



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**Análisis y simulación de las  
diferentes opciones para aumentar  
el par y la potencia de un prototipo  
Fórmula SAE utilizando una  
paquetería comercial**

**TESIS**

Que para obtener el título de

**Ingeniero Mecánico**

**P R E S E N T A**

Emilio Santiago Ranero Vera

**DIRECTOR DE TESIS**

Dr. Armando Ortiz Prado



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2022

## Contenido

|  |     |
|--|-----|
| Agradecimientos .....  | 3   |
| Introducción .....   | 4   |
| Capítulo 1: Fórmula SAE y UNAM Motorsports.....  | 6   |
| Capítulo 2: Ciclo Otto.....  | 11  |
| Capítulo 3: Ricardo Wave .....   | 19  |
| Simulación superbike 600 [cc].....   | 19  |
| Simulación de la planta de propulsión del prototipo UM-10 .....                                | 22  |
| Validación.....  | 29  |
| Capítulo 4: Simulación y análisis de las diferentes opciones para incremento de potencia ..... | 33  |
| Relación de compresión y kit de piezas Wiseco.....   | 33  |
| Supercargador .....  | 39  |
| Supercargador Root's de dos lóbulos .....  | 41  |
| Cálculos para la selección del supercargador .....   | 42  |
| Simulación para el supercargador.....  | 46  |
| Intercambiador de calor.....   | 52  |
| Simulación con supercargador y con intercambiador de calor.....                                | 56  |
| Cambio a E-85 .....  | 58  |
| Sistema de inyección de combustible .....  | 63  |
| Turbocargador.....   | 69  |
| Cálculos para la selección del turbocargador .....   | 74  |
| Simulación con turbocargador .....   | 77  |
| Resultados de simulaciones con turbocargador: .....  | 80  |
| Capítulo 5: Twincharger .....  | 83  |
| Simulaciones de sistema twincharged .....  | 85  |
| Resultados con el sistema twincharged .....  | 86  |
| Capítulo 6: Análisis de resultados obtenidos.....  | 89  |
| Capítulo 7: Discusión final .....  | 104 |
| Capítulo 8: Conclusiones .....   | 110 |
| Piezas o componentes seleccionados .....   | 114 |
| Referencias .....  | 114 |

## Agradecimientos

A mi familia le agradezco el apoyo que siempre me han manifestado y por todo el cariño que me han dado. Los amo.

A mi director de tesis, Doctor Armando Ortiz Prado, por su guía, orientación y paciencia para la realización de este trabajo.

A la escudería UNAM Motorsports, que me dio la oportunidad de hacer lo que me apasiona, de crecer y de coincidir con grandes amigos e ingenieros.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por ser mi casa durante cinco años, permitirme la oportunidad de realizar mis estudios y darme las herramientas para ser una mejor persona.

## Introducción

El objetivo de esta investigación es explorar las diferentes opciones para aumentar el par y potencia de la planta motriz del prototipo de combustión del equipo UNAM Motorsports. En este texto presento las diferentes etapas del proyecto, la metodología utilizada, los resultados alcanzados y las propuestas de nuevas etapas y estudios.

Como primer paso, realizo una breve descripción del reglamento, ya que éste es una limitante en ciertas áreas importantes para el cumplimiento del objetivo. Después, explico de forma breve el funcionamiento de un motor de combustión interna y, mediante ecuaciones básicas, indago en el funcionamiento de estas máquinas para explorar y entender cuáles son las áreas de oportunidad, sin perder de vista las características del motor y las limitantes marcadas por el reglamento.

Continuo con una breve explicación sobre el programa Ricardo Wave y la simulación de la planta motriz del prototipo, en este mismo apartado presento una comparación de los resultados obtenidos en la simulación, con los obtenidos en una prueba de dinamómetro realizada con la misma configuración en la Ciudad de México. La simulación es una parte fundamental del trabajo, ya que gracias a este software pude realizar las iteraciones necesarias para definir cuál es la mejor opción para el cumplimiento de los objetivos.

La primera modificación que propongo es la del aumento de la relación de compresión rebajando la cabeza del motor. La segunda variación es la instalación de un paquete de piezas diseñadas por el fabricante Wiseco, que aumentan la relación de compresión y el desplazamiento del motor.

Prosigo con la descripción del funcionamiento del supercargador que propongo adaptar al prototipo, presentando los cálculos realizados para su correcta selección. También menciono las diferentes modificaciones y elementos que se tienen que agregar para el correcto funcionamiento del conjunto.

En el caso del turbocargador, detallo el funcionamiento de sus diferentes componentes, muestro las ecuaciones y los cálculos que generé para la búsqueda del sistema que mejor se adapte al vehículo. De la misma manera, enlisto las modificaciones necesarias para garantizar que el sistema funcione correctamente.

Finalmente, propongo la convivencia de estos dos dispositivos en la misma planta motriz, con la intención de operar ambos dispositivos en la zona en la que mejor se desempeñan para así obtener el máximo par y potencia en todo el rango de revoluciones.

Es fundamental agradecer a SUNOCO, Ricardo Wave, EATON e IHI ya que sin los datos proporcionados hubiera sido imposible realizar nuestra investigación.

Asimismo, aprovecho este espacio para agradecer al equipo UNAM Motorsports por darme la oportunidad de realizar lo que me apasiona y coincidir con individuos maravillosos.

Ciudad de México, junio de 2022

## Capítulo 1: Fórmula SAE y UNAM Motorsports

El objetivo de las competencias de diseño organizadas por SAE es motivar a estudiantes de diferentes disciplinas a diseñar, probar y manufacturar un vehículo tipo fórmula para competir contra alumnos de otras universidades en las diferentes competencias organizadas alrededor del mundo. También busca recrear el ambiente de trabajo que envuelve a un proyecto ingenieril en el que se toman en cuenta diferentes aspectos como: presupuesto, trabajo en equipo, manejo del proyecto y el desarrollo de habilidades para resolver problemas mediante soluciones creativas.

La Universidad Nacional Autónoma de México participa en esta competencia desde hace 12 años con el equipo UNAM Motorsports y la intención de este trabajo es, partiendo de este marco general, explorar las diferentes formas que se tienen para aumentar el par y la potencia de la planta motriz de combustión interna, partiendo del reglamento del concurso y las pruebas que se aplican para determinar el resultado final del mismo.



*Figura 1.0: Prototipo UM-10*



*Figura 1.1: Prototipo UM-10*

## Reglamento Fórmula SAE

Para garantizar la seguridad de los estudiantes en todo momento la competencia tiene un reglamento el cual se debe de seguir durante todo el proceso de diseño para poder participar en la competencia. El segmento del reglamento que controla las características del motor de combustión interna y que describe las limitantes que se tienen para poder incrementar la potencia del prototipo fue transcrito directamente del libro de reglas de la competencia.

### **IC.1.1** Limitaciones del tren de potencia

IC.1.1.1 El motor o los motores utilizados para accionar el vehículo deben:

- a. Un motor reciprocante que funciona bajo el ciclo de 4 tiempos.
- b. Tener un desplazamiento combinado igual o menor a 710 [cc] por ciclo.

IC.1.1.2 Plantas motrices híbridas, como las que utilizan motores eléctricos que funcionan con energía almacenada, quedan prohibidos.

IC.1.1.3 Todo el calor desperdiciado/rechazado del ciclo primario puede ser utilizado. El método de conversión no está limitado al ciclo de cuatro tiempos.

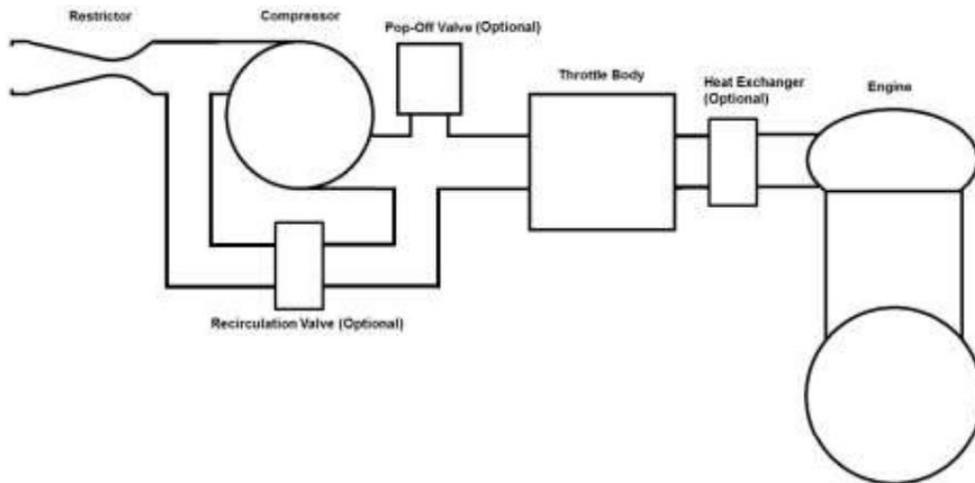
IC.1.1.4 El motor podrá ser modificado dentro de lo permitidos por el reglamento.

### **IC.2.4** Restricción en el Sistema de admisión

IC.2.4.1 Todo el flujo de aire al motor/ motores debe de pasar a través de una restricción circular localizada en el sistema de admisión.

IC.2.4.2 La secuencia permitida de componentes es la siguiente:

- a. Para los motores naturalmente aspirados, la secuencia debe de ser: Cuerpo de acelerador, restrictor y motor.
- b. Para los motores supercargados o turbocargados, la secuencia debe de ser: Restrictor, compresor, cuerpo de acelerador y motor.



*Figura 1.2 Secuencia de componentes permitidos en el reglamento. FSAE Rules 2020 (p.72)*

IC.2.4.3 El diámetro de restrictor máximo permitido durante toda la competencia es:

- a. Motores alimentados con gasolina: 20.0 mm
- b. Motores alimentados con E-85: 19.0 mm

IC.2.4.4 El restrictor debe de estar colocado de tal manera que facilite la medición del diámetro durante la inspección técnica.

IC.2.4.5 La sección transversal del restrictor NO debe de ser flexible o móvil en ninguna circunstancia.

IC.2.4.6 El restrictor no debe de formar parte de la sección móvil del cuerpo del acelerador.

### **IC.2.5 Turbocargadores y supercargadores**

IC.2.5.1 El aire de admisión podrá ser enfriado con un intercambiador de calor.

a. El intercambiador de calor debe de estar localizado después del cuerpo del acelerador.

b. Solo se puede utilizar aire del ambiente para remover calor del intercambiador de calor.

c. Los intercambiadoras de calor aire -aire y aire-agua están permitidos.

d. El refrigerante de un intercambiador agua-aire debe de cumplir la norma T.5.3.1

IC.2.5.2 Si son utilizadas válvulas de Alivio, de recirculación, o intercambiadores de calor deben de posicionarse como se muestra en IC.2.4.2.b

IC.2.5.3 No se permite la implementación de un plenum aguas arriba del cuerpo del acelerador.

Un plenum se define como cualquier tanque que represente un aumento en el volumen del sistema de admisión. Los equipos pueden mandar sus diseños mediante “Rules Question” para consultar la legalidad de los diseños.

IC.2.5.4 El área máxima permitida para el diámetro interno de los runners entre el restrictor y el cuerpo del acelerador es de 2825 mm<sup>2</sup>.

IC.2.6 Conexiones a la admisión

Cualquier línea de respiración del sistema de lubricación del motor o del cigüeñal conectada al sistema de admisión se debe de conectar aguas arriba del restrictor.

(IC1, IC2.4, IC2.5, 2020)

Otro de los puntos fundamentales de la competencia son las pruebas, que se dividen en estáticas y dinámicas. Las pruebas estáticas son:

- Presentación de negocios: Consiste en elaborar una exposición de la estrategia a utilizar para lograr atraer inversores al equipo, simulando un caso de negocios en donde se presentan datos de logística, costos, producción e información técnica.
- Costo y manufactura: Mediante un caso de estudio se busca que los integrantes del equipo muestren la habilidad de balancear el costo de una pieza con sus propiedades mecánicas. Se solicita disminuir el costo de algún componente del auto sin perder sus propiedades mecánicas.
- Presentación de diseño: Consiste en sustentar y explicar cómo las modificaciones y decisiones tomadas a lo largo de la temporada ayudaron a cumplir los objetivos planeados. Esta prueba se enfoca más en el punto ingenieril del proyecto.

Las pruebas dinámicas son:

- Aceleración: Evalúa la capacidad del vehículo para acelerar en línea recta en una superficie plana y después frenar. Se desarrolla en una pista de 75 m de largo y 4.9 m de ancho.
- Skidpad: Se enfoca en la capacidad de giro del auto en una pista de radio constante y con una forma de “8”.
- Autocross: Pone a prueba la conducción del auto en un circuito angosto con muchas vueltas.

- Prueba de resistencia: Se enfoca en el desempeño y la confiabilidad del auto, en una pista de 22 km donde la velocidad media debe de ser de entre 47 km/hr a 57 km/hr con velocidades máximas de 105 km/hr.

Además de las restricciones contenidas en el reglamento, debo subrayar que la escudería ya cuenta con un motor con el cual se plantea trabajar. Es el de una motocicleta Yamaha R6, año 2008, con las siguientes características:

*Tabla 1.0: Datos del motor Yamaha R6*

| Yamaha R6 2008         |                      |
|------------------------|----------------------|
| Desplazamiento         | 599 cm <sup>3</sup>  |
| Diámetro               | 67 mm                |
| Carrera                | 42.5 mm              |
| Relación de compresión | 13.1:1               |
| Configuración          | 4 cilindros en línea |
| Válvulas por cilindro  | 4                    |
| Válvulas de admisión   | 2                    |
| Longitud de la biela   | 90.5 mm              |
| Potencia máxima        | 125 hp @ 13500 rpm   |
| Par máximo             | 69 N*m @ 11000 rpm   |

Los datos geométricos se obtuvieron directamente del manual, mientras que el par y potencia se consultaron en línea en la página mas moto.

En conclusión: ante las limitantes impuestas por el reglamento y las características físicas del motor con el que cuenta el equipo se debe de explorar a fondo el funcionamiento del motor de combustión interna para definir las diferentes posibilidades que se tienen para lograr el objetivo.

## Capítulo 2: Ciclo Otto

El ciclo Otto describe el funcionamiento ideal de las máquinas encendidas por chispa, las que también reciben el nombre de máquinas de combustión interna de cuatro tiempos.

El primero de los cuatro tiempos es el de compresión y comienza con las válvulas de admisión y escape cerradas. El pistón se encuentra en el punto muerto inferior, su punto más bajo, y comienza un movimiento ascendente para comprimir la mezcla de aire y combustible que se encuentra en su interior. Antes de alcanzar el punto más alto, denominado punto muerto superior, una bujía produce un arco eléctrico que enciende la mezcla de aire y combustible. Esto, a su vez, produce un aumento en la temperatura, lo que se traduce en un incremento en la presión dentro del cilindro. Esta presión es ejercida sobre la cara del pistón, esta fuerza invierte el sentido del pistón, al tiempo que hace rotar el cigüeñal generando trabajo. A este ciclo se le denomina de potencia.

Antes de llegar al punto muerto inferior, la válvula de escape se abre permitiendo la salida de los gases producto de la combustión y el pistón, situado en el punto muerto inferior, inicia una carrera ascendente para terminar de expulsar los gases restantes. Ciclo al que se le conoce como escape.

Durante un breve instante las válvulas de admisión y escape se mantienen abiertas al mismo tiempo, a esta apertura simultánea se le denomina como traslape valvular. Lo que se busca es aprovechar el vacío generado por la salida de los gases producto de la combustión, para introducir una mayor cantidad de mezcla fresca al cilindro.

Pasado este tiempo, y con la válvula de escape ya cerrada, se mantiene abierta la válvula de admisión y se cierra justo antes de que el pistón llegue al punto muerto inferior para introducir la mezcla fresca de aire y combustible.

Existe una diferencia de presión considerable entre el múltiple de admisión y el interior del cilindro, y es esta diferencia de presiones la que genera el flujo de la mezcla hacia el interior del cilindro. Este tiempo es conocido como admisión.

Dependiendo del diseño del motor, el combustible se puede inyectar de manera directa en la cámara de combustión, o se puede inyectar en un punto superior del sistema para que la mezcla de aire y combustible entre al cilindro.

El árbol de levas controla la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, normalmente se conecta al cigüeñal mediante una cadena de distribución.

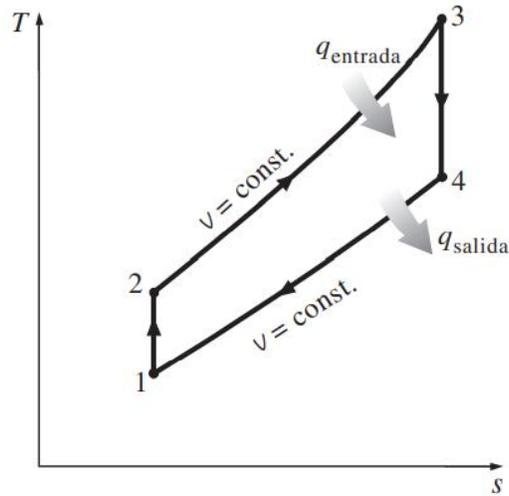


Figura 2.0 Diagrama T-s para el ciclo otto ideal. Tomado de Termodinámica séptima edición (p. 500), por Cengel, Y. A.; Boles, M.A, 2009, McGrawHill

Cengel (2009) hace el siguiente análisis en su libro, primero se realiza un balance de energía, por unidad de masa:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = \Delta u \text{ ----- (1.1.1)}$$

No existe trabajo involucrado durante los procesos de transferencia de calor porque ambos se llevan a volumen constante, por lo que la transferencia de calor se puede expresar como:

$$q_{entrada} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \text{ ----- (1.1.2)}$$

$$q_{salida} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \text{ ----- (1.1.3)}$$

Suponiendo aire estándar, la eficiencia del ciclo queda como:

$$n_{termica} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \text{ ----- (1.1.4)}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos y  $v_2 = v_3$  y  $v_4 = v_1$ .

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \text{ ----- (1.1.5)}$$

Sustituyendo en la ecuación de  $n_{termica}$  y simplificando

$$n_{ter} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \text{ ----- (1.1.6)}$$

Donde  $r$  es la relación de desplazamiento y  $k$  corresponde al índice politrópico que normalmente toma un valor de 1.4

$$r = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \text{-----(1.1.7)}$$

La relación de desplazamiento se define como el volumen que barre el pistón, dividido entre el volumen que se comprime y está íntimamente vinculado con la relación de compresión.

Dicha relación de compresión ( $CR$ ) es una relación de volúmenes que toma en cuenta el volumen del cilindro y el volumen de la cámara de combustión:

$$CR = \frac{V_1 + V_2}{V_2} \text{-----(1.1.8)}$$

Donde:

$$V_1 = \text{volumen del cilindro}$$

$$V_2 = \text{volumen de la cámara de combustión}$$

$V_2$  no solo considera el volumen de la cámara de combustión, también considera todos los elementos que contribuyen a reducir o aumentar el volumen disponible para la combustión por encima del pistón.

$$CR = \frac{V_1}{V_2} + \frac{V_2}{V_2} \text{-----(1.1.9)}$$

$$CR = r + 1 \text{----- (1.2.0)}$$

La ecuación 1.1.6 muestra que se tiene un beneficio al elevar la relación de compresión tanto como sea posible para mejorar la eficiencia del motor, pero existe un factor limitante y muy importante relacionado con el combustible llamado octanaje.

El octanaje está definido como la capacidad que tiene un combustible para resistir la compresión sin que se presente autoignición, y cada combustible tiene una relación de compresión crítica, de tal forma que si ésta se sobrepasa la mezcla aire combustible tiende a detonar.

Con el encendido de la bujía se genera una flama que se empieza a propagar dentro de la cámara de combustión. Esta flama avanza gradualmente y va encendiendo la mezcla de aire y combustible que se encuentra frente a ella. Este avance gradual de la flama produce un aumento paulatino en la presión ejercida sobre la superficie del pistón bajo condiciones controladas.

A diferencia del aumento gradual de la presión producto del frente de flama, las presiones y temperaturas generadas en la detonación son muy bruscas y de



La energía que se encuentra almacenada en forma química en el combustible es la que se utiliza para generar potencia, pero es necesaria una cantidad determinada de oxígeno para poder quemar una determinada cantidad de combustible. Para la gasolina esta relación es de 14.7 unidades de aire por cada unidad de gasolina, a esta relación se le denomina estequiométrica.

Normalmente se tiende a trabajar con mezclas más ricas, es decir con mayor presencia de gasolina, ya que ayudan a disminuir la temperatura dentro de la cámara de combustión, lo que reduce la probabilidad de detonación y al mismo tiempo garantizan que la totalidad de aire que entra al motor se mezcle con la gasolina, obteniendo una mayor potencia. El factor que describe el tipo de mezcla con el que se trabaja se denomina lambda ( $\lambda$ ):

$$\lambda = \frac{\text{peso de aire consumido por kg de gasolina}}{\text{peso de aire que se debería de consumir por kg de gasolina}} \text{ --- (1.2.3)}$$

Ganahl (2009) menciona que para lograr un aumento de potencia en el motor se puede recurrir a diversas formas para lograrlo, como: incrementar el desplazamiento, la velocidad de giro del motor, la eficiencia volumétrica o aumentar la densidad de la carga de aire entrante.

- Desplazamiento

Al aumentar el desplazamiento del motor, se incrementa la cantidad de aire que se puede introducir a este en cada ciclo. Si se mantienen las mismas condiciones de operación un motor con un mayor desplazamiento va a introducir más aire que uno de menor desplazamiento.

- Velocidad de giro del motor

Al aumentar la velocidad de operación, se eleva el número de veces por unidad de tiempo que se llevan a cabo los cuatro ciclos, lo que se traduce en una mayor entrega de trabajo. Otra manera de ver el beneficio del aumento en la velocidad de giro es que estamos admitiendo más aire en una cantidad determinada de tiempo.

- Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica indica la cantidad de aire que entra al cilindro en cada ciclo de admisión. Si se tiene el 100% de eficiencia volumétrica se entiende que el cilindro se llena en su totalidad, pero existen muchos factores que limitan llegar a este nivel en un motor, así que, para lograr un aumento en la eficiencia volumétrica normalmente se opta por: válvulas más grandes; un mayor número de éstas por cilindro; un mejor diseño del sistema de admisión, y la modificación del árbol de levas para aumentar la duración de la apertura de las válvulas.

El tiempo de apertura de las válvulas de admisión se relaciona directamente con la velocidad de giro del motor, de tal forma que entre mayor sea la velocidad de giro del motor, menor va a ser el tiempo en el que la válvula permanezca abierta. Lo

que reduce la cantidad de aire que se puede ingresar al cilindro a medida que la velocidad de giro del motor aumenta.

