE LOS CAPTADORES DE AIRE**

En este parte del capítulo se muestra de manera detallada los pasos a seguir en la construcción de un sistema de admisión de aire ITBs para el motor de prueba, tomando en consideración los parámetros calculados anteriormente y las medidas del sistema de admisión ITBs.

#### **4.2.3.1 MEDICIÓN DEL ESPACIO FÍSICO**

Para seguir con el diseño es necesario tomar las dimensiones del espacio disponible para instalar el nuevo sistema ITBs dentro del espacio del motor.



*Figura 35: Medición del espacio físico*

*Fuente: Autor*

#### 4.2.3.2 MEDICIÓN DEL DIÁMETRO DE LOS COLECTORES DE ADMISIÓN

Es un aspecto de gran importancia dentro del dimensionamiento adecuado es el diámetro final de los conductos, los cuales se debe medir de forma precisa a fin de evitarse mecanizar el cabezote del motor. En la figura 36 se muestra el diámetro que presentan los colectores de admisión.



*Figura 36: Toma de medidas del colector de admisión convencional*

*Fuente: Autor*

*Tabla 4. 4: Medidas del espacio físico*

ITEM	Medida (mm)
Diámetro del conducto:	36
Ancho del espacio:	400
Profundidad del espacio:	360

#### 4.2.3.3 CORTE DE LOS COLECTORES DE ADMISIÓN

Para la construcción de los conductos del colector de admisión se usa un tubo de sección circular acerado de 36 mm. de diámetro interno, con una longitud de 10 cm. exactamente iguales para los cuatro cilindros.

#### **4.2.3.4 IMPRESIÓN DEL CAPTADOR DE AIRE**

Con la utilización de una impresora 3D mostrada en la figura 37 se procede modelar un captador individual.



*Figura 37: Impresión de captadores*

*Fuente: Autor*

#### **4.2.3.5 ENSAMBLAJE**

Concluido el ensamble de todo el sistema ITBs, se procede a la adaptación y conexión de los elementos que intervienen tanto en la admisión de aire, como en la inyección electrónica de combustible para el funcionamiento normal del motor.

##### **4.2.3.5.1 ANCLAJE DE LOS CAPTADORES DE AIRE**

Para fijar los captadores de aire se utiliza un cordón de silicón alrededor de todo el contorno del captador sobre el cuerpo de aceleración como se muestra en la figura 38.



*Figura 38: Sujeción del captador sobre el cuerpo de aceleración*

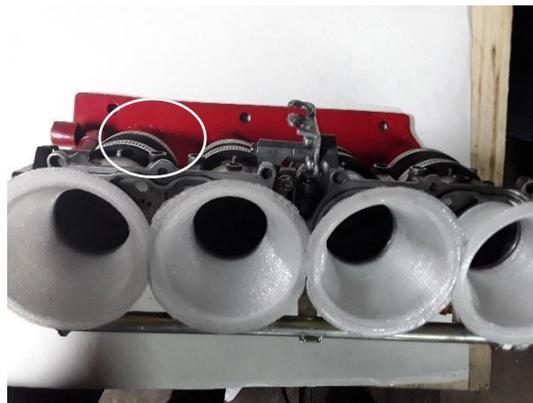
*Fuente: Autor*

#### **4.2.3.5.2 MANGUERAS DE ACOUPLE**

Se debe usar mangueras de silicón de 38 mm de diámetro y resistentes a la temperatura nominal del motor, las mismas que se deben sujetar con abrazaderas.

#### **4.2.3.5.3 ABRAZADERAS**

Deben ser metálicas, de buena resistencia con el fin de conseguir un sellado hermético y evitar que se rompan debido a la presión ejercida por las mismas. La figura 39 muestra las abrazaderas que se usaron para el acople de los elementos.



*Figura 39: Mangueras de acople y abrazaderas*

*Fuente: Autor*

#### 4.2.3.5.4 CONEXIÓN DEL SENSOR TPS

Este sensor se presenta tener tres pines de conexión:

El primer pin es de alimentación constante (5V), el segundo pin se encarga de enviar la señal de acuerdo a la posición de la mariposa del cuerpo de aceleración y el tercer pin es el de conexión a masa [18].

