

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



Diseño del múltiple de admisión y el sistema de frenos de un  
vehículo tipo fórmula

Trabajo de graduación en modalidad de trabajo de graduación presentado  
por  
Diego Rafael Castro Soto  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala  
2017







Diseño del múltiple de admisión y el sistema de frenos de un  
vehículo tipo fórmula



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



Diseño del múltiple de admisión y el sistema de frenos de un  
vehículo tipo fórmula


Trabajo de graduación en modalidad de trabajo de graduación presentado  
por  
Diego Rafael Castro Soto  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala  
2017



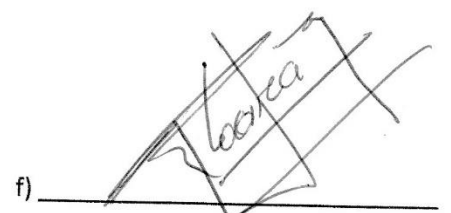


Vo. Bo

(f)   
Ing. Darío Alejandro Gularte Chapetón

Tribunal Examinador

f)   
Ing. Darío Alejandro Gularte Chapetón

f)   
Ing. Raúl Eduardo Loarca Velásquez

f)   
Ing. Rony José Herrarte Estevez

Fecha de aprobación: Guatemala 7 de junio de 2017





# ÍNDICE

ÍNDICE .....	i
LISTA DE TABLAS .....	iii
LISTA DE FIGURAS .....	v
RESUMEN .....	vii
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. OBJETIVOS .....	3
A. OBJETIVOS GENERALES.....	3
B. ESPECÍFICOS .....	3
III. JUSTIFICACIÓN .....	5
IV. MARCO TEÓRICO.....	7
A. SISTEMA DE POTENCIA .....	7
1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. ....	8
2. SELECCIÓN DEL MOTOR .....	8
3. MÚLTIPLE ADMISIÓN .....	9
4. DISEÑO DE RESTRICTOR .....	14
B. SISTEMA DE FRENOS .....	22
1. FUERZAS EXPERIMENTADAS DURANTE EL PROCESO DE FRENADO. ....	24
2. COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS.....	29
3. SELECCIÓN DE FRENOS. ....	32
4. DINÁMICA DE FRENADO .....	33
V. METODOLOGÍA .....	45
A. REQUERIMIENTOS .....	45
B. SISTEMA DE POTENCIA .....	47
1. CONFIGURACIÓN DEL MALLADO.....	50
C. DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA.....	59
1. SELECCIÓN DE MOTOR.....	59
D. ANÁLISIS DE MANUFACTURA DEL RESTRICTOR .....	61
1. SELECCIÓN DE MATERIAL.....	61
2. PROCESO DE MANUFACTURA.. ....	62
E. DISEÑO SISTEMA DE FRENOS.....	63
1. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS .....	63
F. SISTEMA DE FRENOS .....	65

1.	DIAGRAMA HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE FRENOS.....	70
VI.	RESULTADOS .....	75
A.	SISTEMA DE POTENCIA .....	75
B.	SISTEMA DE FRENOS .....	76
VII.	DISCUSIÓN .....	77
A.	SISTEMA DE POTENCIA .....	77
B.	SISTEMA DE FRENOS .....	80
VIII.	CONCLUSIONES .....	83
IX.	RECOMENDACIONES .....	85
X.	BIBLIOGRAFÍA.....	87
XI.	ANEXOS.....	89

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Comparación de motores por marca .....	9
Tabla 2. Clasificación de flujos en función del número de Mach. ....	17
Tabla 3. Comparación del sistema frenos utilizado por vehículos compactos.....	32
Tabla 4. Requerimientos de la competencia Fórmula SAE, Sistema de Potencia .....	45
Tabla 5. Requerimientos de diseño, sistema de potencia .....	46
Tabla 6. Requerimientos de la competencia Fórmula SAE, sistema de frenos .....	46
Tabla 7. Requerimientos de diseño, sistema de frenos .....	47
Tabla 8. Parámetros de diseño para restrictor .....	49
Tabla 9. Estadísticas de la configuración de la malla .....	51
Tabla 10. Matriz de decisión para selección de motor a utilizar en un vehículo Fórmula SAE ...	60
Tabla 11. Proceso de maquinado para el restrictor.....	62
Tabla 12. Matriz de decisión para la selección de un sistema de frenos de un vehículo Fórmula SAE .....	63
Tabla 13. Matriz de decisión para selección de frenos a utilizar en un vehículo Fórmula SAE ...	64
Tabla 14. Dimensiones del vehículo.....	65
Tabla 15. Componentes del sistema de frenos delantero y traseros .....	72
Tabla 16. Componentes del cilindro maestro de freno (servo freno).....	73
Tabla 17. Componentes de las líneas de freno.....	74
Tabla 18. Componentes del módulo hidráulico.....	74
Tabla 19. Resultados obtenidos del sistema de potencia .....	75
Tabla 20. Resultados obtenidos del sistema de frenos.....	76



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Secuencia de elementos para el diseño de admisión en motores aspirados .....	10
Figura 2. Componentes del múltiple de admisión. ....	12
Figura 3. Características de medidores de Flujo. ....	13
Figura 4. Diagrama Venturi.....	13
Figura 5. Geometría de cilindro y pistón. ....	21
Figura 6. Distribución de cargas sobre los neumáticos durante la frenada y aceleración. ....	25
Figura 7. Fuerza de frenado y resistencia a la rodadura. ....	26
Figura 8. Diagrama de fuerzas que experimenta un neumático. ....	27
Figura 9. Resistencia a la rodadura .....	27
Figura 10. Distribución de fuerzas aerodinámicas.....	28
Figura 11. Fuerzas resistivas en función de la velocidad.....	29
Figura 12. Componentes del sistema de frenos. ....	30
Figura 13. Cilindro Tándem. ....	30
Figura 14. Freno de disco y componentes .....	31
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre del vehículo durante un proceso de frenado. ....	35
Figura 16. Fuerzas experimentadas durante el proceso de frenado. ....	38
Figura 17. Fuerzas experimentadas en los neumáticos. ....	39
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre, sumatoria de momentos en los neumáticos.....	40
Figura 19. Diagrama de cuerpo libre, fuerza de fricción generada por el caliper. ....	41
Figura 20. Momento generado por la fuerza aplicada al pedal del freno.....	43
Figura 21. Secciones del restrictor Venturi .....	49
Figura 22. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 1).....	52
Figura 23. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 2).....	52
Figura 24. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 3).....	53
Figura 25. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 4).....	53
Figura 26. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 5).....	54
Figura 27. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 1) .....	54
Figura 28. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 2) .....	55
Figura 29. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 3) .....	55
Figura 30. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 4) .....	56
Figura 31. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 5) .....	56
Figura 32. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en $m^2/s^2$ . (Diseño 1).....	57

Figura 33. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en $m^2/s^2$ . (Diseño 2).....	57
Figura 34. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en $m^2/s^2$ . (Diseño 3).....	58
Figura 35. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en $m^2/s^2$ . (Diseño 4).....	58
Figura 36. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en $m^2/s^2$ . (Diseño 5).....	59
Figura 37. Tabla de propiedades mecánicas del Duraluminio 6061-T4 .....	61
Figura 38. Tabla de propiedades físicas del Duraluminio 6061-T4 .....	62
Figura 39. Coeficientes de adherencia entre los neumáticos y el tipo de superficie. ....	65
Figura 40. Diagrama hidráulico de sistema de frenos.....	70
Figura 41. Diseño del restrictor Venturi.....	75

## RESUMEN

El presente proyecto consistió en diseñar un sistema de potencia y un sistema de frenos para un prototipo fórmula, el cual estará participando en la competencia de Fórmula SAE en Michigan para el año 2018.

Para el módulo del sistema de potencia se tiene como objetivo evaluar y analizar el diseño de un restrictor tipo Venturi, el cual tiene como función principal restringir la potencia máxima que puede entregar al motor de 600cc del vehículo. Se plantearon 5 diseños en los que se varió la geometría del cono convergente y divergente (cono de entrada y de salida), manteniendo el diámetro estrangulación, el cual tiene un valor de 20mm establecido por el reglamento de la competencia. El diámetro mayor del cono convergente es igual al diámetro del cuerpo mariposa y el diámetro mayor del cono divergente tiene un diámetro igual al múltiple de admisión.

De los diseños planteados del restrictor se seleccionó el que presenta menor caída de presión luego del estrangulamiento; sin embargo, no se logró alcanzar la potencia deseada, debido a que se obtuvo una potencia de  $46.17kW$  equivalente a  $61.92 hp$ . A partir de la potencia obtenida se recomendó la implementación de un nuevo diseño adaptado a un airbox o el uso de un turbo cargador para llegar al rango de potencia establecido.

El módulo de frenos tiene como objetivo diseñar dos sistemas independientes, que fueran capaces de detener el vehículo en caso de que un sistema de ellos falle, ambos sistemas deben ser accionados por un mismo actuador. En función de esta condición se procedió a realizar un análisis dinámico del proceso de frenado.

A partir del análisis dinámico se determinaron las fuerzas implicadas en el proceso de frenado. Determinadas las fuerzas de frenado se obtuvo la distancia requerida para ello, dicha distancia se calculó para una velocidad mínima de 60km/h y una máxima de 100km/h, obteniendo una distancia de 18.16m y de 50.47m respectivamente. Se obtuvo un factor de seguridad de 4 para el sistema de frenos, tomando como referencia los pesos de vehículos construidos en competencias anteriores. (Argumedo, 2010)



## I. INTRODUCCIÓN

El Trabajo de Graduación consiste en el diseño del múltiple de admisión y el sistema de frenos de un vehículo tipo fórmula. Dichos sistemas formaran parte de un vehículo prototipo, el cual estará participando en la competencia Fórmula SAE que se llevara a cabo en Michigan en el año 2018. Dicha competencia reúne cada año a estudiantes de ingeniería con el objetivo de diseñar, ensamblar y manufacturar un vehículo tipo fórmula. El objetivo del proyecto es construir un vehículo capaz de superar cada una de las pruebas estáticas y dinámicas de la competencia.

Las pruebas estáticas evalúan los análisis financieros realizados para la construcción y diseño, análisis de esfuerzos de la estructura, análisis del centro de gravedad y el análisis aerodinámico del vehículo a construir. Para los eventos dinámicos se realiza una prueba de aceleración, frenado, maniobrabilidad y resistencia. Estas pruebas evaluarán el desempeño del vehículo dentro de un circuito en condiciones reales de competencia.

Para el Sistema de Potencia se realizará un diseño del múltiple de admisión del vehículo, el cual está integrado por un restrictor (el cual es un accesorio exigido por la competencia), que va colocado al inicio de la entrada del manifold de admisión. La función de este restrictor Venturi es limitar la potencia máxima que el motor puede entregar. Para este diseño del múltiple de admisión, se busca diseñar restrictor Venturi con el que se pueda obtener el mayor flujo de aire que pase a través de él, teniendo como resultado, un aumento de eficiencia en el consumo de combustible.

El Sistema de Frenos consiste en realizar una selección y una adaptación del sistema más adecuado que permita hacer que el vehículo se detenga completamente, luego de estar en movimiento. Esto debe realizarse en el momento de que el conductor accione el pedal de freno, de modo que esto ejerza una fuerza de fricción entre los discos y las pastillas de freno, permitiendo la reducción de velocidad y aumentando la maniobrabilidad del vehículo.



## **II. OBJETIVOS**

### **A. OBJETIVOS GENERALES**

- Seleccionar el diseño de restrictor con la menor pérdida de presión que cumpla con los requisitos de la competencia Fórmula SAE.
- Seleccionar y adaptar un sistema de frenos paralelo e independiente para el eje delantero y trasero para el vehículo tipo Fórmula SAE.

### **B. ESPECÍFICOS**

- Diseñar un restrictor Venturi, tomando como parámetros de diseño la longitud, los diámetros y el ángulo, para obtener una potencia entre los 70 y 90hp.
- Evaluar las condiciones del flujo del diseño óptimo del restrictor según los requisitos de la competencia por medio de un software de Dinámica de Fluidos Computacional.
- Elaborar un diagrama hidráulico del sistema de frenos y listar cada uno de los componentes que componen dicho sistema.
- Seleccionar un sistema de frenos que permita detener el vehículo de 100km/h a 0km/h en menos de 25m.
- Diseñar un sistema de frenos paralelo e independiente que permita detener el vehículo en caso que uno de los sistemas falle.



### III. JUSTIFICACIÓN

En la actualidad uno de los mercados más grandes y de mayor desarrollo tecnológico es el automotriz donde cada año decenas de compañías automotrices se enfrentan unas con otras, en una constante lucha por innovar en el diseño de sus vehículos. La creciente demanda de la sociedad que busca adquirir vehículos eficientes en relación al consumo de combustible, así como innovar en los diseños de vehículos ya existentes, provoca una búsqueda constante de nuevos diseños para llevar al mercado automotriz.

Actualmente, el mercado automotriz se ve obligado a buscar nuevas fuentes de ideas para obtener los diseños y especificaciones nuevas que necesita un automóvil, es por eso, que la mejor manera de ver las nuevas ideas para la construcción y diseño de un automóvil, es por medio de una competición, donde se especifican las reglas del juego, buscando que diversas personas, conocedoras del tema, presenten las ideas que poseen para la creación de un automóvil. La competencia de Fórmula SAE, pretende encontrar el mejor diseño que cumpla con las necesidades de los consumidores en la actualidad, así como hacerlos más eficientes y económicos en el consumo de energía, ya sea fósil o cualquier otra.

El sistema de potencia en la construcción del vehículo toma un papel muy importante, ya que es el que transforma la energía química en energía mecánica. Por medio de este sistema, es posible transferir energía a las ruedas, permitiendo el movimiento del vehículo.

Para el sistema de potencia se busca evaluar en el mercado, tanto local como internacional, el costo que tiene un motor que cumpla los requerimientos de la competencia. Al mismo tiempo se debe diseñar y adaptar algunos componentes con los que debe contar el motor, y así, limitar la potencia del vehículo como el caso de un restrictor, que va colocado entre el cuerpo mariposa y el manifold de admisión.

El sistema de frenos es el que permite desacelerar el vehículo de forma gradual por el aumento o reducción de la fuerza de fricción que se ejerce entre los discos y las pastillas de

freno. Esto permite modificar la velocidad para realizar las diversas maniobras, a las que debe ser sometido el vehículo. De esta forma se deben hacer análisis comparativos en los que se evaluará el costo y el desempeño del vehículo en condiciones críticas, con el propósito de hacer una selección adecuada para dicho sistema.

## **IV. MARCO TEÓRICO**

### **A. SISTEMA DE POTENCIA**

El sistema de potencia de un vehículo es el que permite el desplazamiento del vehículo, dicho sistema está compuesto por diversos componentes: motor, múltiple de admisión, múltiple de escape, sistema de transmisión, diferencial, entre otros. (Pulkrabek, 1997)

El sistema de potencia permite la transformación de la energía química en energía mecánica, entregada generalmente por medio de un eje rotativo de salida. La energía química del combustible inicialmente es transformada en energía térmica por medio de la oxidación del combustible en la presencia de aire dentro del motor, dicha energía genera un incremento en la temperatura y presión de los gases del combustible, las presiones altas de los gases de combustible se expanden haciendo rotar el eje de salida del motor. (Argumedo, 2010)

En general, los vehículos de la competencia Fórmula SAE, se caracterizan por ser vehículos monoplazas que tienen una longitud aproximada de 3 metros. Para el sistema de potencia se utilizan motores con un desplazamiento no mayor a 610cc, generalmente se utilizan motores de motocicletas que luego son adaptados al chasis. Otras características que presentan estos motores son que el motor es de 4 cilindros y de 4 tiempos. (Argumedo, 2010)

Este sistema de potencia puede llegar ser capaz de desarrollar una potencia de 70 a 80 hp en un vehículo que llega a pesar aproximadamente 300 kg. Toda esta potencia es transferida a las ruedas por medio de un sistema de transmisión de 6 velocidades secuenciales, que llegan a generar una aceleración de 0 a 100 km/h en 4 segundos. La velocidad tope que se ha registrado en la competencia es de 170km/h y dentro de los vehículos se pueden experimentar incluso fuerzas hasta de 2g. (Mauger, 2004)

**1. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.** Anteriormente se mencionó que los motores de combustión interna son capaces de producir un par mecánico, a partir de la transformación de energía química obtenida de la combustión de una mezcla de aire-combustible. Existen diferentes tipos de motores de combustión interna, sin embargo, los más utilizados en el mercado automotriz son los motores de Gasolina y Diésel. (Pulkrabek, 1997)

Otro motor de combustión interna es el motor Wankel, conocido como el motor rotativo. Este motor a lo largo de la historia ha demostrado ser poco eficiente y un gran emisor de contaminantes para el medio ambiente, siendo estas las razones por las que este motor no posee tanta presencia en el mercado automotriz. Una de las marcas de vehículos que aún continúa utilizando este motor ha sido Mazda. (Pulkrabek, 1997)

**2. SELECCIÓN DEL MOTOR.** Para la selección de motor del vehículo el manual oficial de reglas de la Fórmula SAE establece una serie de restricciones que deben de cumplirse. De acuerdo al manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 1: Internal Combustion Engine Powertrains la regla IC 1.1: establece que el motor utilizado para impulsar el vehículo deber ser un motor de pistones de cuatro tiempos, con un desplazamiento máximo no mayor a 610 centímetros cúbicos por ciclo. (Argumedo, 2010)

Con base en la norma anteriormente mencionada se realiza una investigación para determinar cuáles son las marcas de motores más utilizados por los que equipos que anteriormente ya han tenido participación en la competencia. De este modo se pudo determinar que las marcas que poseen gran presencia en dicha competencia son Yamaha, Suzuki y Honda.

Tabla 1. Comparación de motores por marca

Cuadro de especificaciones de Motor			
Modelo	Yamaha YZF	Suzuki GSX	Honda CBR
Tipo de motor	SI 4 tiempos	SI 4 tiempos	SI 4 tiempos
Tipo de ignición	Encendido por chispa	Encendido por chispa	Encendido por chispa
Numero de Cilindros	4	4	4
Diámetro de Pistón (mm)	67	67	67
Carrera de Pistón (mm)	42.5	42.5	42.5
Desplazamiento por ciclo (cc)	599.36	599.36	599.36
Radio de Compresión	13.1:1	12.8:1	12.2:1
Potencia (hp/kW@rpm)	129/94.9 @14500	125/93.2 @13500	118/88.1 @13500
Torque (Nm/ft-lb@11250)	65.8/48.5 @11000	67.7/49.4 @11500	66/48.6 @11250
Cuerpo Mariposa (diámetro en mm)	41	40	40

Fuente: Elaboración propia

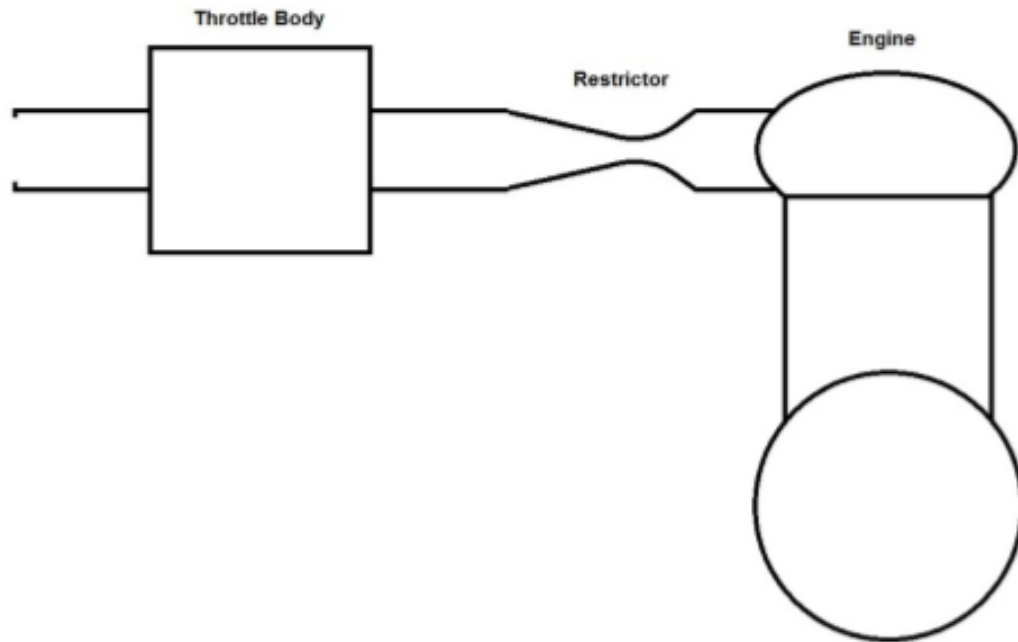
En la Tabla 1 se pueden observar varios modelos de motores que cumplen con las restricciones establecidas en la regla IC1.1 por la competencia. Esta tabla permite comparar las diferentes características físicas de los motores propuestos que pueden ser adquiridos de forma local.

Una decisión importante en la etapa de diseño es la selección del motor que impulsará el vehículo, esta decisión está basada en el costo del motor, la potencia y el torque que entrega.

**3. MÚLTIPLE ADMISIÓN.** El múltiple de admisión es el sistema de tuberías que conduce el aire atmosférico a los cilindros. En algunos casos la inyección de combustible no se realiza directamente en la cámara de combustión, sino en el múltiple de admisión, de esta forma, la mezcla aire-combustible llega a los cilindros para iniciar con el proceso de combustión. (Mauger, 2004)

El manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 1: Internal Combustion Engine Powertrains la regla IC 1.6: establece que el sistema de admisión debe tener un restrictor de forma circular, el cual tiene como objetivo limitar la potencia del motor. El restrictor debe estar colocado en el sistema de admisión, de modo que todo el flujo de aire pase a través de él.

Figura 1. Secuencia de elementos para el diseño de admisión en motores aspirados



Fuente: Fórmula SAE Rules – Rule IC1.6 Intake System Restrictor. Pag. 84

Al analizar la Figura 1, podemos observar que, para el análisis del funcionamiento óptimo del motor, se deben considerar las condiciones de flujo que se presentan a la entrada del sistema de admisión.