Bettes, H define la eficiencia volumétrica como:

$$VE = \frac{\text{Volumen de aire admitido en el cilindro}}{\text{Desplazamiento del cilindro}} \text{-----(1.2.4)}$$

- Densidad de la carga de admisión

El aire que respiramos se compone de diferentes gases, se estima que el 21% es oxígeno, y el resto se compone de nitrógeno y otros elementos. Al ser un gas la densidad es afectada por la temperatura, así que, si la temperatura del aire disminuye, es posible introducir más moléculas de oxígeno en una misma unidad de volumen. La otra manera de incrementar la densidad es presurizando la admisión.

$$PV = nRT \text{-----(1.2.6)}$$

Donde:

*P: Presión*

*V: Volumen*

*n: Peso del gas en moles*

*R: Constante del gas*

*T: Temperatura*

Para una cantidad de gas definida, los valores de *n* y *R* son constantes, por lo que la ecuación 1.2.6 se escribe como:

$$\frac{P * V}{T} = \text{Cte} \text{-----(1.2.7)}$$

Se puede concluir de la ecuación anterior que al aumentar la presión y mantener el volumen constante la temperatura incrementa, al subir la temperatura y mantener constante el volumen la presión incrementa y, finalmente, al aumentar el volumen y mantener igual la presión se incrementa la temperatura

La ecuación que describe la obtención de potencia en un motor de combustión interna, según Warner (2006), es la siguiente:

$$\text{Potencia} = P * L * A * N * S \text{-----(1.2.8)}$$

Donde:

- P (Presión media efectiva)

La presión media efectiva es definida como el cociente del trabajo obtenido por ciclo sobre el volumen desplazado por ciclo y tiene unidades de fuerza por unidad de área. Heywood (1988) realiza el siguiente desarrollo para la presión media efectiva.

$$mep = \frac{P_i * n_R}{V_d * N} \text{-----} (1.2.9)$$

$$n_R = \text{Vueltas de cigüeñal por ciclo de trabajo} = 2$$

$$V_d = \text{Volumen desplazado}$$

$$N = \text{revoluciones por segundo}$$

Define el trabajo por cilindro como:

$$w_{ci} = \oint p \, dv \text{-----} (1.3.0)$$

La potencia por cilindro como:

$$P_i = \frac{w_{ci} * N}{n_R} \text{-----} (1.3.1)$$

Despejando  $w_{ci}$

$$w_{ci} = \frac{P_i * n_R}{N} \text{-----} (1.3.2)$$

- L (Longitud del brazo de palanca)

Longitud del brazo de palanca, físicamente es la distancia que existe entre el centro del cigüeñal y el muñón donde se conecta la biela.

- A (Área)

Es el área sobre la cual se aplica parte de la presión generada al aumentar la temperatura de la mezcla de aire combustible.

- N (Número de cilindros del motor)

Es el número de cilindros que tiene el motor.

- S (Velocidad de giro)

Debido a que se trabaja con un motor de 4 tiempos el número de revoluciones se divide entre dos, ya que se completa un ciclo de trabajo cada dos vueltas de cigüeñal.

La modificación de algunos parámetros mostrados en la ecuación 1.2.8 no se vería reflejada en grandes ganancias en el rendimiento, por otro lado, muchas de estas opciones van acompañadas de grandes y costosas modificaciones mecánicas resultando más viable, finalmente, comprar otro motor que seguir modificando el que se tiene.

Además, particularmente, se tiene la limitante de 710 [cc] indicada en el reglamento, por lo que normalmente se utilizan motores de uno a cuatro cilindros, con el común denominador que trabajan a regímenes de giro muy altos.

Tomando en cuenta lo anterior y rescatando lo mencionado en el capítulo uno sobre las características mecánicas del motor, las opciones a explorar para cumplir el objetivo son: el aumento en la presión media efectiva, el elevar la densidad de la carga de aire/combustible o el aumento de la eficiencia volumétrica.

## Capítulo 3: Ricardo Wave

Al final del capítulo anterior, descarté ciertas opciones para poder cumplir el objetivo. A continuación, describo el funcionamiento del software Ricardo Wave, que es la herramienta seleccionada para realizar la simulación de las diferentes opciones planteadas. En este capítulo muestro la validación de la simulación de la planta de potencia, los datos obtenidos con el software se comparan con los generados en una prueba de dinamómetro en la ciudad de México.

Es importante mencionar que esta licencia se otorga a los equipos de Fórmula SAE que apliquen para el patrocinio. Esta herramienta es un programa que resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos de gas compresibles en una dimensión, también incluye submodelos para el análisis de la combustión y de emisiones. Por estas cualidades es un software utilizado en todo el mundo en sectores industriales como el transporte terrestre, ferrocarril, deporte motor, vehículos marinos y generación de energía.

Otra de las características claves es que el programa Ricardo Wave permite realizar diversas iteraciones con el objetivo de mejorar la eficiencia volumétrica, diseñar sistemas de propulsión complejos y la implementación de turbocompresores y supercargador.



*Figura 3.0: Logotipo Ricardo Wave*

El programa proporciona una infinita posibilidad de simular cualquier planta de potencia, pero es necesario introducir algunos datos específicos como la geometría de la admisión, longitud de los runners de admisión, diámetro de válvulas, geometría del árbol de levas, dimensiones de los tubos que componen el escape y otros datos.

### [Simulación superbike 600 \[cc\]](#)

Este software cuenta, también, con algunos ejemplos precargados. Uno de ellos es la simulación de un motor de motocicleta deportiva de 600 centímetros cúbicos de desplazamiento, empleé esta simulación como base, modifiqué diferentes parámetros como: los diámetros de las válvulas de admisión, de escape y la relación de compresión. Otros datos de la simulación como: el orden de

encendido, el desplazamiento total y la longitud de la biela ya coincidirían con los valores indicados en el manual de la motocicleta.

Mantuve la geometría de los puertos de admisión y escape, la posición del inyector, el volumen del plenum, la longitud de los runners, la longitud y los dobleces del sistema de escape indicadas en la simulación. No modifiqué estos parámetros ya que no tengo la forma de conocer los parámetros para la moto recién salida de fábrica.

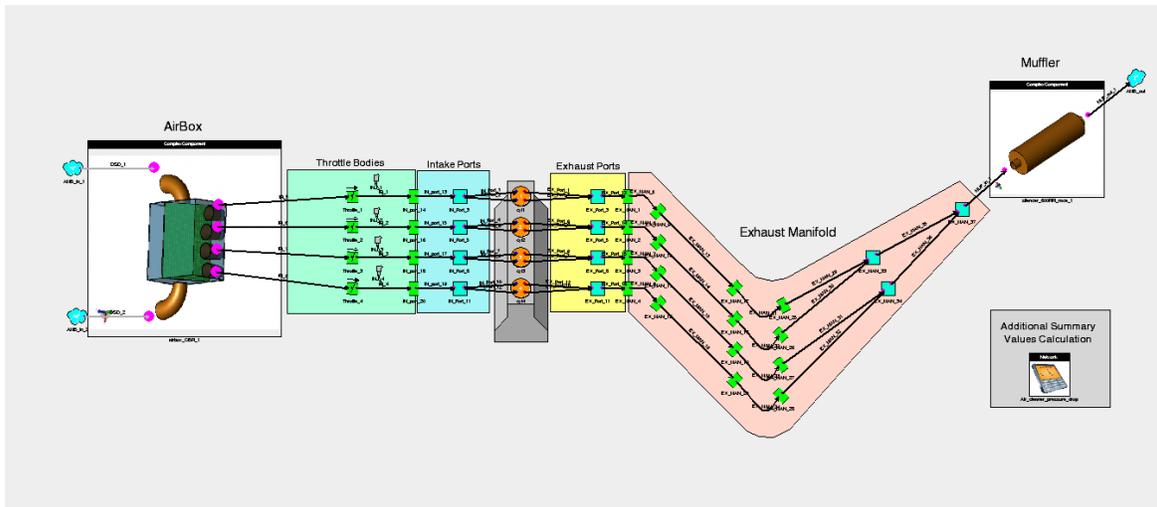


Figura 3.1: Modelo precargado moto de 600 cc

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

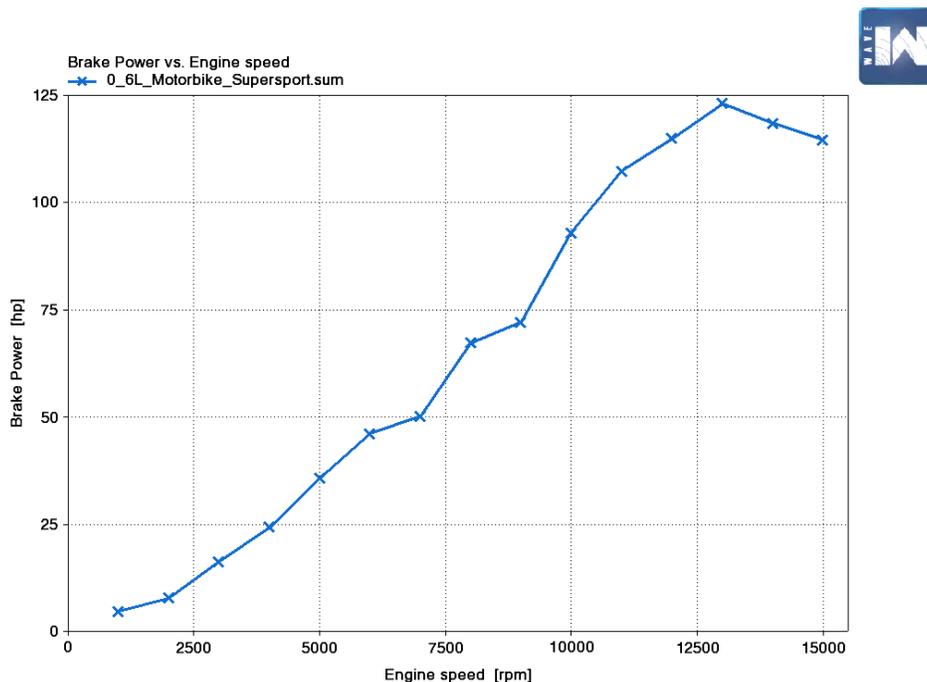
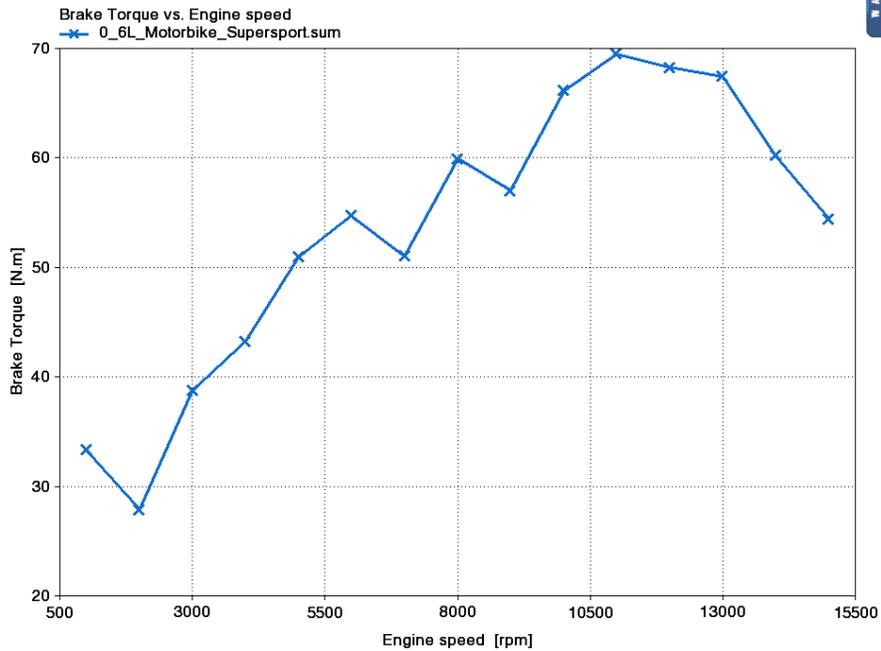


Figura 3.2: Potencia obtenida



*Figura 3.3: Par obtenido*

Realicé la simulación con la intención de conocer parámetros como temperatura y presión para los cuales están diseñados los elementos internos del motor. Además, al comparar los datos arrojados en la simulación y los indicados por el fabricante se puede ver que son idénticos, lo que me indica que con la herramienta computacional que utilizo podemos obtener datos precisos.

Debo señalar que no pude conseguir algunos de los datos que se piden en el programa para el motor utilizado por el equipo y por eso decidí utilizar las opciones precargadas que más se asemejan a los datos del motor en particular.

# Simulación de la planta de propulsión del prototipo UM-10

Tesis 1 Case 1

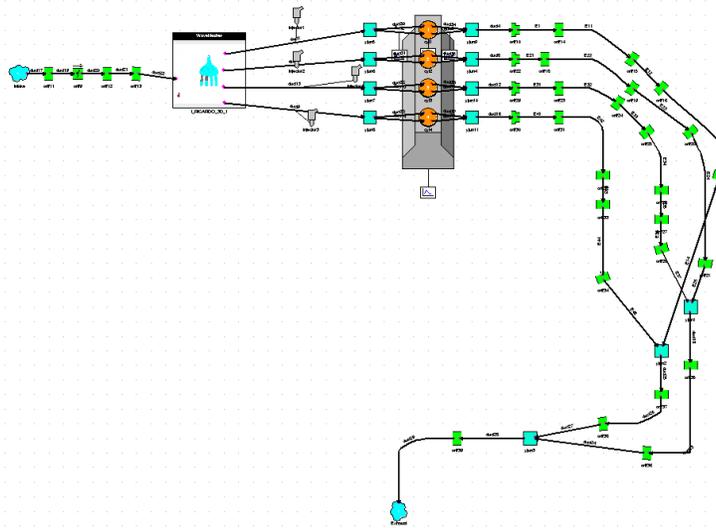


Figura 3.4: Modelo general del motor en Ricardo Wave

Para iniciar, definí las condiciones del ambiente bajo las cuales se va a trabajar. Esta parte es importante, ya que al ser un motor naturalmente aspirado el flujo de aire generado a la cámara de combustión depende del valor de la presión atmosférica. Lo anterior es muy útil ya que la competencia de FSAE normalmente se realiza al nivel del mar, y con la modificación de las presiones de operación, puedo simular el comportamiento del motor a diferentes altitudes.

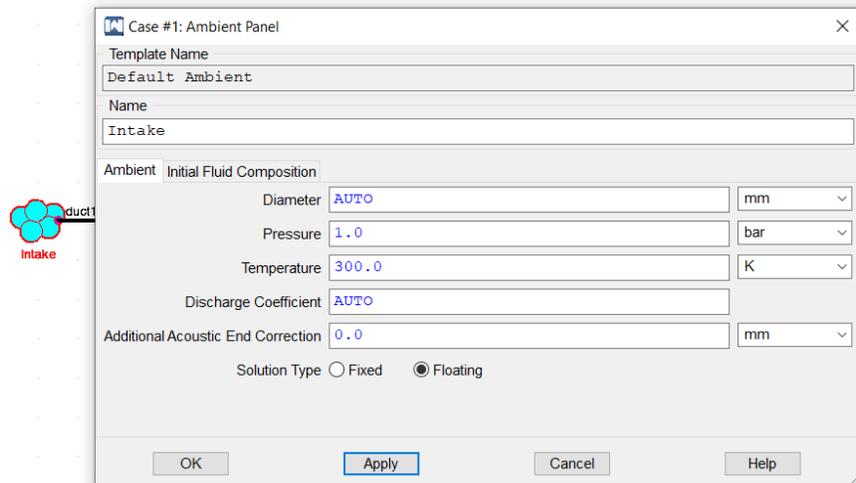
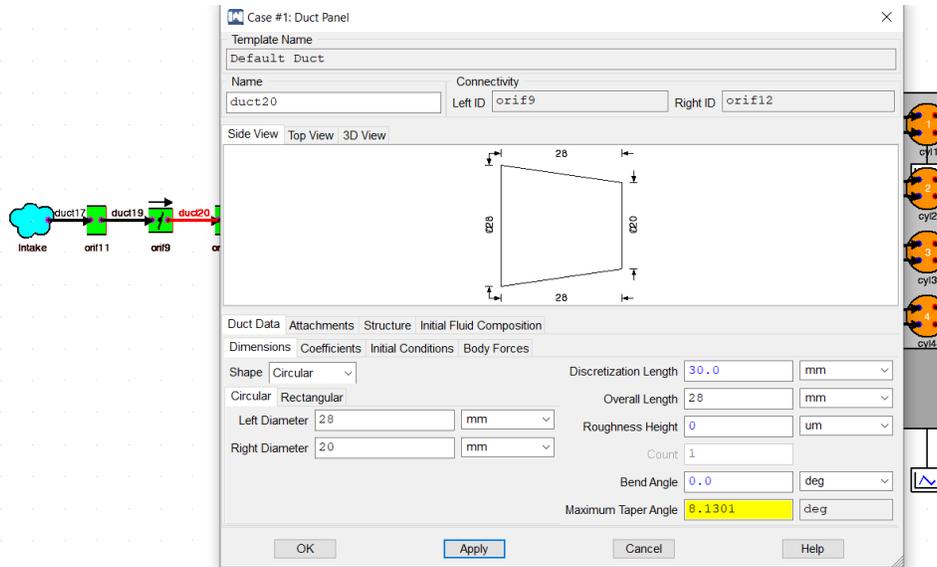
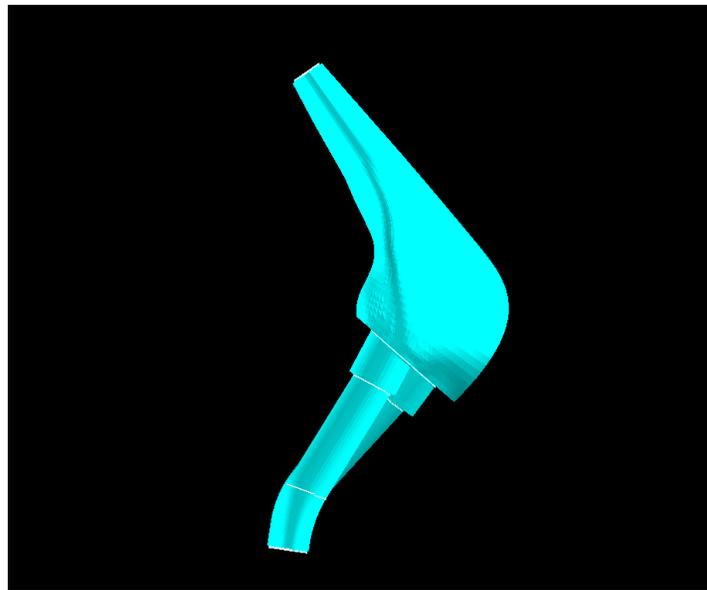


Figura 3.5: Condiciones iniciales

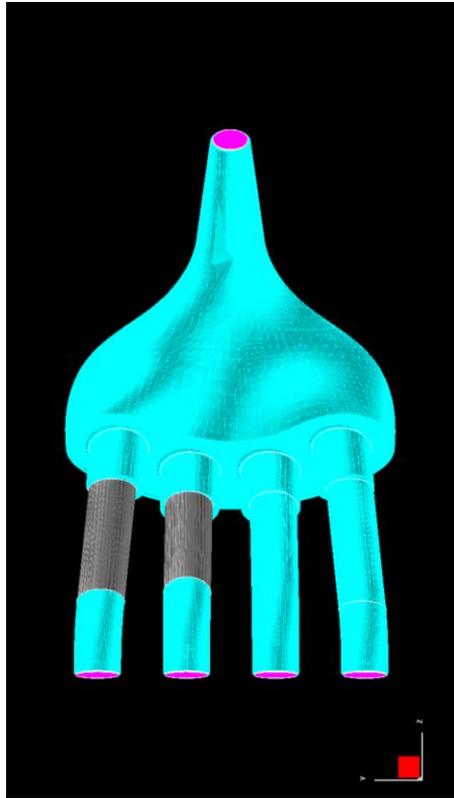


*Figura 3.6: Cuerpo de acelerador y restrictor*

Como la geometría del plenum de admisión del prototipo es compleja, utilicé una herramienta llamada Wave Mesher, que permite exportar un cuerpo delimitado de cualquier software de dibujo para agregarlo a la simulación. Dicha herramienta, convierte la geometría en secciones de elementos más sencillos con los que el programa está familiarizado y así poder trabajar.



*Figura 3.7: Plenum en vista lateral Wave Mesher*



*Figura 3.8: Plenum en vista frontal Wave Mesher*

Ya que introduje el plenum a la simulación con todo y runners, el paso siguiente consistió en definir la posición de los inyectores y la geometría de los puertos de admisión. El inyector se localizó al inicio del puerto, tanto el diámetro como la longitud del puerto se midieron directamente de la cabeza del motor.

Asimismo, para los diámetros de las válvulas de admisión y de escape recurrí al manual de la motocicleta Yamaha R6. El diámetro indicado de la válvula de admisión es de 27 [mm] y el de la válvula de escape es de 23 [mm].

Lo siguiente es describir el perfil de levantamiento que regula las válvulas de admisión y de escape.

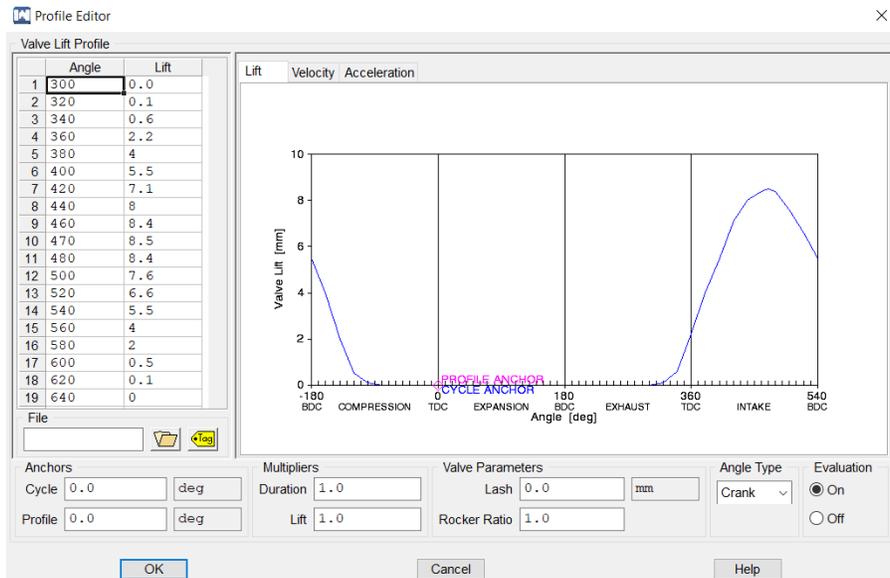


Figura 3.9: Perfil de apertura válvula de admisión

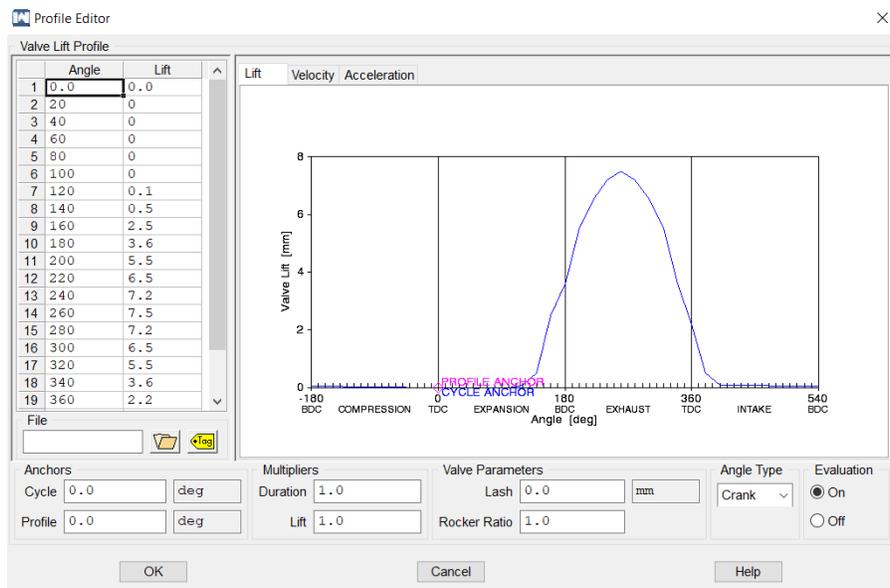


Figura 3.10: Perfil de apertura válvula de escape

También, se debe agregar el flujo de aire a medida que se va abriendo la válvula de admisión o de escape, ya que no cuento con estos datos, utilicé los mismos datos que en la simulación superbike 600 [cc].