El pin de alimentación del sensor se conecta al cable azul del arnés de principal de la ECU Megascuit.

El pin de señal de voltaje se conecta al cable gris del arnés principal de la ECU Megascuit.

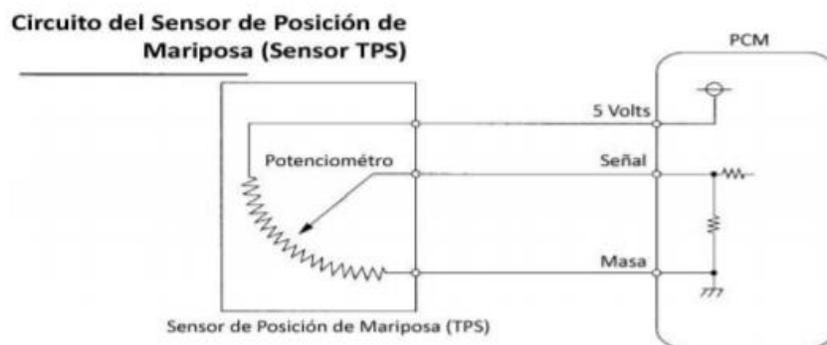


Figura 40: Circuito del Sensor TPS

Fuente: <http://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/1441/1/09609.pdf>

#### 4.2.3.5.5 CONEXIÓN DEL SENSOR MAP

Este sensor viene incorporado en la ECU Megascuit, para obtener la señal solo es necesario conectar mediante una cañería al múltiple de admisión, como se muestra en la figura 41.



*Figura 41: Instalación del sensor MAP*

*Fuente: Autor*

### **4.3 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

#### **Forma de Validación:**

Para validar los resultados se utilizó un banco de pruebas de la Universidad Técnica del Norte de la Ciudad de Ibarra, el cual basa su análisis según la normativa ISO 1585, estableciendo parámetros de seguridad para la prueba, tipo de análisis y datos a obtenerse. El modelo del equipo corresponde a DYNORACE DF21.2 de la marca VAMAG y de procedencia ITALIANA.

Dado que en la medición puede surgir variaciones en la obtención de los datos se procedió a realizar 3 pruebas consecutivas y seleccionando los valores promedios.

De esta manera a continuación en la tabla 4.4, se muestra los datos obtenidos para la medición de potencia y torque máximo como variables principales, y como datos complementarios proporciona la velocidad final que alcanza el vehículo que corresponden a los diferentes diseños de captadores de admisión propuestos frente al diseño estándar.

Para establecer diferencias en parámetros de potencia de este modelo, en tabla 4. 5 se resume los datos obtenidos y extraídos del anexo C, D y E.

*Tabla 4. 5: Potencia, Torque y velocidad del final*

<b>Variables</b>	<b>RPM</b>	<b>Sistema Convencional</b>	<b>RPM</b>	<b>Diseño Captador Estándar</b>	<b>RPM</b>	<b>Diseño Captador Turbulento</b>
Potencia máx.	3645	50,4 hp	4406	55,0 hp	4314	<b>56,3 hp</b>
Correspondientes a		121 km/h		140 km/h		144 km/h
Torque	3000	105 Nm	3339	102 Nm	3346	<b>104 Nm</b>
Correspondientes a		100 km/h		111 km/h		112 km/h
Velocidad alcanzada	4406	147 km/h	4527	151 km/h	4525	151 km/h

Estos resultados permiten determinar diferencias muy útiles para los diseños propuestos, tales como:

Los resultados obtenidos implementado el sistema ITBs, muestran incrementos de potencia y torque respecto al sistema convencional y ligeros respecto al sistema con captadores estándar.

Los diseños propuestos que se realizan en el medio son viables y eficientes para los incrementos de potencia, sin embargo, se logró incrementar la potencia con la propuesta realizada en el desarrollo de la investigación mediante un análisis computarizado de fluidos (CDF) utilizando tecnología FDM para su construcción.

