

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014.

Diego Hinojosa¹

Dali Piña²

Germán Erazo³

Fabián Salazar⁴

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Extensión Latacunga

Quijano Ordoñez y Marqués de Maenza S/N Latacunga, Ecuador

Email: diego_hino@hotmail.es¹, dali11_@hotmail.com es², wgerazo@espe.edu.ec ³,
fab_espe1@hotmail.com⁴

Latacunga – Ecuador

RESUMEN

El proyecto de investigación trata del diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014, nombrado "COLIBRÍ". El desarrollo tecnológico en la industria nacional automotriz y el cambio de matriz productiva plantean la necesidad, que a través de la universidad se genere investigación enfocada a la construcción de sistemas automotrices utilizando recursos disponibles existentes en el país. El sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR600 F4i para el prototipo FSAE 2014 permite recuperar la pérdida de potencia en un 14.38% y el torque en un 14.36 % a 8500 RPM respecto a un motor del mismo tipo restringido 20 mm de diámetro en su admisión pero sin ningún sistema que recupere dichas pérdidas. Esto se logra mediante el diseño del restrictor para el sistema de control de ingreso de aire que facilita la entrada del mismo y el header para el sistema de salida de gases del motor que permite la eficaz evacuación de los gases residuales. Las consideraciones para el diseño y construcción del sistema se hacen en base a las especificaciones del reglamento vigente de la Formula SAE 2014. Los análisis y simulaciones se realizan mediante el uso de herramientas CAD como: Inventor, SolidWorks y Ricardo WAVE y finalmente las pruebas del sistema se realizan en un dinamómetro DYN.

ABSTRACT

This paper presents an investigation to realize the design and construction of the control system of entry and exit of Honda CBR600 F4i gas engine for the 2014 Formula SAE prototype, named "COLIBRÍ" is performed. Technological developments in the automotive industry nationally and changing production model raises the need, through university research focused on the construction of automotive systems using existing available resources the country is generated. The control system of entry and exit of Honda CBR600 F4i gas engine for the 2014 FSAE prototype allows to recover the loss of power by 14.38% and 14.36% in torque at 8500 RPM compared to an engine of the same type restricted 20 mm in diameter at the inlet but no system to recover that loss. This is achieved by designing the restrictor control system for inlet air, which facilitates entry thereof, and the header for the exhaust system of the engine to allow efficient evacuation of the waste gases. The considerations for the design and construction of the system is made based on the specifications of the rules of procedure of the Formula SAE 2014. The analyzes and simulations are performed using CAD tools such as Inventor, SolidWorks and Ricardo WAVE and finally testing system are performed on a dynamometer DYN

1. INTRODUCCIÓN

La colocación de una restricción de 20mm de diámetro al ingreso de aire del motor y el control del nivel de ruido de 110 db máximos en el escape, originan pérdidas de potencia y torque. Mediante el adecuado diseño del sistema de control de ingreso y salida de gases se puede recuperar gran parte de estas pérdidas.

2. RESULTADOS EXPERIMENTALES EN MOTORES HONDA CBR 600 F4I

Según investigadores de la Universidad de Western Washington Formula SAE 2008, un motor Honda CBR 600 F4i sin restricción de aire en la admisión alcanza una potencia de 63 HP a 8500 RPM. Y el mismo motor pero con una restricción de 20 mm de diámetro en su admisión alcanza 57 HP, es decir pierde el 9,5 % de su potencia original. En la Figura 1 se puede observar las curvas de potencia de un motor con y sin restricción de aire en la admisión.

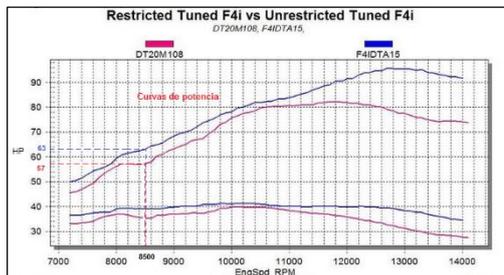


Figura 1 Curva de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión VS un no restringido.

Fuente: Western Washington University Formula SAE 2008

Estos resultados se obtuvieron por parte de los investigadores sin ningún diseño alguno de un sistema de control de ingreso de aire que recupere la caída de potencia.

Según investigadores de la Universidad de la Concordia FSAE 2012, un motor Honda CBR 600 F4i con una restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión, pero con un sistema de control de ingreso de aire que recupera la pérdida

de potencia alcanza 62.5 HP a 8500 RPM. Como se ilustra en la Figura 2

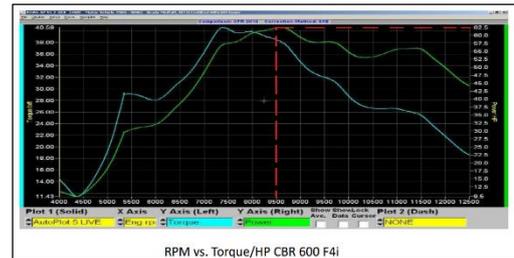


Figura 2 Curva de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión.

Fuente: Universidad de la Concordia FSAE 2012

Según investigadores de la Universidad de Buffalo FSAE 2005, un motor Honda CBR 600 F4i con una restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión, pero con un sistema de control de ingreso de aire que recupera la pérdida de potencia alcanza 60 HP a 8500 RPM. Como se ilustra en la Figura 3.

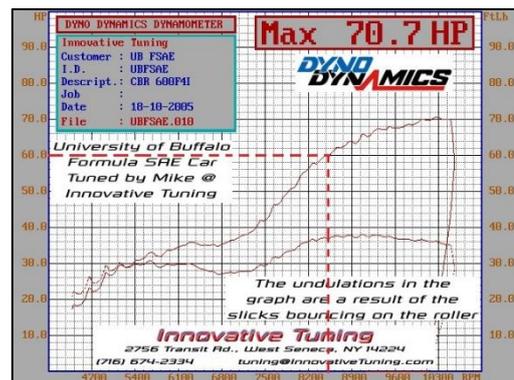


Figura 3 Curva de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión.

Fuente: Universidad de Buffalo FSAE 2005

Si se comparan los resultados de los investigadores de la Universidad de la Concordia FSAE 2012 con los de la Universidad Western Washington Formula SAE 2008 y la Universidad de Buffalo FSAE 2005, se tiene que un sistema de control de ingreso de aire recupera la pérdida de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i en un promedio de 7.46 % en relación a un motor con restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión pero sin ningún sistema que recupere su potencia original. Los resultados se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1 Resultados experimentales de sistemas

de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i.

INVESTIGADORES	POTENCIA ALCANZADA A 8500 RPM CON UNA RESTRICCIÓN DE 20MM DE DIÁMETRO EN LA ADMISIÓN (HP)
Universidad Western Washington	57
Universidad de la Concordia	62.5
Universidad de Buffalo	60

Nota: Según los investigadores de la Universidad de Wester Washington, el valor de potencia que alcanzaron se obtuvo sin ningún sistema de control de ingreso y salida de gases que recupere las pérdidas generadas por la restricción.

3. LIMITACIONES DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO DE AIRE IMPUESTAS POR LA FSAE 2014

- El sistema de admisión no debe exceder la envoltura de la parte superior, “main roll hoop” y los cuatro neumáticos, como se muestra en la Figura 4.

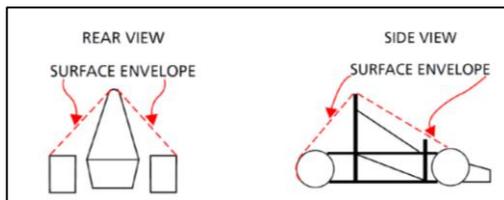


Figura 4 Límite máximo para la ubicación de todo el sistema de admisión.