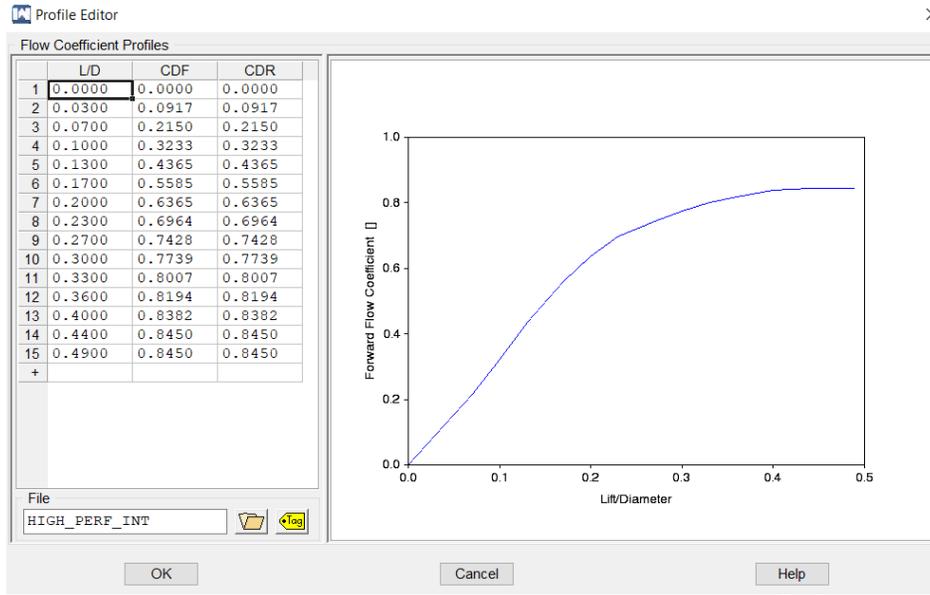


Figura 3.11: Flujo para válvula de admisión

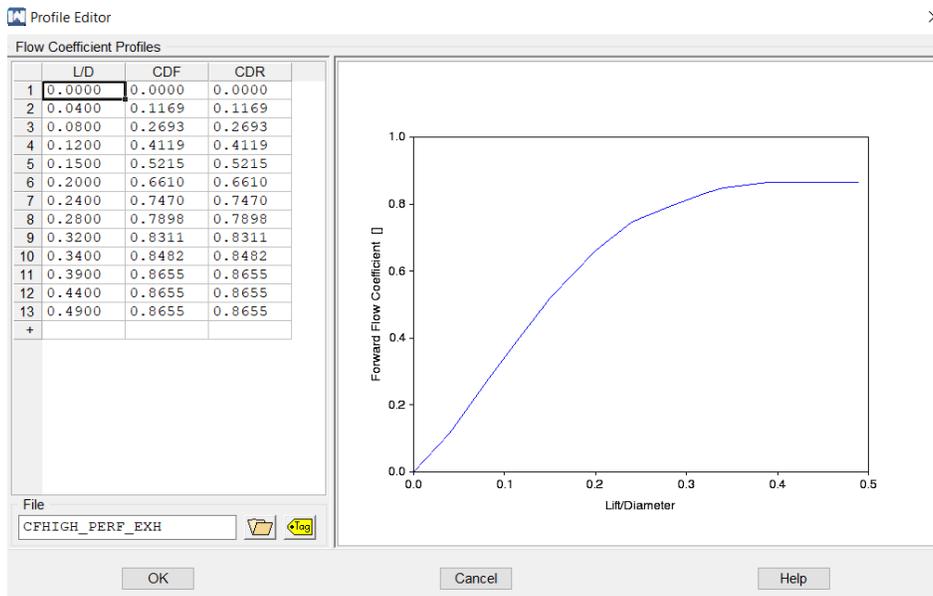
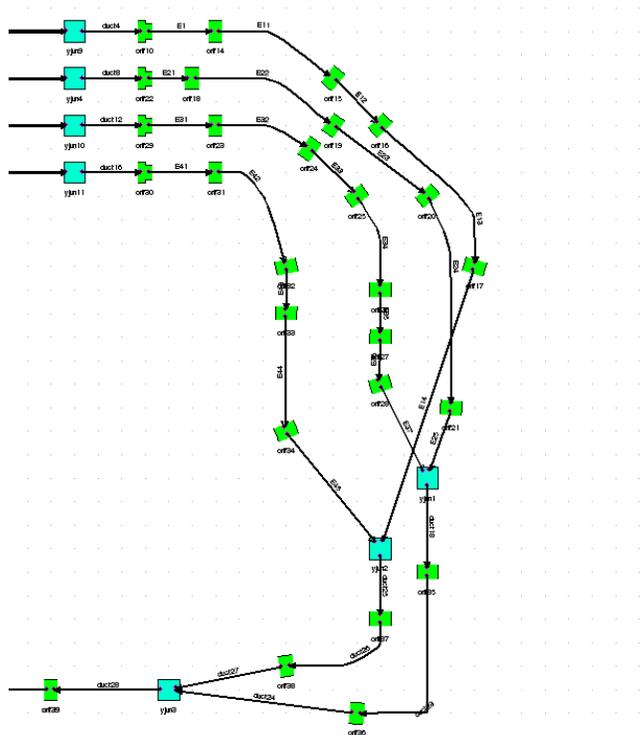


Figura 3.12: Flujo para válvula de escape

Con los cilindros definidos, el siguiente paso es representar el bloque del motor con su respectiva configuración. En este paso asigné los modelos de combustión y de transferencia de calor que el programa utilizará durante la simulación. El desplazamiento es de 0.599 [I], el orden de encendido indicado en el manual es 1,2,4,3, finalmente, la longitud de la biela es de 90.509 [mm].

También generé todo el sistema de escape indicando las longitudes, los ángulos de doblé y los volúmenes de colectores. Toda esta información la obtuve directamente del dibujo hecho en computadora.



*Figura 3.13: Sistema de escape*

Por último, se cierra el sistema con las condiciones de presión y temperatura con las que trabajé al inicio.

Con los datos geométricos y mecánicos del motor cargados en la simulación, definí las velocidades a las cuales se va a realizar la simulación. Dividí la simulación en intervalos de 1,000 revoluciones desde las 14,000 revoluciones por minuto hasta las 1,000 revoluciones por minuto, mantuve una relación de aire combustible estequiométrica en todos los intervalos y un ángulo de acelerador de 90°.

Resultados de la simulación de la planta de propulsión del prototipo UM-10:

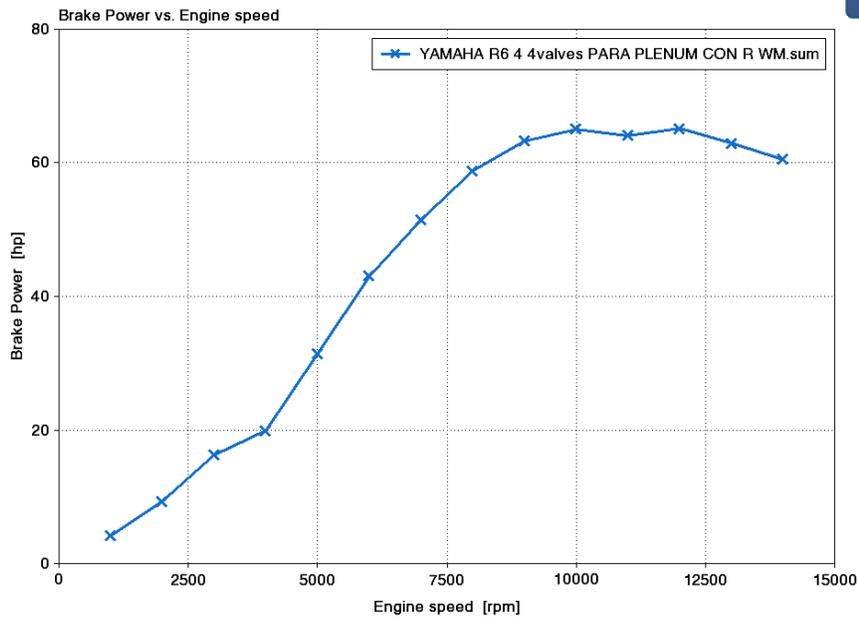


Figura 3.14: Potencia del motor obtenida en WavePost

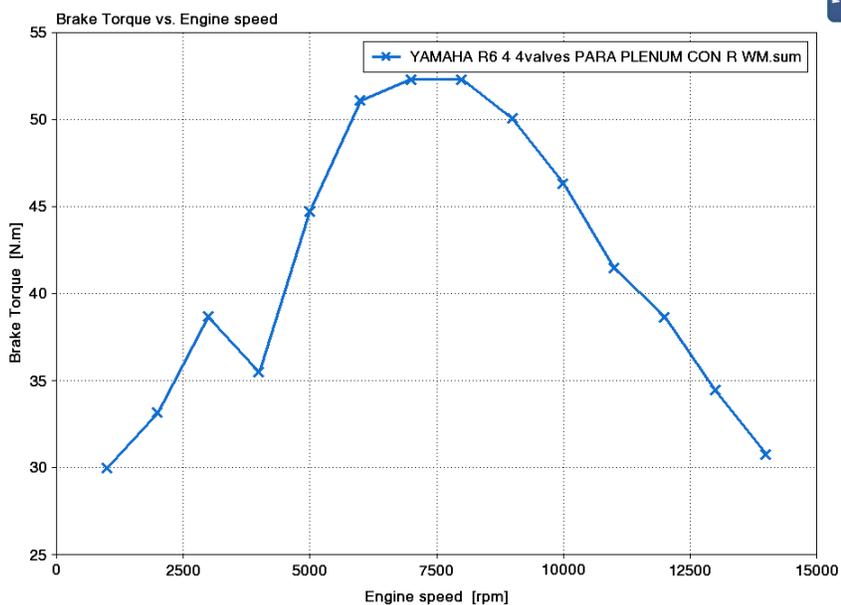


Figura 3.15: Par obtenido en WavePost

## Validación

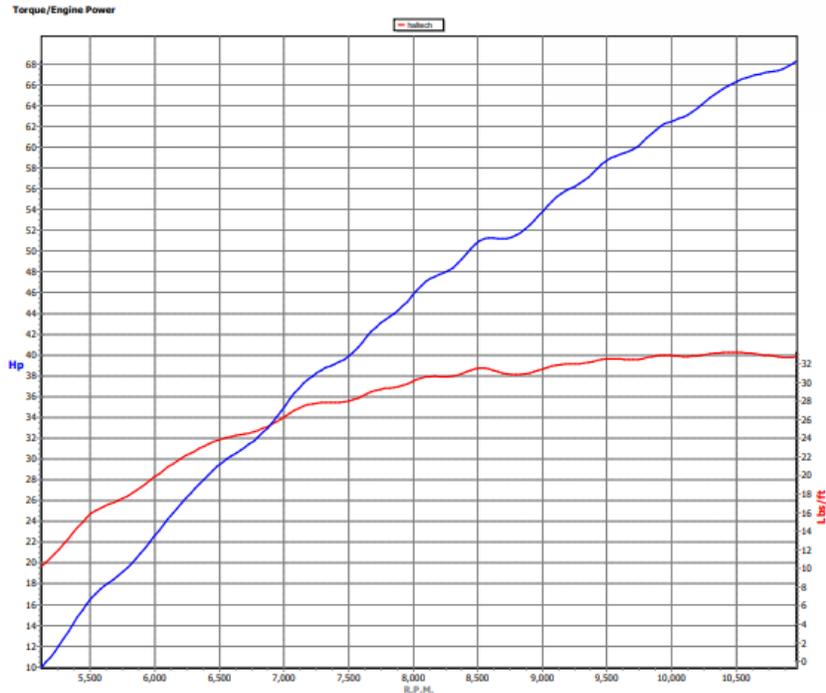
Si bien las herramientas computacionales son útiles, no se debe de hacer a un lado el hecho de que los programas están diseñados para arrojar un resultado, aunque éste no se asemeje con la realidad. Por lo mismo es necesario una validación experimental, en este caso en particular la validación la obtuve en un dinamómetro de chasis en el cual se monta el vehículo y se mide el par y la potencia generada. Cuento con la siguiente gráfica generada en un dinamómetro en la ciudad de México:

Empresa: Especializado en:  
Dirección: Internet:  
Tel.: Fax: E-mail:

Cliente: Matrícula del vehículo: Constructor: FORMULA SAE  
Modelo: Versión SW: UNAM

### Dyno Race

By Dimtech s.r.l ISO 9001:2000 Ver. 4.0.4.0



Potencia motor: 68.2 Hp a R.P.M.: 10965

Potencia Rueda: 58.7 Hp

Potencia Disipada: 7.2 Hp

Potencia corregida DIN: 68.2 HP [DIN 70020]

Par: 33.3 Lbs/ft a R.P.M.: 10475

Presión atmosférica: 772 mbar

Temperatura exterior: 31.0 °C

Relación final: 9.5

Medida del neumático: 230/55-10

Relación total: 4.5

Diámetro rueda: 507 mm

Marcha de prueba: 3ª Velocidad

Tiempo de aceleración: 11.4 Seg.

Fecha/hora prueba: 21/09/2019 03:15:38 p.

12/11/2019 hora: 03:37:31 p. m.

Tabla 1.1: Resumen de datos y errores de la simulación

|                    | <b>Par</b>                | <b>Potencia</b>          |
|--------------------|---------------------------|--------------------------|
| <b>Simulación</b>  | 38 [lb/ft]<br>@6,800 rpm  | 65 [hp]<br>@ 10,000 rpm  |
| <b>Dinamómetro</b> | 33 [lb/ft]<br>@10,475 rpm | 68.2[hp]<br>@ 10,965 rpm |
| <b>Error</b>       | 15%                       | 5%                       |

La simulación permite detectar la presencia de detonación en cualquiera de los cilindros. Durante las pruebas realizadas en la temporada 2019-2020 se percibía un ligero golpeteo metálico a bajas revoluciones, pero por diversas condiciones no fue posible adquirir el sensor para corroborar que el sonido que se escuchaba era detonación, aunque la simulación muestra que existe detonación a bajas revoluciones.

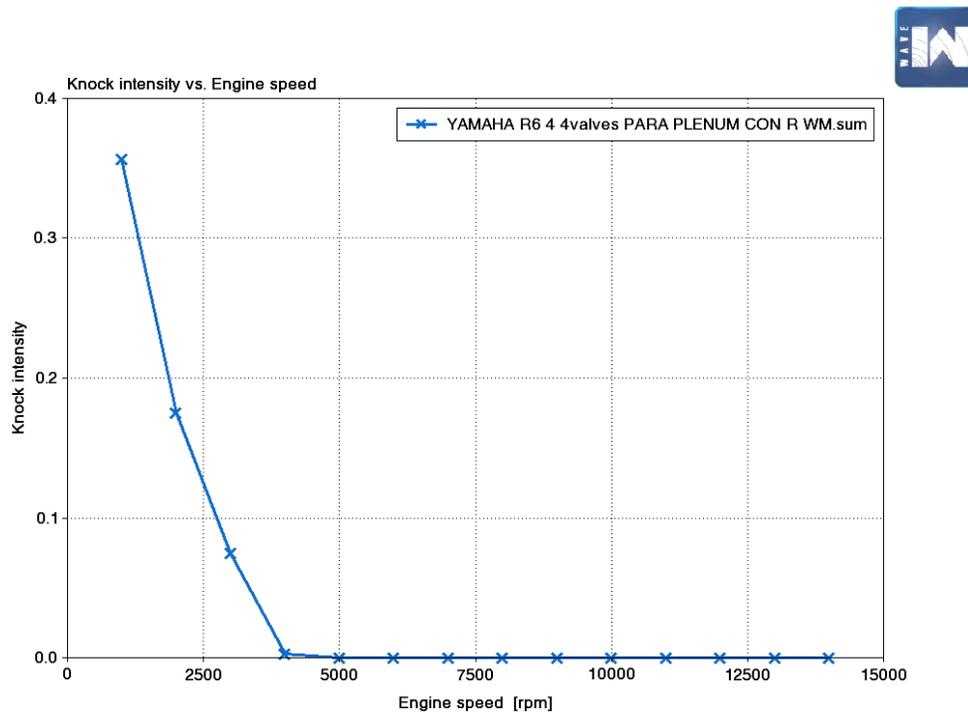


Figura 3.16: Detonación en cilindro 1 y 4

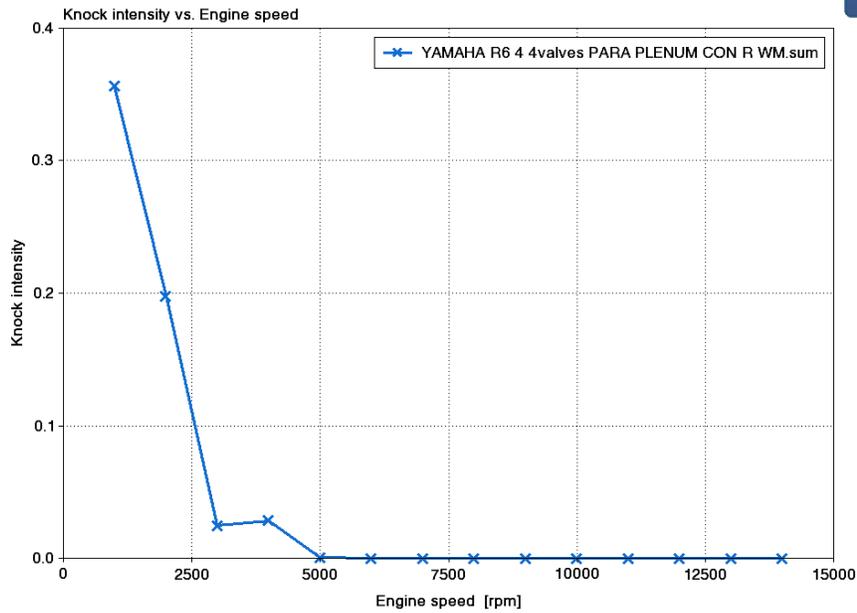


Figura 3.17: Detonación en cilindro 2 y 3

Al comparar los resultados de la simulación de la planta motriz del prototipo con la de la moto en su estado original, los efectos producidos por la implementación del restrictor son evidentes:

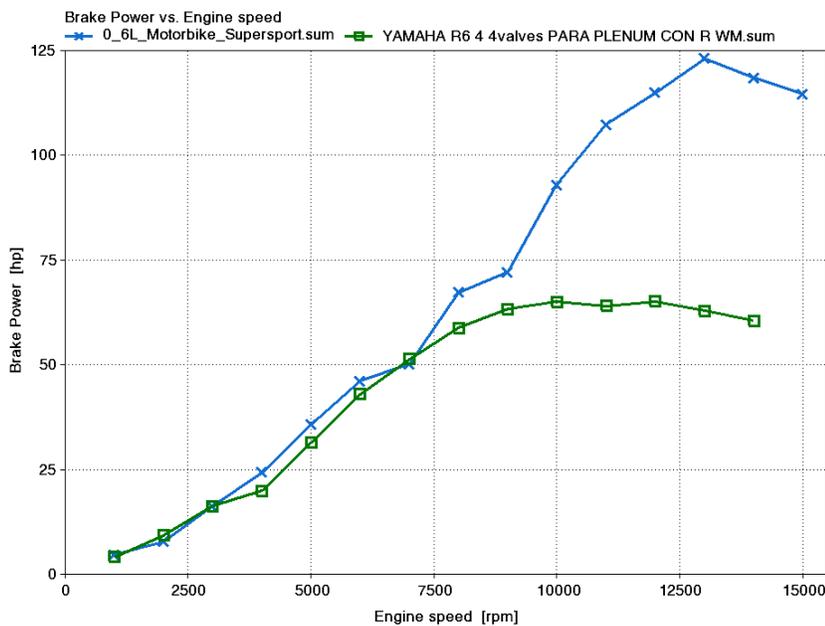


Figura 3.18: Comparación de la curva de potencia planta motriz orginial y UM-10

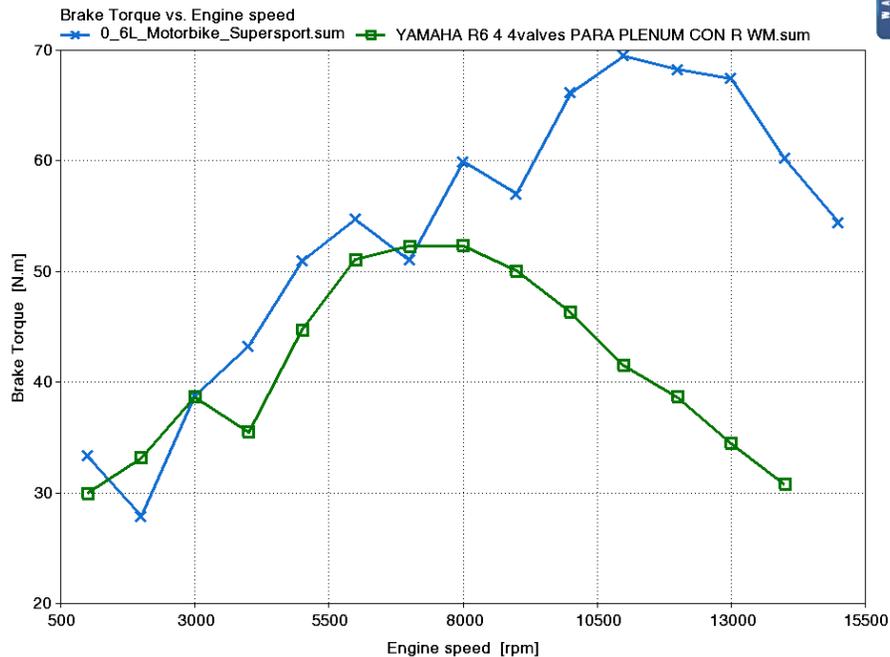


Figura 3.19: Comparación de la curva de par planta motriz orginial y UM-10

La comparación y el análisis de estos resultados me permitió determinar que al colocar el restrictor, además de físicamente limitar la cantidad de aire que puede ingresar al motor, ocurre una caída de presión en el fluido al momento que pasa por la restricción, de ahí que lo que se busca con el diseño del plenum es contrarrestar la pérdida de presión.