El factor importante en este análisis comparativo es la influencia de la vorticidad y del régimen turbulento mediante la interpretación del número de Reynolds.



## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 CONCLUSIONES

Se logró evidenciar que para diseñar el captador de admisión en un motor de este tipo lo importante es tener un ingreso directo de aire hasta alcanzar el inyector de combustible, a partir de este momento la mezcla aire-combustible mejora considerablemente induciendo vorticidad en el flujo por todo el colector de admisión hasta ingresar al cilindro; mediante la aplicación del diseño propuesto D, se consigue incrementar la potencia en 6,3 hp y una ganancia de 23 km/h con respecto al sistema convencional.

A pesar de que la geometría de los captadores de aire que se fabrican en nuestro medio no tiene un previo análisis del fluido evidentemente implementado el sistema ITBs, se puede lograr un incremento de potencia en 5 hp, sin embargo, el presente análisis ha permitido desarrollar un modelo que incrementa hasta en un 11% adicional, la potencia del motor respecto a un sistema estándar.

Para la configuración del sistema se eligió un colector intermedio con 10 cm de longitud, bajo las dos consideraciones de diseño, los colectores de longitud corta aportan de 3 a 5 % de eficiencia en altos regímenes de velocidad de rotación, mientras que colectores de longitud mayor aportan de 3 a 5 % mayor eficiencia en régimen de baja velocidad de rotación.

La utilización de la herramienta de análisis CFD como un laboratorio virtual brinda un aporte extraordinario para la determinación del comportamiento general del flujo dentro del sistema ITBs, captador de aire, cuerpo de aceleración y colector de admisión, debido a que se puede determinar la distribución del fluido (vorticidad), velocidades, régimen turbulento (número de Reynolds), etc., involucradas en mejorar la mezcla en la ingesta del motor, en el análisis de convergencia se evidencia una variación de los resultados de hasta un 8%.

## 5.2 RECOMENDACIONES

Parametrizar el diámetro adecuado del cuerpo de aceleración y captador de aire respecto al cilindraje del motor para la implementación de sistemas ITBs.

Realizar pruebas con las geometrías similares a las de un colector de turbulencia inducida en el múltiples de admisión de vehículos convencionales.

Para futuras investigaciones se recomienda investigar sobre la influencia que presenta la longitud del colector de admisión para sistemas ITBs sobre la potencia del motor.

Para la selección de material del captador se recomienda que si se llegara a replicar la construcción del diseño planteado, se construya en ABS debido a que este permite realizar un tratamiento de pulido superficial en el captador, de esta manera se puede disminuir el coeficiente de fricción, permitiendo que el flujo viaje con menor restricción.

**BIBLIOGRAFÍA**

R. J. E. M. W. Jenkin, «Modelling the effects of combustion and turbulence on near-wall temperature gradients in the cylinders on spark-ignition engines.,» vol. 12, pp. 533-536, 1998.

D. R. K. R. B. S. S. C. H. W. L. Lancaster, «Effects of turbulence on spark-ignition engine combustion,» *SAE International*, vol. 85, n° 22, pp. 687-710, 2002.

D. E. Z. A. L. N. N. M. Ramajo, «Estimación de la turbulencia en cámaras de combustión y su incidencia en la velocidad de avance del frente de llama.,» *CIMEC*, pp. 1-18, 2005.

F. J. M. Carlos D. Escola V., Investigación del desempeño térmico y mecánico en un motor Suzuki 1300 al implementar el sistema de estrangulación independiente ITBs, Latacunga: ESPE, 2017.

A. P. E. F., Manifold desing for a marine diesel air intake system., Gothenburg, Sweden, 2011, p. 95.

V. L. P. Chontasi Pilco L., Investigación del desempeño del motor j14f003885 al implementar un sistema de inyección de combustible modificado electrónicamente a través de software dedicado., Latacunga : ESPE, 2018.