Los motores encendidos por chispa presentan pérdidas aleatorias, debido a la caída de presión que ocurre durante la etapa de admisión que se lleva a cabo en los cilindros. Estas pérdidas de presión se pueden presentar en forma de ondas. La captación del aire dentro de los cilindros puede ser afectada de forma positiva o negativa, esta variación depende de la amplitud y fase de dichas ondas de presión. (Alex Reynolds, 2015)

La geometría del múltiple de admisión provoca estas variaciones de amplitud y fase de las ondas de presión. Otros aspectos importantes que pueden afectar el comportamiento de las ondas de presión pueden ser la velocidad del motor y el periodo de apertura de las válvulas. (Alex Reynolds, 2015)

Dentro de todos los componentes que conforman el múltiple de admisión, uno de los componentes al que se le debe prestar especial atención para su diseño, debe de ser el restrictor. El restrictor de flujo en el motor funciona como una tobera convergente-divergente y dependiendo de la relación de presión a la entrada y salida, se puede determinar el flujo máximo de aire que puede pasar a través de la garganta. (Alex Reynolds, 2015)

El sistema de admisión tiene como función proporcionar la máxima cantidad de aire que ingresa en cada cilindro durante la carrera de admisión. Una mezcla rica en combustible permite que más combustible pueda ser quemado para producir trabajo útil. (Alex Reynolds, 2015)

Por esta razón, una mejora en el flujo a través de un sistema de admisión puede proporcionar un aumento en la eficiencia global del motor. Algunas limitaciones que no permiten el aumento de flujo de aire a través del sistema de admisión son el filtro de aire, cuerpo de mariposa, cámara de admisión y las válvulas de admisión. En consecuencia, un buen diseño para dicho sistema se basa en la optimización de cada dispositivo, y de esta forma obtener un flujo adecuado a través de cada uno de estos elementos. (Argumedo, 2010)

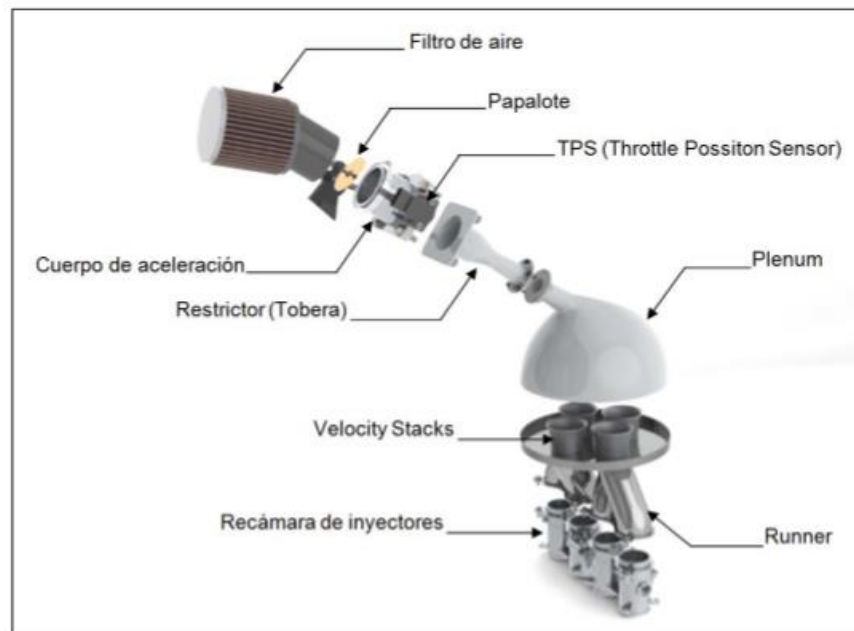
Uno de los puntos importantes a considerar para el diseño del múltiple de admisión debe ser el largo y la forma, ya que esto depende el desempeño del motor. El flujo de aire a través de los ductos del múltiple de admisión están directamente relacionados con la eficiencia de admisión. Esto es consecuencia del aire que se desplaza velozmente dentro de la tubería, ya que termina de homogeneizar la mezcla aire-combustible en el múltiple de admisión antes de ingresar al cilindro. (Cabezas, 2011)

Por otro lado, también debe ser tomado en cuenta para el diseño de un múltiple de admisión las curvas de los conductos deben ser lo más suaves posible, de modo que el flujo de aire no se vea afectado debido distintas trayectorias que se podrían generar dentro de los conductos. Al mismo tiempo se debe considerar que la distancia o recorrido de cada uno de los ductos sean las mismas para que la aspiración del motor sea equilibrada en cada uno de sus cilindros. (Cabezas, 2011)

Por último, para obtener el mejor rendimiento en el diseño de un múltiple de admisión es importante tomar en cuenta la rugosidad de la superficie del material utilizado, sin embargo, esta la podemos reducir con pulido interno en los ductos del múltiple de admisión disminuyendo considerablemente la resistencia al flujo de aire, mejorando la velocidad de reacción del motor. (Cabezas, 2011)

El reglamento oficial de la competencia Fórmula SAE establece que el sistema de admisión debe contar con un restrictor colocado entre el cuerpo mariposa y el múltiple de admisión del motor. En la Figura 2 podemos observar la secuencia que debe tener cada uno de los elementos del sistema de admisión.

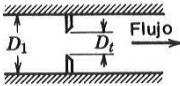
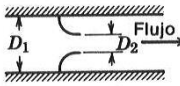
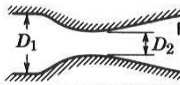
Figura 2. Componentes del múltiple de admisión.



Fuente: Antonio Colchado Argumedo - Diseño de un múltiple de admisión para un vehículo prototipo Fórmula SAE. Pág. 58

El restrictor debe tener un diámetro máximo de garganta no mayor de 0,787 pulgadas el equivalente a 20,0 mm, para motores que utilizan como combustible gasolina. El restrictor sirve como una limitación de diseño para la potencia que puede entregar el motor. La obstrucción generada por el restrictor impide el flujo de aire a altas revoluciones cuando flujo de aire típicamente sería mayor. (Argumedo, 2010)

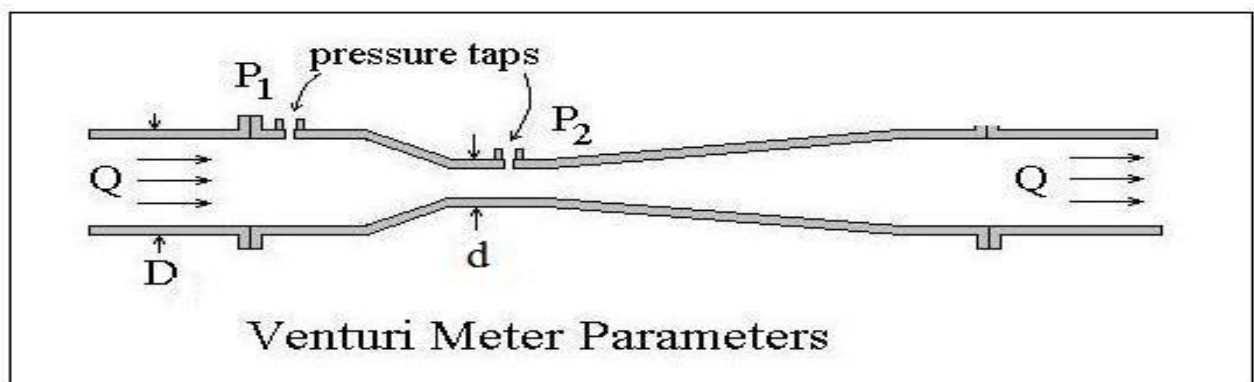
Figura 3. Características de medidores de Flujo.

Tipo de medidor	Diagrama esquemático	Pérdida de carga	Costo relativo
Orificio		Alta	Bajo
Boquilla		Intermedia	Intermedio
Venturi		Baja	Alto

Fuente: [https://lh3.googleusercontent.com/dIZzNQGBwd0ywAv5HbiGiKjY0MzYISX8jf-KTObTn7ufe7cjONKHnUxPiPPE7\\_k9b5CQlg=s144](https://lh3.googleusercontent.com/dIZzNQGBwd0ywAv5HbiGiKjY0MzYISX8jf-KTObTn7ufe7cjONKHnUxPiPPE7_k9b5CQlg=s144) [27/05/2016]

Hay varios parámetros de diseño que afectan la eficiencia del restrictor. Algunos de los más importantes son la longitud del difusor (cono de entrada), el ángulo de difusor, la longitud de entrada, y de la geometría de entrada. La Fórmula SAE promueve la experimentación con el objetivo de que cada equipo en función de sus conocimientos, sea capaz de diseñar un sistema de admisión eficiente. Para esto se debe encontrar la correcta combinación de longitud y ángulo para el restrictor. (Alex Reynolds, 2015)

Figura 4. Diagrama Venturi.



Fuente: Harland Bengston – ISO Venturi Meter Calculations with Spreadsheets.  
<http://www.engineeringexcelspreadsheets.com/tag/venturi-meter/> [07/08/2016]

**4. DISEÑO DE RESTRICTOR.** De acuerdo a las especificaciones de la competencia Fórmula SAE, exige diseñar un restrictor tipo Venturi. El objetivo principal de utilizar el diseño Venturi en el restrictor de aire, es mantener un flujo óptimo de aire. La tasa de flujo de másico se puede mantener constante mediante la variación de cualquiera de los siguientes parámetros a determinar. (Mahank, 2015)

- Energía
- Velocidad
- Número de Mach
- Presión

**a. ECUACIÓN DE BERNOULLI.** El principio de Bernoulli surge a partir del principio de la conservación de momento lineal, sin embargo, esta ecuación es una relación entre la presión, la velocidad y la elevación que tiene un fluido. La aplicación de esta ecuación es válida para regiones de flujo estacionario e incompresible en donde las fuerzas netas de fricción son despreciables. (M.Cimbala, 2012)

La deducción de la ecuación de Bernoulli surge en consecuencia de analizar una partícula de fluido en un campo de flujo estacionario, al aplicarle a esta partícula la segunda ley de Newton. El movimiento de la partícula se determina a lo largo de una línea de corriente, en una dirección  $s$ . De este modo se obtiene (M.Cimbala, 2012)

$$\sum F_s = ma_s$$

*Ecuación No. 1*

Debido a que la ecuación de Bernoulli toma las regiones de flujo en donde las fuerzas de fricción son despreciables, las únicas fuerzas que actúan sobre la partícula son la presión y el peso, a partir de la *Ecuación 1* obtenemos

$$P * dA - (P + dP)dA - W \text{sen}\theta = mv \frac{dv}{ds}$$

*Ecuación No. 2*

Donde reescribiendo términos como

$$m = \rho V$$

$$W = mg = \rho g dA ds$$

$$\theta = \frac{dz}{ds}$$

Se cancela el término  $dA$  de la ecuación y obtenemos

$$-dP - \rho g dz = \rho v dv$$

*Ecuación No. 3*

Por último, se divide cada término por la densidad  $\rho$  y  $v * dv = \frac{1}{2} d(v)^2$ . Al integrar los diferenciales exactos se obtiene una ecuación para flujo estacionario e incompresible. (M.Cimbala, 2012)

$$\frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz = \text{constante}$$

*Ecuación No. 4*

**NÚMERO DE MACH.** El número de Mach es un importante parámetro de análisis para el estudio de flujos compresibles, en consecuencia, para obtener el número de Mach es importante conocer la velocidad del sonido. La velocidad del sonido está definida como la velocidad en la que una onda de presión sumamente pequeña viaja a través de un medio, generando una pequeña perturbación y de esta forma creando un ligero aumento en la presión local. (M.Cimbala, 2012)

Las ondas sónicas que se producen dentro de un medio tienen características adiabáticas como isentrópicas. De modo que la ecuación para determinar la velocidad del sonido se puede obtener a partir de un balanceo de energía de flujo uniforme. (M.Cimbala, 2012)

$$E_{in} = E_{out}$$

$$h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

Al simplificar la expresión anterior se obtiene

$$dh - c dV = 0$$

*Ecuación No. 5*

Al aplicar la relación termodinámica  $Tds = dh - \frac{dP}{\rho}$  la ecuación se reduce en

$$dh = \frac{dP}{\rho}$$

*Ecuación No. 6*

Al combinar la Ecuación 5 con la Ecuación 6 se obtiene la ecuación deseada para la determinar la velocidad del sonido, esta se expresa como

$$c^2 = \left( \frac{dP}{d\rho} \right)$$

*Ecuación No. 7*

La Ecuación 6 se aplica en condiciones de entropía constante. Sin embargo, la Ecuación 7 puede expresarse en términos de las propiedades termodinámicas del fluido. De esta forma se obtiene que la ecuación de la velocidad del sonido descrita por las propiedades del fluido es (M.Cimbala, 2012)

$$c^2 = k \left( \frac{dP}{d\rho} \right)_T$$

*Ecuación No. 8*

Donde:

$k =$  es la relación de calor específico del fluido  $\left( \frac{c_p}{c_v} \right)$ .

Se puede realizar una diferenciación a la ecuación 8, cuando el fluido es un gas ideal, utilizando la ecuación del gas ideal podemos reescribir la ecuación (M.Cimbala, 2012)

$$P = \rho RT$$

*Ecuación No. 9*

$$c^2 = k \left[ \frac{\partial(\rho RT)}{\partial \rho} \right]_T$$

De modo que la velocidad del sonido se obtiene a partir de

$$c = \sqrt{kRT}$$

*Ecuación No. 10*

Donde:

$c =$  velocidad del sonido.

$R = 0.287 \frac{kJ}{kg} =$  constante de los gases ideales.

$T = \text{temperatura del fluido.}$

Es importante mencionar que la velocidad del sonido puede variar debido a la temperatura y el fluido analizado. (M.Cimbala, 2012)

A partir del parámetro de la velocidad del sonido se puede determinar el número de Mach con la siguiente expresión. (M.Cimbala, 2012)

$$M = \frac{v}{c}$$

*Ecuación No. 11*

Donde

$M = \text{Número de Mach}$

$v = \text{velocidad del medio}$

$c = \text{velocidad del sonido}$

A partir del número de Mach se pueden describir regímenes de fluido. En la Tabla 2 se pueden ver el tipo flujo que describe un determinado número de Mach.

Tabla 2. Clasificación de flujos en función del número de Mach.

Numero de Mach	Tipo de Flujo
$Ma < 1$	Subsónico
$Ma = 1$	Sónico
$Ma \cong 1$	Transónico
$Ma > 1$	Supersónico
$Ma \gg 1$	Hipersónico

Fuente. Elaboración propia. (M.Cimbala, 2012)

Sin embargo, existe una dificultad para el cálculo del número de Mach dentro del Venturi, debido a las variaciones de la velocidad del medio. En consecuencia, por las variaciones de velocidad en el Venturi, conocer el valor exacto del número de Mach se vuelve una tarea difícil. Por lo tanto, el uso del número de Mach como un parámetro para diseño del restrictor Venturi, no es factible. (Alex Reynolds, 2015)

**b. DETERMINACIÓN DEL FLUJO MÁSSICO.** La presión es el parámetro ideal que se puede variar para mantener constante la velocidad de flujo, debido a la diferencia de presión a través de los dos extremos de un Venturi (diámetro de entrada y diámetro de salida), esta diferencia puede ser medida fácilmente mediante un simple manómetro en forma de U. (Mahank, 2015)

Para el análisis del restrictor, el objetivo es predecir la cantidad máxima de aire que puede entrar a la cámara de combustión, una mezcla más rica en oxígeno permite que más combustible pueda ser quemado, produciendo de esta forma más trabajo. (Mahank, 2015)

Para determinar el flujo másico máximo de aire que puede pasar a través del restrictor se determinó realizar un análisis isentrópico de un gas ideal. (Mahank, 2015)

$$\dot{m}_{max} = A * P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}$$

*Ecuación No. 12*

Donde:

$k$  = relación de calores específico (1.4).

$P_0$  = presión de estancamiento.

$T_0$  = temperatura de estancamiento.

$A$  = área de sección transversal por la que pasa el aire.

La presión y temperatura de estancamiento está dada por la presión y la temperatura de entrada. Por lo que podemos describir la de la siguiente forma. (Mahank, 2015)

$$T_0 = T_i + \frac{V_i^2}{2c_p}$$

*Ecuación No. 13*

$$P_0 = P_i \left(\frac{T_0}{T_i}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

*Ecuación No. 14*

Donde:

$T_i$  = es la temperatura a la que entra el aire.

$c_p$  = calor específico a presión constantes del aire.

$V_i$  = velocidad del aire en la entrada.

**c. RELACIÓN AIRE COMBUSTIBLE (AF).** La energía de entrada de un motor proviene de un combustible, este combustible requiere de la presencia de oxígeno para realizar la reacción química. Para esto es necesario conocer la cantidad necesaria tanto de aire como de combustible presente. A continuación, se presenta la relación que determinará el flujo de combustible. (Pulkrabek, 1997)

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

*Ecuación No. 15*

Donde:

$AF =$  relación de aire – combustible

$\dot{m}_a =$  flujo másico de aire

$\dot{m}_f =$  flujo másico de combustible

**d. EFICIENCIA DE COMBUSTIÓN.** La eficiencia de combustión se define como la fracción de combustible que se quema en presencia de una fracción de aire. Típicamente esta eficiencia se mantiene entre un rango de valores en condiciones de operación adecuadas (cuando el motor no presenta fallas). (Pulkrabek, 1997)

$$0.95 \leq n_c \leq 0.98$$

**e. POTENCIA.** Para determinar la potencia que entrega el motor se puede determinar a partir del poder calorífico que tiene el combustible que utiliza. De modo que si analizamos el calor que produce el flujo de combustible que entra a la cámara de combustión podemos determinar la potencia a partir de la siguiente expresión (Pulkrabek, 1997)

$$\dot{W} = \dot{m}_f Q_{HV} n_c n_t$$

*Ecuación No. 16*

Donde:

$\dot{W} =$  potencia

$\dot{m}_f =$  flujo másico de combustible

$Q_{LV} =$  poder calorífico =  $43000 \frac{kJ}{kg}$

$n_c =$  eficiencia de combustión

$$n_t = \text{eficiencia térmica} = 0.20 \leq n_t \leq 0.30$$

**f. EFICIENCIA VOLUMÉTRICA.** Partiendo del flujo másico de aire obtenido, se puede calcular la eficiencia volumétrica. La eficiencia volumétrica se define como cociente de la masa de aire admitido en relación al volumen de desplazamiento que tiene el pistón. (Pulkrabek, 1997)

$$n_v = \frac{2\dot{m}}{\rho_i V_d n}$$

*Ecuación No. 17*

Donde:

$\dot{m}$  = *flujo másico.*

$\rho_i$  = *densidad del aire a la entrada del sistema de admisión.*

$V_d$  = *volumen desplazado.*

$n$  = *número de revoluciones por segundo del cigueñal.*

**g. VOLUMEN DESPLAZADO.** El volumen desplazado por el motor se determina a partir del diámetro de los cilindros, la carrera del pistón y el número de cilindros que tiene el motor. (Pulkrabek, 1997)

$$V_d = \frac{\pi}{4} * B^2 * S * N_c$$

*Ecuación No. 18*

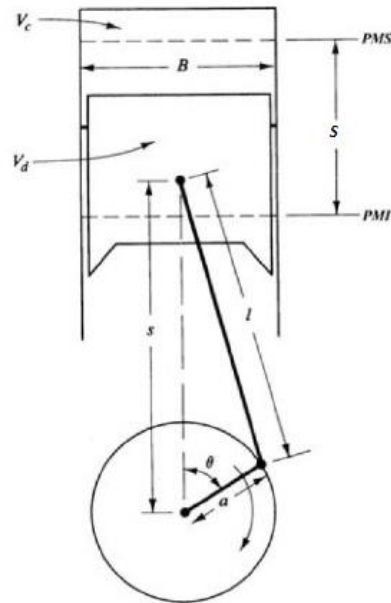
Donde:

$S$  = *carrera del pistón.*

$B$  = *diámetro del cilindro.*

$N_c$  = *número de cilindros del motor.*

Figura 5. Geometría de cilindro y pistón.



Fuente: Willard W. Pulkrabek – *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Pág. 39

**h. VELOCIDAD MEDIA.** La velocidad media del pistón se puede determinar a partir de la siguiente ecuación.

$$\bar{U}_p = 2SN$$

*Ecuación No. 19*

Donde:

$N$  = número de revoluciones por minuto de operación del motor. (RPM)

## **B. SISTEMA DE FRENOS**

El sistema de frenos tiene como objetivo transformar la energía cinética del vehículo en energía térmica, permitiendo una desaceleración de forma variable o total del vehículo. El correcto funcionamiento de este sistema permite una mejor maniobrabilidad y al mismo tiempo se relaciona de forma directa con la seguridad del conductor. (Ocaña, 2012)

Un análisis del sistema de frenos, debe anticiparse en una serie de variables relativas al proceso dinámico, de la operación del frenado de los automóviles. En este sentido, el conductor debe ser capaz de accionar el pedal de los frenos para reducir la velocidad del vehículo en condiciones de movimiento. (Ortega, 2012)

El diseño del sistema de frenos debe cumplir con varios aspectos establecidos en el manual oficial de la competencia. El funcionamiento del sistema de frenos debe partir de una fuerza ejercida sobre el pedal del freno, esta fuerza luego es transformada en una presión hidráulica que desplaza al líquido de frenos dentro de los sistemas hidráulicos. El desplazamiento del líquido de frenos provocado por el cilindro maestro, genera una presión en el caliper, que es a su vez ejerce una fuerza de sujeción en los discos, permitiendo así la desaceleración del vehículo.

En el manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 7: Brake System la regla T2.7 establece: el vehículo será sometido a una prueba en la que se debe demostrar la capacidad de bloquear los cuatro neumáticos de modo que este se desacelere y se detenga completamente. Para cumplir con este objetivo, se debe tomar en cuenta la fuerza necesaria que se debe ejercer sobre los discos, tomando en cuenta la capacidad térmica del material de los discos frenos y las pastillas de fricción.

En los vehículos de alto desempeño uno de los sistemas con mayor importancia es el sistema de frenos. El sistema de frenos es el que permite el decremento de velocidad del vehículo de forma gradual o total. El sistema de frenos cumple con el principio de la

conservación de energía, transformando la energía producida por el movimiento del vehículo en energía calorífica. (Ortega, 2012)

Para el diseño de un sistema de frenos, se consideran una serie de condiciones dinámicas que ocurren durante el proceso de frenado en un vehículo. Uno de los aspectos a tomar en cuenta es la fuerza ejercida sobre el pedal para reducir la velocidad del vehículo, con el objetivo de disminuir la velocidad del vehículo cuando este se encuentra en movimiento. (Ortega, 2012)

El proceso de frenado en un vehículo se puede resumir en una serie de acciones que van una a continuación de otra (acción-reacción).