Además, la diferencia de presión entre el plenum y el cilindro es la que genera el flujo de aire que llena el cilindro en el ciclo de admisión, de tal forma que si se disminuye la presión en el plenum se introduce una menor cantidad de aire a cada cilindro, lo que se traduce en una pérdida de potencia. El restrictor se utiliza para garantizar la seguridad de los estudiantes en todo momento.

En términos generales, observé una disminución de un 25% en el par y de un 50% en la potencia cuando se coloca el restrictor en la admisión.

## Capítulo 4: Simulación y análisis de las diferentes opciones para incremento de potencia

Después de validar la simulación de la planta de potencia, en este capítulo realizaré el análisis y la simulación de las diferentes opciones que fueron definidas en el capítulo 2 para cumplir con el objetivo. Además, detallo los cambios pertinentes efectuados a cada sistema para garantizar el correcto funcionamiento del vehículo.

### Relación de compresión y kit de piezas Wiseco

La primera opción que definí para incrementar la presión media efectiva dentro del cilindro es el aumento de la relación de compresión. Si bien ya mostré la ecuación básica que define la relación de compresión, vale la pena profundizar más en el concepto.

$$CR = \frac{V_1 + V_2}{V_2} \text{-----(1.3.3)}$$

Donde:

$V_1 = \text{volumen del cilindro}$

$V_2 = \text{volumen de la cámara de combustión}$

Baechtel, J (2011) en su libro Engine Math, menciona que al volumen de la cámara de combustión lo afectan:

- Distancia de la superficie del pistón al bloque del motor (Deck height)

Puede ser positiva o negativa. En lo general, el pistón se detiene ligeramente por debajo de la superficie del bloque del motor, a la distancia que existe entre el pistón y el bloque se le denomina como “deck height”. Ésta es positiva cuando el pistón se detiene por debajo del bloque, pues contribuye al volumen de la cámara de combustión. Mientras que, si el pistón se detiene por encima de la superficie del bloque, al volumen calculado se le resta al volumen de la cámara ya que reduce el volumen disponible para la combustión.

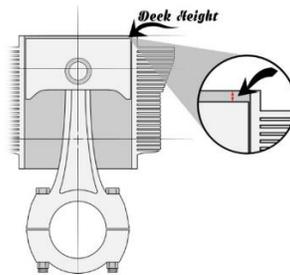


Figura 4.0: Representación de Deck Height, por Jbugs, 2021, <https://www.jbugs.com/VW-Tech-Article-Engine-Calculator.html>

- Grosor de la junta de la cabeza comprimida

El grosor de la junta que se encuentra entre el bloque y la cabeza también debe de ser tomado en cuenta ya que aumenta el volumen disponible para la compresión, si se quiere considerar este volumen, el grosor de la junta se debe de medir con la junta comprimida para no tener errores.

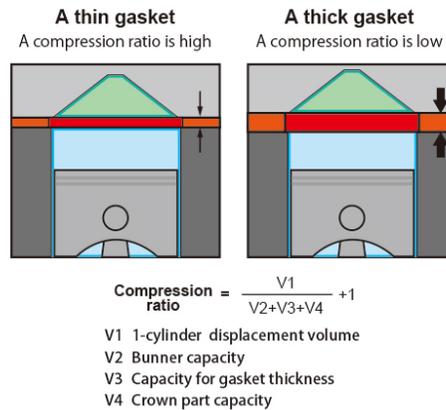


Figura 4.1: Grosor de la junta y como afecta a la relación de compresión, por Tomeiusa, 2003, [http://www.tomeiusa.com/\\_2003web-catalogue/e102\\_gasket.html](http://www.tomeiusa.com/_2003web-catalogue/e102_gasket.html)

- Geometría de la superficie del pistón (Dome and dish volumen)

Según sea el diseño del pistón se tienen las siguientes dos opciones. Si el pistón tiene un diseño tipo “dome” para aumentar la compresión se debe de restar este volumen a  $V_2$ , debido a que disminuye el espacio disponible para la combustión.

Por otro lado, si el diseño es tipo “dish” el volumen calculado se suma a  $V_2$  ya que aumenta el volumen disponible para la compresión. Normalmente este tipo de pistones se utilizan cuando se quiere disminuir la relación de compresión.

Los volúmenes respectivos casi siempre los proporciona el fabricante para facilitar los cálculos.



Figura 4.2: Diferentes tipos de pistones, por Gearhart, M, 2017, <https://www.hotrod.com/articles/inside-piston-design-dish-dome-flat-top-pistons-explained/>

- Volumen de la cámara de combustión

Debido a sus geometrías complejas la forma más directa y efectiva de medir este volumen es colocando una placa de acrílico sobre la cabeza del motor, se debe de asegurar que las válvulas de admisión y de escape estén cerradas, para después, con ayuda de una pipeta graduada llenar toda la cavidad con líquido para determinar el volumen.



*Figura 4.3: Volumen de la cámara de combustión, por Wilder,J, 2017, <https://mecatronnix.blogspot.com/2018/05/culata-motor-rectificacion-planitud.html>*

- Volumen que se retira a la cara superior del pistón (Valve Reliefs)

Son pequeñas secciones de material removidos de la superficie del pistón. Estas secciones se retiran para aumentar el espacio entre la válvula y el pistón cuando este se encuentra en el punto muerto superior. Si se dispone del volumen se le suma a  $V_2$ .



*Figura 4.4: Valve Reliefs, por Smith,J, 2018, <https://www.hotrod.com/articles/measuring-setting-valve-piston-clearance-advanced-guide/>*

Para aumentar la relación de compresión de un motor, normalmente se utilizan máquinas de control numérico para retirar material de la cabeza, esto disminuye el volumen  $V_2$  y así es como se logra el aumento en la relación de compresión.

Baechtel, J. (2011) describe la ecuación para determinar el material a retirar para alcanzar una nueva relación de compresión como:

$$Mill\ cut = \frac{[(nrd - ard)]}{nrd * ard} * carrera \text{ ----- (1.3.4)}$$

Donde:

*nrd*: Nueva relación de desplazamiento

*arf*: Antigua relación de desplazamiento

Por otra parte, la relación de compresión seleccionada no debe de ser mayor a la relación de compresión crítica del combustible. Según la marca SUNOCO, proveedora del combustible utilizado en la competencia, para el combustible 260 GT y con las características de nuestro motor, podemos trabajar con una relación de compresión de 14:1.

Para rebajar la cabeza y alcanzar una relación de compresión de 14.1 los cálculos son los siguientes:

$$CR = r + 1$$

$$ard = 13.1 - 1 = 12.1$$

$$nrd = 14.1 - 1 = 13.1$$

Sustituyendo en la ecuación (1.2.9)

$$Mill\ cut = \frac{[(13.1 - 12.1)]}{13.1 * 12.1} * 42.5 [mm]$$

$$Mill\ cut = 0.2681 [mm]$$

Antes de realizar cualquier modificación es necesario medir la distancia que existe entre la válvula y el pistón en el punto muerto superior, pues si se retira material en exceso la válvula y el pistón pueden colisionar en el punto muerto superior, además se debe de considerar la dilatación que sufren los elementos al encontrarse en las temperaturas de operación.

Según la información proporcionada por Wiseco, al implementar su paquete de piezas. Las condiciones finales serían las siguientes:

Tabla 1.2: Dimensiones finales del motor con piezas Wiseco

| Número de pieza | Desplazamiento | Diámetro nuevo | Relación de compresión |
|-----------------|----------------|----------------|------------------------|
| K8830D2004-4    | 635 [cc]       | 69 [mm]        | 13.7                   |

Modifiqué la simulación mostrada en un principio, el diámetro del pistón pasó de 65 [mm] a 69 [mm], así como la relación de compresión de 13.1 a 13.7. Por lo que refiere al combustible tuve que utilizar uno genérico debido a que SUNOCO no cuenta con valores de calor de vaporización para sus combustibles y este dato es necesario si se desea crear un nuevo archivo de combustible para agregarlo a la simulación, así que el combustible utilizado fue una mezcla denominada RON\_100.

Generé dos archivos diferentes, uno de ellos con la nueva relación de compresión de 14.1 y, el otro, para llevar a cabo la simulación y conocer los efectos que tendría el comprar el paquete de piezas que ofrece el fabricante Wiseco.

Resultados con aumento de relación de compresión y con el paquete de piezas Wiseco:

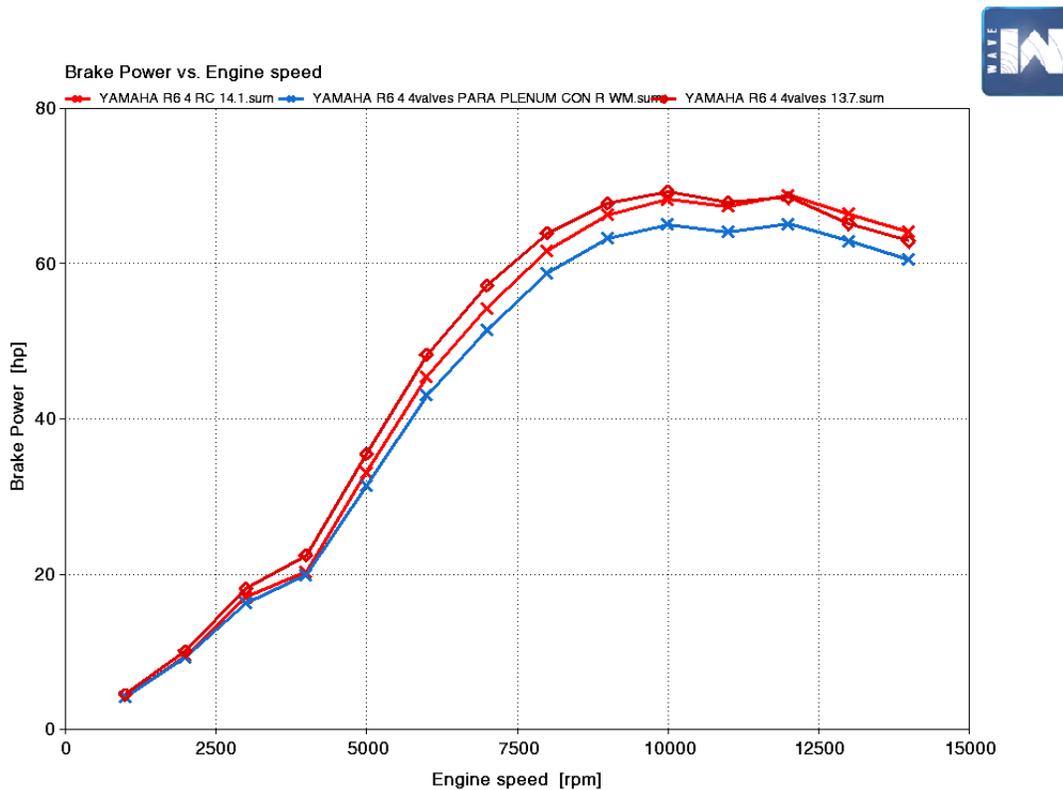


Figura 4.5: Aumento de potencia

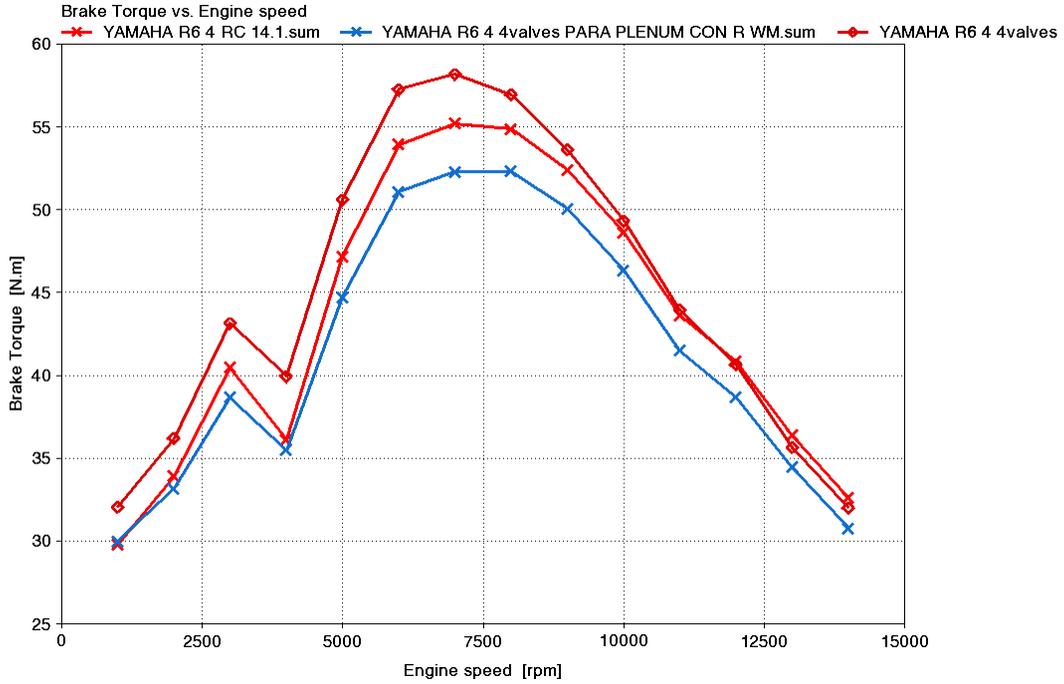


Figura 4.6: Aumento en el par

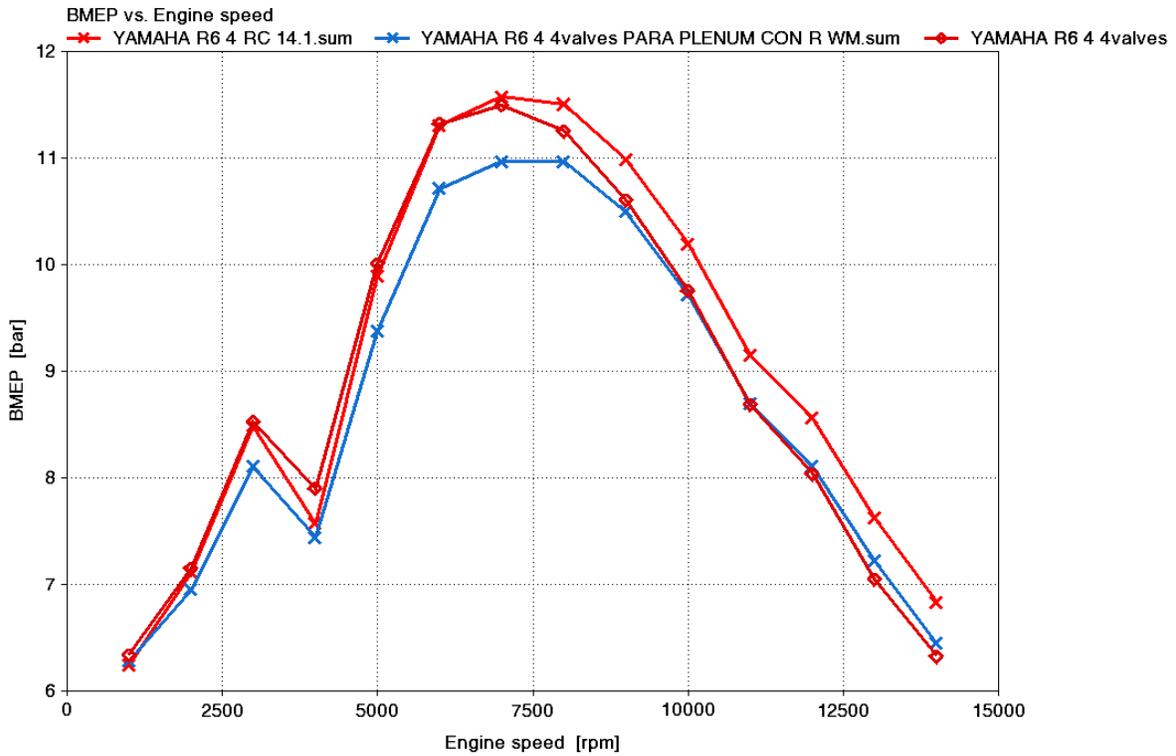


Figura 4.7: Aumento en la presión media efectiva

El resultado alcanzado con las simulaciones indica que la mejor opción es optar por el paquete de piezas del fabricante Wiseco, ya que representa una ganancia de 5 [N\*m] y 5 [hp] respecto a la versión original.

### Supercargador

La primera opción por analizar para lograr un aumento en la densidad es la del supercargador. En este caso, independiente del dispositivo seleccionado para aumentar la densidad, la detonación sigue siendo una de las limitantes más importantes, por lo que la elección de combustible debe de ser correcta.

Si el vehículo se encuentra a nivel del mar la diferencia de presión entre la atmósfera y la válvula de admisión es de 15 psi, al utilizar el turbocargador o el supercargador la presión en el plenum de admisión sobrepasará ese límite.

La energía que hace funcionar a los supercargadores proviene directamente del motor, para accionarlo se conecta una polea al cigüeñal para unirla con ayuda de una banda al mecanismo del supercargador. El mecanismo drena una cantidad de energía determinada del motor, y a diferencia del turbocargador, extraer la energía directo del cigüeñal se traduce en una sintonía entre el motor y el compresor, de tal manera que siempre genera el flujo de aire necesario sin importar las revoluciones a las que gira el motor.

- De desplazamiento positivo: Estas máquinas entregan una cantidad de aire específica por revolución.
- De desplazamiento variable: La cantidad de aire que pueden entregar depende de las revoluciones de giro.

Al entregar la misma cantidad de aire, el supercargador de desplazamiento positivo genera potencia desde la zona baja de revoluciones, lo cual resulta muy útil para esta aplicación ya que la pista en la que se corre no tiene secciones de muy largas que permitan desarrollar las revoluciones óptimas para los supercargadores de desplazamiento variable.

La compresión del fluido puede ser producto de diferentes situaciones. En el caso de los supercargadores tipo roots, que no tienen una relación de compresión interna, es decir, no se presentan cambios en el volumen o presión mientras el aire pasa por el compresor, ésta se da cuando se fuerza una cantidad de aire en el volumen confinado de un plenum de admisión.

Mientras que para los compresores que cuentan con una relación de compresión interna, el fluido modifica su presión y temperatura mientras pasa por el dispositivo.

Relación de presión:

La relación de presión es la presión total producida por el supercargador dividida sobre la presión atmosférica.



$$T_{super} = 100.72 \text{ } ^\circ\text{F} = 26 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para una relación de compresión de 13

$$AumentoRC = 13^{0.28} * 650.72 \text{ } ^\circ\text{F} = 1334.43 \text{ } ^\circ\text{F} = 723.57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Suponiendo una relación de compresión de 9

$$AumentoRC = 9^{0.28} * 650.72 \text{ } ^\circ\text{F} = 1203.87 \text{ } ^\circ\text{F} = 651 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De esta aproximación concluyo que una relación de compresión alta aumenta la temperatura dentro de la cámara de combustión, lo que convertiría al sistema más propenso a la detonación.

Existen tres supercargadores que se utilizan ampliamente en el mundo automotriz. Estos son los de tipo root's, doble tornillo y centrífugos.

#### Supercargador Root's de dos lóbulos

En un principio estos dispositivos fueron utilizados para desplazar aire en aplicaciones no automotrices, pero los avances tecnológicos en manufactura y diseño han permitido rediseñarlos en búsqueda de una mejor eficiencia térmica y una disminución en el ruido al momento de operar. Son supercargadores de desplazamiento positivo, lo que los vuelve la mejor opción para los motores pequeños a los cuales les cuesta generar potencia a bajas revoluciones

La construcción de estos supercargadores es sencilla. Sus componentes son: dos lóbulos de geometría compleja ubicados dentro de una carcasa y que giran en dirección contraria. El movimiento del fluido se da entre la carcasa y el lóbulo.

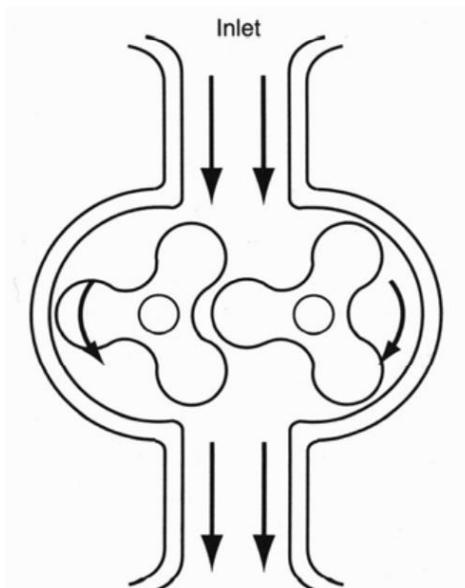


Figura 4.8: Flujo de aire en compresor tipo Root's. Recuperado de: *Supercharged! Design, testing and Installation of Supercharger Systems.* (p. 47), por Bell, C. 2001., Cambridge: Bentley Publisher.

El aire entra en la admisión y durante su paso por el compresor no sufre cambio en la presión o en su volumen. La compresión sucede gracias al plenum de admisión, ya que el compresor introduce más aire del que el motor necesita y esto compacta las moléculas de aire entre sí. Este compresor no tiene una relación de compresión interna, lo que es una desventaja ya que el aire presurizado y caliente que se encuentra dentro del plenum tiende a regresar por las cavidades diseñadas para que los lóbulos no colisionen, lo que calienta más el aire de admisión y disminuye la eficiencia del compresor.

Para el caso particular de estos compresores, la literatura sobre el tema recomienda que el cuerpo de acelerador se localice en la entrada del compresor, con objeto de evitar que al momento de cerrar el acelerador la presión se acumule aguas arriba del sistema hasta llegar al supercargador, forzándolo a detenerse de manera súbita. Asimismo, el reglamento nos obliga a posicionarlo después, este problema se puede solucionar con un diseño adecuado de una válvula de bypass.