O. A. M., Tecnología del automóvil, Madrid: Paraninfo, 2010.

k. S. R. A. A. M. Gupta I., «Multipoint fuel injection System.,» *International Journal of engeneernig research and technology.*, vol. 2, n° 2, pp. 1-7, 2013.

G. V. M. J. G. Suresh K., «Design and optimization of throttle body assembly by CFD analysis,» *Indian Journal of Engineering and Materials Sciences* , vol. 20 , n° 352, pp. 350-360, 2013.

D. A. Moster, Intake manifold desing for an air restricted engine., Univesity Cincinnati, 2012.

C. U. B. S. G. K. Agarwal A., «Diseño y desarrollo de un colector de admisión

11] restringida para una aspiración natural de un motor de cuatro cilindros,» *SAE*, vol. doi:10.4271, pp. 28-56, 2018.

S. C. Piarpuezán C., Diseño, construcción y montaje de un sistema independiente  
12] de admisión con control electrónico programable megasquirt para un vehículo chevrolet Aveo 1.4., Riobamba : ESPOCH, 2013.

F. X. V. Juan J. Castro M., Diseño y construcción de colectores de admisión de  
13] aire con tomas individuales para cada cilindro del motor de un vehículo chevrolet corsa evolution., Latacunga : ESPE , 2017.

G. J. T. A. Cristian F. Lema R., Diseño de los colectores de admisión y escape  
14] con análisis comparativo para un motor estándar g10 de un vehículo Suzuki Forsa., Cuenca: Universidad Politecnica Salesiana, 2011.

M. H. M. A. A. S. M. y. A. W. H. El-Adawy, «Estudio experimental sobre el  
15] flujo en el cilindro de un motor de combustión interna que utiliza diferentes bancos de flujo de estado estacionario.,» *Alexandria Engineering Journal*, vol. 56, n° 730, pp. 727-736, 2017.

K. & A. H. (. Kuwahara, «Diagnostics of in-cylinder flow, mixing and  
16] combustion in gasoline engines.,» *Measurement Science and Technology*, vol. 6, n° doi:10.1088/0957-0233/11/6/202 , pp. 95-111, 2000.

J. M. D. F. Payri, Motores de combustión interna alternativos., Barcelona:  
17] Alcaná Libros, 2011.

A. J. C. Cuadrad P., Flujo Comprensible en múltiples de motores., Antioquia:  
18] Grupo de Manejo Eficiente de la Energía. , 2008.

Y. A. Çengel y J. M. Cimbala, Mecánica de fluidos : fundamentos y  
19] aplicaciones, México: McGraw Hill, 2006.

T. A. G. Lema Romero C., Diseño de los colectores de admisión y escape con  
20] análisis comparativo para un motor estándar G10 de un vehículo suzuki forsa.

G. A. D. D. S. M. D. IBARRA., «GOBIERNO AUTONOMO  
21] DESENTRALIZADO DE SAN MIGUEL DE IBARRA.,» 23 Junio 2019. [En línea]. Available: GOBIERNO AUTONOMO DESENTRALIZADO DE SAN MIGUEL DE

IBARRA.. [Último acceso: 23 Junio 2019].

O. J. Gualán P., «Variación Del Rendimiento De Un Motor A12, Al Implementar  
22] Un Sistema De Inyección Electrónica MPFI.» Azuay-Cuenca, Escuela De Ingeniera  
Mecánica. , 2012.

R. L. Moot, *Mécanica de Fluidos*, México: Pearson Education , 2006.

23]

UNACEM, «UNACEM Ecuador,» [En línea]. Available:  
<https://unacem.com.ec/>.