Fuente: Reglamento de la FSAE 2014

- El colector de admisión tiene que fijarse mecánicamente al bloque del motor o de la culata.
- El aire que entra en el motor tiene que pasar a través de un restrictor de 20 mm de diámetro.
- El acelerador tiene que ser accionado mecánicamente por un sistema de cable o varilla
- El sistema de accionamiento del acelerador debe tener al menos dos muelles de retorno para evitar que el estrangulador se quede abierto.”

4. LIMITACIONES DEL SISTEMA DE

SALIDA DE GASES IMPUESTAS POR LA FSAE 2014

- El sistema de escape se debe colocar de forma que el conductor no se exponga a los gases de escape a cualquier velocidad.
- La salida(s) de escape no debe extenderse más de 45 cm (17,7 pulgadas) detrás de la línea central del eje trasero, y será de no más de 60 cm (23,6 pulgadas) por encima del suelo.
- Cualquiera de los componentes de escape (cabeceras, silenciadores, etc.) que sobresalen lateralmente fuera del “Main Roll Hoop” deben estar cubiertos para evitar el contacto con las personas que se acercan al vehículo o el mismo conductor que sale del vehículo.
- El nivel máximo de ruido será de 110dB.”

5. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO DE AIRE

5.1. CUERPO DE ACELERACIÓN

El cuerpo de aceleración tipo mariposa consiste en una placa de aceleración redonda que gira en el interior del cuerpo del acelerador permitiendo el paso de aire en forma lineal. Su accionamiento es mecánico por sistema de cable y tiene dos muelles de retorno para el cierre del estrangulador.

Para el cálculo del diámetro interno del cuerpo de aceleración en función de las características del motor se utiliza la ecuación 1.

$$TB = \sqrt{\frac{154 * \#Cil * s * RPM@Max HP * b^2}{67547}}$$

Ecuación 1. Cálculo del diámetro interno del cuerpo de aceleración

Fuente: Fuente: LSU Tiger Racing FSAE.

Donde:

TB= Diámetro interno del cuerpo de aceleración (mm)

Cil = Número de cilindros del motor

s = Carrera del cilindro (in)

RPM@Max HP= Revoluciones a las que el motor alcanza su potencia máxima

b = Diámetro del cilindro (in)

$$TB = \sqrt{\frac{154 * 4 * 1,67in * 13500RPM * (2,64in)^2}{67547}}$$

$$TB = \sqrt{\frac{96791853,31}{67547}}$$

$$TB = \sqrt{1432,955}$$

$$TB = 37,85 \text{ mm}$$

Del cálculo anterior podemos determinar que el diámetro interno óptimo para el cuerpo de aceleración es 38mm.

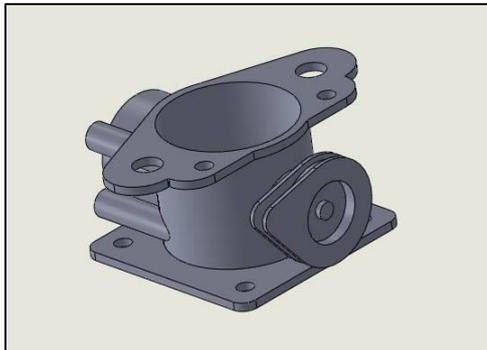


Figura 5 Diseño del cuerpo de aceleración

5.2. DIFUSOR

Todo el aire que entra en el motor debe pasar a través de un limitador de 20mm de diámetro según el reglamento de la Formula SAE.

El objetivo es diseñar el difusor de tal manera que se minimice la caída de presión entre la entrada y la salida. Esto facilitará una mejor carga del pleno y en consecuencia aumentará la cantidad de aire que entra en los cilindros.

a. CÁLCULO DEL FLUJO MÁSIICO DE AIRE A TRAVÉS DEL DIFUSOR

Para calcular el flujo másico de aire a

través del difusor se utiliza la ecuación 2.

$$\dot{m} = CA \sqrt{K * \rho * P \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

Ecuación 2 Flujo másico bajo la condición de flujo estrangulado.

Fuente: Dalton J. (Practical Gas Flow)

Donde:

\dot{m} = Flujo másico ($\frac{kg}{s}$)

C = Coeficiente de descarga

A = Área de la sección transversal (m^2)

k = $\frac{Cp}{Cv}$ del gas

Cp= Calor específico del gas a presión constante

Cv= Calor específico del gas a volumen constante

ρ = Densidad del gas real en P y T ($\frac{kg}{m^3}$)

P = Presión absoluta de gas de entrada (Pa)

Datos:

\dot{m} = ?

C = 1 (valor constante)

A = $3,142 \times 10^{-4} m^2$

k = 1.4 (según tablas)

ρ = $0,876 \frac{kg}{m^3}$ (@ T = $10,5^\circ C$ \wedge H = 96%)

P = 71770Pa (a 2800 m.s.n.m.)

$$\dot{m} = CA \sqrt{K * \rho * P \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

$$\dot{m} = 1 \times 3,142 \times 10^{-4} m^2 \sqrt{1,4 * 0,876 \frac{kg}{m^3} * 71770 Pa \left(\frac{2}{1,4+1} \right)^{(1,4+1)/(1,4-1)}}$$

$$\dot{m} = 3,142 \times 10^{-4} m^2 \sqrt{1,4 * 0,876 * 71770 (0,83)^6 \frac{kg^2}{m^4 s^2}}$$

$$\dot{m} = 3,142 \times 10^{-4} m^2 \times 270,83 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m} = 0,085 \frac{kg}{s}$$

b. CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE A TRAVÉS DEL DIFUSOR

Para calcular el caudal másico de aire a través del difusor se utiliza la ecuación 3.

$$Q_{\max} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Ecuación 3 Caudal máximo a través del restrictor.

Fuente: Dalton J. (Practical Gas Flow)

Donde:

$$Q_{\max} = \text{Caudal máximo } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m} = \text{Flujo másico } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$$\rho = \text{Densidad del gas } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

Datos:

$$Q_{\max} = ?$$

$$\dot{m} = 0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\rho = 0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\max} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$Q_{\max} = 0,097 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

c. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LA VELOCIDAD Y PRESIÓN DEL AIRE EN EL INTERIOR DEL DIFUSOR CON UN ÁNGULO DE SALIDA TOTAL DE 7 GRADOS

(Chuang, 2012) “Restringir el ángulo total de la salida del Venturi entre 5 y 7 grados reduce la separación de flujo y da lugar a una mínima pérdida de presión.”

En la figura 6 se muestran las dimensiones del difusor tipo Venturi utilizadas en las simulaciones de velocidad y presión en el programa SolidWorks.

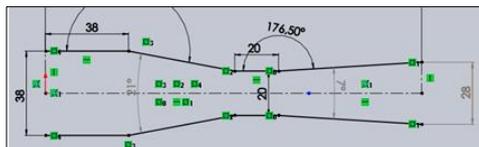


Figura 6 Dimensiones del difusor tipo Venturi.

En la figura 7 y 8 se puede observar el

comportamiento de la velocidad y presión del aire a la salida del difusor, como se puede notar la caída es mínima, lo que es muy ventajoso porque de esta manera se logra reducir en gran medida la pérdida de presión que se genera en la parte más angosta de la sección que es donde se encuentra la restricción de 20mm, esto se consigue debido a que el ángulo de salida de 7 grados no permite que el aire se separe inmediatamente de las paredes luego de pasar por la restricción, sino que lo hace en forma gradual.

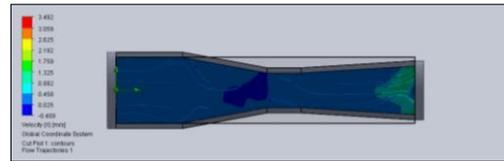


Figura 7 Comportamiento de la velocidad del aire en el interior del difusor

En la figura anterior se observa el comportamiento de la velocidad del aire que fluye a través del difusor. La parte de color azul representa el correcto flujo de aire, mientras que la parte de color verde representa la sección en donde existe un incremento de la velocidad del flujo de aire.