### Cálculos para la selección del supercargador

*Tabla 1.3 Datos iniciales para cálculo del compresor*

| Propiedad                                     | Original  | Objetivo |
|---|-----------|----------|
| Desplazamiento                                | 36.61 cid | -        |
| Potencia                                      | 66 hp     | 90 hp    |
| Rpm`s   | 10,000    | 10,000   |
| Eficiencia Volumétrica del motor @ 10,000 rpm | 83%       | -        |
| Eficiencia térmica del compresor              | 55%       | -        |

Si se supone una eficiencia volumétrica de 90% del compresor, la ecuación (1.3.7):

$$REV = \frac{90\%}{83\%} = 108\%$$

Sustituyendo los datos de la tabla en la ecuación (1.3.6):

$$RP = \frac{90 \text{ hp}}{66 \text{ hp}} = 1.36$$

Es necesaria una presión 0.36 veces más alta que la atmosférica para alcanzar la potencia propuesta en esta iteración:

$$Boost = (14.7) * (0.36) = 5.30 \text{ psi}$$

De la ecuación (1.3.9) se calcula el aumento de temperatura debido a la compresión

$$T_{super} = \frac{(1.36^{0.28} - 1) * T_{abs}}{0.55} = 90^\circ\text{F} = 32^\circ\text{C}$$

Con este aumento de temperatura se puede calcular el incremento en la densidad respecto a la densidad a temperatura ambiente. Al respecto, Bell (2001) presenta la siguiente ecuación para el cálculo de la relación de densidad:

$$\text{Relación de densidad} = \frac{\text{Temperatura inicial}}{\text{Temperatura final}} \text{ --- --- --- --- --- (1.4.0)}$$

$$\text{Relación de densidad} = \frac{460 + 90}{460 + 180} = 0.85$$

Lo que quiere decir que se pierde un 15% de la densidad ganada al momento de comprimir el fluido, traduciéndose en una pérdida de potencia y en un aumento en la temperatura del aire antes de entrar a la cámara de combustión.

Para mitigar estos efectos supuse la implementación de un intercambiador de calor para disminuir la temperatura de la mezcla antes de la entrada al motor. Suponiendo una eficiencia del 85% del intercambiador de calor, la temperatura final sería:

$$T_{int} = 90^{\circ}\text{F} * (1 - 0.85) = 13.5^{\circ}\text{F}$$

La nueva relación de densidad quedaría:

$$\text{Relación de densidad} = \frac{460 + 90}{460 + 103.5} = 0.97$$

Bajo estas condiciones solo perdemos el 3% de la densidad.

Según el autor Corky Bell (2001) la potencia deseada se calcula como:

$$\text{Potencia deseada} = \text{Potencia original} * RP * RD * REV * EE \text{ --- --- --- --- --- (1.4.1)}$$

Despejando la relación de presiones

$$RP = \frac{\text{Potencia deseada}}{\text{Potencia original} * RD * REV * EE}$$

Donde:

$$RP = \text{Relación de presiones}$$

$$RD = \text{Relación de densidades}$$

$$REV = \text{Relación de eficiencia Volumétricas}$$

$$EE = \text{Eficiencia energética}$$

Sustituyendo los valores calculados

$$RP = \frac{90}{66 * 0.97 * 1.08 * 0.9} = 1.44$$

Boost

$$\text{Boost} = (14.7) * (0.50) = 7.35 \text{ psi}$$

Recalculando los valores de temperatura y densidad

$$T_{\text{super}} = \frac{(1.5^{0.28} - 1) * T_{\text{abs}}}{0.55} = 120 \text{ °F} = 49 \text{ °C}$$

Relación de densidad

$$\text{Relación de densidad} = \frac{460 + 90}{460 + 210} = 0.82$$

Con el intercambiador de calor

$$T_{\text{int}} = 120 * (1 - 0.85) = 18 \text{ °F}$$

La nueva relación de densidad

$$\text{Relación de densidad} = \frac{460 + 90}{460 + 108} = 0.96$$

Ya con estos datos calculé el flujo de aire mínimo para alcanzar la potencia deseada. Para este cálculo el autor Corky Bell (2001), proporciona las siguientes dos ecuaciones:

$$\text{Flujo de aire} = \frac{\text{Desplazamiento} * \text{rpm} * 0.5 * Ev}{1728} \text{ --- (1.4.1)}$$

$$\text{Flujo de aire} = \frac{36.61 * 10,000 * 0.5 * 0.83}{1728} = 87.92 \text{ cfm} = 180 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

$$\text{Flujo de aire con supercargador} = \text{Flujo de aire} * RP \text{ --- (1.4.3)}$$

$$\text{Flujo de aire con supercargador} = 87.92 * 1.5 = 131.88 \approx 132 \text{ cfm} = 270 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right]$$

Este tipo de dispositivos desplazan una cantidad fija de aire por revolución. Según la información proporcionada por el fabricante Eaton, su modelo TVS V180 desplaza 180 centímetros cúbicos de aire por revolución, mientras que el modelo TVS R200 desplaza 200 centímetros cúbicos, ambos modelos son recomendados para motores de un desplazamiento menor a un litro. El siguiente paso es calcular la velocidad de giro del supercargador. Para realizar esa estimación, utilicé la siguiente ecuación del libro Supercharged Corky Bell (2001)

$$\text{Velocidad supercargador} = \frac{\text{Flujo de aire con supercargador}}{\text{Flujo de supercargador por revolución}} \text{ --- (1.4.4)}$$

Primero convertí el flujo del compresor a pies cúbicos por revolución:

- Para el TVS V180

$$\text{Flujo del supercargador por revolución} = 0.00635 \frac{ft^3}{rev}$$

- Para el TVS R200

$$\text{Flujo del supercargador por revolución} = 0.00706 \frac{ft^3}{rev}$$

Sustituyendo

$$\text{Velocidad supercargador TVS V180} = \frac{180 \frac{ft^3}{min}}{0.00635 \frac{ft^3}{rev}} = 28,347 \frac{rev}{min}$$

$$\text{Velocidad supercargador TVS R200} = \frac{180 \frac{ft^3}{min}}{0.00706 \frac{ft^3}{rev}} = 25,496 \frac{rev}{min}$$

Si bien es cierto que es conveniente girar el supercargador lo más rápido posible para darle el menor tiempo posible al aire caliente para ingresar por las cavidades del supercargador, debo tomar en cuenta que esta velocidad de giro debe de ser menor a la indicada por el fabricante. Las velocidades calculadas para cada supercargador sobrepasan las indicadas por el fabricante, para el TVS V180 la velocidad máxima recomendada es de 22,000 revoluciones por minuto, mientras que para el TVS R200 es de 24,000 revoluciones por minuto. Debido a esto decidí trabajar con los modelos TVS R250 y TVS V250, cada uno de ellos desplaza una cantidad de 250 centímetros cúbicos por revolución.

Repitiendo los cálculos

$$\text{Flujo del supercargador por revolución} = 0.00882 \frac{ft^3}{rev}$$

La velocidad de giro para cualquiera de los dos modelos sería la siguiente

$$\text{Velocidad supercargador} = \frac{180 \frac{ft^3}{min}}{0.00882 \frac{ft^3}{rev}} = 20,408 \frac{rev}{min}$$

Para ambos casos la velocidad límite de giro es de 24,000 revoluciones por minuto, por lo que estoy dentro del rango de operación indicado por el fabricante.

### Simulación para el supercargador

Uno de los puntos más importantes son los mapas de eficiencia, ya que indican la eficiencia del supercargador a diferentes flujos y presiones de trabajo. Son muy importantes para asegurar que el supercargador trabaja en los puntos óptimos de eficiencia en todo el rango de revoluciones.

El programa exige los datos de velocidad, flujo másico, relación de presión y eficiencia para diferentes puntos. El software procesa estos datos para generar los mapas de eficiencia que se utilizan en las simulaciones. Los datos necesarios para generar estos mapas son: Velocidad, flujo másico, relación de presión y eficiencia.

El fabricante Eaton presenta los datos necesarios para cada uno de los compresores seleccionados:

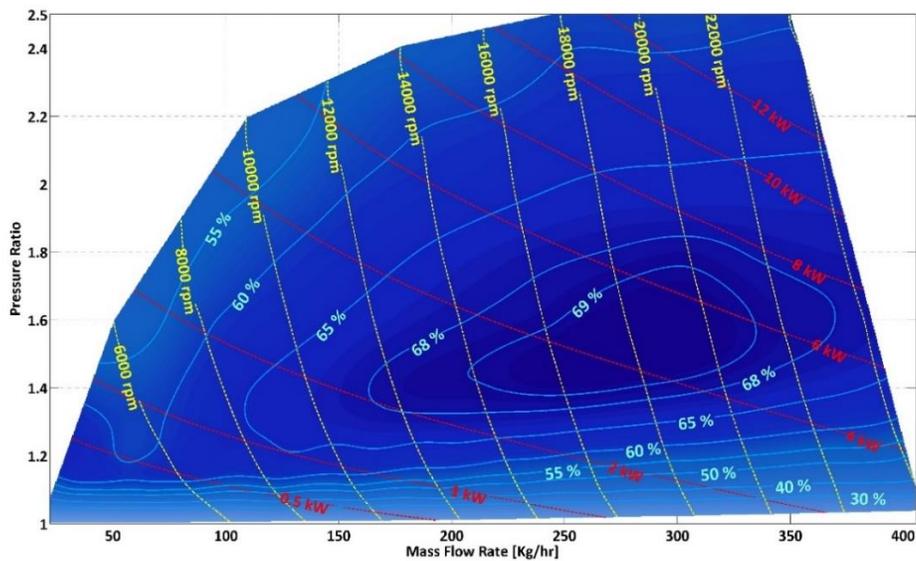


Figura 4.9: Mapa TVS R250 proporcionado por Eaton

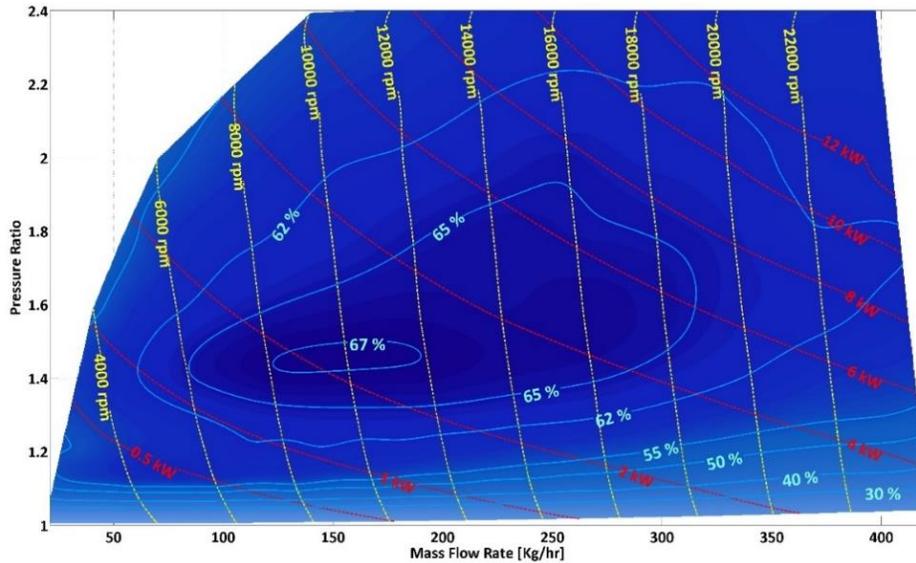


Figura 4.10: Mapa TVS V250 proporcionado por Eaton

Los datos solicitados de manera general por el software son:

Tabla 1.4: Datos generales TVS R250

|                                   |              |
|-----------------------------------|--------------|
| Temperatura                       | 298 [K]      |
| Presión                           | 100 [kPa]    |
| Calor específico                  | 1.4          |
| Constante del gas                 | 287 [J/kg/K] |
| Velocidad máxima de la curva      | 24,000 rpm   |
| Relación de presión máxima        | 2.5          |
| Factor de escala del flujo másico | 1.0          |
| Factor de escala de velocidad     | 1.0          |

Punto de máxima eficiencia para supercargador TVS R250:

Tabla 1.5: Datos sobre punto de máxima eficiencia TVS R250

|                     |             |
|---------------------|-------------|
| Eficiencia          | 0.69        |
| Relación de presión | 1.5         |
| Flujo másico        | 275 [kg/hr] |
| Velocidad           | 18,000 rpm  |

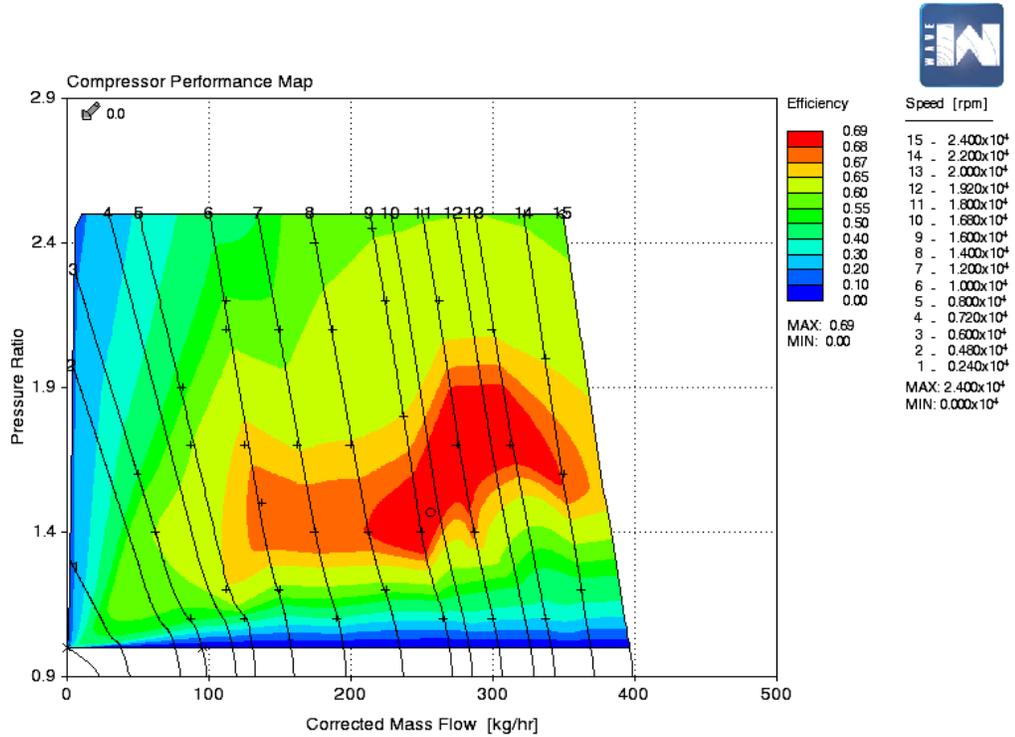


Figura 4.11: Mapa TVS R250 en Ricardo Wave

Para la simulación del compresor TVS V250 los datos fueron los siguientes:

Tabla 1.6: Datos generales TVS V250

|                                   |            |
|-----------------------------------|------------|
| Velocidad máxima de la curva      | 24,000 rpm |
| Relación de presión máxima        | 2.4        |
| Factor de escala del flujo másico | 1.0        |
| Factor de escala de velocidad     | 1.0        |

Punto de máxima eficiencia:

Tabla 1.7: Punto de máxima eficiencia TVS V250

|                     |                |
|---------------------|----------------|
| Eficiencia          | 0.67           |
| Relación de presión | 1.45           |
| Flujo másico        | 165.25 [kg/hr] |
| Velocidad           | 10,000 rpm     |

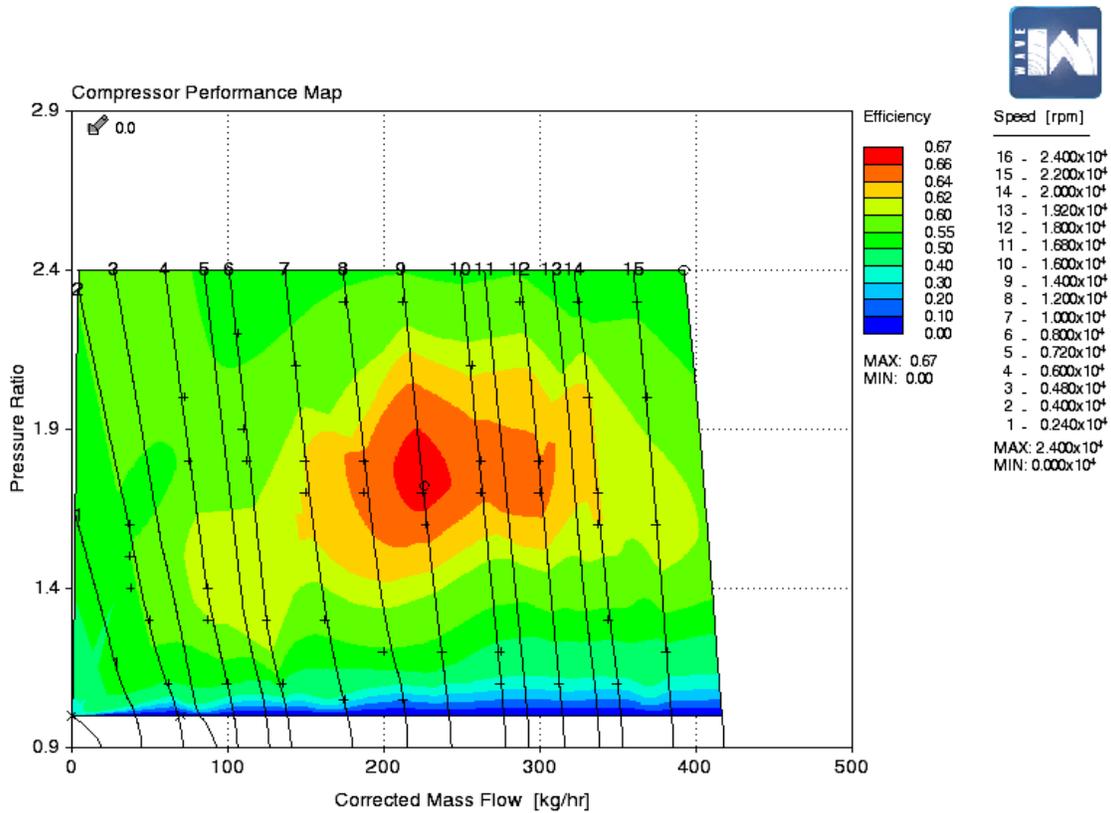


Figura 4.12: Mapa compresor TVS V250 en Ricardo Wave

Con los mapas generados, lo siguiente fue introducir los diferentes componentes en la simulación, respetando el orden estipulado en el reglamento de la competencia.

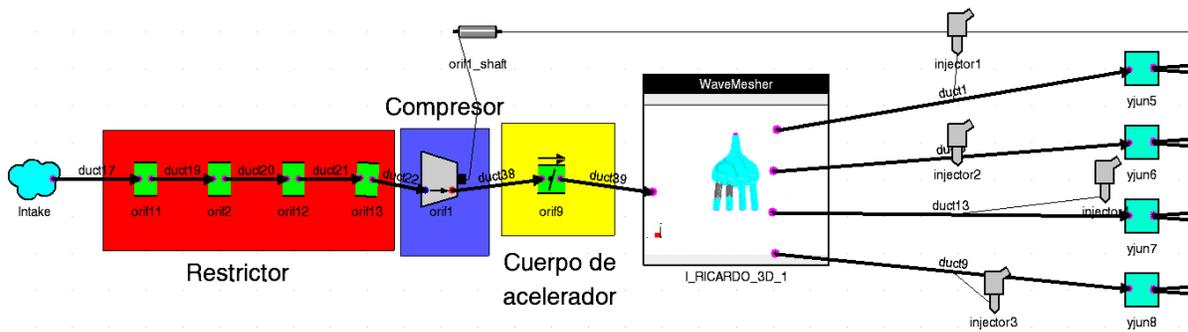


Figura 4.13: Arreglo con compresor TVS R250

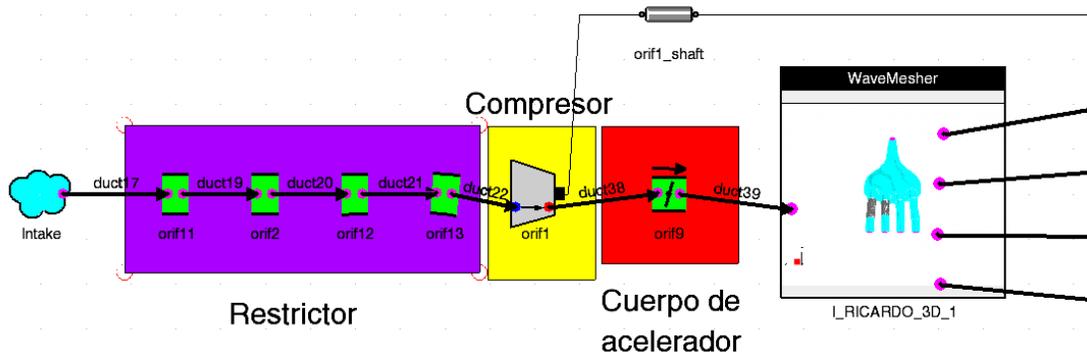


Figura 4.14: Arreglo con compresor TVS V250

Con los supercargadores agregados a la simulación, los resultados fueron los siguientes:

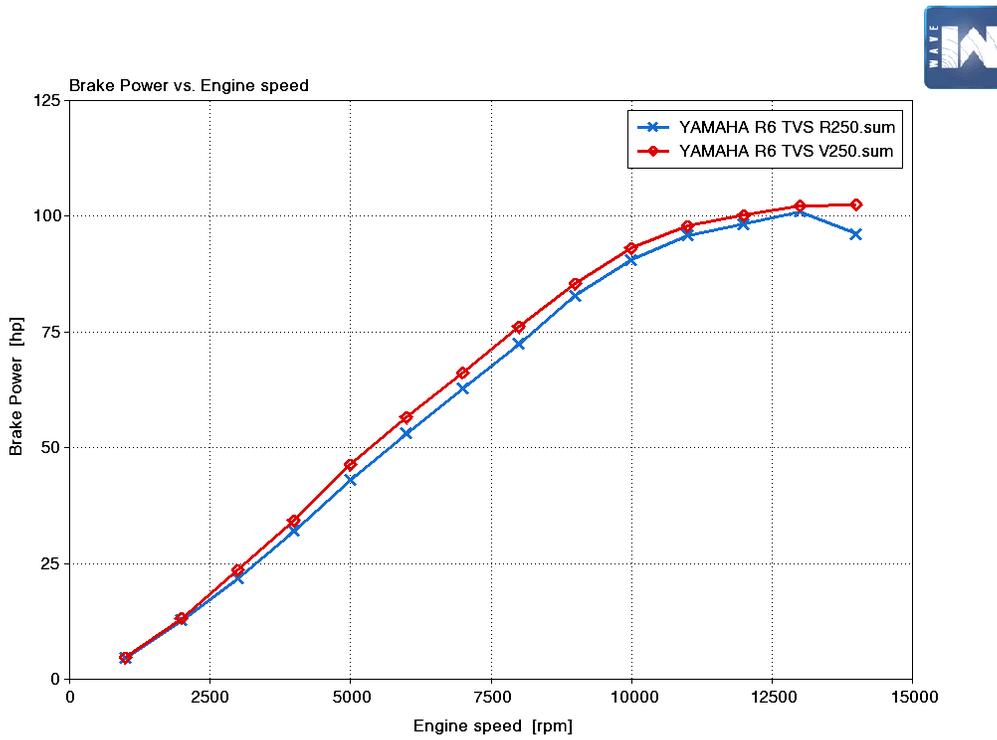


Figura 4.15: Potencia generada con los supercargadores

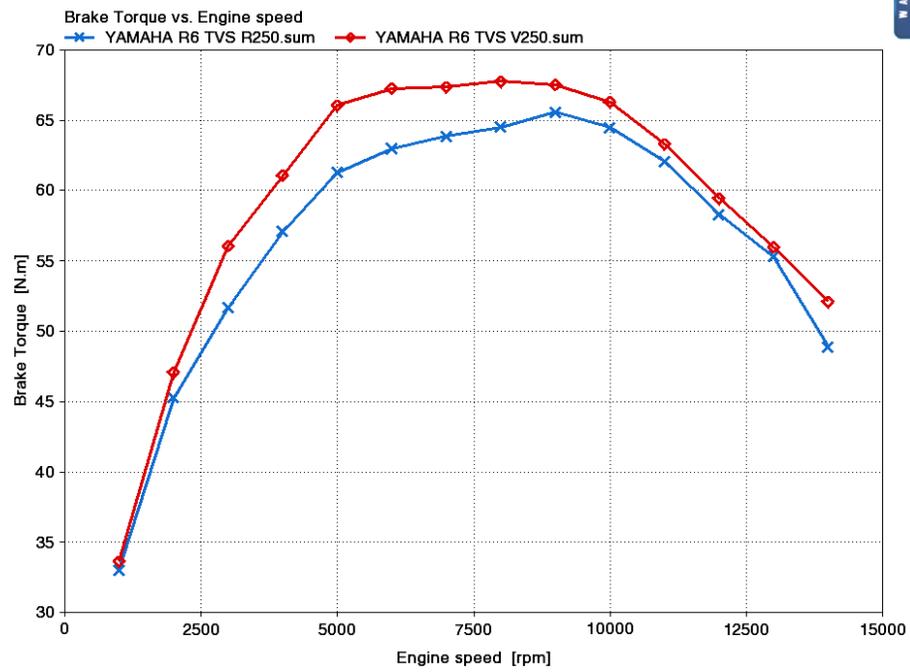


Figura 4.16: Par generado con los supercargadores

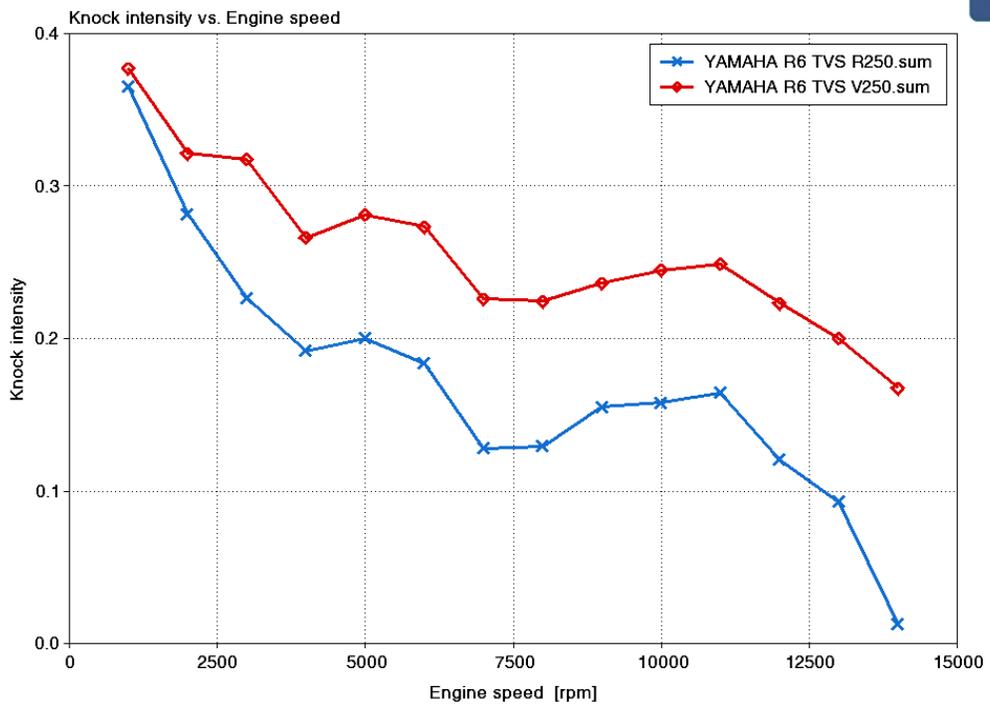


Figura 4.17: Detonación

La potencia entregada es muy similar para ambos compresores. El par presenta una ligera diferencia, para el caso del compresor TVS V250 el par máximo es de 79 N\*m a 6,000 revoluciones por minuto, mientras que para TVS R250 es de 74 N\*m a 8,000 revoluciones por minuto.

En ambos compresores existe detonación en todos los cilindros y en casi todas las revoluciones, pero el compresor TVS R250 es el que presenta la menor temperatura de salida para todo el rango de revoluciones, por esto la intensidad de la detonación en cada uno de los cilindros es mucho menor en este compresor.

Para mitigar la presencia de detonación la primera opción es utilizar un intercambiador de calor para disminuir la temperatura de la carga antes de entrar al motor.

#### Intercambiador de calor

El reglamento permite utilizar un sistema aire-aire o aire-agua para enfriar el aire que entra al motor. La diferencia entre estos dos tipos de intercambiadores de calor es el fluido que se utilizará para disminuir la temperatura de la carga de aire.

Los intercambiadores aire-aire utilizan aire para disminuir la temperatura de la carga que entra al motor. El intercambiador se localiza de forma tal en el vehículo que el flujo de aire generado por el movimiento del vehículo es perpendicular al flujo de aire dentro del radiador. Así, mientras el aire recorre el intercambiador de calor le cede energía al aire ambiente, logrando disminuir su temperatura. Además, se utilizan aletas que vuelven turbulento el flujo de aire para aumentar la transferencia de calor. Estas unidades se caracterizan por tener una mejor eficiencia, no requerir de mucho mantenimiento y tener un bajo costo.

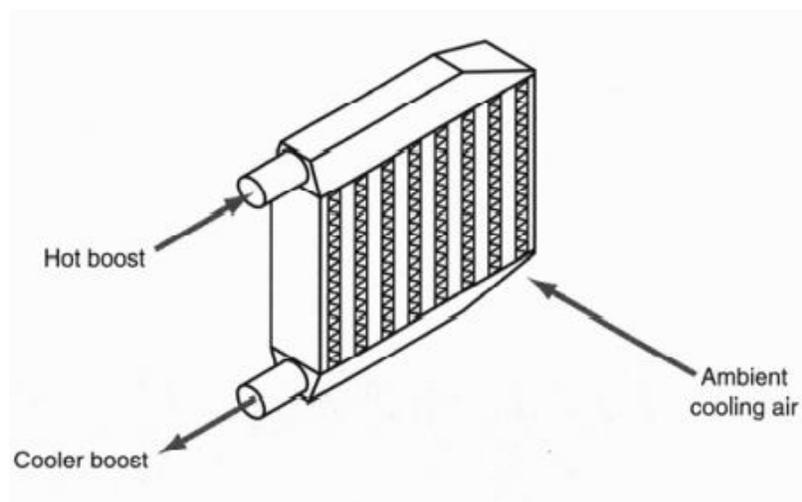
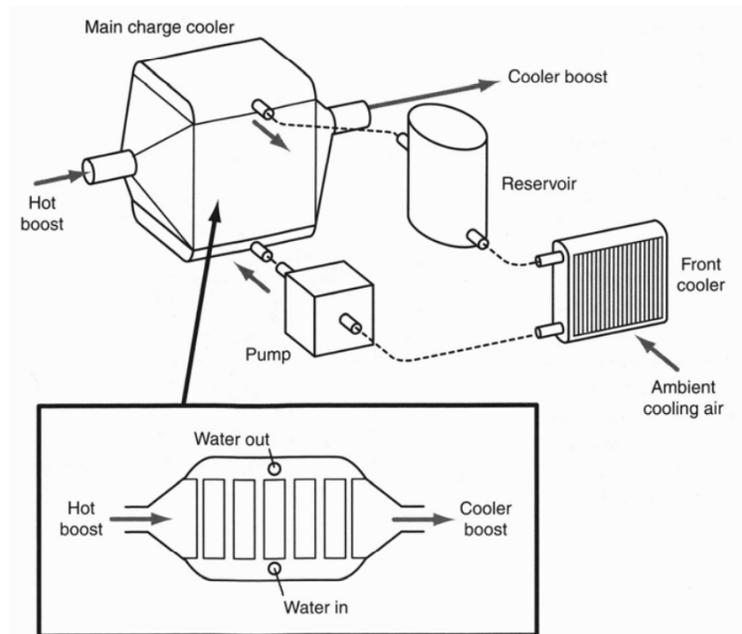


Figura 4.18: Intercambiador de calor aire-aire. [Supercharged! Design, testing and Installation of Supercharger Systems. (p. 108), por Bell, C. 2001., Cambridge: Bentley Publisher].

Los intercambiadores aire-agua aprovechan que existe un mayor coeficiente de transferencia de calor entre el agua y el aluminio que entre el aire y el aluminio, propiedad que permite reducir el tamaño del intercambiador de calor y mejorar el empaquetamiento. Sin embargo, una desventaja es que se necesita instalar otros elementos como una bomba, un contenedor para almacenar el agua y otro intercambiador de calor para disminuir la temperatura de agua de refrigeración.

Normalmente este tipo de intercambiadores de calor se utilizan para carreras de cuarto de milla, en las que se permite adicionar al agua compuestos químicos que favorecen la transmisión de calor, para lograr disminuir más la temperatura de la carga de aire que entra al motor.



*Figura 4.19: Intercambiador de calor agua-aire. [Supercharged! Design, testing and Installation of Supercharger Systems. (p. 109), por Bell, C. 2001., Cambridge: Bentley Publisher].*

La decisión que tomé fue utilizar un sistema de enfriamiento aire-aire debido a que no se permite agregar ningún líquido para disminuir la temperatura del agua y que el empaquetamiento de un sistema agua-aire resulta más complejo.

La implementación de un intercambiador de calor trae consigo algunas ventajas y desventajas. Una de las ventajas es que al disminuir la temperatura de la carga que entra al motor la densidad incrementa, este aumento debe de ser considerado al momento de definir la cantidad de combustible que se va a inyectar, ya que si la densidad aumenta lo suficiente la mezcla de aire-combustible se empobrece y esto también fomenta la detonación.

Otro de los puntos importantes es que el radiador presenta una obstrucción al flujo de aire, lo que obligaría a aumentar la presión de operación del sistema para

garantizar que a la entrada del motor exista la misma presión que se tenía antes de que el radiador estuviera presente.

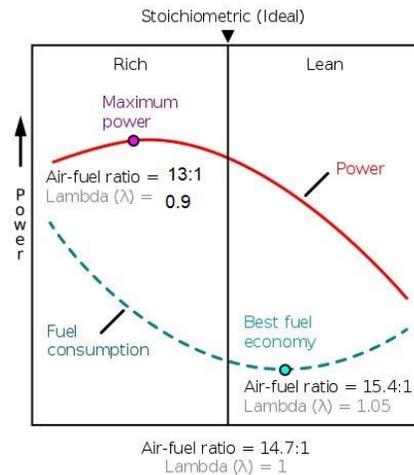


Figura 4.20: Relación de potencia y cantidad de gasolina inyectada [<https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/performance/air-fuel-ratio-lambda-engine-performance/>]

Modelé el intercambiador de calor como una serie de tubos circulares paralelos, aproximando el volumen de los colectores de entrada y de salida como esferas. Para esta simulación trabajé con el intercooler Mishimoto universal Z-line de tipo Bar-and-Plate cuyas características son las siguientes.

Tabla 1.8: Datos del intercambiador de calor: [<https://www.mishimoto.com/mishimoto-universal-intercooler-small.html#prettyPhoto>]

| Mishimoto Universal Z-Line             |           |
|--|-----------|
| Diámetro de ductos de salida y entrada | 2.5 [in]  |
| Longitud                               | 20.5 [in] |
| Altura                                 | 6.25 [in] |
| Ancho                                  | 2.5 [in]  |



Figura 4.21: Intercambiador de calor Mishimoto Universal Z-Line, [<https://www.mishimoto.com/mishimoto-universal-intercooler-small.html#prettyPhoto>]

Para el colector de entrada definí la geometría con un diámetro de 5 [in], lo que resulta en un volumen de 65.44 [in<sup>3</sup>]:

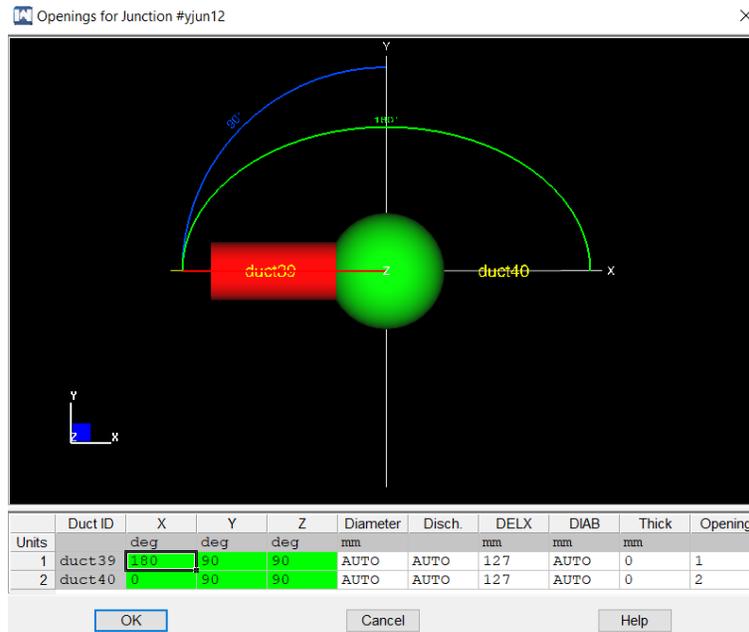


Figura 4.22: Esquema de conexión de componentes en el colector de entrada

Simulé los ductos del radiador como tubos paralelos circulares de 4 [mm] de diámetro y longitud de 520.7 [mm]. Para la construcción completa del radiador utilicé 150 ductos.

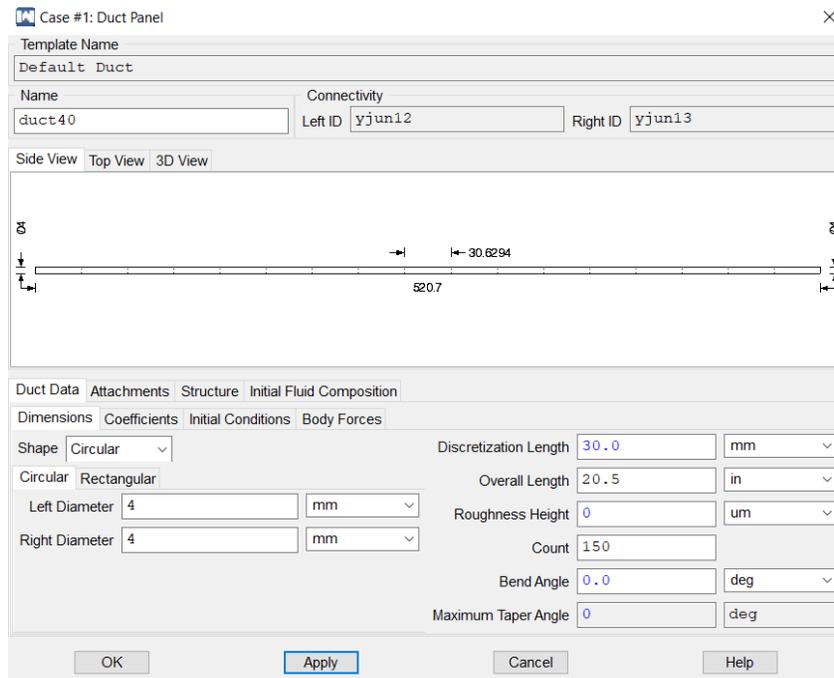


Figura 4.23: Datos de los ductos que componen el radiador

Los datos del colector de salida y su arreglo con los otros ductos son idénticos a los del colector de entrada.

Simulación con supercargador y con intercambiador de calor

Con base en lo establecido por el reglamento a continuación se describe la relación de los componentes:

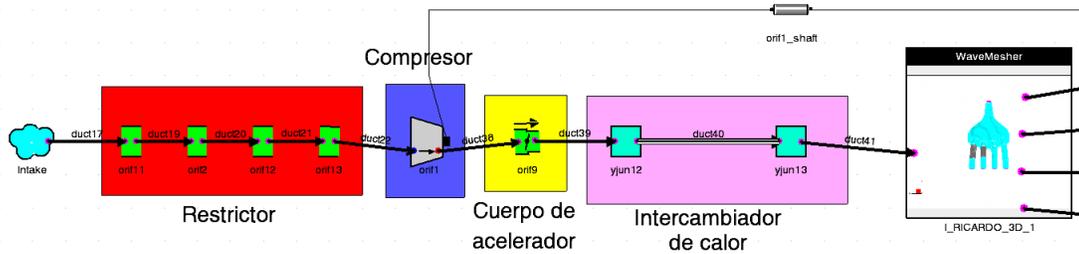


Figura 4.24: Arreglo de componentes para compresor TVS R250

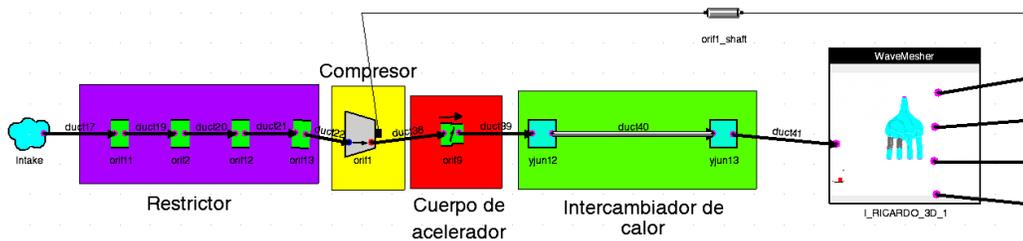


Figura 7.0

4.25: Arreglo de componentes para compresor TVS V250

Los resultados habiendo implementado el intercambiador de calor son los siguientes:

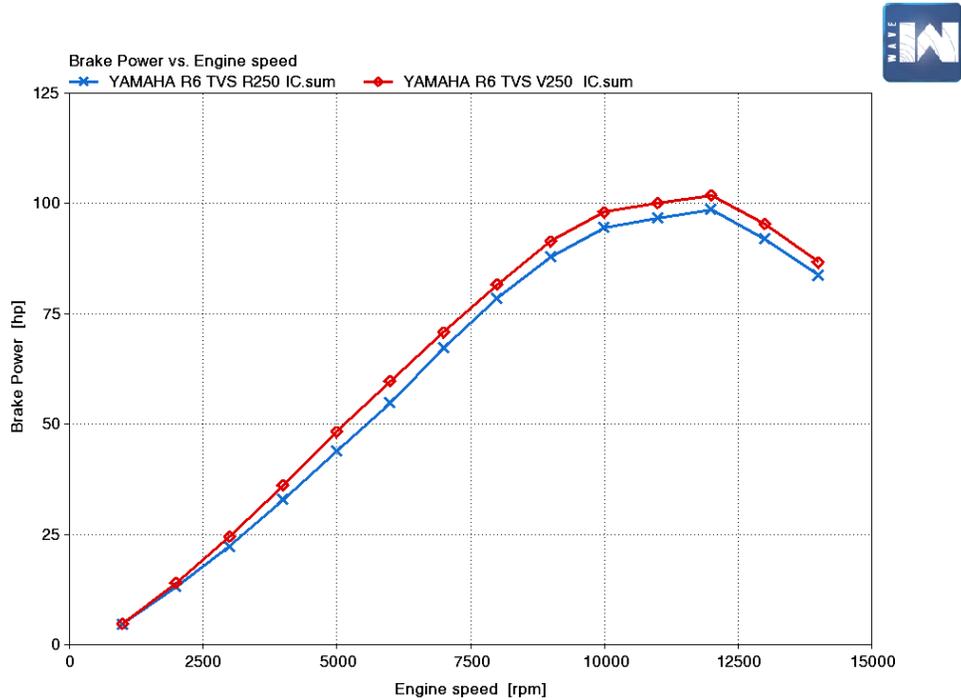


Figura 4.26: Potencia generada con intercambiador de calor

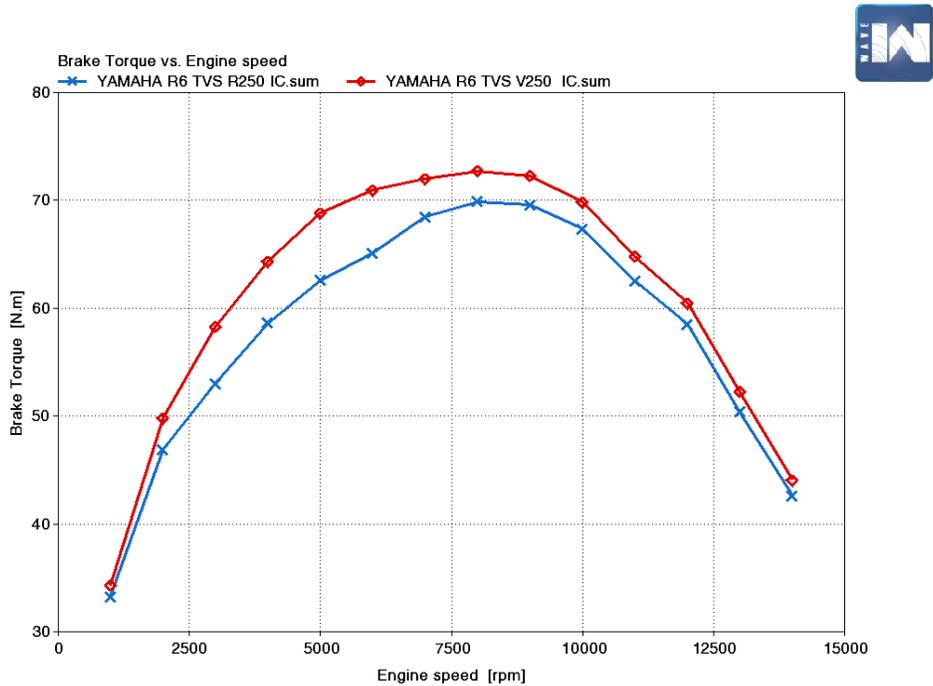
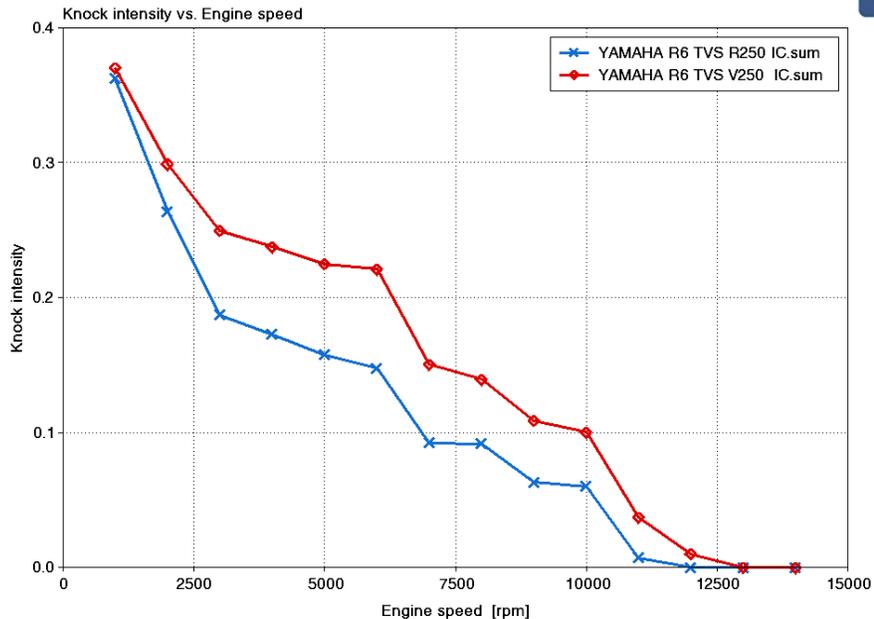