## ANEXOS

## Anexo A

Temperatura $T$ (°C)	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Peso específico $\gamma$ (N/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica $\eta$ (Pa·s)	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
-40	1.514	14.85	$1.51 \times 10^{-5}$	$9.98 \times 10^{-6}$
-30	1.452	14.24	$1.56 \times 10^{-5}$	$1.08 \times 10^{-5}$
-20	1.394	13.67	$1.62 \times 10^{-5}$	$1.16 \times 10^{-5}$
-10	1.341	13.15	$1.67 \times 10^{-5}$	$1.24 \times 10^{-5}$
0	1.292	12.67	$1.72 \times 10^{-5}$	$1.33 \times 10^{-5}$
10	1.247	12.23	$1.77 \times 10^{-5}$	$1.42 \times 10^{-5}$
20	1.204	11.81	$1.81 \times 10^{-5}$	$1.51 \times 10^{-5}$
30	1.164	11.42	$1.86 \times 10^{-5}$	$1.60 \times 10^{-5}$
40	1.127	11.05	$1.91 \times 10^{-5}$	$1.69 \times 10^{-5}$
50	1.092	10.71	$1.95 \times 10^{-5}$	$1.79 \times 10^{-5}$
60	1.060	10.39	$1.99 \times 10^{-5}$	$1.89 \times 10^{-5}$
70	1.029	10.09	$2.04 \times 10^{-5}$	$1.99 \times 10^{-5}$
80	0.9995	9.802	$2.09 \times 10^{-5}$	$2.09 \times 10^{-5}$
90	0.9720	9.532	$2.13 \times 10^{-5}$	$2.19 \times 10^{-5}$
100	0.9459	9.277	$2.17 \times 10^{-5}$	$2.30 \times 10^{-5}$
110	0.9213	9.034	$2.22 \times 10^{-5}$	$2.40 \times 10^{-5}$
120	0.8978	8.805	$2.26 \times 10^{-5}$	$2.51 \times 10^{-5}$

*Nota:* Las propiedades del aire en condiciones estándar a nivel del mar son las siguientes:

Temperatura	15 °C
Presión	101.325 kPa
Densidad	1.225 kg/m <sup>3</sup>
Peso específico	12.01 N/m <sup>3</sup>
Viscosidad dinámica	$1.789 \times 10^{-5}$ Pa·s
Viscosidad cinemática	$1.46 \times 10^{-5}$ m <sup>2</sup> /s

## Anexo B

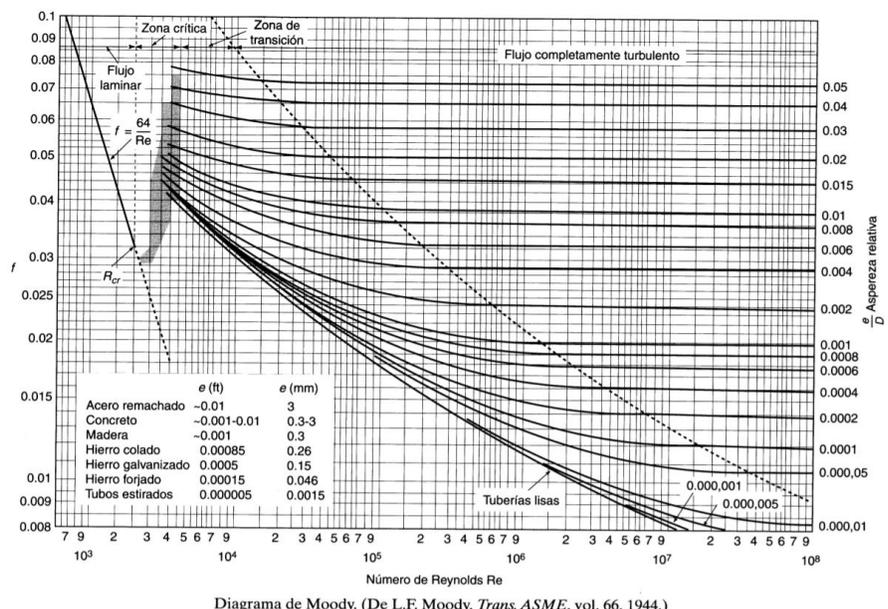
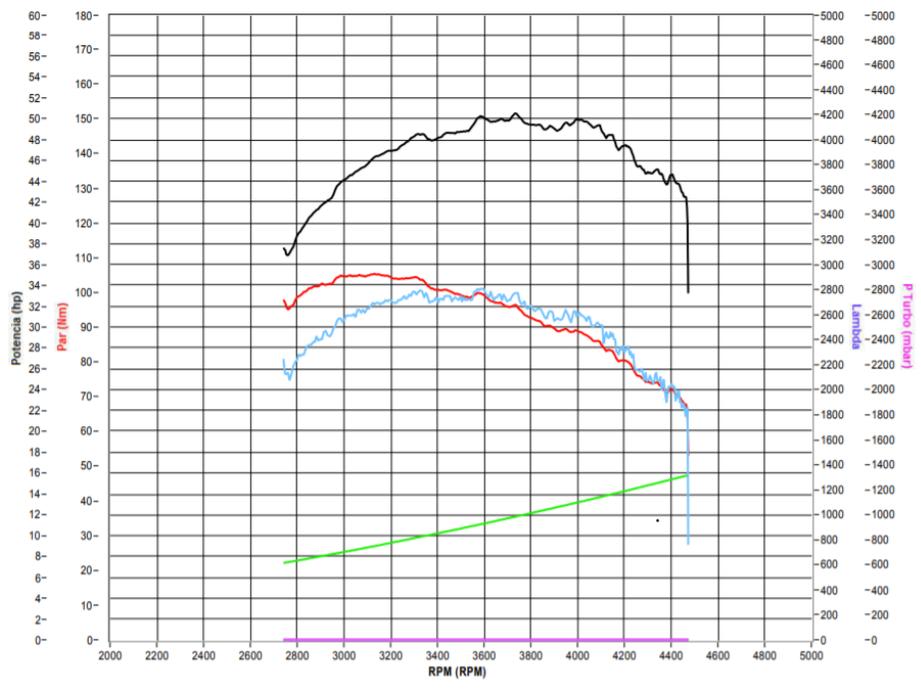