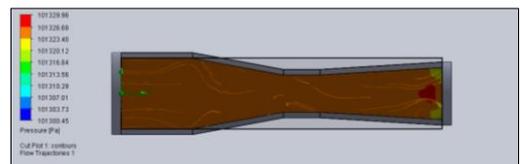


Figura 8 Comportamiento de la presión del aire en el interior del difusor

En la figura anterior se observa el comportamiento de la presión del aire dentro de difusor. La parte de color marrón representa la uniformidad de presión tanto a la entrada como a la salida, mientras que la parte de color rojo representa la sección en donde existe un leve incremento de presión. La parte de color amarillo indica una caída presión.

Definido el ángulo de salida de 7 grados en el interior del difusor tipo Venturi, se establece el diseño final mostrado en la figura 9



Figura 9 Diseño del difusor tipo venturi con un ángulo de salida de 7 grados

5.3. COLECTOR DE ADMISIÓN

El diseño del colector de admisión se puede observar en la figura 10.



Figura 10 Diseño del colector de admisión

a. CONDUCTOS DE ADMISIÓN

La velocidad de funcionamiento ideal del motor se ha determinado que está entre 8.000 RPM a 10.000 RPM. Los conductos de admisión están sintonizados para 8500 RPM.

b. CÁLCULO DEL DIÁMETRO ÓPTIMO DE LOS CONDUCTOS DE ADMISIÓN

Para calcular el diámetro de los conductos de admisión se utiliza la ecuación 4.

$$D_{run} = \sqrt{\frac{(RPM_{PK})(VH)(VE)}{3330}}$$

Ecuación 4 Cálculo del diámetro de los conductos de admisión.

Fuente: (Chuang, 2012)

Donde:

D_{run} =Diámetro de los conductos de admisión en pulgadas

RPM_{PK} =RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

VH =Cilindrada del motor en litros

VE =Eficiencia volumétrica en porcentaje %

3330 =Factor de conversión

Datos:

$D_{run} = ?$

$RPM_{PK} = 8500 \text{ RPM}$

$VH = 0.6 \text{ lt}$

$VE = 95\%$

3330 =Factor de conversión

$$D_{run} = \sqrt{\frac{(8500 \text{ RPM})(0.6 \text{ lt})(0.95)}{3330}}$$

$$D_{run} = 1.2 \text{ in}$$

$$D_{run} = 30.64 \text{ mm}$$

El diámetro óptimo mínimo de los conductos de admisión es de 30.64mm a 8500 RPM con una eficiencia volumétrica del 95%.

c. CÁLCULO DE LA LONGITUD ÓPTIMA DE LOS CONDUCTOS DE ADMISIÓN

Para calcular la longitud de los conductos de admisión se utiliza la ecuación 5.

$$L_{run} = \frac{84000}{N}$$

Ecuación 5 Longitud de los conductos de admisión.

Fuente: (Delaney, 2002)

Donde:

L_{run} =Longitud óptima de los conductos de admisión desde el pleno hasta la cabeza de las válvulas en pulgadas

N =RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

84000 =Factor de conversión

Datos:

$L_{run} = ?$

N = 8500 RPM

84000 = Factor de conversión

$$L_{run} = \frac{84000}{8500RPM}$$

$$L_{run} = 9.88in$$

$$L_{run} = 251.01mm$$

La longitud óptima mínima de los conductos de admisión es de 251.01mm a 8500 RPM.

Se ha utilizado una longitud de conductos de admisión de 251mm para el colector a 8500RPM. Se debe tomar en cuenta que la longitud óptima de los conductos de admisión calculada comprende desde el pleno hasta la cabeza de las válvulas.

Un conducto de paso mecanizado en el bloque del motor de 73 mm de largo conecta desde el asiento de la válvula de admisión hasta el exterior del bloque.

Por lo tanto, la longitud total del conducto de admisión que se mecanizó fue de 178mm desde el block del motor hasta el pleno. En la figura 11 se puede observar el diseño final de los conductos de admisión.



Figura 11 Diseño de los conductos de admisión

5.4. PLENO

El pleno se diseña para tener una transición suave desde la parte del difusor al resto del colector de admisión, esto ayuda a mejorar el flujo a los cilindros.

La presión dentro del pleno tiene la tendencia a desviar las paredes planas, esto plantea la necesidad de determinar cuáles son las partes más críticas del pleno.

Para entender este efecto se realiza una simulación en SolidWorks que muestra una gran cantidad de deflexión en las paredes bajo las condiciones normales de presión del colector. Los resultados se pueden ver en la figura 12.

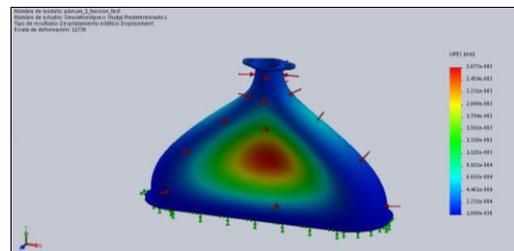


Figura 12 Simulación en SolidWorks (deflexión debido a la presión aplicada)

Solidworks Simulation permite observar la desviación exacta de las paredes del pleno. Esto a su vez indica en que parte del pleno debe ser reforzado.

Una gran deflexión en el pleno reduce la respuesta del acelerador y puede conducir a fallas del material debido a una carga cíclica. Con el fin de resolver este problema, las paredes del pleno deben ser reforzadas por nervios, o por el aumento de espesor de la pared en esa zona.

a. CÁLCULO DEL VOLUMEN ÓPTIMO DEL PLENO

Una prueba de flujo en estado estacionario se hizo con 3 volúmenes diferentes del pleno al mismo tiempo para encontrar el mejor caso de flujo, esto simplifica los cálculos. Las pruebas se realizaron con volúmenes de pleno de 3.5lts, 4.5lts y 5.5lts. En la figura 13 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 3.5 ltrs.

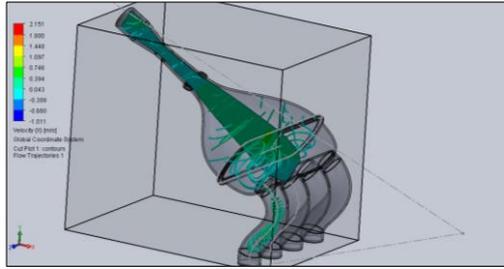


Figura 13 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 3.5 lt

En la figura 14 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 4.5 ltrs.

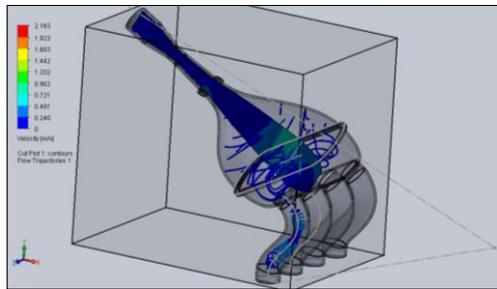


Figura 14 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 4.5 lt

En la figura 15 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 5.5 ltrs.