1. Fuerza ejercida sobre el pedal del freno por el piloto.
2. El líquido de frenos es desplazado en consecuencia del aumento de presión.
3. El líquido desplazado alimenta a dos sistemas hidráulicos independientes, frenos delanteros y traseros.
4. Activación de pistón hidráulico de simple efecto en las mordazas de los cuatro frenos en el vehículo.
5. Gradualmente aumenta la fuerza aplicada en la mordaza generando una desaceleración del vehículo.
6. Se alcanza el punto máximo de desaceleración.
7. Detención total del vehículo.

Bajo condiciones ideales los pasos anteriores pueden permitir una frenada con un 100% de eficiencia. Sin embargo, existen condiciones que no permiten alcanzar tan alto porcentaje de eficiencia. Entre estos se pueden mencionar:

1. La capacidad de adherencia de los neumáticos con el asfalto.
2. La fuerza aplicada al sistema no bloquee por completo el movimiento de los neumáticos.
3. El vehículo no debe derrapar.

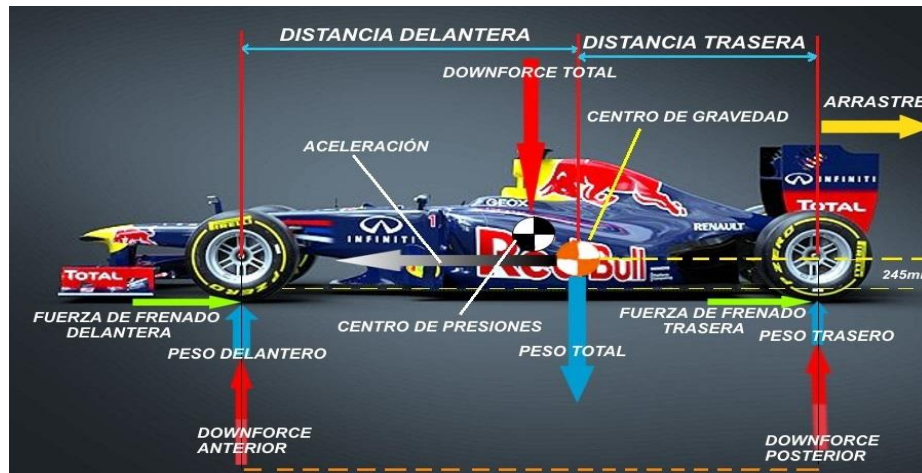
4. Ambos sistemas hidráulicos funciones correctamente (no hay presencia de fugas, o mal funcionamiento de las válvulas).

Durante un proceso de frenado en un vehículo se presenta una distribución de cargas a lo largo de cada uno de los ejes, sin embargo, esta distribución no es uniforme. La distribución de las cargas depende de la ubicación del centro de gravedad del vehículo, en consecuencia, en el eje delantero se experimenta una carga mayor en comparación a la carga que experimenta el eje trasero. (Ocaña, 2012)

**1. FUERZAS EXPERIMENTADAS DURANTE EL PROCESO DE FRENADO.** Para el diseño y selección de un sistema de frenos se deben de determinar inicialmente las condiciones bajo las cuales opera dicho sistema. Por esta razón debemos profundizar en las fuerzas que actúan sobre el vehículo durante el proceso de frenado.

Durante el proceso de frenado en condiciones estáticas, existen fuerzas que actúan sobre el vehículo que no representan gran importancia para su análisis como el peso, la resistencia a la rodadura y las fuerzas aerodinámicas. Sin embargo, en condiciones dinámicas éstas si representan variaciones significativas en la distribución de cargas durante el frenado. (Ortega, 2012)

Figura 6. Distribución de cargas sobre los neumáticos durante la frenada y aceleración.



Fuente: Los complejos fenómenos aerodinámicos.

<http://www.taringa.net/comunidades/autodeportes/7310646/0495-Los-complejos-fenomenos-aerodinamicos.html> [03/04/2016]

En la Figura 9 se puede ver diagrama de un vehículo de Fórmula 1. El objetivo de esta figura es mostrar las cargas presentes en el vehículo durante un proceso de frenado y de aceleración. Cada uno de estas cargas tiene que tomarse en consideración para el diseño del sistema de frenos.

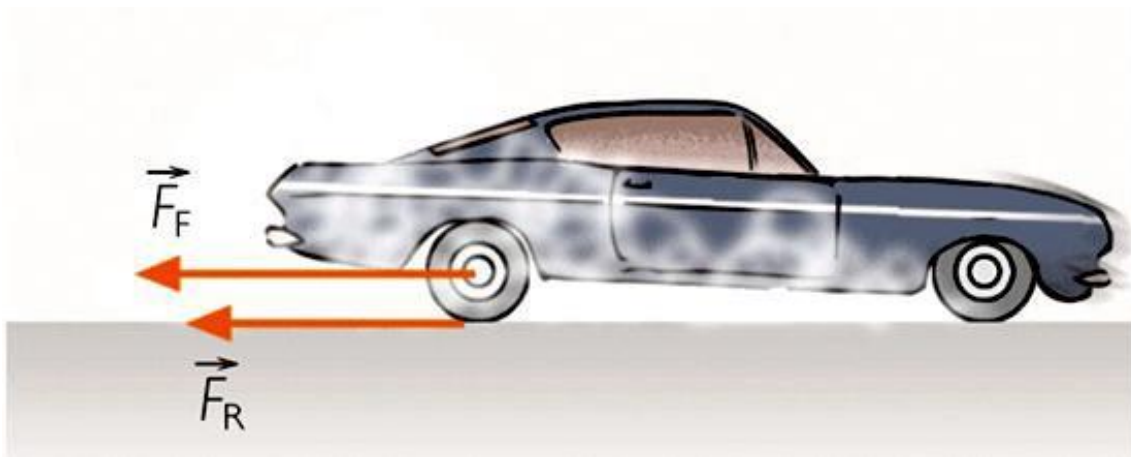
**a. FUERZA INERCIAL.** La inercia del vehículo durante el proceso de frenado genera una fuerza inercial la cual actúa sobre el centro de gravedad del vehículo. Comúnmente el centro de gravedad de un vehículo se encuentra situado a una altura mayor que la altura del eje de los neumáticos, es por esta razón que se genera un cabeceo en el vehículo que modifica la distribución de cargas sobre los ejes. (Ortega, 2012)

Se puede aproximar para su estudio que esta distribución de cargas en condiciones dinámicas durante el proceso de frenado, depende directamente de la ubicación del centro de gravedad y la distancia entre ejes. De este modo podemos predecir que la distribución de las cargas en condiciones estáticas es aproximadamente de un 50% para cada uno de los ejes, pero en condiciones dinámicas puede llegar a ser de un 80% para el eje delantero y un 20% para el eje trasero. (Ortega, 2012)

En función de esta aproximación podemos suponer que las dimensiones para los frenos delanteros y traseros deben ser distintas, al igual que los materiales de fricción, el coeficiente de fricción y el tamaño de las pastillas deben ser distintos, con la finalidad de evitar el bloqueo de las ruedas traseras. (Ocaña, 2012)

**b. FUERZA DE FRENADO (FUERZA DE FRICCIÓN).** Los vehículos están sujetos a una fuerza de frenado que se desarrolla entre la superficie de las ruedas y el contacto con la superficie, en el momento que el conductor acciona el pedal de freno. La fuerza de frenado debe cumplir la función de anular la fuerza inercial, deteniendo el vehículo totalmente. (Ocaña, 2012)

Figura 7. Fuerza de frenado y resistencia a la rodadura.



Fuente: José Luis Albornoz Salazar - Fuerzas desarrolladas en el frenado de vehículos.  
<http://www.monografias.com/trabajos89/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica.shtml> [03/04/2016]

Existen dos limitantes para la fuerza de frenado máxima, como la fuerza de tracción máxima. Una de las limitaciones está relacionada con la interacción entre el neumático y la superficie de contacto. Existe otro límite impuesto referente a la fuerza de tracción máxima, debido a la potencia del motor. Sin embargo, el límite crítico se debe a la adherencia existente entre el neumático y el suelo, ya que cuando se sobrepasa este límite, se produce el bloqueo de las ruedas sobre el pavimento. (Ramos, 2013)

Figura 8. Diagrama de fuerzas que experimenta un neumático.



Fuente: Sistema ABS. [http://www.aficionadosalamecanica.net/sistema\\_abs.htm](http://www.aficionadosalamecanica.net/sistema_abs.htm)

[20/02/2016]

**c. RESISTENCIA A LA RODADURA.** La resistencia a la rodadura se determina a partir de los componentes de fricción entre neumático y superficie y las pérdidas mecánicas que se generan en el sistema de transmisión. Los valores generados por la resistencia a la rodadura aumentan de forma proporcional a la velocidad del vehículo. (Ortega, 2012)

Figura 9. Resistencia a la rodadura

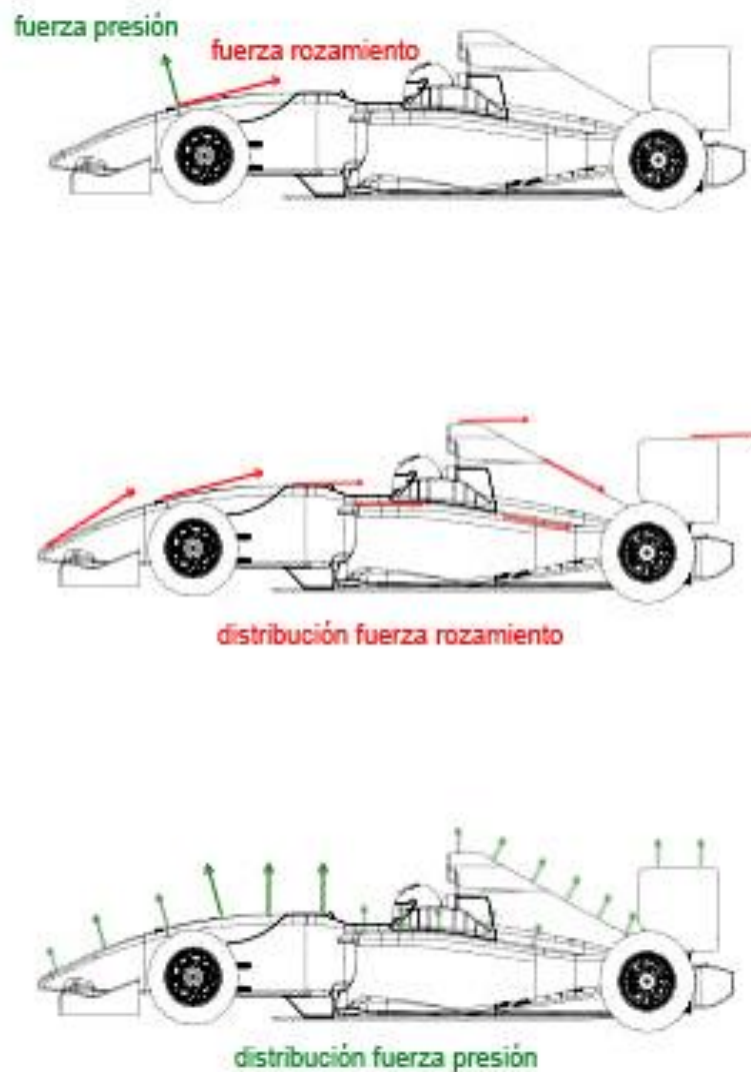


Fuente: Daniel Lopez – Aderencia, El neumático.

[http://neumaticosnasa.blogspot.com/2014\\_07\\_01\\_archive.html](http://neumaticosnasa.blogspot.com/2014_07_01_archive.html) [26/02/2016]

**d. FUERZAS AERODINÁMICAS.** El análisis de las fuerzas aerodinámicas, son de interés cuando el vehículo se desplaza a altas velocidades. A velocidades bajas o moderadas se consideran despreciables en comparación a la fuerza de frenado. Las fuerzas aerodinámicas van en función de la velocidad, ya que el valor aumenta al cuadrado de la velocidad del vehículo. (Ortega, 2012)

Figura 10. Distribución de fuerzas aerodinámicas

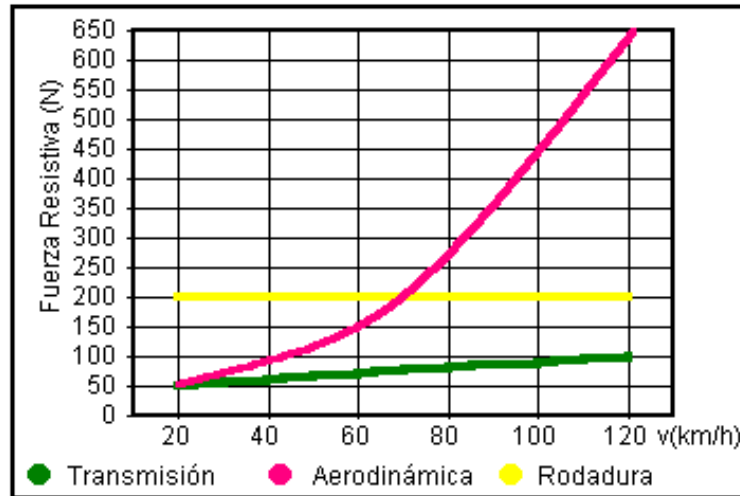


Fuente: Túnel de viento, aerodinámica y Fórmula 1. <http://www.que-formula1.com/index.php/articulos-tecnicos/tunel-de-viento-aerodinamica-y-formula-1-2/>

[07/08/2016]

A continuación, en la Figura 14 se ilustra la variación de la resistencia a la rodadura y las fuerzas aerodinámicas de un vehículo en movimiento.

Figura 11. Fuerzas resistivas en función de la velocidad.



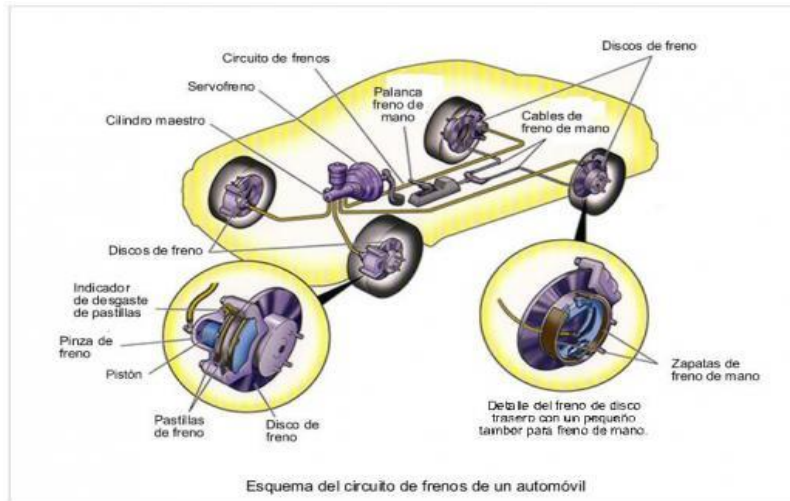
Fuente: Rafael Martínez – La velocidad el enemigo número uno del consumo.

<http://www.comoconsumirmenos.com/2012/08/la-velocidad-el-enemigo-numero-un-del.html> [30/04/2016]

## 2. COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS.

Un sistema de frenos está constituido por componentes hidráulicos y mecánicos, entre estos se puede mencionar: pedal de freno, cilindro maestro, válvula de control hidráulica, líneas hidráulicas, caliper, frenos de disco o frenos de tambor.

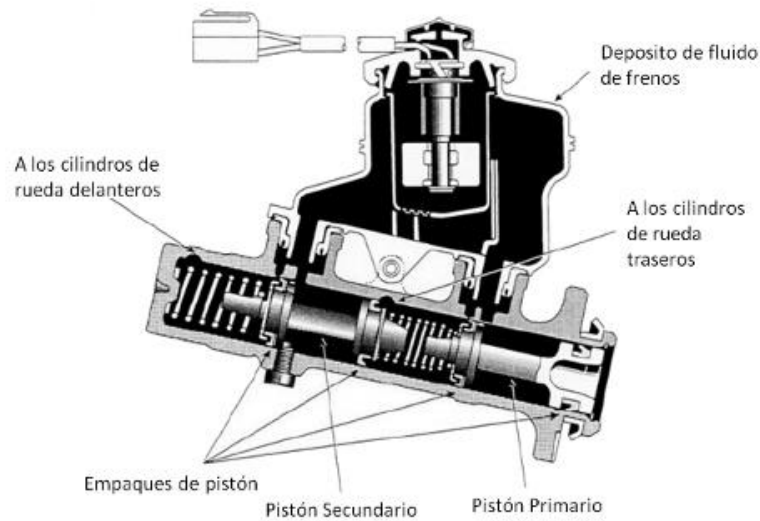
Figura 12. Componentes del sistema de frenos.



Fuente: Luis Pérez Ramos - *Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student*. Pág. 23

a. **CILINDRO MAESTRO.** La función del cilindro maestro es convertir el movimiento que se hace sobre el pedal de freno en una presión hidráulica. Generalmente este cilindro es un cilindro tipo Tándem.

Figura 13. Cilindro Tándem.

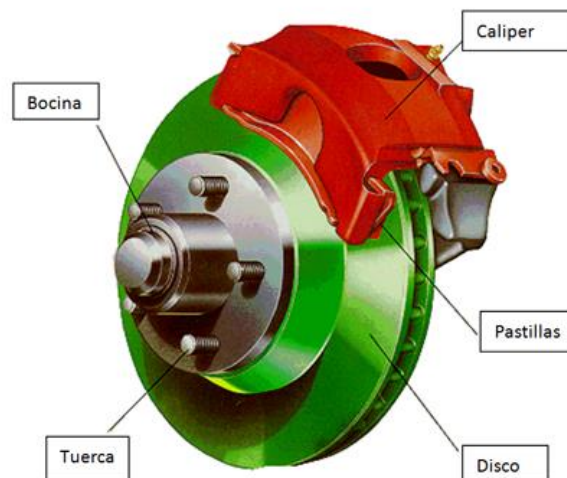


Fuente: Cilindro Maestro. <http://e-auto.com.mx/enev/index.php/85-boletines-tecnicos/3496-cilindro-maestro-de-frenos> [05/05/206]

El objetivo del utilizar un cilindro tipo Tándem, se debe a que este dispone de dos cámaras hidráulicas separadas, permitiendo accionar dos sistemas hidráulicos de frenos por separado (sistema frenos delanteros y traseros). Al tener dos sistemas de frenos separados se tiene una ventaja en el funcionamiento, ya que, si existiera una falla en alguno de los sistemas, el otro sistema continuará funcionando y será capaz de detener el vehículo. (Ortega, 2012)

**b. CALIPER.** El caliper de freno Figura 17 es un componente que va montado sobre una sección del disco de freno. Este componente es estático lo que quiere decir que no rota. Dentro del caliper se encuentran acoplados los pistones de frenado y las pastillas. El funcionamiento del caliper está basado en ejercer una fuerza de sujeción generando grandes fuerzas de fricción entre las pastillas y el disco de freno. (Ortega, 2012)

Figura 14. Freno de disco y componentes



Fuente: Cristian M. – Funcionamiento del caliper de freno.

<https://www.bolido.com/2011/03/el-funcionamiento-del-caliper-de-freno/> [05/05/2016]

**c. CONDUCTOS DE FRENO.** Los conductos del sistema de frenos es una serie de tuberías, cuya función es transferir la presión interna y convertirla en una fuerza resultante. Este sistema debe ser resistente a las condiciones ambientales y otros agentes agresivos del entorno. (Ocaña, 2012)

Los conductos de freno están compuestos por un componentes rígidos y flexibles. Los ductos rígidos generalmente son de acero inoxidable tipo 304. Los ductos flexibles presentan accesorios de acero galvanizado para evitar la corrosión. (Ocaña, 2012)

### 3. SELECCIÓN DE FRENO.

Para la selección del sistema frenos el manual oficial de reglas de la Fórmula SAE establece una serie de restricciones que deben de cumplirse. De acuerdo al manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 7: Brake System la regla T 7.1.1 establece que el vehículo debe contar con dos sistemas de frenos independientes, con el objetivo de conservar un proceso de frenado en caso de que uno de los sistemas falle, de esta forma el otro sistema será capaz de detener el vehículo.

En referencia a la norma anteriormente mencionada se realiza una investigación para determinar cuáles podrían ser las opciones a comparar. A partir de la investigación realizada se determinó que en años anteriores equipos han utilizado sistemas de frenos de vehículos compactos comerciales.

Tabla 3. Comparación del sistema frenos utilizado por vehículos compactos.

Cuadro de especificaciones del sistema frenos			
Marca	Brembo	Brembo	Brembo
Vehículo	Fiat 500	Suzuki Swift	Hiundai i10
No. de pistones en Caliper	1	1	1
Diámetro de disco (F/R) (mm)	305/240	250/240	252/241
Ventilación	Si	No	No
Masa del vehículo (Kg)	1497	1470	1430

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3 se pueden observar varios modelos de vehículos compactos que utilizan sistemas de freno de disco. Los datos en la tabla nos dan una referencia del diámetro de

cada uno del disco tanto delantero como traseros (F/R). Al mismo tiempo esta tabla permite comparar las diferentes características físicas de los sistemas propuestos que pueden ser adquiridos de forma local. La decisión a tomar en la etapa de diseño para la selección del sistema de frenos tiene un gran impacto en cuanto a la seguridad, debido que, si dicho sistema no es capaz de frenar el vehículo, podría ocasionar un accidente.

#### 4. DINÁMICA DE FRENADO

##### a. PRINCIPIO DE LA CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA.

Anteriormente se mencionó que el sistema de frenos cumple con el principio de conservación de la energía, ya que la energía cinética que tiene el vehículo producida por el movimiento que tiene se transforma en energía calorífica, disipada por los componentes del sistema. (Ramos, 2013)

La energía cinética que posee el vehículo está descrita por

$$\text{Energía cinética} = K = \frac{1}{2} m_v v_v^2$$

*Ecuación No. 20*

Donde:

$m_v$  = masa del vehículo.

$v_v^2$  = velocidad del vehículo.

En función de la conservación de la energía, se puede determinar la cantidad de energía calorífica que se disipa en los componentes. (Ramos, 2013)

$$\text{Energía disipada} = Q = M_{\text{componentes}} c_p \Delta T_{\text{componentes}}$$

*Ecuación No. 21*

Donde

$M_{\text{componentes}}$  = masa de los componentes que absorben la energía calorífica.

$c_p$  = calor específico de los que absorben la energía calorífica.

$\Delta T_{componentes}$  = aumento de temperatura que sufren los componentes.