Figura 4.27: Par generado con intercambiador de calor



*Figura 4.28: Detonación vs revoluciones por minuto con intercambiador de calor implementado*

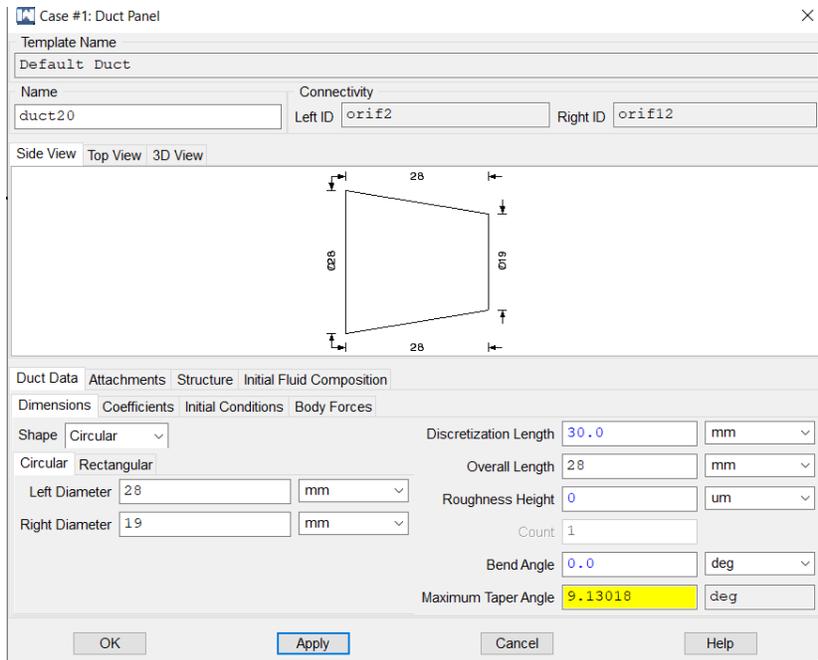
Con la implementación del intercambiador de calor no se logró eliminar la detonación en los cilindros, es por lo que el siguiente paso es optar por un combustible de mayor octanaje como el etanol.

#### Cambio a E-85

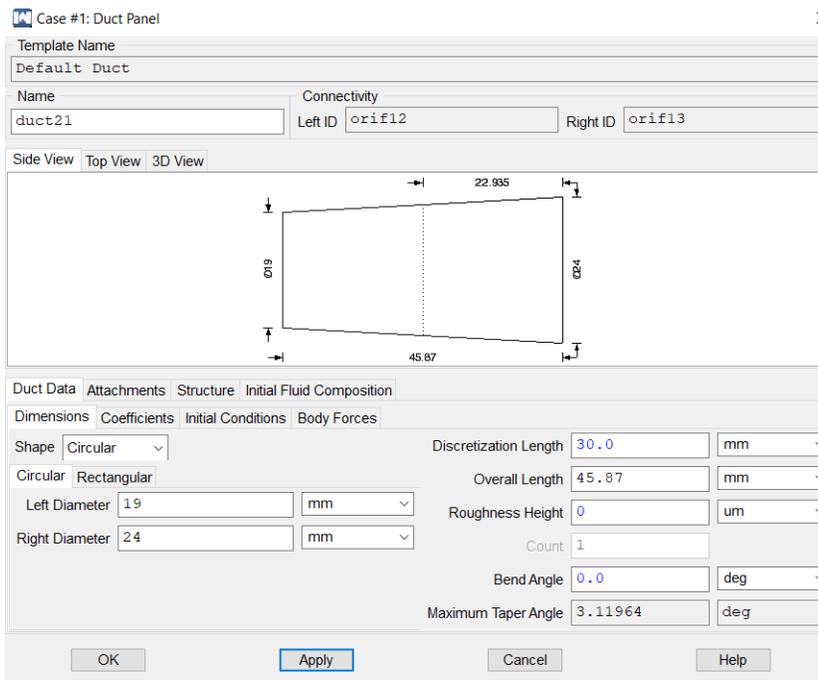
En correspondencia con lo anterior, cambié a el combustible, ya que hasta este punto todas las simulaciones las había realizado con combustible de 93 octanos.

Las otras opciones de combustible que se tienen para la competencia son el 260-Gt y E-85. Ninguno de estos dos combustibles se consigue en México, de tal forma que para las simulaciones voy a utilizar el E-85, toda vez que resiste una mayor compresión, además de que, por sus propiedades químicas al pasar de estado líquido a vapor disminuye la temperatura de la carga de aire combustible.

Según el reglamento, el diámetro del restrictor para los vehículos que decidan utilizar etanol debe de ser de 19 [mm].



*Figura 4.29: Cambio de diámetro en el restrictor*



*Figura 4.30: Cambio de diámetro en el restrictor*

Para el cambio de combustible modifiqué la sección de fluidos de trabajo y simplemente seleccioné el combustible a utilizar.

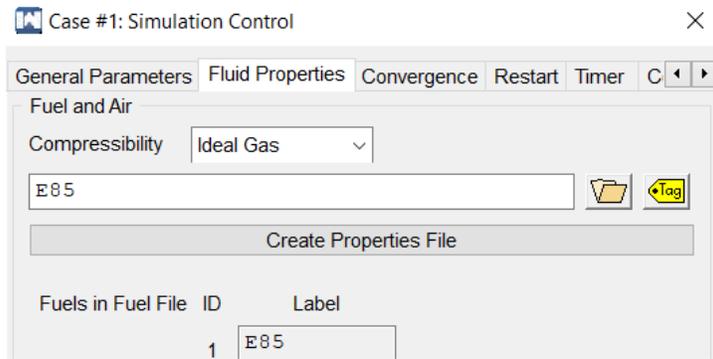


Figura 4.31: Cambio de combustible para ambas simulaciones

La relación de aire combustible estequiométrica para el etanol es de 9.8, pero para el caso de las simulaciones se decidí trabajar con una relación aire/combustible de 6.9.

| Constants Table |               |       |        |        |        |        |        |
|-----------------|---------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
|                 | Name          | Units | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 |
| Status          |               |       | Run    | Run    | Run    | Run    | Run    |
| Title           |               |       | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 |
| 1               | SPEED         | rpm   | 14000  | 13000  | 12000  | 11000  | 10000  |
| 2               | A_F           |       | 6.9    | 6.9    | 6.9    | 6.9    | 6.9    |
| 3               | THROTTLE_ANGL | deg   | 90     | 90     | 90     | 90     | 90     |
| +               |               |       |        |        |        |        |        |

Figura 4.32: Constantes definidas para las simulaciones

Los resultados de las simulaciones con la implementación del cambio de combustible son:

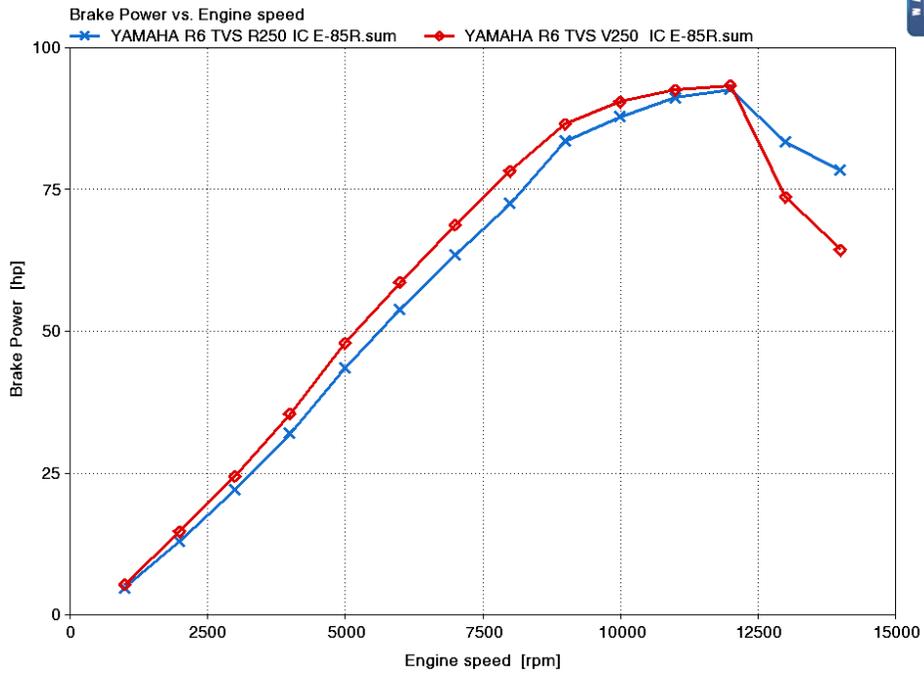


Figura 4.33: Potencia obtenida con etanol

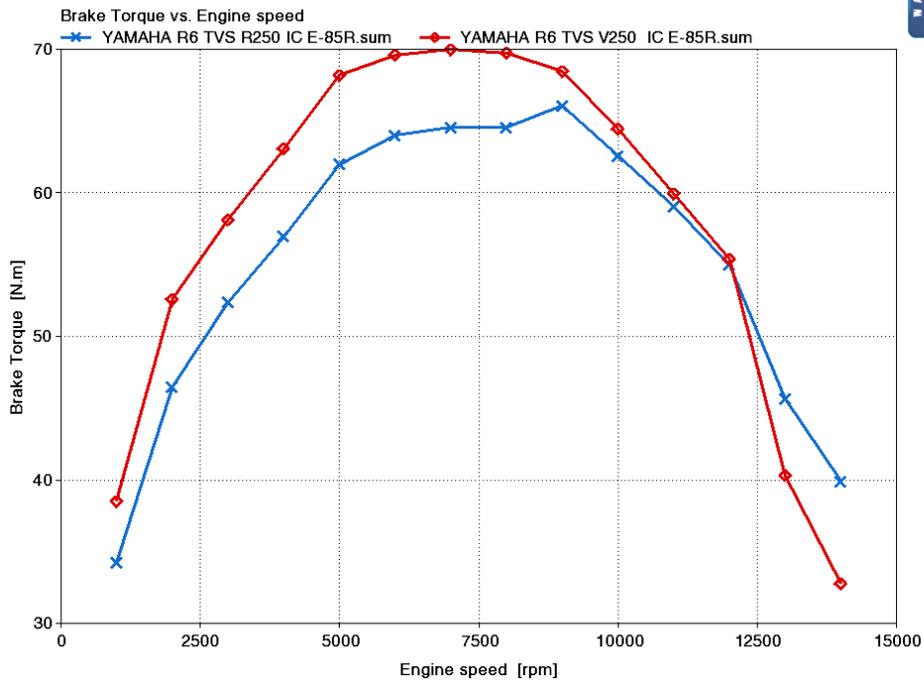


Figura 4.34: Par obtenido con etanol

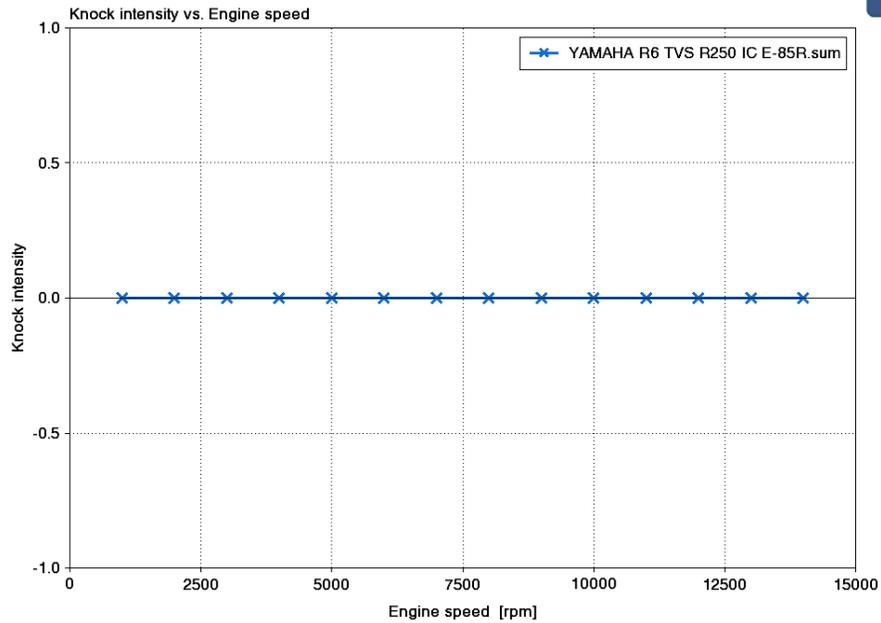


Figura 4.35: Detonación con compresor TVS R250

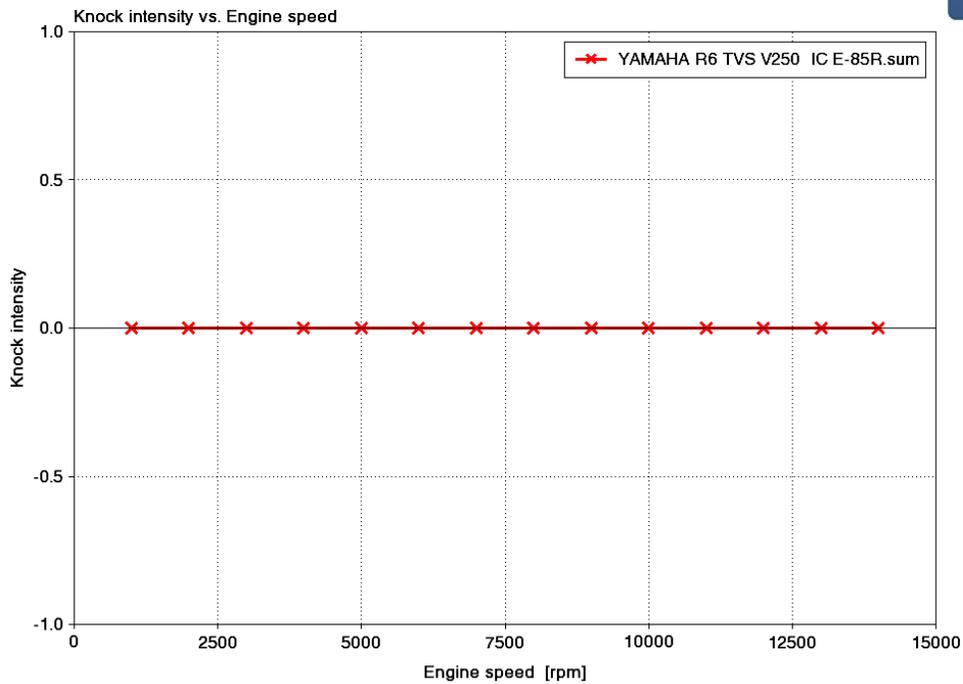


Figura 4.36: Detonación con compresor TVS V250

Existe una disminución en el par y la potencia, pero esto se debe a la reducción del diámetro del restrictor producto del cambio de combustible. De igual forma, el

modificar el combustible y optar por una relación aire combustible enriquecida junto con el intercambiador de calor elimina la presencia de detonación en todo el rango de revoluciones.

También los datos arrojan que la mejor opción sería el compresor TVS V250, tomando en cuenta que es el que mayor par y potencia arroja.

#### Sistema de inyección de combustible

Debido al aumento en la cantidad de aire que va a ingresar al motor, es necesario garantizar que el sistema de combustible pueda proveer la cantidad de combustible necesaria para alcanzar la relación aire/combustible buscada.

El funcionamiento de los sistemas de inyección es relativamente simple: los inyectores son pequeñas válvulas que se abren y cierran al momento de recibir una señal de la computadora del auto, dependiendo de la duración de la señal, el inyector puede permanecer abierto más o menos tiempo, inyectando una mayor o menor cantidad de combustible.

La bomba de combustible presuriza el sistema, de tal forma que el aumentar la presión en la línea de combustible se traduce en un mayor flujo al momento de abrir el inyector. La relación de aire-combustible se controla gracias a la apertura del inyector.

La computadora del auto necesita referencias para conocer el tiempo que debe de permanecer abierto el inyector para garantizar la relación aire combustible solicitada. Esta referencia puede ser un sensor de posición de acelerador, de presión en el plenum o de flujo de aire. El sistema debe de ser capaz de variar conforme la referencia se lo indique, de tal forma que, si el sensor de posición del acelerador se encuentra abierto y repentinamente se cierra, el combustible inyectado debe de variar de acuerdo con lo indicado para mantener la relación de aire-combustible deseada.

Mientras la velocidad del motor aumenta, el inyector necesita estar abierto por más tiempo, debido a que está ingresando una mayor cantidad de aire al motor y es necesaria una mayor cantidad de combustible. Si la velocidad sigue en aumento, llegará un punto en el que el tiempo necesario para completar un ciclo de potencia sea igual al tiempo que el inyector debe de permanecer abierto para inyectar la cantidad de combustible necesaria. Este punto es el 100% del ciclo de trabajo del inyector. Los fabricantes presentan los flujos de combustible para este punto, pero no es recomendable que un inyector opere al 100% de su capacidad.

Warner (2006) señala que se puede calcular el tamaño del inyector de la siguiente manera:

$$\text{Tamaño inyector} = \frac{(\text{BSFC})(\text{Hp})}{(\text{Ciclo de trabajo del inyector})(N)} \text{ --- (1.4.5)}$$

Donde:

$$BSFC = \text{Consumo específico de combustible}$$

$$Hp = \text{Caballos de fuerza}$$

$$N = \text{Número de inyectores}$$

El punto máximo de consumo específico de combustible con el supercargador es a las 1000 revoluciones por minuto y tiene un valor de 1.00 [kg / kW hr], en tanto que el rango de revoluciones en el cual se presenta la mayor entrega de par y potencia se ubica entre las 5000 y 8000 revoluciones por minuto. Dentro de este rango el valor del consumo específico de combustible es de 0.55 [kg / kW hr]. Este último es el valor que se voy a utilizar para el cálculo del sistema de inyección.

Para el sistema original, el consumo dentro de este mismo rango de revoluciones es de 0.24 [kg / kW hr], así que realizaré los cálculos del tamaño del inyector para estos dos sistemas.