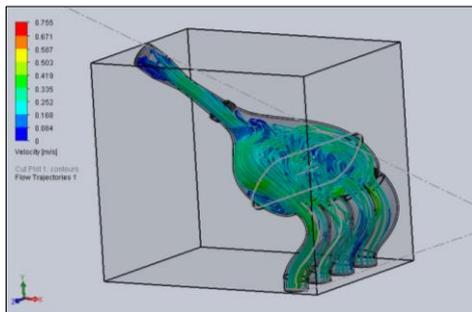


Figura 15 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 5.5 lt

En la prueba se determinó que mientras menor es el volumen del pleno la respuesta de aceleración es más rápida, sin embargo ahora tenemos que determinar cuál es el menor volumen que nos asegure la suficiente cantidad de aire en cada ciclo de admisión, para esto se utiliza el programa Ricardo WAVE

b. PROGRAMA RICARDO WAVE

WAVE es el programa líder en el mercado que cumple las normas ISO para el análisis dinámico de gases en motores. Es un código de ingeniería asistida por ordenador desarrollada por Ricardo Software para analizar la dinámica de las ondas de presión, flujos de masas, y las pérdidas de energía en conductos, plenos y colectores de diversos sistemas y máquinas.

En la figura 16 se observa la modelación del motor CBR 600 F4i en conjunto con el sistema de control de ingreso y salida de gases para determinar el volumen ideal del pleno. Para esto se ha ingresado las especificaciones técnicas del motor, así como también los valores calculados anteriormente como se observa en la tabla 2

Tabla 2 Valores conocidos para la modelación

Diámetro de los conductos de admisión	30.64mm
Longitud de los conductos de admisión	251mm
Ángulo de salida del difusor	7 grados
Diámetro del orificio del cuerpo de aceleración	38mm
Distancia del inyector a la cabeza de la válvula de admisión	61mm

del motor en el programa Ricardo WAVE

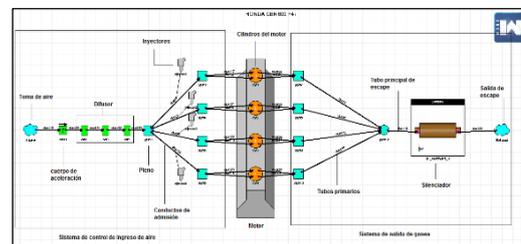


Figura 16 Modelación del motor CBR 600 F4i junto con el sistema de ingreso y salida de gases en el programa Ricardo Wave

En la figura 17 se observa que con un volumen del pleno de 3.5 lt se obtiene un torque aproximado de 41N-m y una po-

tencia de 69 hp en el rango de 8000 a 10000 RPM

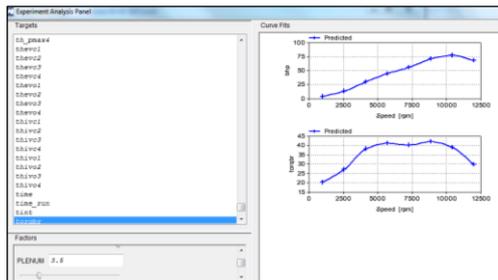


Figura 17 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 3.5lt

En la figura 18 se observa que con un volumen del pleno de 4.5 lt se obtiene un torque aproximado de 43N-m y una potencia de 75 hp en el rango de 8000 a 10000 RPM

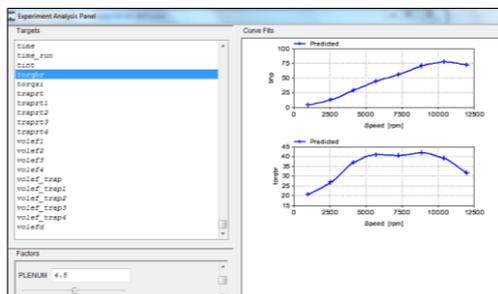


Figura 18 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 4.5lt

En la figura 20 se observa que con un volumen del pleno de 5.5 lt se obtiene un torque aproximado de 41N-m y una potencia de 73 hp en el rango de 8000 a 10000 RPM sin embargo también se puede notar que el máximo torque se alcanza en el rango de 5000 a 7500 RPM

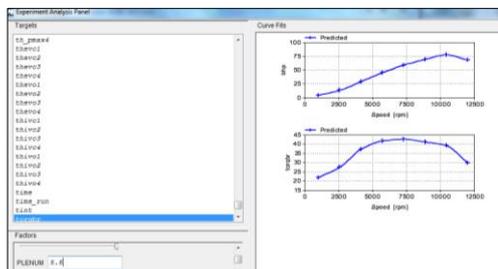


Figura 19 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 5.5lt

Después de analizar los tres casos que se puso a consideración, se ha determinado que a 8500 RPM el volumen del pleno que genera mayor torque y potencia es de 4.5lt.

6. DISEÑO DEL SISTEMA DE SALIDA DE GASES

Para obtener los mejores resultados en el proyecto se debe lograr una sintonización tanto del sistema de ingreso de gases como el de salida. Esto quiere decir que para el diseño del sistema de escape el rango ideal de funcionamiento está entre 8000 y 10000 RPM al igual que el sistema de admisión. En la figura 20 se observa el diseño del sistema de salida de gases.

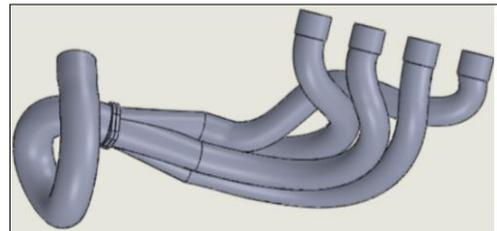


Figura 20 Diseño del sistema de salida de gases

a. CÁLCULO DE LOS TUBOS PRIMARIOS

- Longitud

Para calcular la longitud de los tubos primarios se utiliza la ecuación 6.

$$P = \frac{850 * ED}{RPM} - 3$$

Ecuación 6 Longitud de los tubos primarios.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

P= longitud de los tubos primarios (in)

ED= 180 + grados que se abre la válvula antes del PMI (Punto muerto inferior)

RPM= revoluciones del motor (RPM)

Datos:

P=?

ED= 180 + 38 (según el manual del motor)

RPM= 8500

$$P = \frac{850 * 218\text{grados}}{8500\text{RPM}} - 3$$

$$P = 18,8 \text{ in}$$

$$P = 477,52\text{mm}$$

- Diámetro interno

Para calcular el diámetro interno de los tubos primarios se utiliza la ecuación 7.

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P + 3) * 25} * 2,1}$$

Ecuación 7 Diámetro interno de los tubos primarios.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

ID= diámetro interno de los tubos primarios (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

ID=?

cc= 149.75 cc (según manual del motor)

P=18.8 in

$$ID = \sqrt{\frac{149,75cc}{(18,8in + 3) * 25} * 2,1}$$

$$ID = 1,19 \text{ in}$$

ID = 30,22 mm

b. CÁLCULO DEL TUBO DE ESCAPE PRINCIPAL

- Diámetro interno

Para calcular el diámetro interno del tubo de escape se utiliza la ecuación 8.

$$ID3 = \sqrt{\frac{cc * 2}{(P + 3) * 25} * 2}$$

Ecuación 8 Diámetro interno del tubo de escape

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

ID3= diámetro interno del tubo de escape (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

ID3=?

cc= 149.75cc

P=18.8in

$$ID3 = \sqrt{\frac{149,75cc * 2}{(18,8in + 3) * 25} * 2}$$

$$ID3 = 1,55 \text{ in}$$

$$ID3 = 39,54 \text{ mm}$$

- Longitud

Para calcular la longitud del tubo de escape se utiliza la ecuación

$$TL = P + 3$$

Ecuación 9 Longitud del tubo de escape

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

TL= longitud del tubo de escape (in)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

TL= ?

P= 18,8in

$$TL = 18,8in + 3$$

$$TL = 21,8 \text{ in}$$

$$TL = 553,72 \text{ mm}$$

c. FLUJO DEL SISTEMA

Para la simulación se utiliza el software ANSYS en el módulo de Fluid Flow CFX, en donde se puede realizar el análisis de fluidos compresibles-incompresibles y la transferencia de calor, permite importar mallas, especificar materiales, condiciones de contorno y parámetros de solución, ver resultados y crear un informe. El diseño se evalúa de acuerdo con parámetros como la velocidad, presiones y flujo másico.