Establecidas las condiciones iniciales y finales de nuestro sistema, el principio de conservación de la energía se puede ver reflejado al igualar las dos ecuaciones anteriores.

$$\Delta E = 0$$

$$E_{in} = E_{out}$$

$$K_1 = Q_2$$

$$\frac{1}{2}m_v v_v^2 = M_{comoponentes} c_p \Delta T_{componentes}$$

*Ecuación No. 22*

Es importante mencionar que las variaciones de temperatura tienen un comportamiento directamente proporcional a la masa del vehículo, de modo que, si existe un aumento en la masa del vehículo, un aumento en la temperatura se produce durante el proceso de frenado. (Ramos, 2013)

La velocidad que tiene el vehículo, al igual que la masa genera variaciones en la temperatura. Sin embargo, la variación de temperatura se ve reflejada por la velocidad al cuadrado del vehículo. Esto nos indica que la variación de la temperatura es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad. De modo que las variaciones de temperatura podrían aumentar cuatro veces más si la velocidad aumenta al doble. (Ramos, 2013)

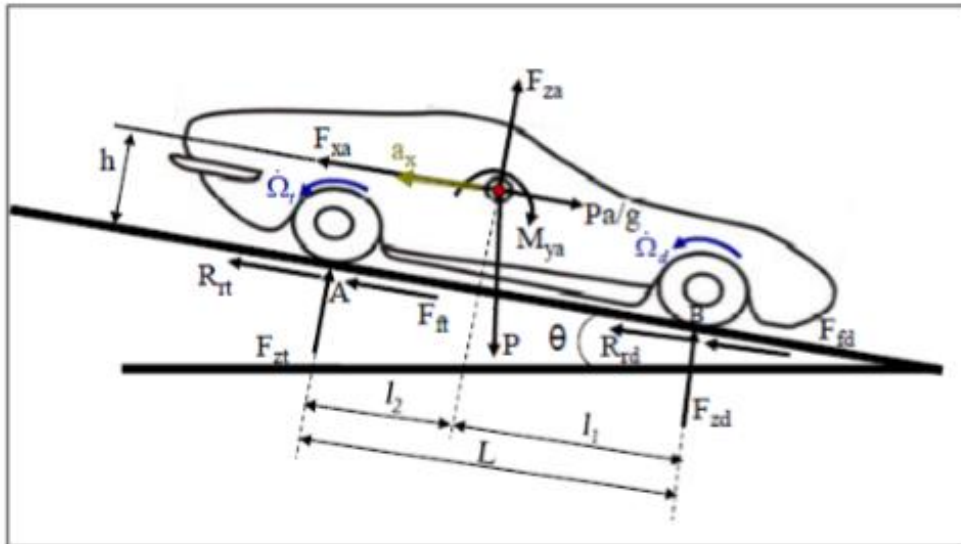
**b. FUERZAS QUE ACTÚAN DURANTE EL PROCESO DE FRENADO.** Para el diseño del sistema de frenos es importante establecer cuáles serán nuestras consideraciones para su correcto análisis. A continuación, se establecen dos condiciones para su análisis. (Ramos, 2013)

- El vehículo sigue un movimiento rectilíneo

- El vehículo se considera como un cuerpo sólido rígido.

Establecidas estas condiciones se obtiene el siguiente diagrama de cuerpo libre, en él se pueden apreciar todas las fuerzas que actúan sobre el vehículo durante un proceso de frenado. (Ramos, 2013)

Figura 15. Diagrama de cuerpo libre del vehículo durante un proceso de frenado.



Fuente: Luis Pérez Ramos - *Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student*. Pág. 43

Donde:

$F_{xa}$  y  $F_{za}$  = fuerza aerodinámica en el eje X y Z.

$M_{ya}$  = momento generado por las fuerzas aerodinámicas en el eje Y.

$P_{a/g}$  y  $F_{za}$  = fuerza aerodinámica en el eje X y Z.

$\Omega_t$  y  $\Omega_d$  = desaceleración angular de la rueda trasera y delantera.

$P$  = peso del vehículo.

$R_{rt}$  y  $R_{rd}$  = resistencia a la rodadura en los neumáticos delanteros y traseros.

$F_{ft}$  y  $F_{fd}$  = fuerza de frenado en el eje delantero y trasero.

$F_{zt}$  y  $F_{zd}$  = reacciones en los puntos A y B (fuerza normal).

$\theta$  = ángulo de la pendiente de la carretera.

$h$  = altura del centro de gravedad.

$a_x$  = desaceleración del vehículo.

**c. FUERZA DE FRENADO.** Para el cálculo de la fuerza frenado se debe contar con la adecuada fricción entre el neumático y el asfalto, de modo que el neumático pueda desarrollar una fuerza opuesta al esfuerzo de que genera la rotación de la rueda. A partir de esto se puede obtener fuerza de frenado generada es:

$$F_{fR} = \frac{M_{frenado}}{R_{neumatico}}$$

*Ecuación No. 23*

Donde:

$F_f$  = fuerza de frenado.

$M_{frenado}$  = momento producido en el neumático.

$R_{neumatico}$  = radio efectivo del neumático.

Tomando como referencia de la ecuación anterior es importante mencionar que la fuerza que se obtiene únicamente de uno de los neumáticos. Por lo que se debe realizar una sumatoria de la fuerza generada en cada uno de los neumáticos para obtener la fuerza total de frenada. (Ocaña, 2012)

$$F_{ftotal} = \sum F_{fi}$$

*Ecuación No. 24*

**d. DESACELERACIÓN.** La aceleración que se requiere para detener el vehículo, se puede obtener a partir de la segunda ley de Newton para un cuerpo uniformemente acelerado. (Ocaña, 2012)

$$a_x = \frac{F_{f\text{total}}}{m_v}$$

*Ecuación No. 25*

Donde:

$a_x$  = *desaceleración (aceleración negativa).*

$F_{f\text{total}}$  = *fuerza total de frenado.*

$m_v$  = *masa del vehículo.*

**e. CINÉTICA DE UN VEHÍCULO.** El comportamiento de un vehículo en condiciones cinéticas es un factor importante para el diseño de un sistema de frenos. Para esto se debe de tomar en cuenta la distancia que se requiere para detener el vehículo. La ecuación que determinar la distancia de frenado requiere dos integraciones con respecto al tiempo de la ecuación anteriormente planteada, por lo que se obtiene la siguiente ecuación. (Ocaña, 2012)

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 * a_x}$$

*Ecuación No. 26*

Donde:

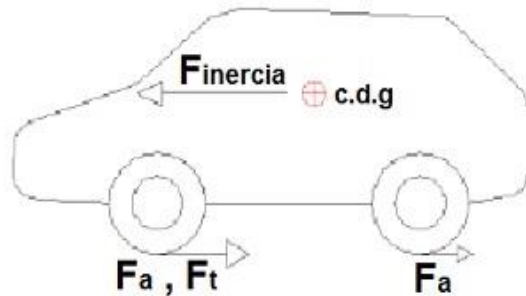
$D_f$  = *distancia de frenado.*

$a_x$  = *desaceleración o aceleración de frenado.*

$v_v$  = *velocidad del vehículo.*

f. **FUERZA DE INERCIA.** Durante el frenado el proceso de la mayor desaceleración se puede expresar en una transferencia del peso de las llantas traseras a las delanteras. Esta transferencia depende de la geometría del vehículo. Es necesario calcular la transferencia del peso y el coeficiente de fricción entre en las llantas y la superficie. (Ramos, 2013)

Figura 16. Fuerzas experimentadas durante el proceso de frenado.



Fuente: Elena Criado Ocaña – *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student*. Pág. 12

Por lo tanto, la fuerza transferida o fuerza de inercia se puede expresar como: (Ramos, 2013)

$$F_T = \frac{\mu_B WH}{L}$$

*Ecuación No. 27*

Donde:

$F_T$  = fuerza transferida.

$\mu_B$  = coeficiente de fricción entre las llantas y la superficie.

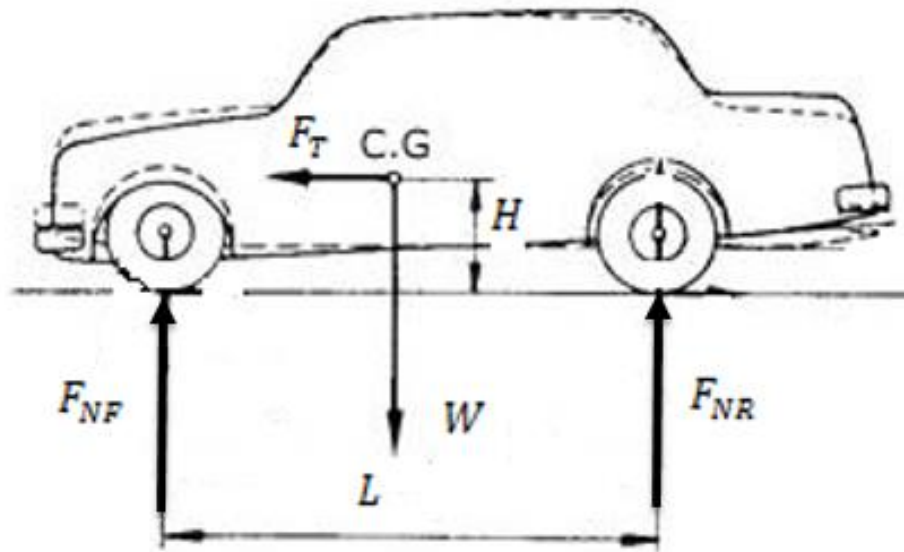
$W$  = peso del vehículo.

$H$  = altura del centro de gravedad del vehículo.

$L$  = longitud entre ejes.

A partir del peso transferido se puede calcular las fuerzas normales que se experimenta en las llantas delanteras y traseras. (Ramos, 2013)

Figura 17. Fuerzas experimentadas en los neumáticos.



Fuente: Elaboración propia

$$F_{NF} = \frac{WL_R}{L} + F_T$$

Ecuación No. 28

$$F_{NR} = \frac{WL_F}{L} - F_T$$

Ecuación No. 29

Donde:

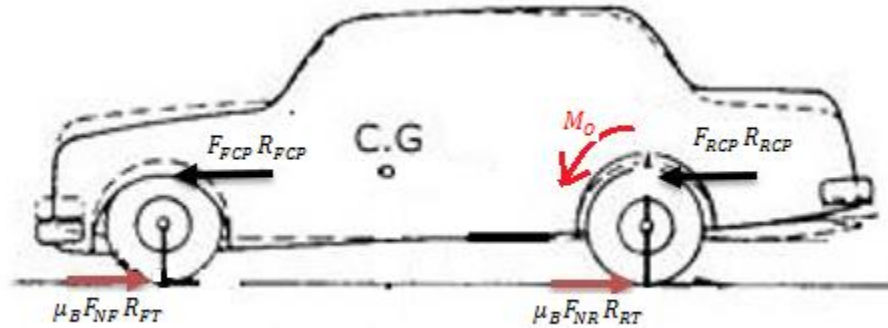
$F_{NF}$  = fuerza normal en las ruedas delanteras.

$F_{NR}$  = fuerza normal en las ruedas traseras.

$L_F$  y  $L_R$  = longitud del eje delantero y trasero al centro de masa del vehículo.

Realizando una sumatoria de momentos en el centro de rotación de una de las ruedas se puede suponer despreciable el peso de las llantas. (Ramos, 2013)

Figura 18. Diagrama de cuerpo libre, sumatoria de momentos en los neumáticos.



Fuente: Elaboración propia

$$\sum M_O = 0$$

*Ecuación No. 30*

Por lo tanto, la sumatoria de momentos en los ejes:

Delantero

$$F_{FCP} R_{FCP} - \mu_B F_{NF} R_{FT} = 0$$

$$F_{FCP} = \frac{\mu_B F_{NF} R_{FT}}{R_{FCP}}$$

*Ecuación No. 31*

Trasero

$$F_{RCP} R_{RCP} - \mu_B F_{NR} R_{RT} = 0$$

$$F_{RCP} = \frac{\mu_B F_{NR} R_{RT}}{R_{RCP}}$$

*Ecuación No. 32*

Donde:

$F_{RCP}$  y  $F_{FCP} =$

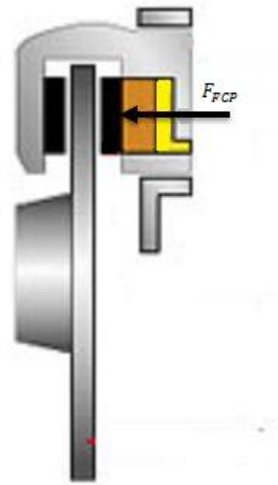
*fuerzas de fricción generadas por los calipers en los frenos delantero y traseros.*

$R_{FCP}$  y  $R_{RCP}$  = radio medio sobre el que actúan las fuerzas de fricción.

$R_{FT}$  y  $R_{RT}$  = radio de llantas delanteras y traseras.

La fuerza de fricción que generan los calipers delanteros y traseros pueden expresarse como una fuerza normal aplicada disco de frenos (Ramos, 2013)

Figura 19. Diagrama de cuerpo libre, fuerza de fricción generada por el caliper.



Fuente: Elaboración propia

$$F_{FCP} = \mu_{CF} F_{NFCP}$$

*Ecuación No. 33*

$$F_{RCP} = \mu_{CF} F_{NRCP}$$

*Ecuación No. 34*

La fuerza normal generada en cada uno de los calipers puede ser obtenida en términos de presión y área del pistón ubicado en el caliper. (Ramos, 2013)

$$F_{NFCP} = (\# \text{ de pistones en caliper delantero}) P_F A_{FCP}$$

*Ecuación No. 35*

$$F_{NRCP} = (\# \text{ de pistones en caliper traseros}) P_R A_{RCP}$$

*Ecuación No. 36*

La presión que se requiere para impulsar el pistón en el caliper puede ser calculada a partir

$$P_F = \frac{F_{NF\text{CP}}}{\# \text{ de pistones en caliper delantero} * A_{F\text{CP}}}$$

*Ecuación No. 37*

$$P_R = \frac{F_{NR\text{CP}}}{\# \text{ de pistones en caliper trasero} * A_{R\text{CP}}}$$

*Ecuación No. 38*

Para calcular la fuerza ejercida por el cilindro maestro se expresa según la presión en las líneas hidráulicas tanto delanteras como traseras multiplicada por el área del pistón. (Ramos, 2013)

$$F_{F\text{MC}} = P_F A_{F\text{MC}}$$

*Ecuación No. 39*

$$F_{R\text{MC}} = P_R A_{R\text{MC}}$$

*Ecuación No. 40*

Por último, podemos calcular el momento generado por la fuerza que se ejerce en el pedal del freno. (Ramos, 2013)

$$aF_{pie} = b(F_{F\text{MC}} + F_{R\text{MC}})$$

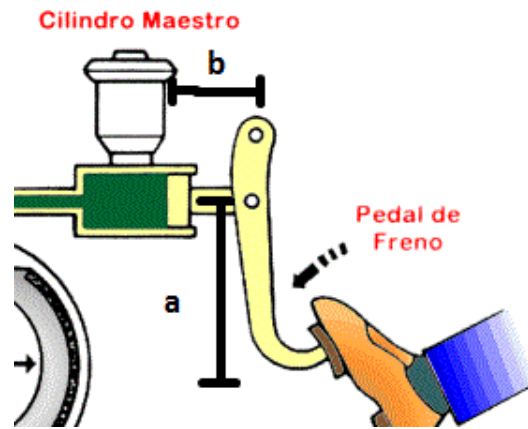
*Ecuación No. 41*

Donde

*a = distancia entre la fuerza aplicada al freno y el pivote en el pedal.*

*b = distancia entre la posición del cilindro maestro y el pivote del pedal.*

Figura 20. Momento generado por la fuerza aplicada al pedal del freno.



Fuente: Elaboración propia



## V. METODOLOGÍA

### A. REQUERIMIENTOS

Tabla 4. Requerimientos de la competencia Fórmula SAE, Sistema de Potencia

Código	Módulo	Sub-Módulo	Requerimiento
IC1.1	Sistema de potencia	Motor	Motor de combustión interna con un desplazamiento no mayor a 610 cc por ciclo.
IC1.1.1	Sistema de potencia	Motor	Motor de combustión interna basado en un ciclo Otto de cuatro tiempos.
IC1.1.2	Sistema de potencia	Sistema de admisión	La admisión de aire esta reducida a una única entrada en la que debe de pasar el todo el flujo de aire que entra al motor.
IC1.4	Sistema de potencia	Sistema de admisión	El sistema de admisión debe contar con un cuerpo mariposa o un carburador.
IC1.4.1	Sistema de potencia	Sistema de admisión	El cuerpo mariposa accionado mecánicamente.
IC1.5	Sistema de potencia	Sistema de admisión	Limitar la potencia del motor, el vehículo debe de contar con un restrictor circular que debe ser colocado en el sistema de admisión del motor y todo el flujo de aire debe pasar a través del restrictor.
IC1.5.1	Sistema de potencia	Sistema de admisión	Los diámetros máximos de restricción que deben ser respetados y la medida debe de ser 20.0 mm (0,7874 pulgadas

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5. Requerimientos de diseño, sistema de potencia

Código	Módulo	Sub-Módulo	Requerimiento
ICD1	Sistema de potencia	Motor	Seleccionar un motor de combustión interna con un desplazamiento no mayor a 610 cc por ciclo.
ICD2	Sistema de potencia	Motor	Adaptación de un motor de motocicleta al vehículo Fórmula GT.
ICD3	Sistema de potencia	Sistema de admisión	Diseñar un restrictor tipo Venturi.
ICD4	Sistema de potencia	Sistema de admisión	Optimizar el diseño el diseño del restrictor para obtener una potencia entre 70 y 90hp.
ICD5	Sistema de potencia	Sistema de admisión	Integrar el restrictor al sistema de admisión del motor en la secuencia establecida por la competencia.

Fuente: Elaboración propia

Tabla 6. Requerimientos de la competencia Fórmula SAE, sistema de frenos

Código	Módulo	Sub-Módulo	Requerimiento
T7.1	Sistema de frenos		El vehículo debe tener un sistema de frenado que actúe en las 4 llantas y sea accionado por un solo mecanismo.
T7.1.1	Sistema de frenos	Sistema hidráulico	El vehículo debe tener dos circuitos hidráulicos separados, uno para los neumáticos delanteros y otro para los neumáticos traseros.
T7.1.3	Sistema de frenos	Frenos	El sistema de frenado debe ser capaz de bloquear las 4 llantas, deteniendo el vehículo durante la prueba de frenado.
T7.1.4	Sistema de frenos	Frenos	El uso de frenos mecánicos está prohibido.

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7. Requerimientos de diseño, sistema de frenos

Código	Módulo	Sub-Módulo	Requerimiento
TD1	Sistema de frenos		Determinar la distancia necesaria para detener el vehículo a una determinada velocidad.
TD2	Sistema de frenos	Sistema hidráulico	Diseñar dos sistemas hidráulicos paralelos e independientes que permitan detener el vehículo.
TD3	Sistema de frenos	Frenos	El vehículo debe detenerse al momento de accionar el pedal del freno.
TD4	Sistema de frenos	Frenos	Seleccionar el sistema de frenos de un vehículo comercial.
TD5	Sistema de frenos	Frenos	Determinar las distancias de frenado en caso de una falla en uno de los sistemas hidráulicos.

Fuente: Elaboración propia

## B. SISTEMA DE POTENCIA

Partiendo los parámetros anteriores, se utilizó un sistema computacional dinámico de fluidos (CFD) para el diseño del restrictor, llamado ANSYS. Algunos parámetros a evaluar en el diseño de restrictor son presión, velocidad y turbulencia.

En el manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 1: Internal Combustion Engine Powertrains la regla IC 1.6.2 establece: que el restrictor puede tener un diámetro máximo de 20.0 mm en la garganta, mientras que el diámetro de entrada y de salida se determinan en función de la geometría que tiene el motor.

El diámetro de entrada del restrictor debe tener la medida del cuerpo mariposa cuyo valor puede variar entre 40 y 41 mm, dependiendo de la marca del motor a utilizar según las características físicas del motor (Tabla 1). Para la selección del diámetro de la salida del restrictor se toma de referencia el diámetro que tiene la tubería del múltiple de admisión, dicho diámetro tiene un valor de 45mm.

Luego de establecer las dimensiones de la entrada y la salida del restrictor se parametrizan las condiciones de operación. Para esto se estableció que la temperatura es

25°C y la presión es de 1 atmósfera en el aire que ingresa al motor. A partir de estas consideraciones se obtiene un flujo másico máximo

$$\dot{m}_{max} = A * P_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$$

$$\dot{m}_{max} = 1.2566 * 10^{-3} * 101325 \text{ Pa} \sqrt{\frac{1.4}{287 \frac{J}{kg} * 298.15K} \left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{\frac{1.4+1}{2(1.4-1)}}$$

$$\dot{m}_{max} = 0.29804 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{max} = 3.1415 * 10^{-4} * 101325 \text{ Pa} \sqrt{\frac{1.4}{287 \frac{J}{kg} * 298.15K} \left(\frac{2}{1.4+1}\right)^{\frac{1.4+1}{2(1.4-1)}}$$

$$\dot{m}_{max} = 0.074508 \frac{kg}{s}$$

A partir de la determinación del flujo másico que pasa a través del restrictor podemos determinar el flujo de combustible utilizando la relación de aire-combustible. Por lo general los motores de combustión trabajan con una mezcla pobre de modo que se seleccionó un valor de AF=17 con el objetivo de poder determinar un valor real. (Pulkrabek, 1997)

$$AF = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

$$\dot{m}_f = 4.3828 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Una vez determinado el flujo de combustible, podemos calcular la potencia que entrega el motor a partir del poder calorífico de la gasolina.

$$\dot{W} = \dot{m}_f Q_{HV} n_c n_t$$

$$\dot{W} = 46.1730kW = 61.92 \text{ hp}$$

También se determinó el volumen desplazado que tiene el motor en donde se comprueba si el desplazamiento del motor no excede el límite establecido.

$$V_d = \frac{\pi}{4} * B^2 * S * N_c$$

$$V_d = 599.36cm^3 = 5.9936 * 10^{-4}m^3$$

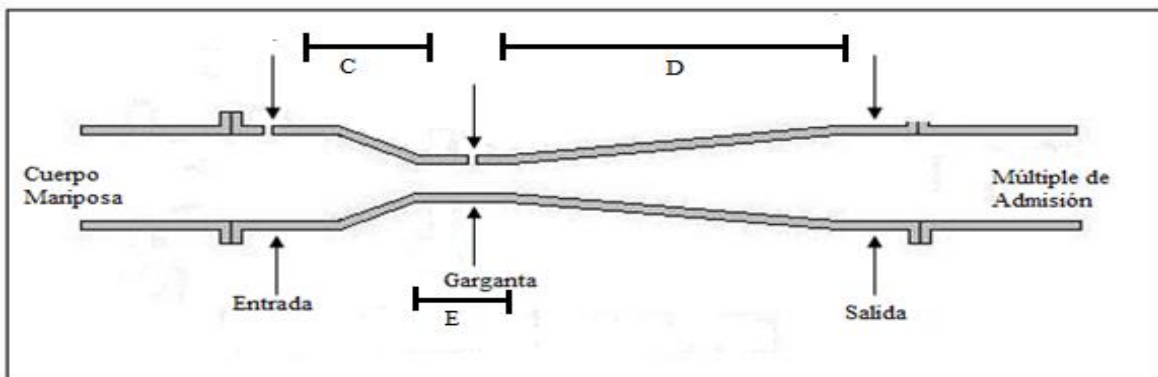
La velocidad media del pistón, se puede obtener a 7000RPM comprobando que este valor está dentro del rango establecido de 5m/s a 25m/s.

$$\bar{U}_p = 2SN$$

$$\bar{U}_p = 9.91\text{m/s}$$

Partiendo del flujo másico máximo obtenido, se realizaron las con un flujo másico constante a la entrada del restrictor y las condiciones de salida también son en condiciones ambientales.