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

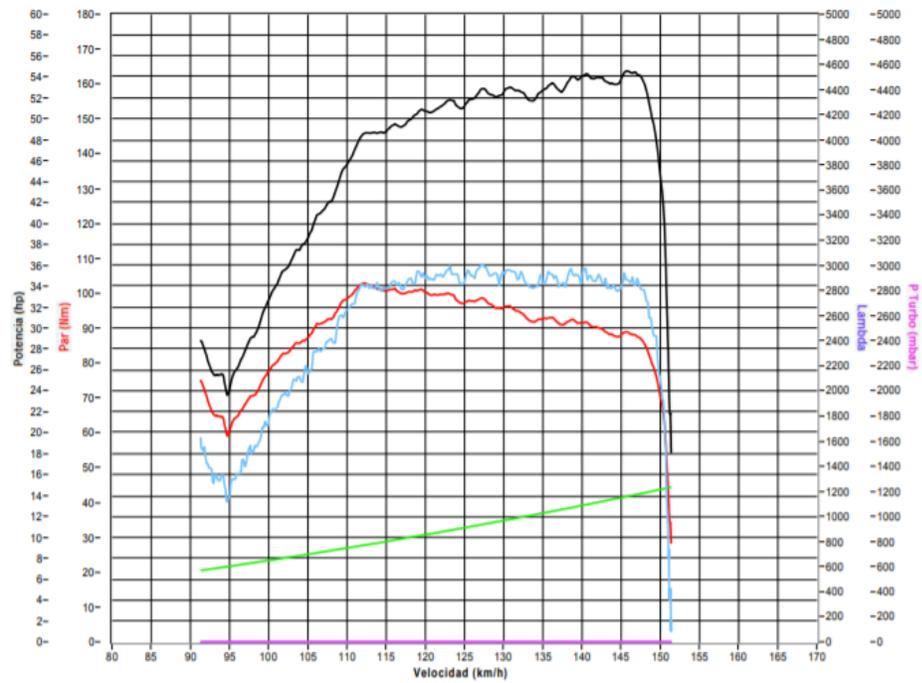
Anexo C

Admisión convencional



Anexo D

Captador estándar



## Anexo D

### Captador de turbulencia inducida