En la figura 21 se observa que el sistema de salida de gases diseñado presenta un

flujo con baja cantidad de turbulencia al inicio, la misma que va disminuyendo de acuerdo con el recorrido de los gases hasta llegar a la salida en donde se presenta un flujo casi laminar. Esto beneficia el flujo de salida de los gases de escape.

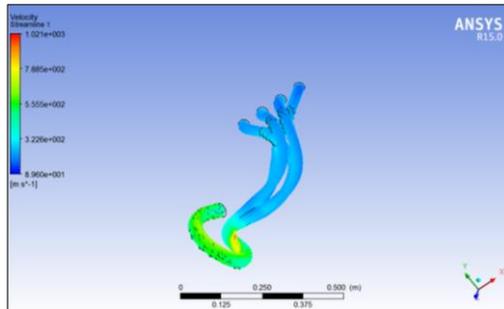


Figura 21 Simulación de flujo en el sistema de salida de gases.

7. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO DE AIRE

7.1. CONDUCTOS DE ADMISIÓN

Para construir los conductos de admisión se debe considerar que estos están expuestos al contacto directo con la gasolina pulverizada del inyector y a la elevada temperatura de las bases del motor. Esto descarta la posibilidad de imprimirlos en una sola pieza en material ABS.

Sin embargo un conducto de admisión impreso permite tener una idea clara de la geometría exacta que se necesita para ensamblarlo en el conjunto del colector de admisión, mostrado en la figura 22

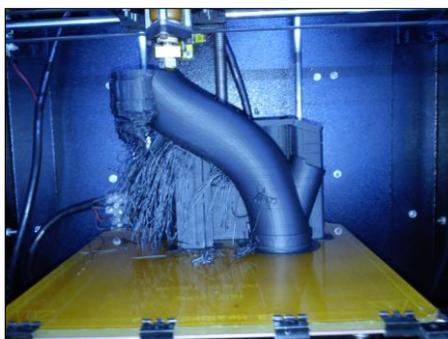


Figura 22 Impresión de un conducto de admisión como muestra exacta

Los conductos de admisión poseen la base en donde se asientan los inyectores

de combustible, también sirve como base para el riel de inyección por lo que debe ser un elemento de gran resistencia y rigidez. El material utilizado para la construcción de los conductos más viable es el acero inoxidable serie A304.

El acero inoxidable posee una superficie lisa que no genera oposición el paso de los gases. La idea es conseguir una superficie tipo espejo. Los conductos de admisión doblados se muestran en la figura 23



Figuran 23 Conductos de admisión en acero inoxidable

7.2. PLENO SUPERIOR

La construcción del pleno se realiza en dos partes.

El primer paso es tallar el molde en espuma de poliuretano de acuerdo a las medidas y geometría establecidas por el software utilizado.

Luego de obtener el molde se procede a endurecerlo aplicándole una capa gruesa (1cm) de masilla mustang automotriz, como se muestra en la figura 24, para proceder a lijar y pulir la superficie, con el fin de sacar un negativo para aplicar varias capas de fibra de vidrio.



Figura 24 Aplicación de masilla mustang en el molde de espuma de poliuretano

Cuando se obtiene el molde definitivo es decir el negativo se procede a enfibrar, previo a esto se debe aplicar varias capas (aproximadamente 4) de cera desmoldante con el fin de que no se pegue la fibra en la superficie masillada. La idea es que luego se rompa el molde de espuma de poliuretano y el pleno superior tenga una superficie tipo espejo en su parte interna. Esto es importante ya que ayuda a que el flujo de aire no encuentre resistencia por rugosidad en las paredes internas del colector de admisión.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que al momento que se hizo la simulación de esfuerzos en las paredes del pleno en SolidWorks se pudo determinar las zonas críticas del pleno. Entonces para asegurar que la pieza no falle es necesario reforzar estas zonas colocando láminas delgadas de aluminio (3mm de espesor) en las paredes exteriores, como se muestra en la figura 25. Esto se realiza antes de aplicar las dos últimas capas de fibra de vidrio.



Figura 25 Pleno superior en fibra de vidrio

7.3. PLENO INFERIOR

Para la construcción del pleno inferior se aplica el mismo procedimiento utilizado para el pleno superior, teniendo en cuenta que esta parte después se une fijamente a los conductos de admisión como si estuviesen soldados, por ello es necesario insertar en el molde que servirá como negativo una placa de aluminio agujereada, mostrada en la figura 26, de tal forma que permita centrar exactamente los conductos de admisión para ensamblar en el motor.



Figura 26 Placa de aluminio con los agujeros para los conductos de admisión

A continuación se procede a masillar todo el molde del pleno inferior para después lijarlo, pulirlo y aplicarle varias capas de cera desmoldante, como se muestra en la figura 27



Figura 27 Molde negativo del pleno inferior

En la figura 28 se muestra el pleno inferior con los agujeros para los conductos de admisión.



Figura 28 Pleno inferior con los agujeros para los conductos de admisión

Para el proceso de pintado se debe empapelar todos los orificios. Esto es importante ya que si entran partículas de pintura se forma una pequeña película que

cambia el espesor de las paredes y luego no encajan el resto de elementos con precisión. En la figura 29 se muestra el pleno superior, pleno inferior y difusor completamente terminado.



Figura 29 Pintado final del pleno superior, pleno inferior y el difusor

7.4. SELLADO HERMÉTICO DEL SISTEMA

Construido el sistema de control de ingreso de aire se prosigue con el ensamble de todo el sistema. Algo importante que se debe considerar en esta parte es que cada unión debe ser totalmente hermética, es decir no debe haber fugas de aire en ninguna parte del conjunto de admisión.

En la figura 30 se observa el sistema de control de ingreso de aire con los respectivos empaques haciendo un cierre hermético.



Figura 30 Cierre hermético del sistema mediante empaques

8. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SALIDA DE GASES

La construcción del sistema de salida de gases involucra varios procesos como: corte, suelta, doblado de tubos, pulido y lijado. El material utilizado para la fabricación del sistema de escape es acero al carbono en vista que presenta buenas

propiedades además que su costo es relativamente bajo en comparación al acero inoxidable.

8.1. CORTE Y DOBLADO DE LOS TUBOS PRIMARIOS

Para los tubos primarios se corta en secciones el tubo de acuerdo a la longitud calculada, como se muestra en la figura 31. Una vez que se dispone de los cuatro tubos, con la ayuda de una maquina hidráulica se doblan de acuerdo con el diseño.



Figura 31 Tubos primarios

En el proceso de doblado de los tubos primarios es necesario utilizar planos impresos a escala real que faciliten comprobar los ángulos y radios de los dobles establecidos en el diseño. En la figura 32 se observa el procedimiento de doblado de los tubos en la maquina hidráulica dobladora.



Figura 32 Doblado de los tubos primarios

La máquina dobladora permite expandir el diámetro del tubo para la toma del sistema de salida de gases. Esto permite asegurar el tubo primario al motor mediante las bridas de sujeción. Luego es necesario soldar la toma de escape a cada tubo primario, como se muestra en la figura 33.



Figura 33 Tubos primarios con las tomas

a. SUELDA DE LOS TUBOS PRIMARIOS

Una vez establecida la geometría de los tubos primarios, se sujetan mediante las bridas al motor. Esto permite mantener los tubos primarios fijos para poder soldarlos con precisión, como se muestra en la figura 34.



Figura 34 Tubos primarios soldados

8.2. CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR

Para construir el colector se necesita una lámina de tool doblada de acuerdo a la geometría diseñada. Para comprobar que las dimensiones estén correctas es necesario montar sobre los 4 tubos primarios, como se muestra en la figura 35.