Figura 21. Secciones del restrictor Venturi



Fuente. Elaboración propia.

Tabla 8. Parámetros de diseño para restrictor

Diseño	Diámetro de entrada (mm)	Diámetro de garganta (mm)	Diámetro de Salida (mm)	Longitud C (mm)	Longitud D (mm)	Largo de garganta (mm) E
1	40	20	45	75	175	5
2	40	20	50	50	150	5
3	40	20	50	100	175	20
4	40	20	50	35	60	10
5	40	20	50	75	60	10

Fuente: Elaboración propia

Tomando como referencia las características físicas del motor, en la Tabla 8 se pueden observar las distintas configuraciones para el diseño del restrictor. De modo que luego puedan ser comparadas cada una de ellas y poder determinar el diseño más adecuado. Para

el diámetro de entrada se parametriza un valor de 40mm y para el diámetro de salida del restrictor se establecen 45mm y 50mm.

**1. CONFIGURACIÓN DEL MALLADO.** Para el diseño del restrictor se desea determinar el comportamiento del flujo de aire a través de él, con el objetivo de poder determinar el comportamiento del flujo se utilizó un software llamado ANSYS. En el software de ANSYS se pueden encontrar varias herramientas útiles para hacer diversos análisis, para el caso del análisis del restrictor se utilizó un programa de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

El programa de Dinámica de Fluidos Computacional permite realizar un análisis aproximado al comportamiento de flujo de aire que pasa por un determinado cuerpo en este caso por el restrictor, en consecuencia, es una herramienta que simplifica el análisis y reduce las actividades experimentales.

Para el uso del programa de Dinámica de Fluidos Computacional se deben de realizar los siguientes puntos:

1. Diseñar la geometría del modelo a analizar.
2. Establecer el tipo de malla a utilizar.
3. Establecer los parámetros o condiciones de entrada del flujo que se va a analizar.

La malla a utilizar para el análisis CFD es el paso más importante, debido a que la aproximación del modelado va estar limitada por la calidad de la malla que se selecciona al momento de realizar el análisis. En consecuencia, la exactitud de los valores va estar definida por una alta calidad de la malla establecida. La calidad de la malla se puede determinar a partir de la calidad ortogonal y la asimetría.

La calidad ortogonal se determina a partir del vector del centroide de celdas a cada una de sus caras hacia cada una de las celdas adyacentes. Una baja calidad ortogonal de la celda tendrá un valor cercano a 0 y una calidad alta tendrá un valor cercano a 1. La asimetría

se determina a partir de la diferencia entre la forma de una celda y la forma de la celda equilátera de volumen equivalente. Para utilizar la asimetría como parámetro que determine la calidad de la malla, la asimetría máxima para una malla triangular o tetraédrica en la mayoría de los flujos debe mantenerse por debajo de 0.95, con un valor promedio que sea significativamente menor.

Tabla 9. Estadísticas de la configuración de la malla

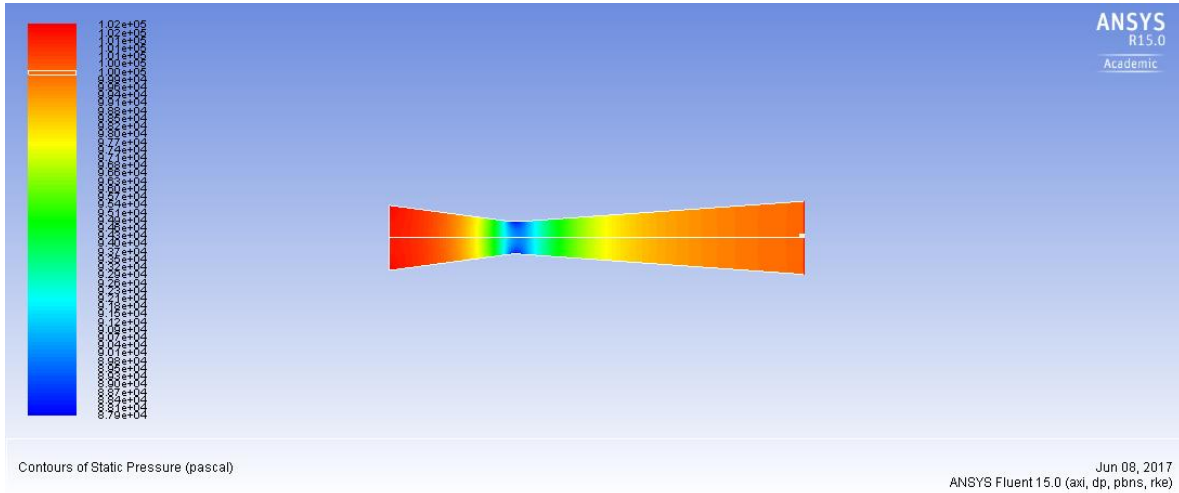
Calidad ortogonal	
Nodos	1890
Elementos	1769
Mínimo	0.8223
Máximo	0.9999
Promedio	0.9957
Desviación estándar	1.2400E-02
Asimetría	
Mínimo	5.3157E-03
Máximo	0.4756
Promedio	4.7977E-02
Desviación estándar	0.0501

Elaboración propia

A continuación, se presentan los resultados del análisis realizado en el programa CFD, los parámetros analizados fueron la presión, la velocidad y la turbulencia del flujo dentro del restrictor. El análisis de la presión busca determinar las variaciones que se presentan a lo largo del restrictor con el objetivo de verificar si la presión a la salida del restrictor no ha decaído demasiado, generando así una reducción considerable de la potencia que puede entregar el motor. Una recuperación total de la presión atmosférica permitiría el ingreso de mayor oxígeno a cada una de las cámaras de combustión aumentando la eficiencia volumétrica.

Por otro lado, es importante mantener unas velocidades bajas en el flujo aire a lo largo de todo el sistema de admisión, ya que si este alcanza el régimen de flujo turbulento podemos tener variaciones considerables en la homogeneidad de la mezcla aire-combustible dentro de la cámara de combustión, generando combustiones incompletas que afectan considerablemente la eficiencia del motor.

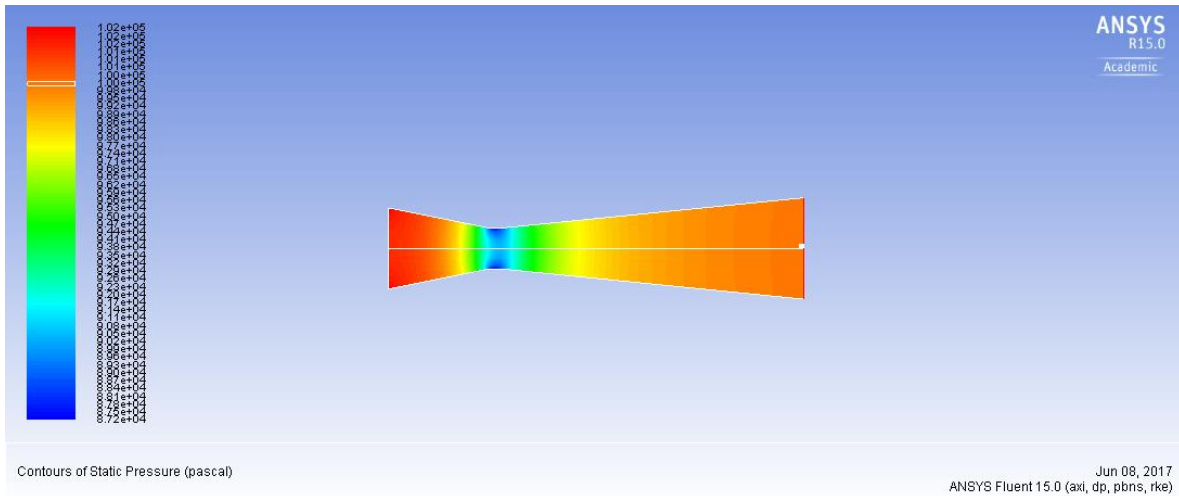
Figura 22. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 1)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 22 la presión obtenida la salida del restrictor es de  $100060.19 Pa$ . mayor presión obtenido en los casos analizados.

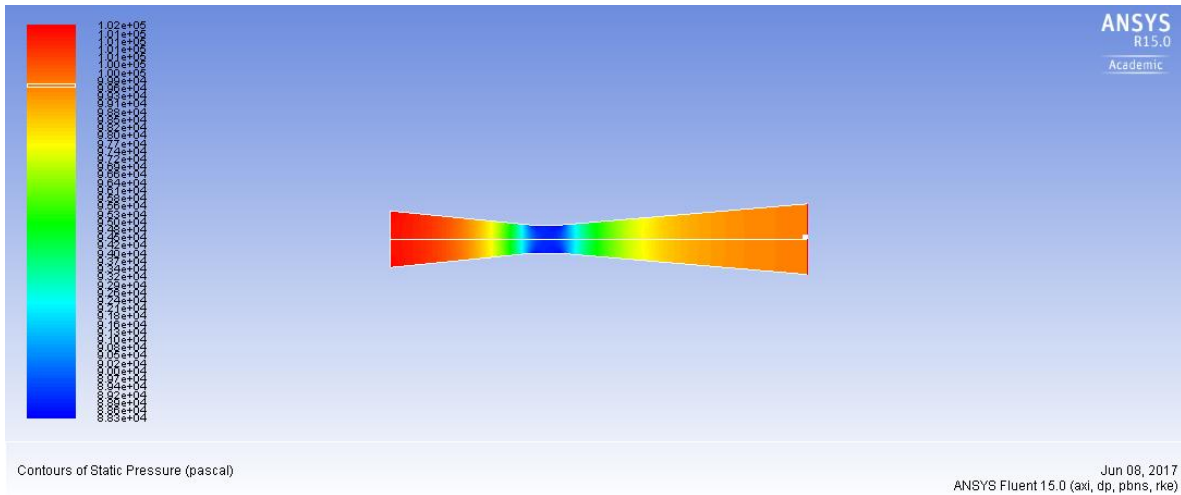
Figura 23. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 2)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 23 la presión obtenida la salida del restrictor es de  $99978.094 Pa$ .

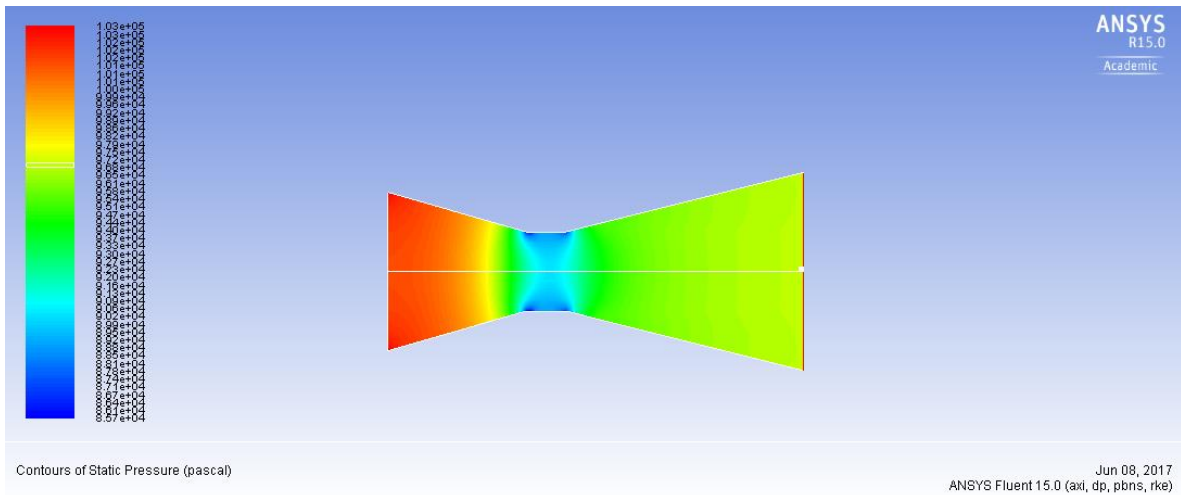
Figura 24. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 3)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 24 la presión obtenida la salida del restrictor es de  $99586.563 \text{ Pa}$ .

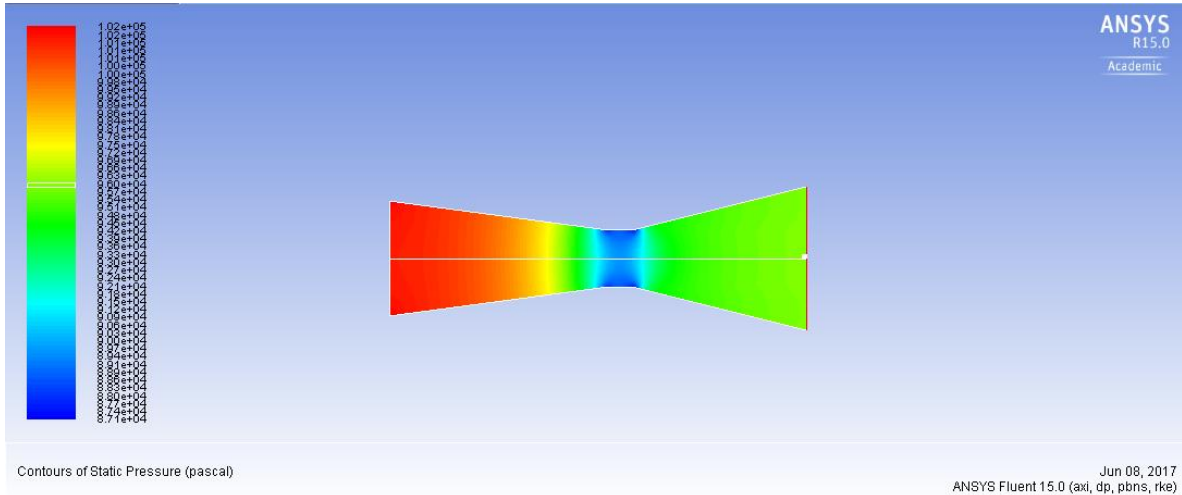
Figura 25. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 4)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 25 la presión obtenida la salida del restrictor es de  $96815.383 \text{ Pa}$ .

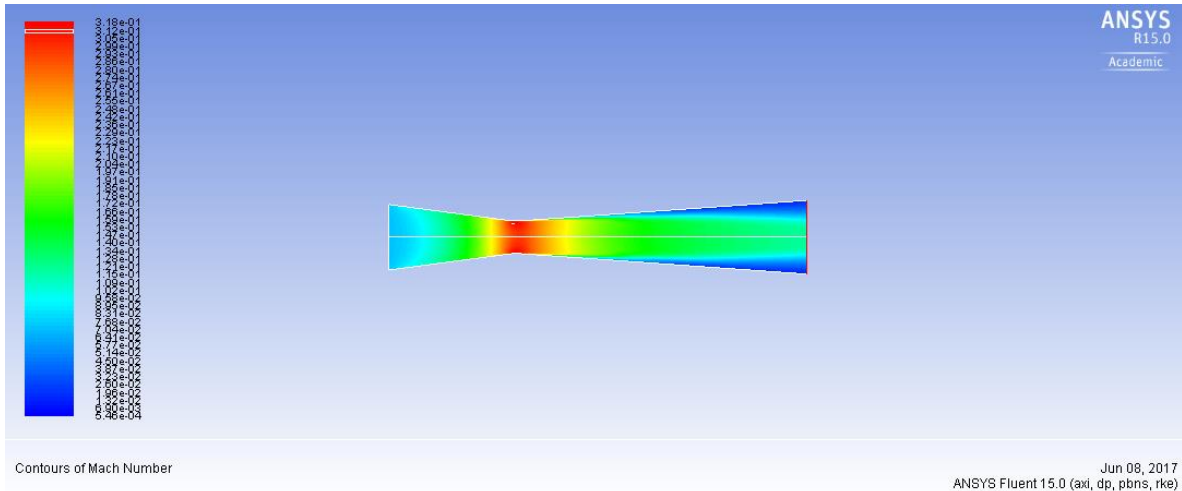
Figura 26. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la presión en pascuales. Presión de entrada 1atm. (Diseño 5)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 26 la presión obtenida la salida del restrictor es de  $95828.016 \text{ Pa}$ . menor presión obtenida de los casos analizados.

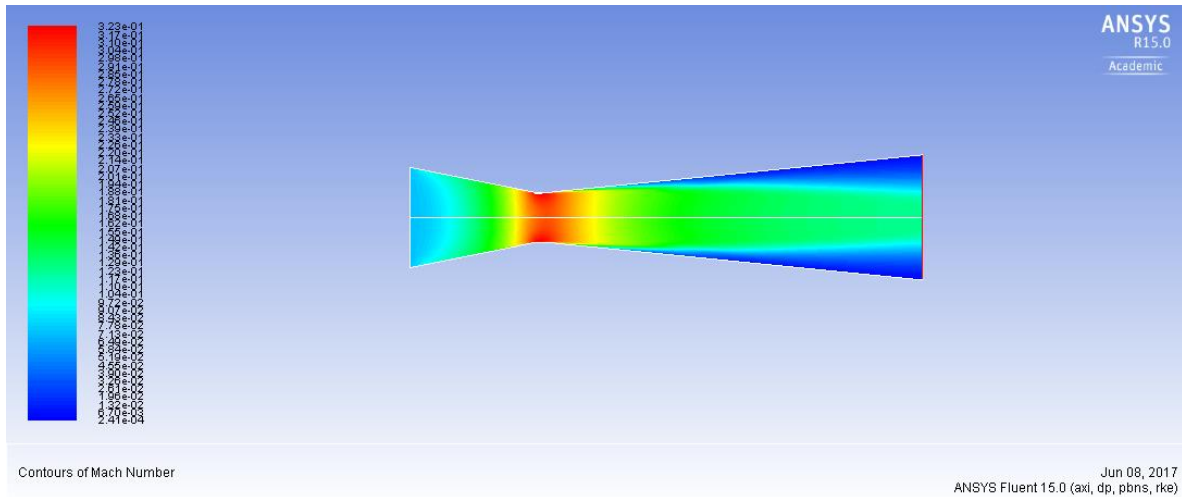
Figura 27. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 1)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 27 se puede ver el desarrollo de la velocidad a lo largo del restrictor con valor máximo de  $0.30861 \text{ Mach}$  en la garganta.

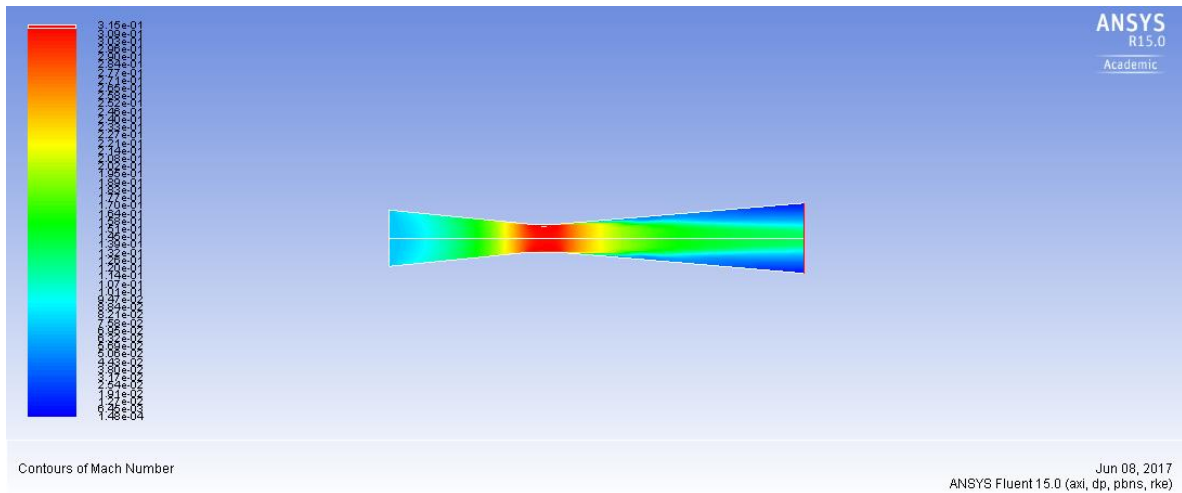
Figura 28. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 2)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 28 se puede ver el desarrollo de la velocidad a lo largo del restrictor con valor máximo de 0.3169 Mach en la garganta.

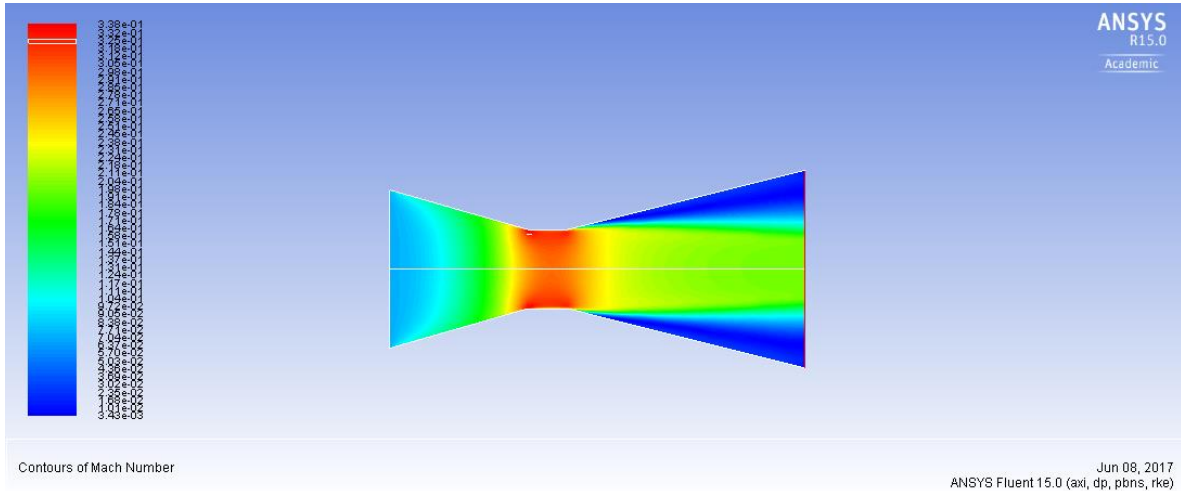
Figura 29. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 3)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 29 se puede ver el desarrollo de la velocidad a lo largo del restrictor con valor máximo de 0.312036 Mach en la garganta.