Figura 35 Colector

Mediante el proceso de soldadura se junta el colector con los tubos primarios, y por el extremo del colector se suelda una brida de sujeción, para permitir acoplar a continuación el tubo principal de escape. Así finalmente el colector de escape configuración 4-1 está construido, como se muestra en la figura 36



Figura 36 Tubos primarios con el colector

a. CORTE Y DOBLADO DEL TUBO PRINCIPAL DE ESCAPE

El proceso para el tubo de escape principal es similar al de los tubos primarios, así se tiene el tubo principal de escape doblado, y en general el sistema de salida de gases terminado. Es importante recordar que el tubo de escape principal necesita de bridas de sujeción, como se muestra en la figura 37.



Figura 37 Tubo de escape principal

Finalmente es necesario recubrir el sistema de salida de gases con cinta térmica como se observa en la figura 38, para evitar contacto directo con el sistema una vez que esté en funcionamiento.



Figura 38 Sistema de salida de gases.

9. PRUEBAS DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES

9.1. PRUEBA DE RUIDO

Según el reglamento, el ruido puede medirse en cualquier momento durante la competición y este no debe sobrepasar los 110 db.

La prueba de ruido que se realizó en este vehículo prototipo por primera vez fue directamente en la competencia de la Formula Student Germany 2014 durante las pruebas estáticas.

Las mediciones se realizaron con un micrófono en campo abierto colocado al nivel de la salida de escape y libre de obstrucciones. El micrófono debe estar a 0,5 metros del extremo de la salida del tubo de escape y debe formar un ángulo de 45 ° con respecto al plano horizontal de la salida de escape. La prueba se lleva a cabo con la caja de cambios en neutro.

El nivel de ruido debe estar dentro del rango permitido en cualquier régimen del motor durante toda la prueba, incluso hasta en máxima aceleración.

Con el sistema de control de ingreso y salida de gases instalado en el vehículo prototipo, el nivel máximo de ruido que alcanzó durante la prueba fue 109 db.

Cuando una prueba es superada durante la competencia se adquiere un sticker identificativo que permite al vehículo prototipo pasar a la siguiente etapa. El sticker que se adquiere por pasar la prueba de ruido es el que se indica a continuación en la figura 39



Figura 39 Sticker identificativo de la prueba de ruido superada

En la figura 40 se puede observar el momento de la colocación del sticker de la prueba de ruido superada pegada en la carrocería del vehículo prototipo "COLIBRI" que participó en la competencia Formula Student Germany 2014.



Figura 40 Sticker del vehículo prototipo al pasar la prueba de ruido durante la competencia Formula Student Germany 2014

9.2. PRUEBA DE POTENCIA

La prueba de potencia se realizó en un dinamómetro de freno. Este tipo de dinamómetro consta de una rampa y una plataforma sobre la cual se monta el vehículo. El dinamómetro de freno cuenta con rodillos ubicados bajo las ruedas motrices que les permiten girar y a su vez ejercer una fuerza de resistencia contra las ruedas para medir la potencia. Durante la prueba se debe asegurar el vehículo con cuerdas para mayor seguridad como se ilustra en la figura 41



Figura 41 Vehículo prototipo en el dinamómetro para la prueba de potencia

A continuación en la tabla 3 se observan los valores de los parámetros considerados durante la prueba.

Tabla 3 Parámetros considerados durante la prueba en el banco dinamométrico

Presión atmosférica	752mmbar (0,752 bar)
Temperatura ambiente	24 grados C
Combustible	Gasolina Súper (92 octanos)

En la figura 42 se puede observar las curvas de potencia que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases en el banco dinamométrico.

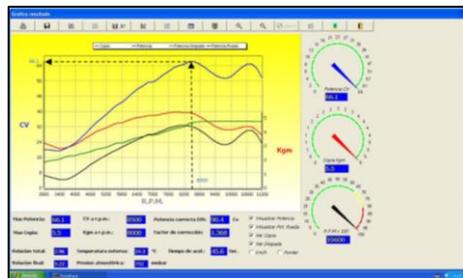


Figura 42 Curva de potencia obtenida en el dinamómetro.

En la figura anterior se puede observar el desempeño del motor a diferentes regímenes de revoluciones. Así se puede determinar la potencia máxima alcanzada por el motor con la implementación del sistema de control de ingreso y salida de gases. La curva de potencia es la de color azul, en donde se observa que el valor más alto (66.10 CV) se genera a 8500 RPM.

A continuación en la tabla 4 se ilustra los diferentes valores de potencia que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo en el dinamómetro a distintas RPM.

Tabla 4 Resultados de la prueba de potencia a distintas RPM

M	RP	CV	Kg.	CV	CV
			m	Diss	ruota
0	730	58,5	5,3	29,0	30,0
		0	3	0	0

0	740	59,3	5,3	29,3	30,3
0	0	4	0	0	0
0	750	60,3	5,3	29,6	30,6
0	0	5	0	0	0
0	760	61,0	5,4	30,0	31,0
0	0	0	0	0	0
0	770	61,9	5,4	30,3	31,5
0	0	2	0	0	0
0	780	63,1	5,4	30,6	32,0
0	0	5	0	0	0
0	790	63,5	5,4	30,9	32,5
0	0	7	0	0	0
0	800	64,0	5,5	31,4	33,0
0	0	0	0	0	0
0	810	64,1	5,4	31,8	33,5
0	0	5	0	0	0
0	820	64,7	5,4	32,0	33,5
0	0	0	0	0	0
0	830	65,7	5,4	33,0	33,5
0	0	0	0	0	0
0	840	66,1	5,4	34,0	33,0
0	0	0	0	0	0
0	850	66,1	5,3	34,5	32,5
0	0	5	0	0	0
0	860	66,1	5,3	35,0	32,0
0	0	0	0	0	0
0	870	64,7	5,2	35,3	31,0
0	0	0	0	0	0
0	880	64,1	5,1	35,7	30,0
0	0	0	0	0	0
0	890	64,0	5,0	35,7	29,0
0	0	0	0	0	0
0	900	62,5	4,9	35,7	28,0
0	0	0	0	0	0
0	910	61,2	4,8	35,7	27,0
0	0	0	0	0	0
0	920	60,3	4,7	35,8	26,0
0	0	0	0	0	0
0	930	59,1	4,6	35,9	25,0
0	0	0	0	0	0
0	940	58,8	4,5	36,0	24,0
0	0	0	0	0	0
0	950	58,4	4,4	36,0	23,6
0	0	0	0	0	0

En la tabla 5 se puede observar la máxima potencia alcanzada por el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico.

Tabla 5 Potencia máxima alcanzada por el vehículo prototipo en el dinamómetro

Potencia	RMP	CV	HP
	8500	66,1	65,17

9.3. PRUEBA DE TORQUE

El valor del torque alcanzado por el

vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico se lo puede obtener de dos maneras.

La primera forma es observando el valor directamente en la gráfica de la curva potencia-torque que nos aparece en la pantalla del banco dinamométrico, este valor de torque viene expresado en (Kgm) y la segunda forma es utilizando la ecuación 10.

En la figura 43 se puede observar el vehículo prototipo montado en el dinamómetro durante la realización de la prueba de torque.



Figura 43 Vehículo prototipo en el dinamómetro durante la prueba torque

A continuación en la figura 44 se puede apreciar la curva característica de torque en color rojo, en donde se puede observar que el torque máximo (5.5 kgm) que alcanza el vehículo prototipo es a 8000 RPM.



Figura 44 Curva de torque obtenida en el dinamómetro.

En la tabla 6 se ilustra los diferentes valores de torque que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo en el dinamómetro a distintas RPM.