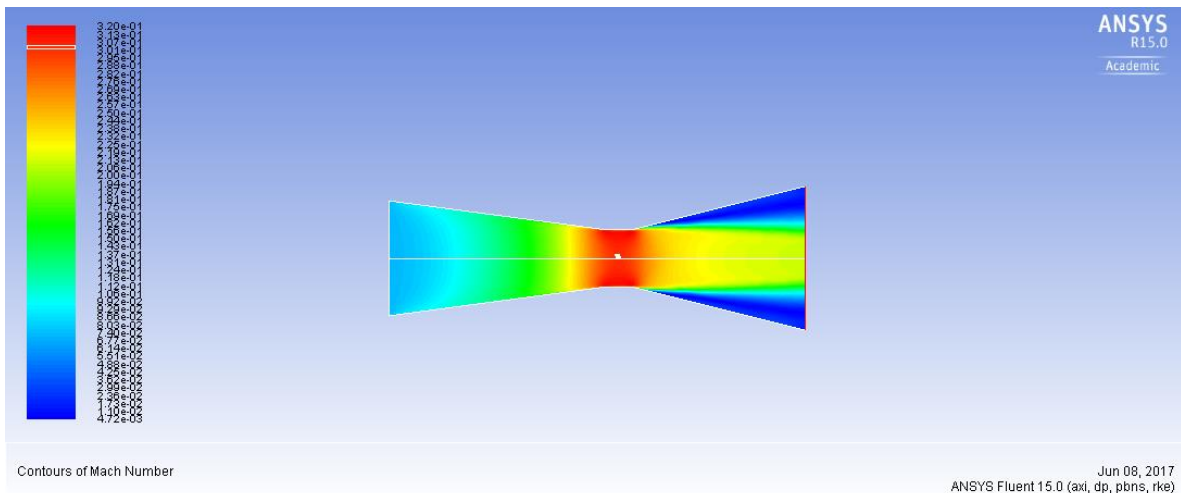
Figura 30. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 4)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 30 se puede ver el desarrollo de la velocidad a lo largo del restrictor con valor máximo de 0.32161 Mach en la garganta.

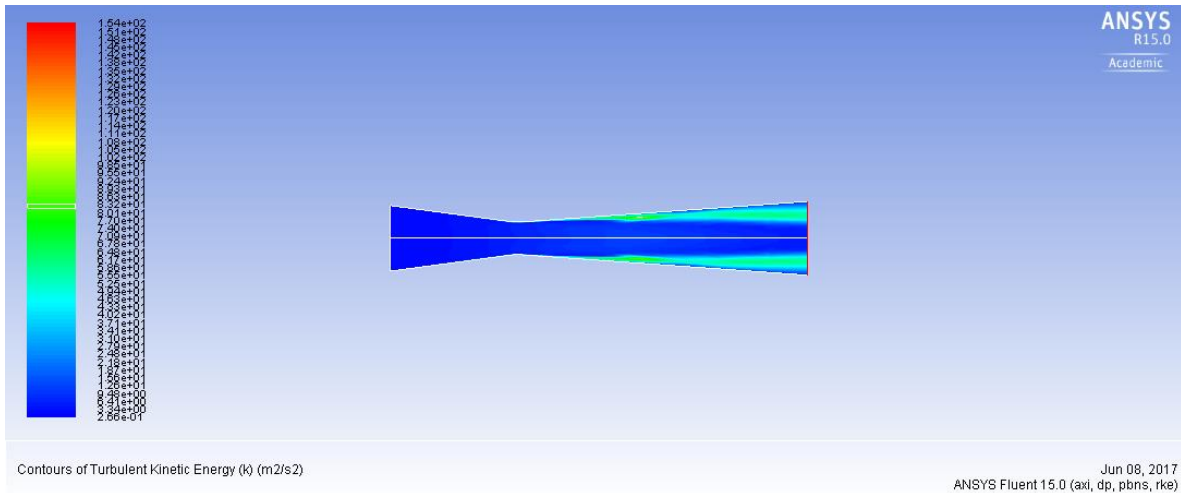
Figura 31. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función del número de Mach. (Diseño 5)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 31 se puede ver el desarrollo de la velocidad a lo largo del restrictor con valor máximo de 0.3008 Mach en la garganta.

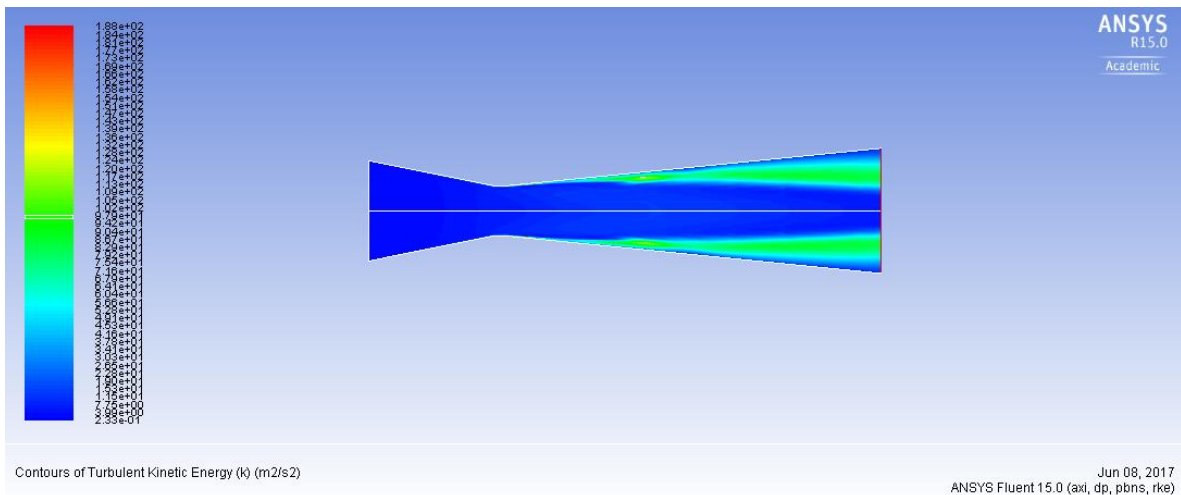
Figura 32. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en  $m^2/s^2$ . (Diseño 1)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 32 se observa un flujo laminar con valor de 81.6561 Reynolds.

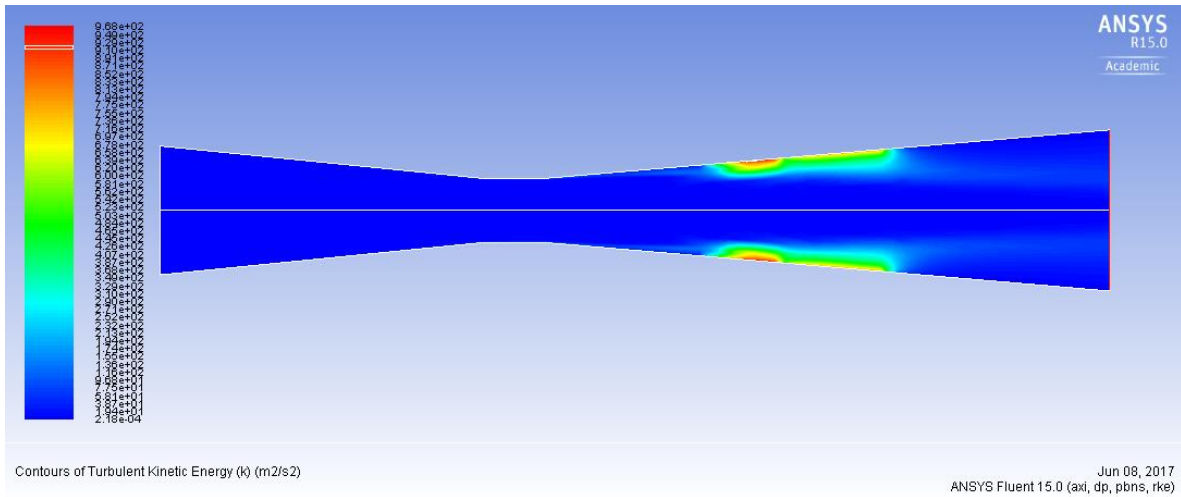
Figura 33. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en  $m^2/s^2$ . (Diseño 2)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 33 se observa un flujo laminar con valor de 96.0620 Reynolds.

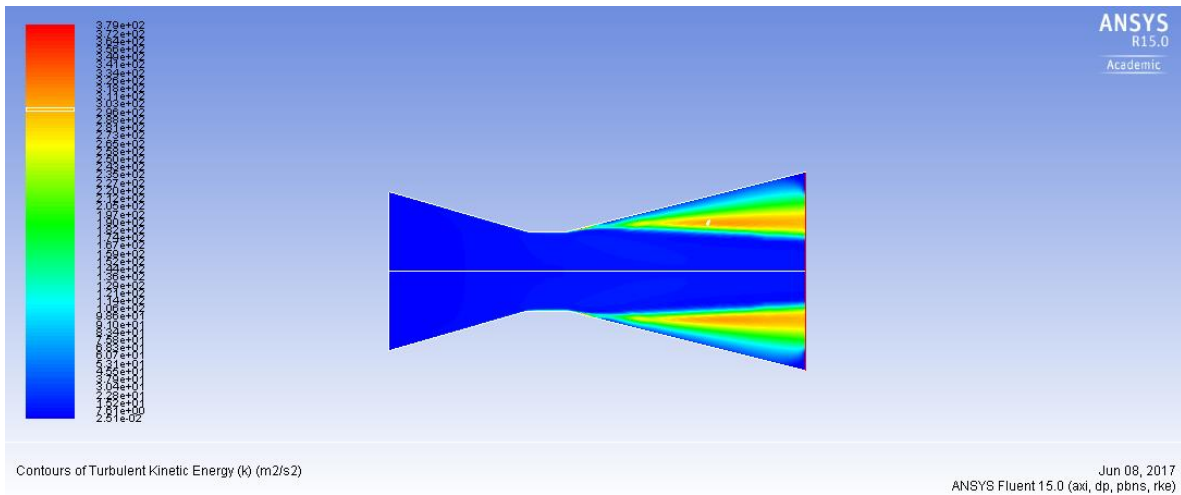
Figura 34. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en  $m^2/s^2$ . (Diseño 3)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 34 se observa un flujo laminar con valor de 910.0494 Reynolds.

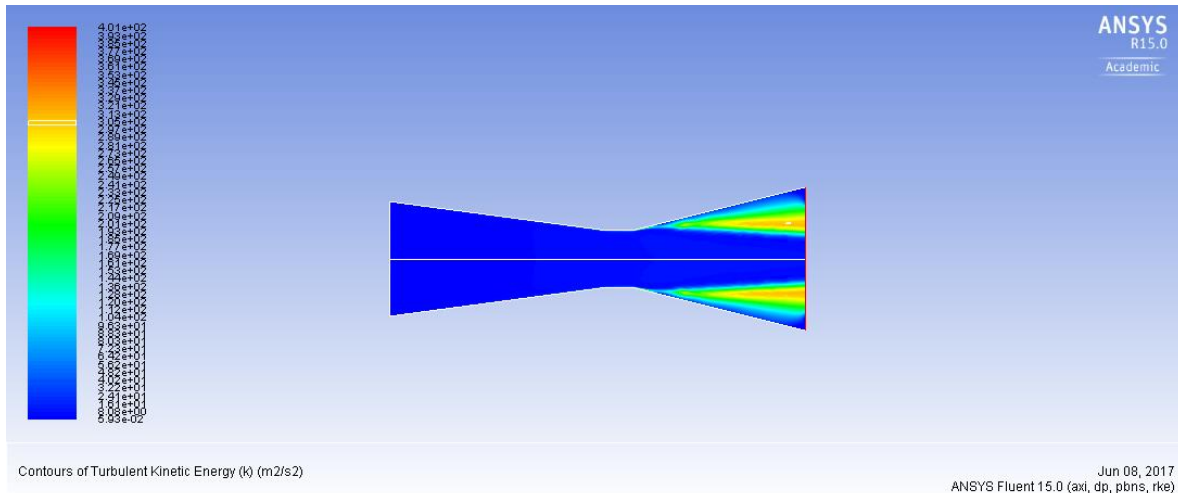
Figura 35. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en  $m^2/s^2$ . (Diseño 4)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 35 se observa un flujo laminar con valor de 295.7175 Reynolds.

Figura 36. Comportamiento del aire a través del restrictor del sistema de admisión en función de la turbulencia en  $m^2/s^2$ . (Diseño 5)



Fuente: Elaboración propia

En la Figura 36 se observa un flujo laminar con valor de 300.9430 Reynolds.

El diseño seleccionado es el Diseño 1, debido a que es el que presenta la menor caída presión a la salida del restrictor con un valor de 100060.19 Pa.

## C. DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA

**1. SELECCIÓN DE MOTOR.** La selección del motor es una de las decisiones que tiene mayor importancia durante el desarrollo del vehículo. Esta gran importancia se debe a que el motor es el elemento que permite generar la fuerza motriz necesaria para impulsar el vehículo.

En la Tabla 2 se muestran los distintos conceptos de evaluación para realizar el análisis comparativo que tiene como objetivo poder seleccionar el mejor motor que se implementara para el sistema de potencia. Es importante indicar que las marcas que se están analizando están relacionados con los datos de la Tabla 1. Al mismo tiempo se están respetando las normas establecidas por la competencia.

Tabla 10. Matriz de decisión para selección de motor a utilizar en un vehículo

Fórmula SAE

Conceptos de evaluación	Importancia	Yamaha	Honda	Suzuki
<b>Costo</b>	8	2	3	1
<b>Peso</b>	7	3	3	3
<b>Consumo de combustible</b>	6	2	2	2
<b>Disponibilidad en el mercado</b>	5	3	2	2
<b>Facilidad de obtención de repuestos</b>	4	2	3	3
<b>Potencia</b>	3	3	2	2
<b>Torque</b>	2	3	2	2
<b>Tamaño</b>	1	3	3	3
<b>Total</b>		90	92	76

Fuente: Elaboración propia

Las condiciones de evaluación van en función de la importancia que tiene cada concepto, estos están enumerados de 8 a 1 siendo el 8 el valor más importante y 1 el valor menos importante. Los valores 1, 2 y 3 indican una característica de importancia o de impacto relacionada al concepto que se está evaluando. Siendo 3 aceptable, 2 medio aceptable y 1 no aceptable. Los valores 1, 2 y 3 se multiplican por el valor de importancia que tiene cada concepto y se realiza un sumatoria.

Al analizar la Tabla 10 se puede determinar que la mejor opción a adquirir es el motor marca Honda debido a el costo que tiene en comparación con las otras dos marcas es mejor, de igual forma la facilidad de obtención de repuestos es mejor.

## D. ANÁLISIS DE MANUFACTURA DEL RESTRICTOR

1. **SELECCIÓN DE MATERIAL.** Se seleccionará material Duraluminio 6061-T4, debido a que los restrictores comerciales se manufacturan con este material. Se utiliza este material debido a que en el sistema de admisión los componentes no están expuestos a altas temperaturas como los sistemas de escape en donde se utilizan materiales como el acero negro o aceros con altos porcentaje de carbono lo cuales presentan alta resistencia térmica.

Figura 37. Tabla de propiedades mecánicas del Duraluminio 6061-T4

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	2.7 g/cc	0.0975 lb/in <sup>3</sup>	AA; Typical
<b>Mechanical Properties</b>			
Hardness, Brinell	95	95	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	120	120	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	40	40	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell B	60	60	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Vickers	107	107	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	310 MPa	45000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	276 MPa	40000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	12 %	12 %	AA; Typical; 1/16 in. (1.6 mm) Thickness
Elongation at Break	17 %	17 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	68.9 GPa	10000 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Notched Tensile Strength	324 MPa	47000 psi	2.5 cm width x 0.16 cm thick side-notched specimen, K <sub>t</sub> = 17.
Ultimate Bearing Strength	607 MPa	88000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Bearing Yield Strength	386 MPa	56000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Poisson's Ratio	0.33	0.33	Estimated from trends in similar Al alloys.
Fatigue Strength	96.5 MPa	14000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	29 MPa-m <sup>1/2</sup>	26.4 ksi-in <sup>1/2</sup>	K <sub>IC</sub> ; TL orientation.
Machinability	50 %	50 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	26 GPa	3770 ksi	Estimated from similar Al alloys.
Shear Strength	207 MPa	30000 psi	AA; Typical

Fuente: ASM Aerospace Specification Metals Inc.

<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061t6>

[30/09/2016]

Figura 38. Tabla de propiedades físicas del Duraluminio 6061-T4

Electrical Properties			
Electrical Resistivity	3.99e-006 ohm-cm	3.99e-006 ohm-cm	AA; Typical at 68°F
Thermal Properties			
CTE, linear 68°F	23.6 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{°C}$	13.1 $\mu\text{in}/\text{in}\cdot\text{°F}$	AA; Typical; Average over 68-212°F range.
CTE, linear 250°C	25.2 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{°C}$	14 $\mu\text{in}/\text{in}\cdot\text{°F}$	Estimated from trends in similar Al alloys. 20-300°C.
Specific Heat Capacity	0.896 J/g·°C	0.214 BTU/lb·°F	
Thermal Conductivity	167 W/m·K	1160 BTU-in/hr·ft²·°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	582 - 652 °C	1080 - 1205 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater; Eutectic melting can be completely eliminated by homogenization.
Solidus	582 °C	1080 °F	AA; Typical
Liquidus	652 °C	1205 °F	AA; Typical
Processing Properties			
Solution Temperature	529 °C	985 °F	
Aging Temperature	160 °C	320 °F	Rolled or drawn products; hold at temperature for 18 hr
Aging Temperature	177 °C	350 °F	Extrusions or forgings; hold at temperature for 8 hr

Fuente: ASM Aerospace Specification Metals Inc.

<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061t6>

[30/09/2016]

**2. PROCESO DE MANUFACTURA.** El proceso de maquinado para el restrictor debe ser realizado en el Taller de Máquinas en la universidad. Este se realizará en el torno por ser una pieza cilíndrica que luego por medio tuercas se debe de acoplar. En el mismo torno se realiza el proceso de rectificado y acabado.

Tabla 11. Proceso de maquinado para el restrictor

Paso	Proceso	Equipo	Descripción
1	Corte	Cierra	Se toma la varilla de duraluminio, se mide la distancia de 350 mm y se procede a cortarla. Dimensiones del restrictor: Largo de cono convergente 100mm Largo de garganta 20mm Largo de cono divergente 175mm
2	Refrentado	Torno	Se hace un proceso de refrentado con el propósito de mecanizar los extremos del restrictor.
3	Taladrado de centro	Torno	Se coloca en el porta herramientas del torno una broca de centro. Se realiza un avance hasta que se genere un contacto entre la broca y la pieza, este contacto genera una marca que indica el centro de la pieza, facilitando el maquinado interior del restrictor.

Continuación de Tabla 11

Paso	Proceso	Equipo	Descripción
4	Taladrado de aproximación	Torno	Se realiza el taladrado a lo largo de todo el restrictor para generar una cavidad.
5	Cilindrado interior	Torno	Se realiza el contorneado interno del cono convergente y del cono divergente en función de los diámetros y longitudes establecidas.
6	Cilindrado interior	Torno	Luego se realiza el afinado interior del restrictor para obtener un acabado superficial fino que no genere alteraciones en el flujo.
7	Cilindrado exterior	Torno	Para el cilindrado exterior se realiza un maquinado superficial del contorno del restrictor y se realiza el afinado para generar un acabo superficial fino.
8	Fresado	Fresa	Se realiza el contorno del flanch que lleva el restrictor.
9	Taladrado	Fresa	Se taladran los agujeros en las secciones del flanch en donde irán colocados los tornillos para la sujeción del restrictor.

Fuente: Elaboración propia

## E. DISEÑO SISTEMA DE FRENOS

### 1. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

Tabla 12. Matriz de decisión para la selección de un sistema de frenos de un vehículo

Fórmula SAE

Frenos			
Conceptos de Evaluación	Importancia	Disco	Tambor
Costo	7	2	3
Auto bloqueó	6	3	1
Peso	5	3	1
Desempeño	4	3	2
Disponibilidad en el Mercado	3	3	2
Facilidad de obtención de Repuestos	2	3	2
Tamaño	1	3	1
Total		59	45

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 12 se muestran los distintos conceptos de evaluación para realizar el análisis comparativo, dicho análisis tiene como objetivo poder seleccionar el mejor sistema de frenos que se implementara para el sistema de potencia. Es importante indicar que el sistema de frenos utilizado por los tres vehículos es marca Brembo.

Tabla 13. Matriz de decisión para selección de frenos a utilizar en un vehículo

Fórmula SAE

Potencia				
Conceptos de evaluación	Importancia	Fiat 500	Suzuki Swift	Hyundai i10
Costo	8	2	3	3
Disponibilidad en el mercado	7	3	3	3
Facilidad de obtención de repuestos	6	1	3	3
Capacidad de enfriamiento	5	3	1	2
Total		58	68	73

Fuente: Elaboración propia

Las condiciones de evaluación se encuentran listados en función de la importancia que tiene cada concepto. La escala de importancia se enumeró de 8 a 5 siendo el 8 el valor más importante y 5 el valor menos importante. Los valores 1, 2 y 3 indican una característica de importancia o de impacto relacionada al concepto que se está evaluando. Siendo 3 aceptable, 2 medio aceptable y 1 no aceptable. El valor en la casilla del vehículo evaluado se multiplica por el valor de importancia que tiene cada concepto. Por último, se realiza un sumatoria obteniendo la ponderación total.

Al analizar la Tabla 13 podemos observar que el sistema de frenos en seleccionado es el de un Hyundai i10 esto debido a que en el mercado un sistema de frenos de este vehículo es más económico en comparación de los otros dos vehículos. La presencia que tiene en el mercado esta marca es importante para determinar la facilidad de la obtención de los repuestos en caso de ser necesarios.