Tabla 6 Resultados de la prueba de torque en el dinamómetro a distintos de rangos de RPM

M	RP	CV	Kg.	CV	CV
		m	Diss	ruota	
0	720	57,1	5,3	28,6	29,5
0	0	2	0	0	0
0	730	58,5	5,3	29,0	30,0
0	0	3	0	0	0
0	740	59,3	5,3	29,3	30,3
0	0	4	0	0	0
0	750	60,3	5,3	29,6	30,6
0	0	5	0	0	0
0	760	61,0	5,4	30,0	31,0
0	0	0	0	0	0
0	770	61,9	5,4	30,3	31,5
0	0	2	0	0	0
0	780	63,1	5,4	30,6	32,0
0	0	5	0	0	0
0	790	63,5	5,4	30,9	32,5
0	0	7	0	0	0
0	800	64,0	5,5	31,4	33,0
0	0	0	0	0	0
0	810	64,1	5,4	31,8	33,5
0	0	5	0	0	0
0	820	64,7	5,4	32,0	33,5
0	0	0	0	0	0
0	830	65,7	5,4	33,0	33,5
0	0	0	0	0	0
0	840	66,1	5,4	34,0	33,0
0	0	0	0	0	0
0	850	66,1	5,3	34,5	32,5
0	0	5	0	0	0
0	860	66,1	5,3	35,0	32,0
0	0	0	0	0	0
0	870	64,7	5,2	35,3	31,0
0	0	0	0	0	0
0	880	64,1	5,1	35,7	30,0
0	0	0	0	0	0
0	890	64,0	5,0	35,7	29,0
0	0	0	0	0	0
0	900	62,5	4,9	35,7	28,0
0	0	0	0	0	0
0	910	61,2	4,8	35,7	27,0
0	0	0	0	0	0
0	920	60,3	4,7	35,8	26,0
0	0	0	0	0	0

Para determinar el torque que alcanza el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico utilizando la ecuación 10 se realiza un cálculo sencillo con los valores que se obtuvieron durante la prueba de potencia.

El cálculo del torque se realiza utilizando la ecuación 10.

$$T = \frac{P \times 716}{RPM}$$

Ecuación 10 Cálculo del torque

Fuente: SAE Handbook (The Engineering Society For Advancing Mobility)

Donde:

T= torque (Kgm)

P= potencia

RPM= revoluciones por minuto

Datos:

P= 66,10 CV = 65,20 HP

RPM= 8500

$$T = \frac{65,20hp \times 716}{8500 rpm}$$

$$T = 5,49 Kgm$$

$$T = 53,83 Nm$$

En la tabla 7 se puede observar el máximo torque que alcanza el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico.

Tabla 7 Torque máximo alcanzado por el vehículo prototipo durante la prueba en el dinamómetro

	RMP	Kg.m	N.m
Torque	8000	5,5	53,93

10. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DE RUIDO, POTENCIA Y TORQUE

- Respecto al ruido, la meta planteada fue no exceder los 110 db, que indica el reglamento de la competición.

En la tabla 8 se puede observar los resultados de la prueba de ruido

Tabla 8 Resultados de la prueba de ruido del motor Honda CBR 600 F4i

	Meta	Valor alcanzado
Nivel de ruido	Menos de 110db	109 db

De la tabla anterior se deduce que la primera meta planteada ha sido alcanzada ya que el valor máximo de ruido que alcanza el vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases es de 109 db.

- Respecto a la segunda prueba realizada, al principio la meta fue alcanzar una potencia de alrededor de 70 HP luego de colocarle una restricción de 20 mm de diámetro en la admisión por especificaciones del reglamento.

En la tabla 9 se puede observar los resultados de la prueba de potencia

Tabla 9 Resultados de la prueba de potencia del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico

	Motor restringido	Motor sin restricción	Meta	Valor alcanzado
Potencia a 8500 RPM	57 HP	63HP	Alrededor de 70 Hp	65.20 Hp

En la tabla anterior se puede observar que el valor alcanzado durante la prueba de potencia en el banco dinamométrico es de 65.20 HP. Es decir el vehículo prototipo recupera su pérdida de potencia en un 14.38%.

Si se analizan los resultados experimentales obtenidos en el banco dinamométrico, con los obtenidos en el programa Ricardo WAVE, se observa que la curva de potencia teórica es de 70 HP, es decir 4.8 HP más de lo que se obtiene en la curva de potencia obtenida en la práctica, que es de 65.20HP.

En la figura 45 se observa la curva de potencia teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE.

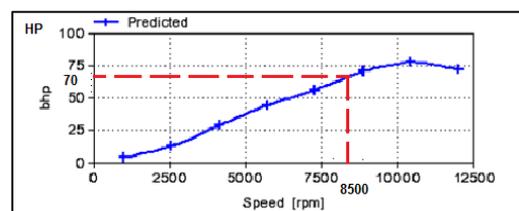


Figura 45 Curva de potencia teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE

- Respecto a la última prueba, el torque que se planteó alcanzar fue de alrededor de 50 N-m en el mismo rango que se alcanza la máxima potencia, es decir entre 8000 a 10000 RPM. En la tabla 10 se puede visualizar los resultados obtenidos durante la prueba

Tabla 10 Resultados de la prueba de torque del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico

	Motor restringido	Motor sin restricción	Meta	Valor alcanzado
Torque a 8500 RPM	47,07 N-m	52,07 N-m	Alrededor de 50 N-m	53, 83 N-m

En la tabla anterior se puede observar que el valor alcanzado durante la prueba de torque a 8500 RPM en el banco dinamométrico es de 53, 83 N-m, es decir se alcanzó un 7.66 % más de torque de la meta planteada.

Analizando los resultados experimentales obtenidos en el banco dinamométrico, con los obtenidos en el programa Ricardo WAVE, se observa que la curva de torque teórica es de 42 N-m, es decir 11.8 N-m menos de lo que se obtiene en la curva de torque obtenida en la práctica, que es de 53.8 N-m.

En la figura 46 se observa la curva de torque teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE.

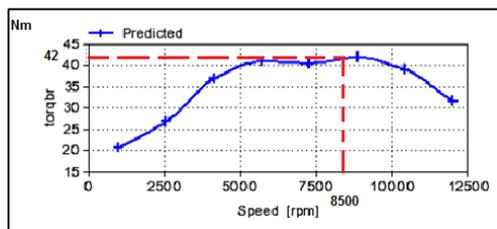


Figura 46 Curva de torque teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE

Por último en la tabla 11 se puede obser-

var el resumen de los resultados de las pruebas realizadas en el vehículo prototipo con la implementación del sistema de control de ingreso y salida de gases.

Tabla 11 Resumen de resultados de las pruebas de ruido, potencia y torque del motor Honda CBR 600

Prueba a 8500 RPM	Potencia (HP)	Torque (N-m)
Motor sin restricción de aire	63 HP	52.17 N-m
Motor restringido en su admisión pero sin ningún sistema que recupere la pérdida de potencia debido a la restricción	57 HP	47.07 N-m
Motor restringido en su admisión pero con un sistema de control de ingreso y salida de gases	65.20 HP	53.8 N-m
	Nivel máximo permitido (db)	Nivel alcanzado (db)
Ruido	110 db	109 db

F4i

En la tabla anterior se puede observar que el motor CBR 600 F4i restringido en su admisión 20mm de diámetro por reglamento de la competencia FSAE alcanza un valor de potencia y torque incluso más alto que el mismo motor sin restricción alguna en su admisión.

Esto se debe a que las pruebas realizadas por los investigadores de la universidad de Western Washington Formula SAE 2008 en el motor sin restricción de aire que se toma como referencia en esta investigación se efectuaron con un mapa estándar de su computadora. En cambio las pruebas realizadas en el vehículo prototipo "COLIBRÍ" con el sistema de control de ingreso y salida de gases se hicieron con un mapa modificado de su computadora Haltech 1000 que máximo su rendimiento en general.