## F. SISTEMA DE FRENOS

El diseño del sistema de frenos depende de las dimensiones del chasis. En función de las ecuaciones anteriormente establecidas podemos determinar las fuerzas necesarias para poder desacelerar el vehículo. En la Tabla 6 podemos observar las dimensiones de los componen que tiene gran influencia en el diseño del sistema.

Tabla 14. Dimensiones del vehículo.

dimensiones del vehículo Fórmula SAE		
Componente	Valor	Dimensiones
Distancia entre ejes	1.575	m
Longitud eje delantero	0.93	m
Longitud eje trasero	0.98	m
Altura del centro de gravedad	0.3	m
Peso del Vehículo	700	kg

Fuente. Elaboración propia.

Para determinar el coeficiente de fricción se utiliza la Figura 39, en donde podemos observar los distintos coeficientes de rozamiento para condiciones en mojado y seco para distintos terrenos. Al mismo tiempo se puede apreciar en la tabla que se proporcionan coeficientes para neumáticos nuevos y viejos.

Figura 39. Coeficientes de adherencia entre los neumáticos y el tipo de superficie.

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO			
TERRENO	ESTADO DEL TERRENO	NEUMÁTICOS	
		NUEVOS	VIEJOS
HORMIGON	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
ASFALTO GRUESO	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
ASFALTO NORMAL	SECO	0,9-0,7	0,6-0,4
	MOJADO	0,6-0,4	0,4-0,3
BARRO HIELO		0,2	0,1
		0,1	0,1

Fuente: Luis Pérez Ramos - *Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula*

Tomando de referencia la figura. Se escogió un coeficiente que cumpla con las condiciones de pista en condiciones óptimas. Las condiciones en pista que enfrenta el vehículo es que la superficie es de hormigón o asfalto grueso secas. Por lo que se obtiene un valor del coeficiente de adherencia de

$$\mu_B = 0.9$$

El peso del vehículo tiene un valor muy importante en el diseño del sistema de frenos, ya que del peso depende directamente de la fuerza de inercia y la distribución de cargas en los ejes.

Los vehículos que han participado en la Fórmula SAE tienen un peso aproximado de 250 a 350 kg. Debido a que actualmente aún no se conoce el peso total del vehículo y tomando de referencia el peso mínimo y máximo que se han tenido un vehículo de competencia. De este modo se estableció un factor de 2.8 y 2 respectivamente. Por lo tanto, el valor del peso es de:

$$M = 700kg$$

La altura del centro de gravedad se solicitó al encargado del módulo de Estructura, quien realizó un diseño en un software de simulación de 3D llamado Autodesk Inventor 2015. De este modo se tiene un valor para el centro de gravedad de:

$$H = 0.3m$$

La distancia entre ejes también se le solicitó al encargado del módulo de Estructura, indicó que dicha distancia está restringida por el reglamento oficial de la Fórmula SAE dicha distancia tiene un valor de:

$$L = 1.575m$$

A partir de los datos anteriores se obtiene que la fuerza transferida hacia el eje frontal del vehículo es de.

En referencia a la ecuación

$$F_T = \frac{\mu_B WH}{L}$$

$$F_T = 1177.2 \text{ N}$$

Para calcular las fuerzas normales que actúan en cada una de las llantas se requiere del largo que tiene cada uno de los ejes. Este dato se obtuvo también a partir de la simulación del chasis realizada. Las longitudes de cada uno de los ejes son de:

$$L_F = 0.93m \text{ y } L_R = 0.98m$$

Las fuerzas normales que experimentan los neumáticos delanteros y traseros son:

$$F_{NF} = \frac{WL_R}{L} + F_T$$

$$F_{NF} = 5450 \text{ N}$$

$$F_{NR} = \frac{WL_F}{L} - F_T$$

$$F_{NR} = 2877.6 \text{ N}$$

En función de las fuerzas normales que experimentan los neumáticos se puede calcular las fuerzas de fricción que generan los calipers. Para esto es necesario conocer radio de los neumáticos y el radio sobre el cual actúan la fuerza de fricción.

$$R_{FCP} = 0.49m \text{ y } R_{RCP} = 0.5m$$

$$R_{FT} = 0.533 \text{ y } R_{RT} = 0.537m$$

Por lo tanto, la fuerza de fricción que ejerce el caliper trasero es de

$$F_{RCP} = \frac{\mu_B F_{NR} R_{RT}}{R_{RCP}}$$

$$F_{RCP} = 5521.53N$$

La fuerza de fricción que ejerce el caliper delantero es de

$$F_{FCP} = \frac{\mu_B F_{NF} R_{FT}}{R_{FCP}}$$

$$F_{FCP} = 10750.95N$$

Se debe tomar en cuenta que las fuerzas obtenidas con anterioridad son aplicadas únicamente a una de las ruedas de cada eje. De modo que para determinar la fuerza fricción total en cada eje se debe de multiplicar cada fuerza por un valor de 2.

Por último, se calculan las fuerzas de fricción normales que actúan sobre los discos de freno. Los valores para los discos delanteros y traseros son:

$$F_{NF_{FCP}} = \frac{F_{FCP}}{\mu_{CP}}$$

$$F_{NF_{FCP}} = 17340.25N$$

$$F_{NR_{RCP}} = \frac{F_{RCP}}{\mu_{CP}}$$

$$F_{NR_{RCP}} = 8905.70N$$

En función de la fuerza de frenado podemos calcular la fuerza total de frenado.

$$F_{ftotal} = \sum F_{fi}$$

$$F_{ftotal} = 52491.92 N$$

A partir de la fuerza de frenado total se obtiene la aceleración de frenado necesaria para detener el vehículo. De esta forma se obtiene

$$a_x = \frac{F_{f\text{total}}}{m_v}$$

$$a_x = 7.64 \frac{m}{s^2}$$

Por último, podemos calcular la distancia necesaria para detener el vehículo a una velocidad de 60km/h y de 100km/h.

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 * a_x}$$

$$D_f \text{ a } 60\text{km/h} = 18.16\text{m}$$

$$D_f \text{ a } 100\text{km/h} = 50.47\text{m}$$

A continuación se presentan las distancias de frenado que se obtendrían en caso de que uno de los sistemas falle.

Falla en el sistema de frenos delantero.

$$F_{f\text{total}} = 17811.41 \text{ N}$$

$$a_x = 2.59 \frac{m}{s^2}$$

$$D_f \text{ a } 60\text{km/h} = 53.54\text{m}$$

$$D_f \text{ a } 100\text{km/h} = 148.74\text{m}$$

Falla en el sistema de frenos trasero.

$$F_{f\text{total}} = 34680.51 \text{ N}$$

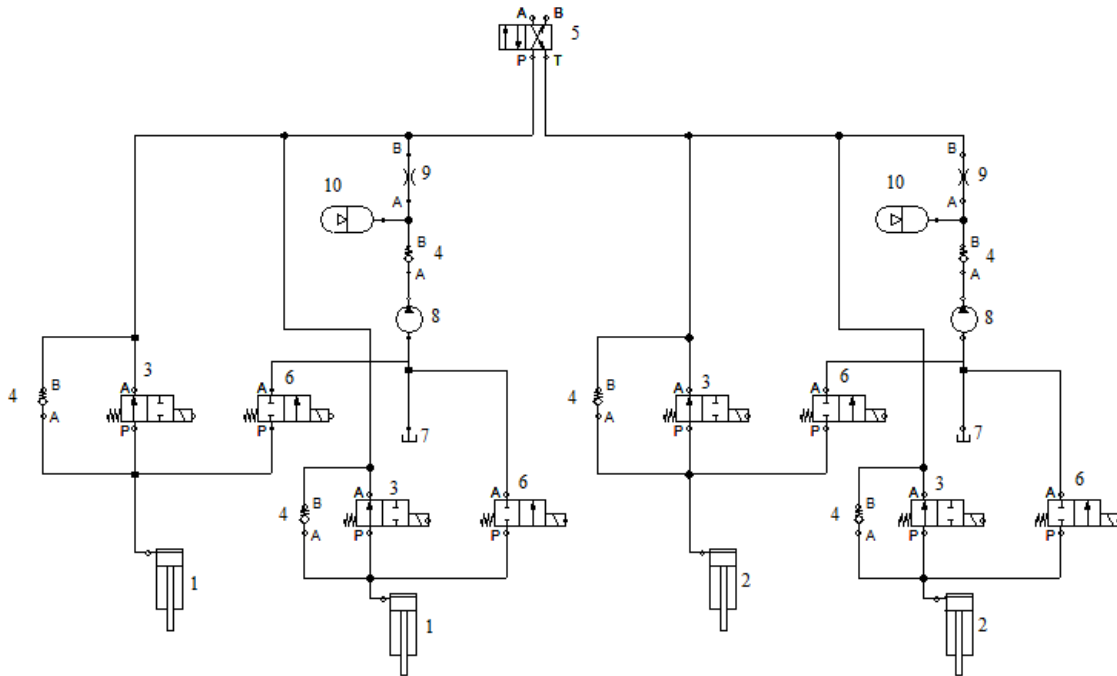
$$a_x = 5.05 \frac{m}{s^2}$$

$$D_f \text{ a } 60\text{km/h} = 27.50\text{m}$$

$$D_f \text{ a } 100\text{km/h} = 76.39\text{m}$$

**1. DIAGRAMA HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE FRENOS.** Para el diseño del sistema de frenos es importante considerar cada uno de los elementos hidráulicos que hacen posible el proceso de frenado. En la Figura 40 se puede apreciar el diagrama hidráulico para el sistema de frenos.

Figura 40. Diagrama hidráulico de sistema de frenos



Fuente: Elaboración Propia

Al observar la Figura 43 se puede apreciar una numeración, dicha numeración señala un componente hidráulico en específico. A continuación, se listan los componentes que se pueden observar en el diagrama.

1. Cilindro de simple efecto, caliper delantero.
2. Cilindro de simple efecto, caliper trasero.
3. Electroválvula de admisión de 2 vías.
4. Válvula anti-retorno.
5. Servofreno.
6. Electroválvula de escape de 2 vías.

7. Tanque.
8. Bomba
9. Válvula de estrangulación.
10. Acumulador de presión.

Es importante resaltar que el diagrama mostrado en la Figura 40 se divide en dos sistemas hidráulicos independientes, un sistema hidráulico para los frenos delanteros y un sistema hidráulico para los frenos traseros.

A continuación, se presentan las tablas 14, 15, 16 y 17 en las que se encuentran descritas cada uno de los componentes que conforman el sistema de frenos. Cada uno de los componentes va descrito de la siguiente forma: Parte o nombre de la pieza, Part Number Catalog (PNC), el número de serie de la pieza y el número de unidades que se requieren para el sistema. Cada una de las piezas listadas en las tablas anteriormente indicadas hacen referencia a los elementos necesario para constituir el sistema de frenos que se representó gráficamente en el diagrama hidráulico en la Figura 40. Es importante mencionar que al momento de hacer un requerimiento de compra de cualquier ítem o pieza de los siguientes listados se realice por internet.

Tabla 15. Componentes del sistema de frenos delantero y traseros

Listado de componentes y códigos de proveedor			
Parte	PNC	Número	Unidades
ARANDELA PLÁSTICA	1360GJ	<a href="#">1360212006K</a>	8
BRAKE ASSY-FR LH	58110	<a href="#">581100X300</a>	2
BOOT-PISTON	58114A	<a href="#">5811422000</a>	4
FRENO ASSY-FR RH	58130	<a href="#">581300X300</a>	2
PIN-FIXED	58162A	<a href="#">5816232300</a>	4
CALIPER KIT-FR BRAKE RH	58181	<a href="#">581900XA00</a>	2
PAD KIT-FR DISC BRAKE	58101B	<a href="#">581010XA01</a>	2
PISTON-FR DISC BRAKE	58112	<a href="#">5811232001</a>	4
PLUG	58125C	<a href="#">581250X000</a>	4
SPRING-PAD	58144B	<a href="#">581440X000</a>	8
PERNO	58163	<a href="#">5816332000</a>	4
CAP-BLEEDER SCREW	58314	<a href="#">5812132000</a>	4
SEAL KIT-FR DISC BRAKE	58102A	<a href="#">581020XA00</a>	2
PISTON DE SELLO	58113	<a href="#">5811332300</a>	4
SCREW-BLEED	58125F	<a href="#">5812024000</a>	4
PERNO-CALIPER MTG	58151B	<a href="#">581512</a>	8
CALIPER KIT-FR BRAKE LH	58180	<a href="#">581800XA00</a>	2
ARANDELA	P13602	<a href="#">1360312006B</a>	8

Fuente. Elaboración propia. Consultado en <http://hyundai.epc-data.com/>

Tabla 16. Componentes del cilindro maestro de freno (servo freno)

Listado de componentes y códigos de proveedor			
Parte	PNC	Número	Unidades
BOLT	1123GC	<a href="#">1123306106B</a>	1
WASHER-SPRING	1360GG	<a href="#">1360208007B</a>	2
O-RING SEAL	24105	<a href="#">591110X000</a>	1
PRIMARY PISTON ASSY	49630	<a href="#">591120X000</a>	1
CIR-CLIP	58523	<a href="#">585230X000</a>	1
PISTON ASSY-PRIMARY	58550A	<a href="#">585500X000</a>	1
SEAL-"O" RING	58585	<a href="#">585850X000</a>	1
GUIDE BUSH	58593	<a href="#">585930X500</a>	1
BOOSTER ASSY-BRAKE	59110B	<a href="#">591100X000</a>	1
NUT	59846A	<a href="#">598460X000</a>	2
NUT	1310DA	<a href="#">1310008007B</a>	2
WASHER-WAVE	1362ND	<a href="#">1362510153</a>	1
PIN-SNAP	43777B	<a href="#">437771G100</a>	1
CYLINDER ASSY-BRAKE MASTER	58510A	<a href="#">585100X310</a>	1
CAP ASSY-RESERVOIR	58531A	<a href="#">5853125000</a>	1
PIN-ASSY	58580F	<a href="#">585803B000</a>	1
VACUUM SEAL	58591	<a href="#">585910X500</a>	1
O-RING	58594	<a href="#">5859433200</a>	1
HOSE ASSY-BRAKE BOOSTER VACUUM	59130	<a href="#">591300X001</a>	1
NUT	1339GA	<a href="#">1339608001</a>	4
O-RING	1710AB	<a href="#">1710007000</a>	1
PIN-SNAP	43779A	<a href="#">4377937010</a>	1
RESERVOIR-MASTER CYLINDER	58511A	<a href="#">585110X010</a>	1
PISTON ASSY-SECONDARY	58540A	<a href="#">585400X300</a>	1
PIN-CLEVIS	58581	<a href="#">5858138000</a>	1
SUPPORT WASHER	58592	<a href="#">585920X500</a>	1
GROMMET	58672	<a href="#">5851332300</a>	2
SEAL	59145	<a href="#">5914502000</a>	1

Fuente. Elaboración propia. Consultado en <http://hyundai.epc-data.com/>

Tabla 17. Componentes de las líneas de freno

Listado de componentes y códigos de proveedor			
Parte	PNC	Número	Unidades
PERNO(W/ARANDELA)	1123AN	<a href="#">1123008166B</a>	2
EMPAQUE(10)	1751GC	<a href="#">1751210000</a>	4
TUBO-H/MODULE TO CONNECTOR RH	58713	<a href="#">587110X300</a>	1
BOLT-HOSE CONNCTING	58726	<a href="#">587262F000</a>	2
TUBE-HOSE TO RR BRAKE RH	58743E	<a href="#">587430X110</a>	1
HOSE ASSY	58781A	<a href="#">587310X000</a>	2
BOLT(W/WASHER)	1123AP	<a href="#">1123008206B</a>	2
TUBE-M/CYL TO H/UNIT,SEC	58423	<a href="#">587180X301</a>	1
TUBE-H/UNIT TO FR,LH	58715Z	<a href="#">587150X310</a>	1
CLIP-HOSE	58727B	<a href="#">587272D000</a>	4
BRACKET-RR HOSE LH	58765L	<a href="#">587510X000</a>	1
HOSE ASSY-RR,RH	58812D	<a href="#">587380X100</a>	1
BOLT-WASHER ASSY	1125DA	<a href="#">1125106166B</a>	4
TUBE-H/MODULE TO CONNECTOR	58700B	<a href="#">587000X360</a>	1
TUBE-M/CYL TO H/UNIT,PRI	58718Y	<a href="#">587220X301</a>	1
TUBE-HOSE TO RR BRAKE LH	58743A	<a href="#">587420X110</a>	1
BRACKET-RR HOSE RH	58765R	<a href="#">587610X000</a>	1
HOSE ASSY-RR,LH	58813C	<a href="#">587370X100</a>	1

Fuente. Elaboración propia. Consultado en <http://hyundai.epc-data.com/>

Tabla 18. Componentes del módulo hidráulico

Listado de componentes y códigos de proveedor			
Parte	PNC	Número	Unidades
BOLT(W/WASHER)	1123AE	<a href="#">1129006146B</a>	2
BOLT-WASHER ASSY	1129EC	<a href="#">1129306126B</a>	2
NUT-FLANGE	1339CD	<a href="#">1339608007B</a>	2
CABLE ASSY-ABS.EXT LH	91920L	<a href="#">919200X000</a>	1
SENSOR ASSY-ABS FR WHEEL LH	95620G	<a href="#">956700X000</a>	1
BOLT	1125KE	<a href="#">1125408206B</a>	1
BOLT-WASHER ASSY	1129ED	<a href="#">1129306146B</a>	2
HYDRAULIC MODULE	58910	<a href="#">589100X550</a>	1
CABLE ASSY-ABS.EXT RH	91920R	<a href="#">919200X100</a>	1
SENSOR-ABS FR WHEEL RH	95626	<a href="#">956700X100</a>	1
BOLT	1129AC	<a href="#">1129006126B</a>	2
NUT-FLANGE	1339CC	<a href="#">1339506003</a>	3
BRACKET-H/MODULE	58960	<a href="#">589600X310</a>	1
RELAY BOX-ABS	95220	<a href="#">956900X810</a>	1

Fuente. Elaboración propia. Consultado en <http://hyundai.epc-data.com/>

## VI. RESULTADOS

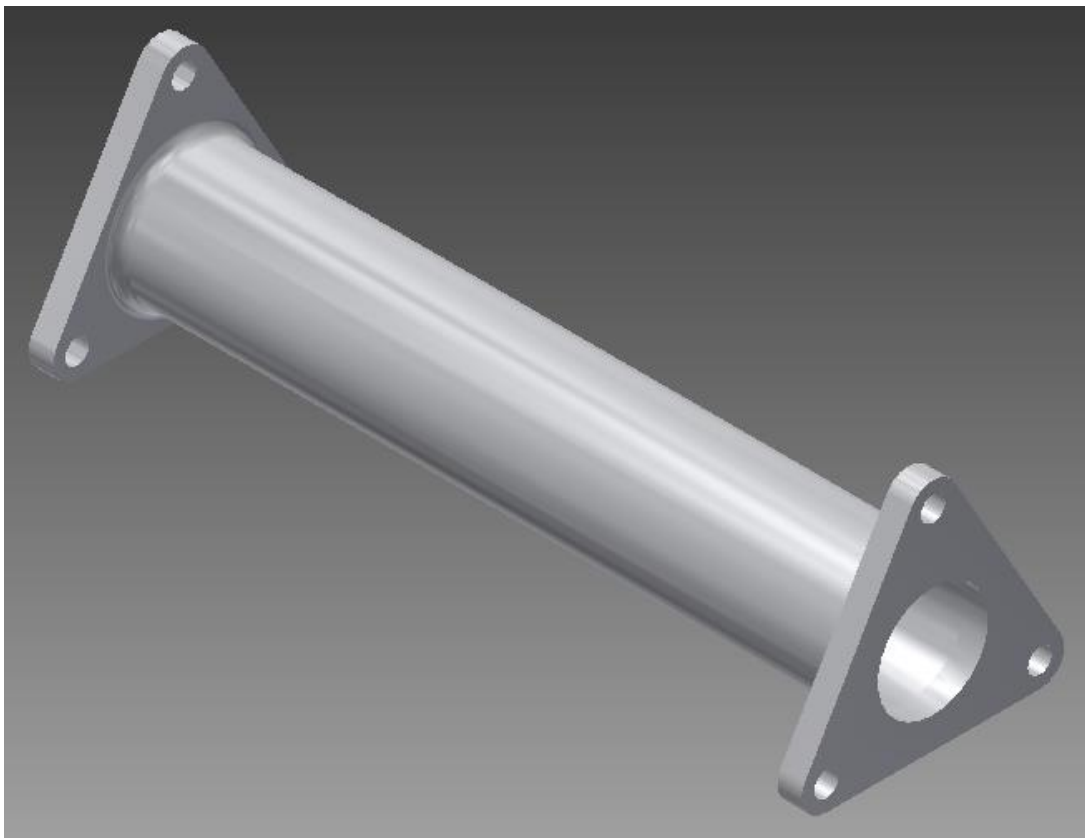
### A. SISTEMA DE POTENCIA

Tabla 19. Resultados obtenidos del sistema de potencia.

Calculo	Valor	Dimensionales
Flujo másico de aire sin restrictor ( $\dot{m}_{max}$ )	0.30	$kg/s$
Flujo másico de aire con restrictor ( $\dot{m}_{max}$ )	0.07	$kg/s$
Flujo másico de combustible ( $\dot{m}_f$ )	0.004	$kg/s$
Eficiencia de combustión ( $n_c$ )	0.96	-
Eficiencia de térmica ( $n_t$ )	0.25	-
Volumen desplazado del motor ( $V_d$ )	599.36	$cm^3$
Velocidad media del pistón a 7000RPM ( $\bar{U}_p$ )	9.91	$m/s$
Potencia con restrictor ( $\dot{W}$ )	46.17/61.92	$kW/hp$

Fuente: Elaboración propia

Figura 41. Diseño del restrictor Venturi.



Fuente: Elaboración propia

## B. SISTEMA DE FRENOS

Tabla 20. Resultados obtenidos del sistema de frenos.

Calculo	Valor	Dimensionales
Fuerza transferida ( $F_T$ )	1177.20	$N$
Fuerza normal en neumáticos delanteros ( $F_{NF}$ )	5450.00	$N$
Fuerza normal en neumáticos traseros ( $F_{NR}$ )	2877.60	$N$
Fuerza de fricción caliper delantero ( $F_{FCP}$ )	10750.95	$N$
Fuerza de fricción caliper trasero ( $F_{RCP}$ )	5521.53	$N$
Fuerza normal actuante en discos delanteros ( $F_{NFCP}$ )	17340.25	$N$
Fuerza normal actuante en discos trasero ( $F_{NRCP}$ )	8905.70	$N$
Fuerza de frenado total ( $F_{ftotal}$ )	52491.92	$N$
Aceleración de frenado ( $a_x$ )	7.64	$m/s^2$
Distancia de frenado a 60km/h ( $D_f a 60km/h$ )	18.16	$m$
Distancia de frenado a 100km/h ( $D_f a 100km/h$ )	50.47	$m$
Aceleración de frenado falla delantera ( $a_x$ )	2.59	$m/s^2$
Distancia de frenado falla delantera a 60km/h ( $D_f a 60km/h$ )	53.54	$m$
Distancia de frenado falla delantera a 100km/h ( $D_f a 100km/h$ )	148.74	$m$
Aceleración de frenado falla trasera ( $a_x$ )	5.05	$m/s^2$
Distancia de frenado falla trasera a 60km/h ( $D_f a 60km/h$ )	27.50	$m$
Distancia de frenado falla trasera a 100km/h ( $D_f a 100km/h$ )	76.39	$m$

Fuente: Elaboración propia

## VII. DISCUSIÓN

### A. SISTEMA DE POTENCIA

Para la competencia Fórmula SAE se tiene previsto poder adquirir un motor Honda CBR 600, dicho motor cumple con las características requeridas por la competencia. Durante el análisis comparativo se determinó que este motor posee mejor costo en el mercado y tiene alta accesibilidad en relación a la obtención de repuestos. Al mismo tiempo dicho motor tiene una presencia muy alta en la competencia.

Para cumplir la regla IC 1.6 del manual de la Fórmula SAE se diseñó un restrictor que tiene como finalidad limitar la potencia del motor seleccionado. El diseño se realizó a partir de los parámetros de diseño establecidos por la competencia, donde se establece que el restrictor debe de estar colocado entre el cuerpo mariposa y el múltiple de admisión. Al mismo tiempo este restrictor debe tener la forma de un tubo Venturi, el cual cuenta con un cono convergente a la entrada del restrictor y un cono divergente a la salida. El diámetro de la garganta del restrictor está limitado a un diámetro no mayor a  $20mm$ .

Para el diseño del restrictor se tomaron como parámetros de diseño el diámetro del cuerpo mariposa y el diámetro que posee el múltiple del motor, estas dimensiones son de 40mm y 45mm respectivamente. Conociendo los diámetros de entrada y de salida se plantearon 5 casos en los cuales se variaron las longitudes de los conos.

Una vez establecidas las distintas geometrías para el diseño del restrictor, se utilizó el software ANSYS para realizar un análisis de Dinámica de Fluidos Computacional. Este software permite realizar un análisis del comportamiento que tiene un fluido con una determinada geometría, en nuestro caso el restrictor.

Para poder realizar el análisis del comportamiento que tiene el fluido a lo largo del restrictor, como primer punto se realizó un dibujo de superficie el cual se varió según el

caso a analizar. Luego de establecer la geometría del restrictor se utiliza la herramienta de malla, que tiene como finalidad dividir en secciones la geometría.

La parametrización de la malla es el paso más importante en la etapa del diseño, debido a que dependiendo de la calidad de la malla los resultados obtenidos pueden ser más exactos. La calidad de la malla seleccionada fue fina, con el propósito de tener un número de nodos o secciones lo suficientemente alta para obtener resultados más exactos durante el análisis.

Al momento de realizar la selección de la calidad de la malla, también se utilizó la herramienta de mallado de capa de inflación para capturar con precisión la región de la capa límite que se genera a lo largo de la pared del restrictor, para cualquier flujo turbulento. Por último, se establecen las condiciones de flujo para la geometría, en este paso se indican el número de iteraciones que se desean realizar, se ingresa el valor del flujo obtenido de la Ecuación 12, el cual es de  $0.074508\text{kg/s}$ .

La selección del diseño del restrictor se realizó a partir del análisis de presiones, de velocidad y de turbulencia. De acuerdo a los resultados obtenidos a partir de las simulaciones realizadas en ANSYS, para evaluar estos criterios se pudo establecer que la velocidad y la turbulencia no influyen en la optimización del diseño del restrictor. Por tanto, el criterio de selección está en función de la presión obtenida a la salida del restrictor.

Es importante tomar en cuenta que la presión en la salida del restrictor debe tener un valor cercano a la presión atmosférica, sin embargo, alcanzar dicha presión se convierte en una tarea muy difícil cuando el motor es de aspiración natural. En consecuencia, la selección del restrictor depende del diseño que presente la menor pérdida de presión. Por esta razón es que el criterio de selección de diseño es la presión.

La razón por la que presión a la salida del restrictor debe tener un valor cercano a la presión atmosférica, es porque durante el proceso de admisión el pistón genera una presión de vacío para que el aire en el múltiple de admisión ingrese a la cámara de combustión. De modo que, si la presión que sale del restrictor tiende a un valor cercano a la presión atmosférica estaremos aumentando la eficiencia volumétrica y en consecuencia se obtiene una alta eficiencia en relación al consumo de combustible.

Al analizar los resultados obtenidos en el Software de Ansys de Dinámica de Fluidos Computacional se determinó que el diseño que presento menor pérdida de presión a la salida del restrictor fue el Diseño 1, en el que se obtuvo una presión de  $100060.19 \text{ Pa}$ .

Una vez seleccionado el diseño del restrictor se procedió a determinar la potencia que tendrá el vehículo al momento de integrarlo al sistema de admisión. El primer punto para determinar la potencia del motor, es determinar el valor del flujo de combustible. Para obtener el flujo de combustible se utiliza la relación de aire-combustible, para esta relación se asume un valor de 17 (Pulkrabek, 1997) debido a que estos motores operan con una mezcla pobre.

Otro parámetro útil para determinar la potencia es el poder calorífico que tiene el combustible que utiliza el motor, en este caso es un motor reciprocante que trabaja bajo el ciclo Otto, por lo tanto, utiliza gasolina como combustible. Se selecciona el poder calorífico pobre, el cual tiene un valor de  $43000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  (Pulkrabek, 1997). El siguiente paso es establecer la eficiencia de combustión, la cual tiende a un valor entre  $0.95 \leq n_c \leq 0.98$  (Pulkrabek, 1997) en condiciones normales de operación. Sacando el promedio de estos valores se tomó que la eficiencia de combustión es de 0.96. El último parámetro que se requiere para determinar la potencia es la eficiencia térmica del motor, la cual está dentro del rango de  $0.20 \leq n_t \leq 0.3$ . (M.Cimbala, 2012) La razón por la que la eficiencia térmica del motor es tan baja se debe a las grandes pérdidas de calor.

Una vez establecidos cada uno de los parámetros, utilizando la Ecuación 16 podemos determinar la potencia que entrega el motor, obteniendo una potencia de  $46.17kW$  equivalente a  $61.92 hp$ .

En relación al sistema de escape debido a las dificultades que se han tenido en cuanto a la adquisición del motor, para poder cumplir con el requerimiento establecido en el manual oficial de la Fórmula SAE en el Artículo 3: Exhaust System And Noise Control regla IC3.3, la cual indica que se deben determinar los decibeles que produce el escape, se tiene previsto hacer varias mediciones con un decibelímetro para determinar si este valor no excede los 100 decibeles que están establecidos por la competencia. De tener un valor que sobrepase lo establecido en la regla IC3.3 se propone cambiar de silenciador o colocarle al sistema de escape una sección en la que se estrangule el flujo.

## **B. SISTEMA DE FRENOS**

Para poder analizar comportamiento del proceso de frenado del vehículo en condiciones dinámicas se tomaron como parámetros las condiciones de pista que se han tenido en años anteriores durante la competencia y la geometría del vehículo.

Como primer punto se determinaron todas las fuerzas implicadas en la dinámica de frenado. Durante el proceso de frenado intervienen diversas fuerzas que se aplican a lo largo de todo el vehículo, sin embargo, existe una fuerza que tiene una gran incidencia en los cálculos para determinar la fuerza necesaria de frenado que detendrá el vehículo, esta es la fuerza de inercia.

La fuerza de inercia es la que se genera en consecuencia del movimiento que tiene el vehículo durante un proceso dinámico. El valor al que tiende esta fuerza está directamente relacionado con la geometría y el peso del vehículo. De modo que si variamos el peso y la geometría del vehículo la fuerza puede aumentar o disminuir en función de cada uno de estos parámetros.

Por lo tanto, es importante poder predecir el comportamiento y la magnitud de esta fuerza, ya que está influye directamente en el análisis dinámico que se realiza en cada uno de los ejes. Es importante mencionar que la distribución de esta carga influye mucho en el cabeceo que se genera durante un proceso de frenado en un vehículo, esto se debe a que el eje delantero es el que debe soportar una carga mayor debido al peso transferido.

Anteriormente se había mencionado que el peso es un parámetro importante para determinar la fuerza de inercia que se genera durante el proceso de frenado, sin embargo, actualmente no se cuenta con este valor, por lo que se tomó como referencia el valor máximo y mínimo del peso que se ha registrado en la competencia en años anteriores.

Para el diseño del sistema de frenos se utilizó un valor de  $700kg$  para la masa del vehículo, sobrepasando en un factor de 2.8 el peso mínimo y en un factor de 2 el peso máximo. Esta sobreestimación nos permite conocer las fuerzas máximas que podrían generarse en el vehículo durante el proceso de frenado.

Durante un proceso de frenado se genera un cabeceo, esto en consecuencia de la distribución de la fuerza de inercia a lo largo de los ejes. La fuerza de inercia genera un momento de sobre el centro de gravedad, como consecuencia de este momento generado, el vehículo se inclina hacia adelante durante un proceso de frenado.

La distribución de cargas en cada uno de los ejes se ve reflejada en las fuerzas normales que se generan en los neumáticos tanto delanteros como traseros. El valor de la fuerza normal en los neumáticos delanteros tiene un valor de  $5450N$ , este valor representa un 65% del total fuerza normal que se genera en los neumáticos, por tanto, el 65% del proceso de frenado depende del sistema de frenos delantero.

La selección del sistema de frenos se realizó en función de poder adquirir un sistema económico y funcional, por esta razón se seleccionaron vehículos comerciales. La razón de la selección de vehículos compactos se debe a que estos cuentan con sistemas de frenado con una geometría adecuada a la requerida por la competencia. La competencia establece que el vehículo debe contar con un set de neumáticos con una medida de 13 pulgadas, de modo que es necesario que los discos de frenos no sobrepasen esta medida.

A partir de la utilización de un sistema de frenos de un vehículo comercial compacto podemos determinar que el factor de seguridad en función del peso aumenta. El sistema de frenos seleccionado está diseñado para detener un vehículo con una potencia de 74hp con un peso de 1430 kg. De modo que si se utiliza este sistema estaríamos obteniendo un factor de seguridad de 2, debido a la relación del peso de los vehículos.

Por último, a partir de la selección del sistema de frenos se pudo determinar el valor de la distancia de frenado. La distancia de frenado se realiza a partir de un análisis dinámico en el que se debe establecer la velocidad a la que viaja el vehículo y la aceleración de frenado.

En la competencia de la Fórmula SAE existe una prueba dinámica de frenado, la cual consiste en llegar a una determinada velocidad (establecida por los jueces de la competencia), y a partir de ese momento se deben aplicar los frenos para detener el vehículo. Con el objetivo de cumplir con éxito esta prueba se determinó la distancia de frenado para dos velocidades distintas, las velocidades analizadas son 60 y 100 *km/h*. Para la velocidad de 60 *km/h* se obtuvo una distancia de frenado 18.19m y para una velocidad de 100 *km/h* se obtuvo una distancia de frenado de 50.47m.

Es importante tomar en consideración que estas distancias pueden variar si se utiliza la compresión del motor para desacelerar aún más el vehículo, obteniendo de esta forma un frenado total en una menor distancia.

## VIII. CONCLUSIONES

- Lo potencia alcanzada a partir del flujo de aire que pasa a través del restrictor al sistema de admisión una vez integrado es de  $46.17kW$  equivalente a  $61.92 hp$ .
- A partir del análisis realizado con el software de Dinámica de Fluidos Computacional se seleccionó el Diseño 1, dicho diseño fue el que presento las condiciones óptimas de flujo a través del restrictor Venturi, obteniendo una presión máxima de  $100060.19 Pa$  a la salida del restrictor, un valor del número de Mach de  $0.3086$  en la garganta y flujo en estado laminar con un valor de  $81.6561$  Reynolds.
- Según el funcionamiento del sistema hidráulico de un vehículo convencional se logró diseñar un diagrama hidráulico que representa cada uno de los elementos relacionados al proceso de frenado y su funcionamiento.
- La distancia de frenado del vehículo es de  $50.47m$  a una velocidad de  $100 km/h$  sobrepasando la distancia máxima establecida de  $25m$ , sin embargo, a una velocidad de  $60km/h$  se obtuvo una distancia de frenado de  $18.16m$
- Según los resultados obtenidos del análisis dinámico realizado para un proceso de frenado se logró diseñar un sistema de frenos paralelo e independiente, que permite detener el vehículo en caso que uno de los sistemas falle.
- Se determinaron las distancias de frenado a  $60$  y  $100km/h$  en caso de una falla del sistema delantero, obteniendo así distancias de  $53.54m$  y  $148.74m$ . En caso de un fallo del sistema de frenos trasero las distancias de frenado a  $60$  y  $100km/h$  son de  $27.50m$  y  $76.39m$ .



## IX. RECOMENDACIONES

- Una mejora en el diseño del múltiple de admisión de aire sería diseñar un airbox el cual funciona como una toma de aire de sección transversal. El airbox se debe de diseñar de modo que la sección transversal vaya aumentando en función de su longitud con el motivo que la presión del flujo vaya aumentando, o podría integrarse un turbo cargador al sistema de admisión para sobrealimentar de aire al sistema permitiendo alcanzar la potencia mínima establecida de 70 hp.
- Tomando en consideración la integración de un turbo cargador versus un airbox, es importante evaluar el costo que tendrá la integración de cada uno de estos componentes. Es importante mencionar que el turbo cargador podría aumentar considerablemente la potencia del motor; sin embargo, el costo que representa acondicionar el motor para que pueda operar en dichas condiciones es elevado.
- Realizar un análisis termográfico para determinar si el disco de freno posee una alta conductividad térmica, evitando de esta forma la generación de la cristalización en pastillas de freno, o bien se pueden seleccionar discos que poseen un sistema de ventilación para facilitar la disipación de calor generado por la fuerza fricción entre los discos y las pastillas de freno.
- Con el fin de no utilizar discos de frenos tan grandes que influyan en un aumento del peso para el vehículo, se podría analizar las ventajas que presenta la implementación de un caliper que utilice dos pistones en vez de un solo pistón. El uso de un sistema de doble pistón aumenta el área de contacto entre el disco de freno y las pastillas permitiendo una sujeción uniforme sobre el disco aumentando considerablemente las fuerzas de fricción que se generan.



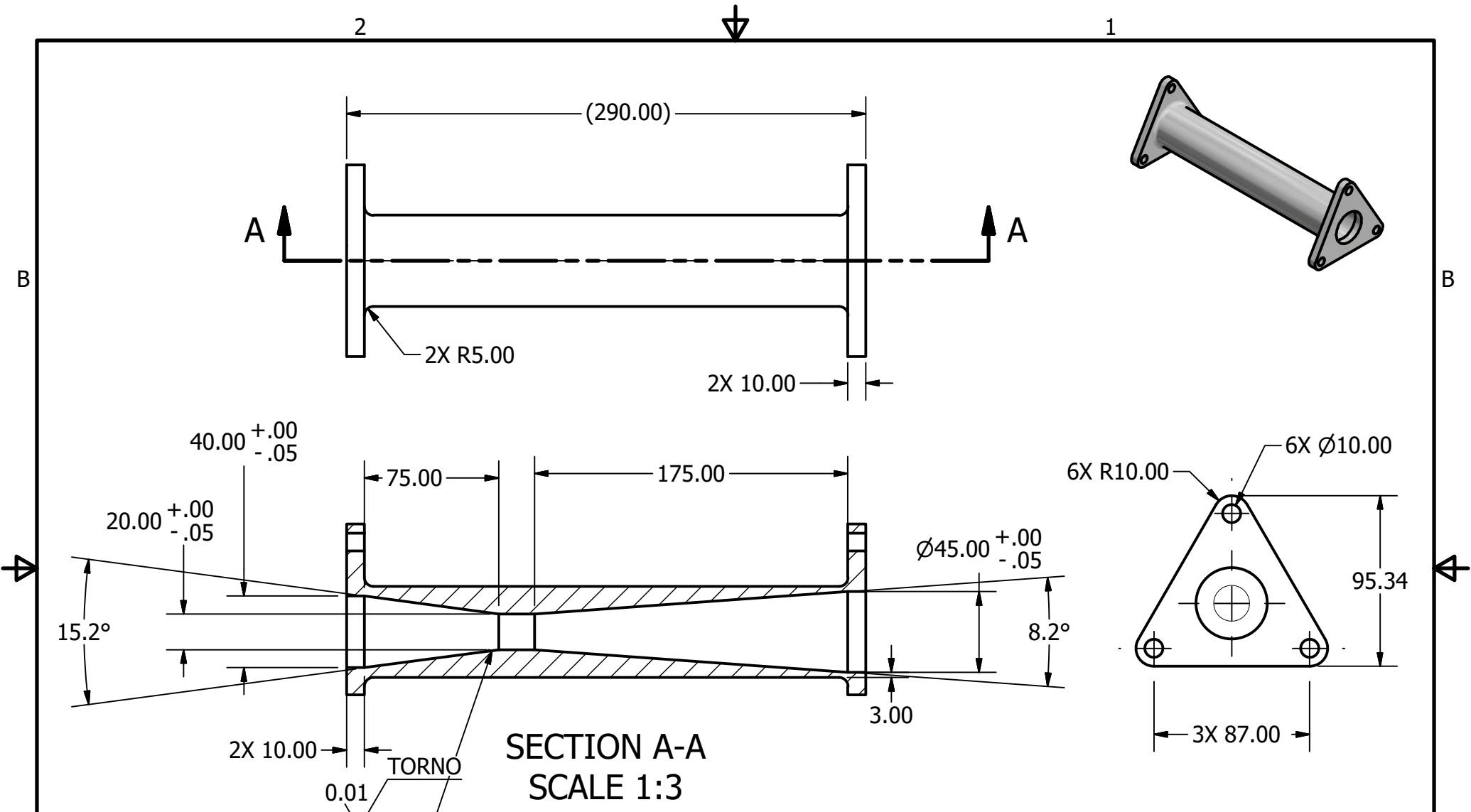
## X. BIBLIOGRAFÍA

- Alex Reynolds, K. A. (2015). *DESIGN AND OPTIMIZATION OF A FSAE VEHICLE*. Massachusetts.
- Argumedo, A. C. (2010). *Diseño de un múltiple de admisión para un vehículo prototipo Fórmula SAE*. México D.F.
- Cabezas, A. F. (2011). *Análisis del flujo de aire en el múltiple de admisión de un motor*. Riobamba.
- Calle Solis, E. D. (2014). *Diseño y Construcción del múltiple de escape para el motor Yamaha FZR600 de la Formula SAE*. Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca.
- Galbincea, N. D. (2015). *Design of the 2015 University of Akron's FSAE Electric Vehicle Braking System*.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- Kori Lutenbacher, B. M. (2012). *FSAE Engine Selection: Four or One Cylinder*.
- M. Cimbalá, Y. A. (2012). *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones*. México: Mc Graw Hill.
- Mahank, L. M. (2015). *CFR Formula SAE Intake Restrictor Design and Performance*.
- Mateus Rico, M. O. (2009). *Diseño de un vehículo prototipo Formula SAE y creación de metodológica para el diseño de un carro de carreras*. Universidad Industrial de Santander.
- Mauger, T. W. (2004). *Selection of an Engine and Design of the Fuelling System for a Formula SAE car*. Queensland.
- Navarro, A. J. (2014). *Diseño y evaluación de una tobera de admisión para un motor de vehículo Formula SAE*. Valencia.
- Nwachukwu O., U. I. (2016). *Design and Analysis of FSAE Brake System using locally sourced Material*. Chukwuemeka Odumegwu Ojukwu University (COOU), , Nigeria.
- Ocaña, E. C. (2012). *Diseño y Cálculo del Sistema de Frenos para un prototipo Formula Student*. Madrid.
- Ortega, J. R. (2012). *DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN/ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN PROTOTIPO FORMULA SAE*. Madrid.
- Pulkrabek, W. W. (1997). *Engineering Fundamentals of the Internal Engine*. Prentice Hall.
- Ramos, L. P. (2013). *Diseño del sistema de frenado para un prototipo formula student*. Sevilla.
- Reynolds, A., Moser, T., Angeliu, K., & Martins, B. (2015). *Design and Optimization of a FSAE Vehicle*.

Sharvin Ghodekar, A. F. (2009). *Student Formula SAE India 2014 Preliminary Design Report*. Dr. D. Y. Patil School of Engineering, Pune .

Shinde, P. A. (s.f.). *Research and optimization of intake restrictor for Formula SAE car engine*. Smt. Kashibai Navale College of Engineering, Pune, Maharashtra.

## XI. ANEXOS



**SECTION A-A**  
**SCALE 1:3**

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS  
SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO.  
INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.

TOLERANCIAS GENERALES	
LINEAL	.X ± 0.1 .XX ± 0.05 .XXX ± 0.020
ANGULAR	±
FRACCIONES	±
RUGOSIDAD SUPERFICIAL	0.07/√

DIBUJADO POR	FECHA
<b>DIEGO CASTRO</b>	<b>26/04/2016</b>

DISEÑADO POR	FECHA
<b>DIEGO CASTRO</b>	<b>26/04/2016</b>

REVISADO POR	FECHA
<b>DARIO GULARTE</b>	<b>07/06/2017</b>

APROBADO POR	FECHA
<b>VICTOR AYERDI</b>	<b>09/06/2017</b>

NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO  
**RESTRICTOR VENTURI**

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III  
Guatemala, Guatemala 01015  
PBX: (502) 2634-0336 / 40  
info@uvg.edu.gt

TÍTULO: **FORMULA SAE**  
**SISTEMA DE POTENCIA**

NÚMERO DE DIBUJO:

FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
<b>A</b>	PÁGINA 1 DE 1	REV <b>A</b>

MATERIAL	Aluminum 6061
TRATAMIENTO	
MASA: N/A	