En la tabla 12 se muestra el resultado experimental de distintos sistemas de control de ingreso y salida de gases para el motor Honda CBR 600 F4i, realizado por investigadores de distintas universidades.

Tabla 12 Comparación de resultados experimen-

@8500 RPM	Universi- dad Western Washing- ton	Universi- dad de la Concordia	Universi- dad de Buffalo	Grupo de de investiga- ción
Torque (N-m)	52,04	51,63	49,56	53,86
Poten- cia (HP)	63	62,5	60	65,2

tales de distintos investigadores

De la tabla anterior se puede determinar que el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo prototipo "COLIBRI" es un 3,49% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad Western Washington, también que el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo "COLIBRI" es un 4,32% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad de la Concordia. Finalmente el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo "COLIBRI" es un 8,67% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad de Buffalo

11. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que cumple todas las especificaciones del reglamento de la formula SAE 2014.
- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que recuperó la pérdida de potencia de 57 hp a 65.20 hp es decir un 14.38% a 8500 RPM con respecto a un motor del mismo tipo pero restringido 20 mm de diámetro en su admisión.
- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que recuperó la pérdida de torque de 47.07 N-m a 53.83 N-m es decir un 14.36 % a 8500 RPM con respecto a un motor del mismo tipo pero restringido 20 mm de diámetro en su admisión.

- Con el diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases se alcanzó un torque máximo de 53.93 N-m a 8000 RPM que representa un 7.86 % más con respecto a la meta planteada de 50 N-m al inicio del proyecto.

- Los valores de potencia y de torque de 65.20 hp y 53.83 N-m respectivamente que alcanza el motor CBR600 F4i del vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases se alcanzaron con un mapa modificado de una computadora Haltech 1000 que maximizó su rendimiento.

- El diseño y construcción del sistema de salida de gases alcanzó un nivel de ruido máximo de 109 db, el cual se encuentra dentro del rango permitido por el reglamento de la competición que exige no sobrepasar los 110db.

- El software Ricardo Wave permitió modelar de manera precisa algunas variables desconocidas en función de parámetros conocidos para poder simular y determinar los casos más óptimos para alcanzar el máximo rendimiento posible de acuerdo a las exigencias del proyecto.

12. RECOMENDACIONES

- El presente proyecto está enfocado en recuperar la potencia perdida debido a la restricción de 20mm a la entrada de aire y en no exceder los 110db de ruido, sin dar la atención necesaria a las emisiones contaminantes producidas. Sería importante analizar el vehículo desde el punto de vista de contaminación.
- Durante las pruebas en el banco dinamométrico se debe observar que las ruedas que se apoyan en los rodillos del dinamómetro estén bien asentadas y puedan girar libremente sin rozar con el piso. De no ser así, se debe cambiar los neumáticos por unos de mayor diámetro.

- Los valores obtenidos en el programa Ricardo WAVE son a partir de modelaciones del sistema en 2D, considerando que el programa tiene la opción para trabajar en 3D, sería importante analizar los resultados desde el punto de vista tridimensional.

- Los conductos de admisión del sistema de control de ingreso de aire del presente proyecto se fabricaron en acero inoxidable debido a que se exponen a altas temperaturas por su proximidad al motor. Esto hace que el peso del sistema aumente considerablemente. Sería importante buscar la manera de reducir el peso mediante la utilización de otros materiales más resistentes y ligeros.

13. BIBLIOGRAFÍA

- Concordia University FSAE. (2012). F.S.A.E. Smart-Shift Phase II Presentation. Quebec, Canadá: Concordia University.
- Bell, A. G. (2006). Four-Stroke Performance Tuning: A Practical Guide. Sparkford, UK: Haynes Publishing PLC.
- Bosch, R. (2001). Manual de la técnica del automóvil. Dusseldorf, Alemania: REVERTÉ.
- Chuang, J. (2012). Dalhousie Formula SAE Intake, Exhaust and Engine Tuning. Canadá: Dalhousie University.
- Crouse, W. H. (2007). Mecánica del automóvil. Barcelona, España: MARCOMBO, S.A.
- Dalhousie Formula SAE. (2011). FALL TERM REPORT. Halifax, Nova Scotia, Canadá: Dalhousie University.
- Delaney, M. (30 de Septiembre de 2002). Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations. Obtenido de Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations:

<http://www.team-integra.net/forum/blogs/michaeldelaney/130-intake-manifold-tech-runner-size-calculations.html>

- Gilleri, S. (2005). Preparación de motores de serie para competición. Barcelona, España: CEAC.

- Hannig, T. (2014). Programme 2014. Formula Student Germany, 8.

- LSU Tiger Racing Team. (2012). FSAE Power Plant Assembly. Luisiana: Universidad Estatal de Luisiana.

- Militzer, J. (4 de Diciembre de 2006). Formula SAE Variable Air Intake System. Obtenido de Formula SAE Variable Air Intake System: http://poisson.me.dal.ca/~dp_06_9/deliverables/report1.pdf

- Orovio, M. (2010). Tecnología del Automóvil. Madrid, España: Paraninfo.

- Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). Motores de combustión interna alternativos. Valencia, España: REVERTÉ, S.A.

- Plank, R. M. (2005). Optimización del motor y características de funcionamiento de un vehículo de competencia Formula SAE. Toowoomba, Australia: University of Southern Queensland.

- Ricardo Software. (20 de Enero de 2013). WAVE. Obtenido de WAVE: <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/WAVE/>

- Thiessen, F. J., & Dales, D. N. (2001). Manual Técnico Automotriz (Vol. II). Nacalpan de Juaréz, México: PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA, S.A.

- Viñuelas, F. (2014). Diseño y análisis del sistema de admisión de un motor encendido provocado para su implantación en un vehículo de Formula SAE. Sevilla, España: Universidad de Sevilla.

- Vizard, D. (30 de Septiembre de 2002). Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations. Obtenido de Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations: <http://www.team-integra.net/forum/blogs/michaeldelaney/130-intake-manifold-tech-runner-size-calculations.html>

- Western Washington University Formula SAE . (20 de Agosto de 2008). Formula SAE - Knowledge Through Design. Obtenido de Formula SAE - Knowledge Through Design: <http://www.hondabuild.com/archive/index.php/t-800.html>

- White, F. M. (2014). Mecánica de Fluidos. Madrid, España: Mc Graw Hill.

14. BIOGRAFÍA



Diego Hinojosa, nació en Quito – Ecuador. Graduado en el Instituto Tecnológico Superior Central Técnico en la especialización de Mecánica Automotriz en el año 2008. Actualmente se encuentra finalizando sus estudios de Ingeniería Automotriz en la Universidad De Las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga, Ecuador.



Dali Piña, nació en Chunchi provincia de Chimborazo Ecuador. Realizo sus primeros estudios en su ciudad natal, luego se movilizó a Quito, en donde se graduó en el Instituto Tecnológico Superior Central Técnico en la especialización de Mecánica Automotriz en el año 2008., y actualmente es estudiante de la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga.



Germán Erazo, nació en Latacunga, Ecuador, es Ingeniero Automotriz, Ingeniero Industrial posee estudios de Posgrado en Autotrónica, Gerencia de Marketing, Gerencia de Proyectos, Diseño Curricular, Energías Renovables, Administración de Empresas y Magister en Gestión de Energías. Docente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE desde 1993. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica y electrónica automotriz.



Fabián Salazar, nació en Latacunga, Ecuador, es Ingeniero Automotriz, Ingeniero Industrial posee estudios en Administración de Empresas, Gerencia de Marketing, Especialista en Proyectos, Diseño Curricular. Energías Renovables y Magister en Dirección de Empresas y Gestión de Energía. Docente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE desde 1997.