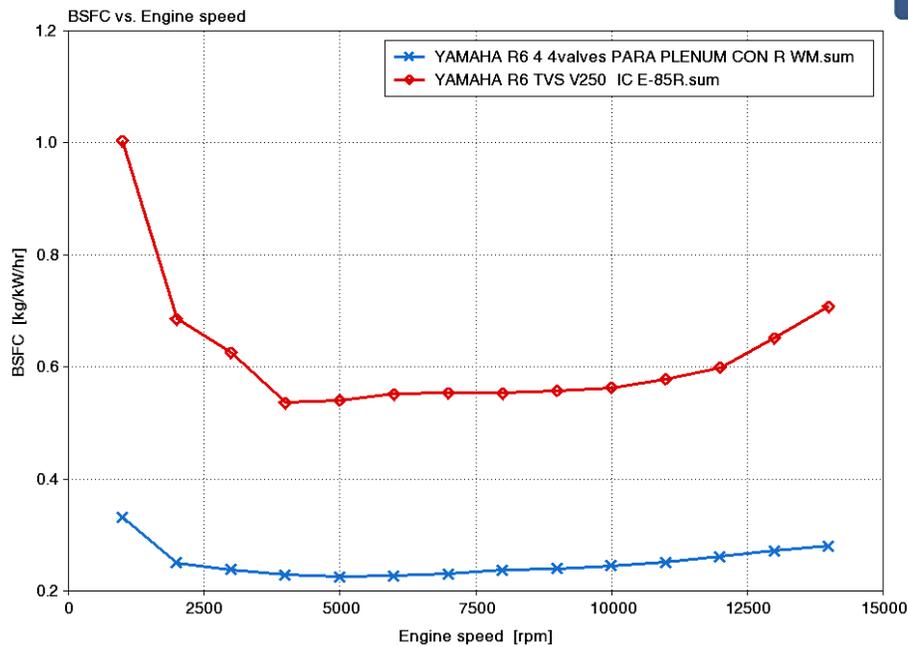


Figura 4.37: Consumo específico de combustible

Para el sistema aspirado naturalmente:

$$BSFC = 0.39 \left[ \frac{lb}{hp * hr} \right]$$

$$Hp = 100$$

$$N = 4$$

Ciclo de trabajo del inyector = 0.80

Sustituyendo

$$\text{Tamaño inyector} = \frac{(0.39)(65)}{(0.80)(4)} = 7.92 \left[ \frac{lb}{hr} \right] = 83.16 \left[ \frac{cc}{min} \right]$$

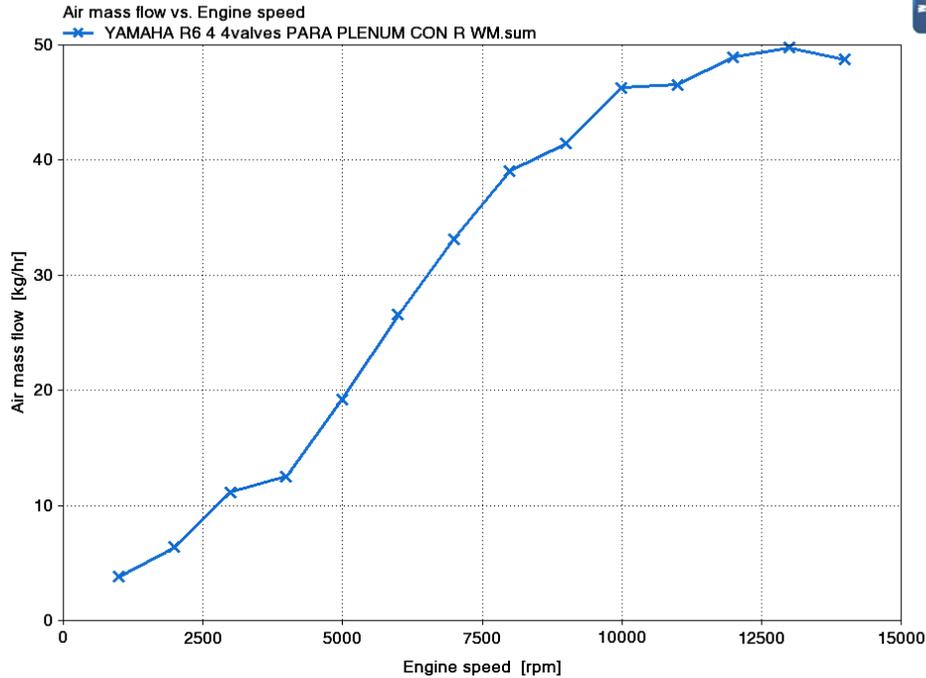


Figura 4.38: Flujo másico en el cilindro uno naturalmente aspirado

Según Warner (2006) el flujo de combustible por inyector se puede calcular como:

$$\text{Flujo másico del inyector} = \frac{\text{Flujo másico de aire por cilindro}}{\text{Relación aire combustible deseada}} \quad \text{--- (1.4.6)}$$

Sustituyendo:

$$\text{Flujo másico del inyector} = \frac{50 \left[ \frac{kg \text{ de aire}}{hr} \right]}{14.7 \left[ \frac{kg \text{ de gasolina}}{hr} \right]} = 3.40 \left[ \frac{kg \text{ de aire}}{kg \text{ de gasolina}} \right]$$

Para el compresor TVS V250 los datos son los siguientes:

$$BSFC = 0.9 \left[ \frac{lb}{hp * hr} \right]$$

$$Hp = 100$$

$$N = 4$$

$$\text{Ciclo de trabajo del inyector} = 0.80$$

Sustituyendo en la ecuación (1.4.5)

$$\text{Tamaño inyector} = \frac{(0.9)(100)}{(0.80)(4)} = 26.47 \left[ \frac{lb}{hr} \right] = 278 \left[ \frac{cc}{min} \right]$$

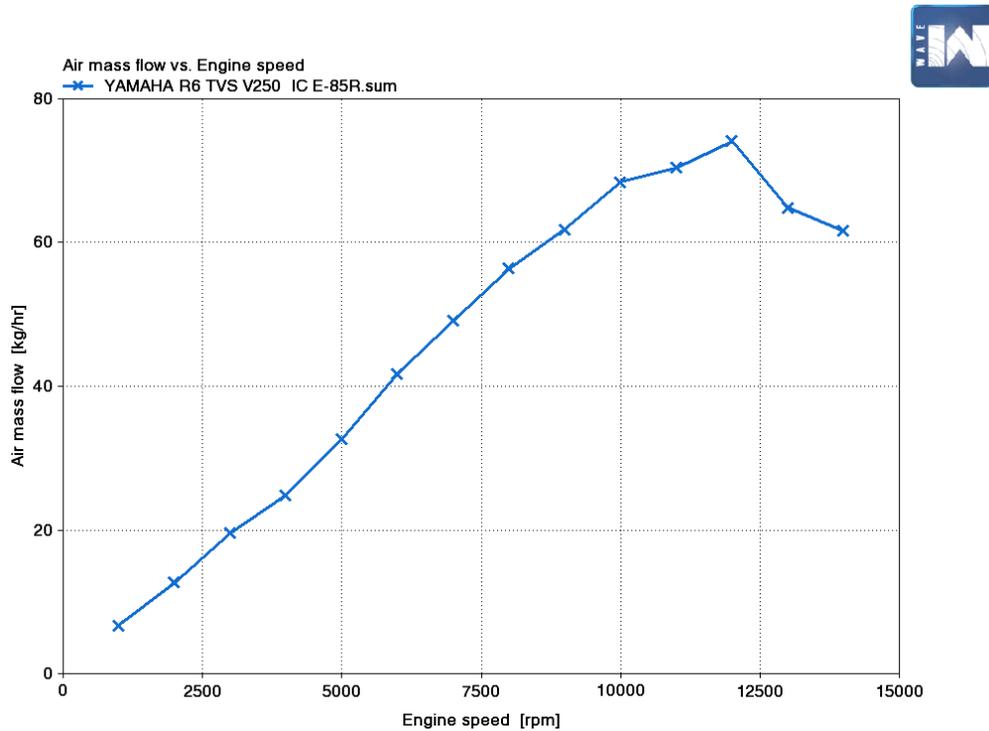


Figura 4.39: Flujo de aire en el primer cilindro con supercargador

El flujo de aire en el cilindro es de:

$$73 \left[ \frac{kg}{hr} \right]$$

Sustituyendo

$$\text{Flujo másico del inyector} = \frac{73 \left[ \frac{kg \text{ de aire}}{hr} \right]}{6.9 \left[ \frac{kg \text{ de Ethanol}}{kg \text{ de Ethanol}} \right]} = 10.57 \left[ \frac{kg \text{ de Ethanol}}{hr} \right]$$

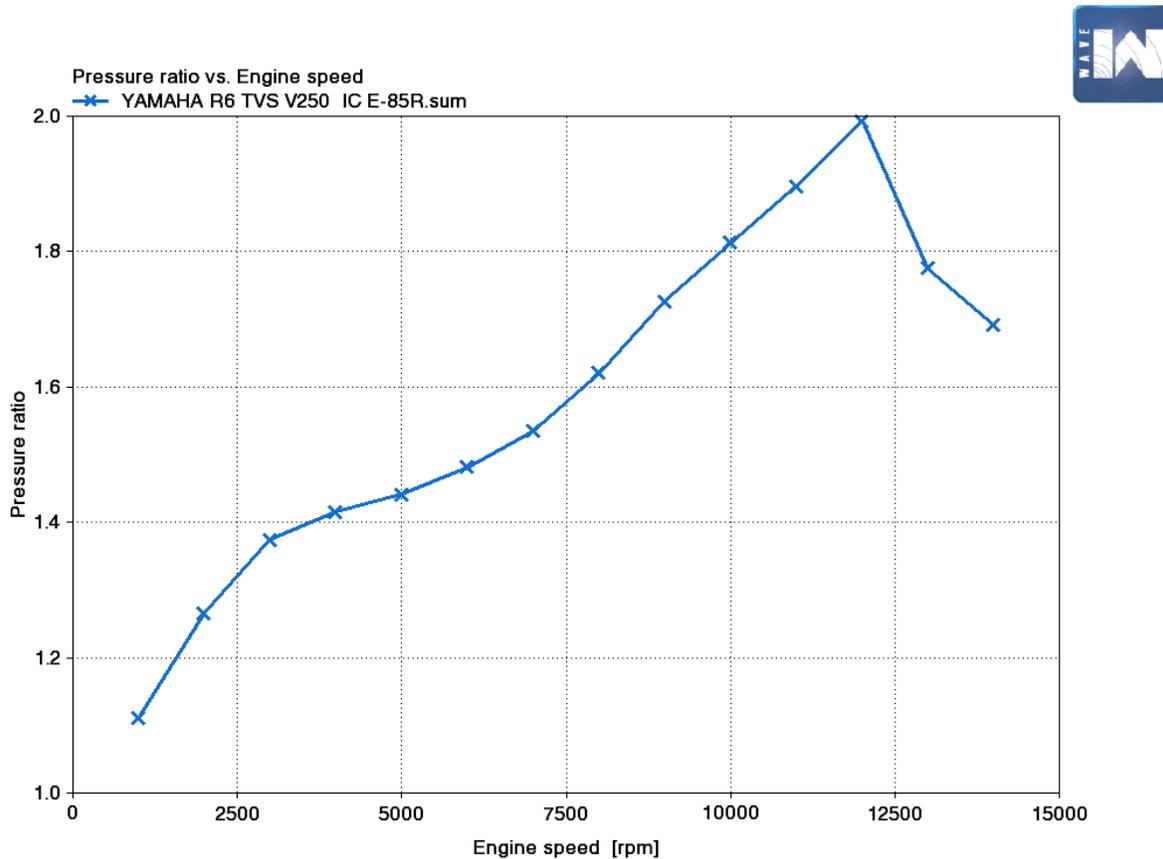
El tiempo que se tiene que mantener abierto el inyector es el siguiente.

$$\text{Ciclo de trabajo} = \frac{\text{velocidad del motor}}{120} = \frac{12000}{120} = 100 \text{ ciclos por segundo}$$

$$\text{Tiempo de apertura} = \frac{1}{\text{ciclo de trabajo}} = \frac{1}{100} = 10 \text{ milisegundos}$$

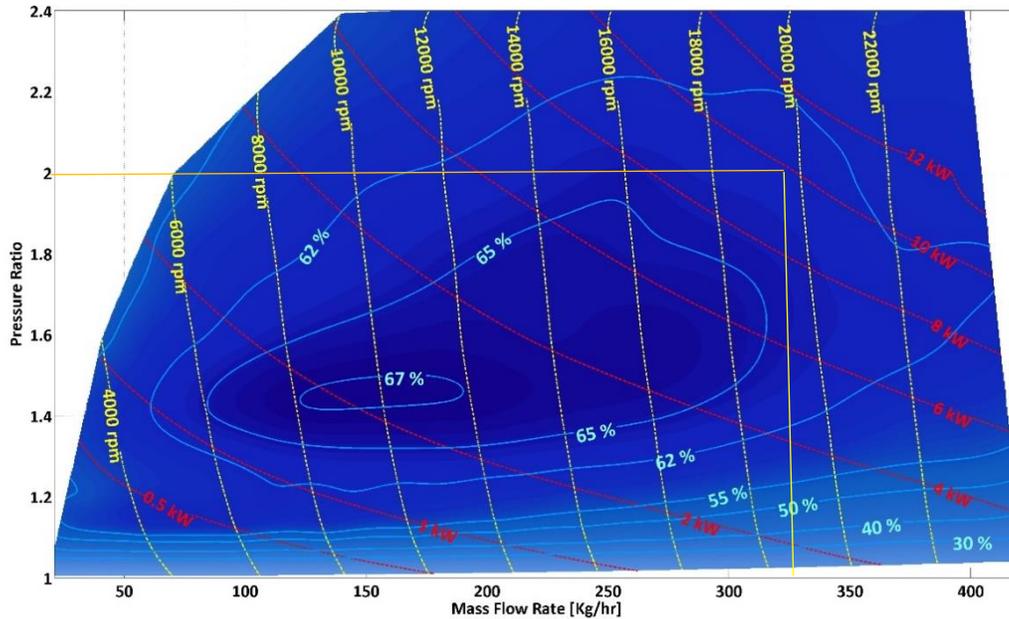
Como se puede notar, el consumo específico de combustible se dispara en presencia del supercargador, debido a que ingresa una mayor cantidad de aire al motor. Asimismo, para poder alcanzar la relación de 6.9 partes de etanol por cada parte de gasolina es necesaria una mayor cantidad de combustible.

El mapa del supercargador proporcionado por el fabricante ayuda a determinar la potencia necesaria para accionar el supercargador, para esto grafiqué la relación de presión y el flujo másico del supercargador.



*Figura 4.40: Relación de presión*

El valor máximo corresponde a una relación de presión de 2.0 y un flujo másico de 325 [kg/hr]. Al graficar estos datos en el mapa del compresor el resultado es el siguiente:



La potencia máxima que retiraría el compresor al motor sería de un valor aproximado de:

$$9 [kW] = 9 * 1.34 = 12.06[hp]$$

El software arroja una potencia de 11[kW], para el punto que se había graficado.

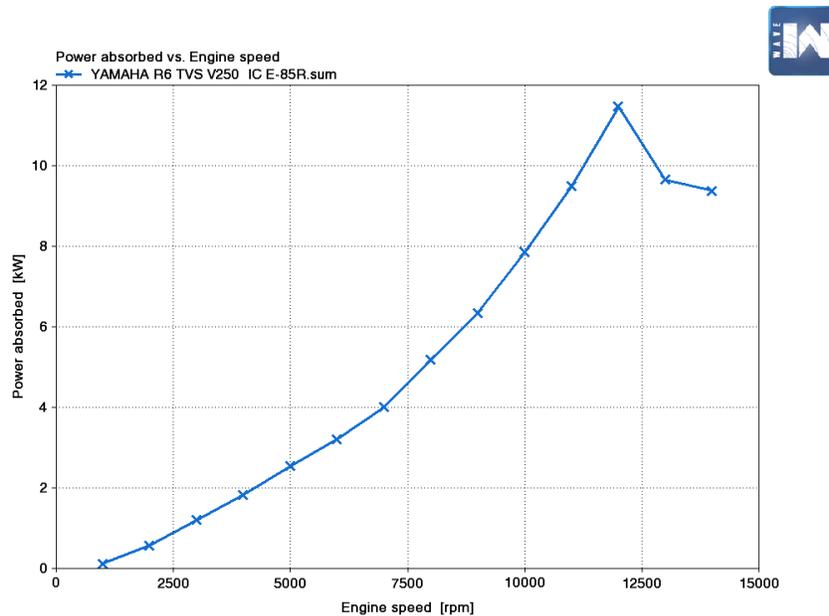


Figura 4.41: Potencia absorbida por el compresor

En su libro Supercharged!, Bell (2001) señala que se puede utilizar la siguiente ecuación (1.4.7) para determinar la relación entre las poleas

$$\text{Relación de poleas} = \frac{\text{velocidad del supercargador para flujo de aire deseado}}{\text{relación interna de engranajes} * \text{velocidad del motor}}$$

$$\text{Relación de poleas} = \frac{19000}{1 * 11000} = 1.727$$

Con este dato, la polea del motor debe de ser 1.7 veces el diámetro de la polea del compresor.

### Turbocargador

El objetivo de este dispositivo es el mismo que el del supercargador: introducir más aire al motor. La diferencia más importante entre estos dos dispositivos es que a diferencia del supercargador, el turbocargador obtiene la energía necesaria para funcionar de los gases de escape producto de la combustión. Este dispositivo se compone de tres secciones principales: la turbina, el compresor y el eje que conecta a estos dos elementos.

En su funcionamiento normal los gases de escape se liberan a la atmósfera sin restricción, por lo que al colocar una turbina en el camino de estos gases se genera una contrapresión. Otra de las desventajas de estos sistemas es que mientras el motor no expulse el flujo de gases de escape mínimo para hacer girar la turbina el compresor no es capaz de aumentar el flujo de aire, lo que ocurre sobre todo a bajas revoluciones.

De la misma manera que el supercargador, el turbocargador debe ser seleccionado de forma adecuada para garantizar el óptimo funcionamiento del conjunto. Así el tener turbocargadores pequeños se traduce en una entrega de potencia a bajas revoluciones, pero trae consigo un aumento en la contrapresión.

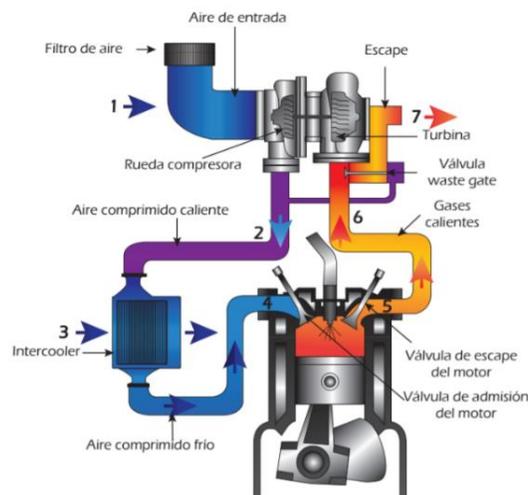


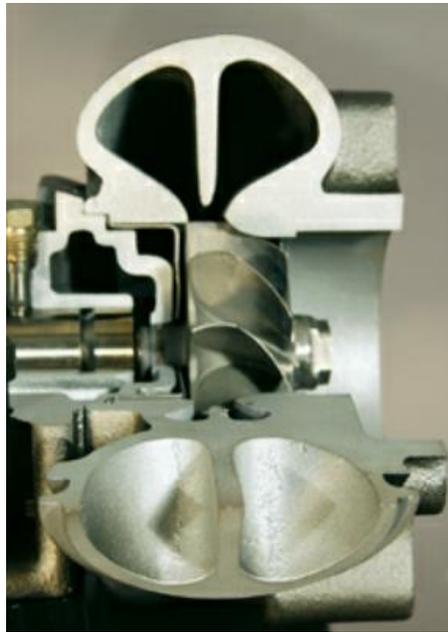
Figura 4.42: Funcionamiento de un turbocargador.

[<https://nakajimaturbo.com/sabes-como-diferenciar-una-garantia-genuina-de-un-dano-causado-por-diferentes-causas/>].

- Turbina

Su función es transformar en energía cinética la energía en forma de presión y calor contenida en los gases de escape. Cuando la válvula de escape se abre, existe una diferencia de presión considerable entre los gases que se encuentran dentro de la cámara de combustión y el colector de salida del motor, aunado a esta diferencia de presión, el pistón lleva a cabo un movimiento ascendente para terminar de expulsar estos gases. La combinación de dichos factores resulta en velocidades de los gases mayores a los 600 [km/hr], esta energía cinética es la que se utiliza para accionar la turbina.

La turbina se puede dividir en dos grandes elementos la carcasa y la turbina. Los gases de escape viajan por el múltiple de salida y entran de manera tangencial a la carcasa. La carcasa reduce su sección transversal mientras recorre la turbina, esta reducción en la sección transversal acelera los gases de escape antes de que entren en contacto con los álabes de la turbina. Al final del recorrido está la turbina, los gases de escape impactan con los álabes y la hacen girar, después de transmitir su energía a la turbina los gases salen de forma paralela al eje.



*Figura 4.43: Corte transversal en una turbina. [TURBO Real World High-Performance Turbocharger Systems. (p.15), por Miller, J. (2008) North Branch, Car Tech].*

Uno de los factores que caracterizan el comportamiento de la turbina es la relación del área y el radio. Esta relación se define como el cociente del área de la sección transversal dentro de la carcasa dividido por la distancia del centro de esa área al centro de la turbina. La relación se mantiene constante a lo largo de la turbina, ya que, al aumentar el área, también aumenta la distancia del centro de la turbina al centro del área calculada.

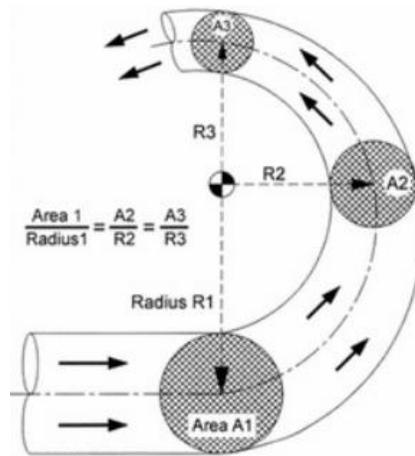


Figura 4.44: Relación área y radio. Recuperado de Street Turbocharging. (p.99), por Warner, M. (2006). New York: HP Books, Max boost

Este valor varía entre 0.4 y 1.4, pero la mayoría de los turbocargadores se encuentran entre 0.6 y 0.9. Este parámetro es muy importante, ya que, en términos generales, una relación área/radio elevada tiende a presentar dificultades para generar presión a bajas revoluciones, pero a altas revoluciones se presenta una menor contrapresión y mayor potencia.

- Compresor

El compresor se encuentra del otro lado del eje aislado de la turbina, y es el encargado de incrementar la presión y la densidad del aire antes de entrar al motor. Está compuesto de una carcasa y un compresor.

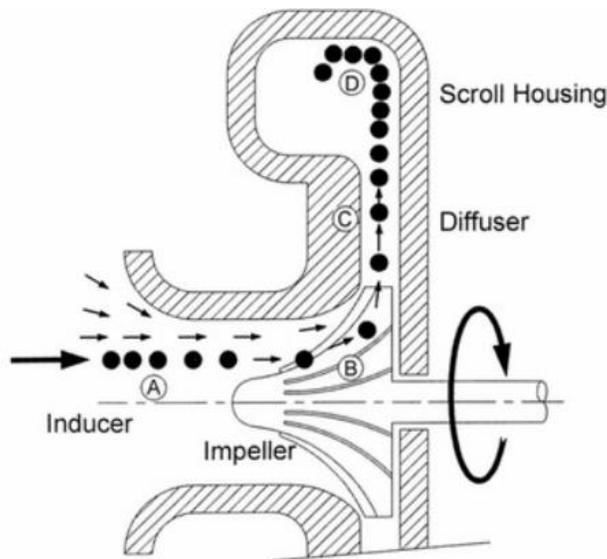


Figura 4.45: Flujo de aire en el compresor. [ Street Turbocharging. (p.69), por Warner, M. (2006). New York: HP Books, Max boost]

El flujo de aire es paralelo al eje del compresor y se expulsa de manera radial. La carcasa, por su parte, canaliza el flujo hacia la entrada del motor, y contrario a la turbina, la geometría de la carcasa se encarga en disminuir la velocidad del aire y aumentar su presión.



*Figura 4.55: Corte transversal de un compresor. [ TURBO Real World High-Performance Turbocharger Systems. (p.18), por Miller, J. (2008) North Branch, Car Tech].*

Los fabricantes generan mapas de eficiencia para los compresores. Estos mapas se generan de la siguiente forma.

Primero conectan el compresor a una válvula que permita controlar su apertura gradualmente. Después, se acciona el compresor y se cierra la válvula poco a poco, mientras se sigue cerrando la válvula la relación de presión aumenta y el flujo disminuye. Este fenómeno se presenta hasta que se llega a un ángulo de apertura tal que el flujo de aire comienza a regresar producto de la restricción generada por la válvula. En este punto el flujo se vuelve inestable y se detiene la prueba a este punto se le denomina como “surge limit”.

Mientras se cierra la válvula se tiene que llevar un registro de los valores de flujo másico, temperatura a la entrada y a la salida del compresor. Realizando estas pruebas a diferentes velocidades se tienen los datos necesarios para crear el mapa del compresor. Entre mayor sea la eficiencia del compresor, menor va a ser la temperatura que se agregue al aire al momento de comprimirlo.

- Rodamientos

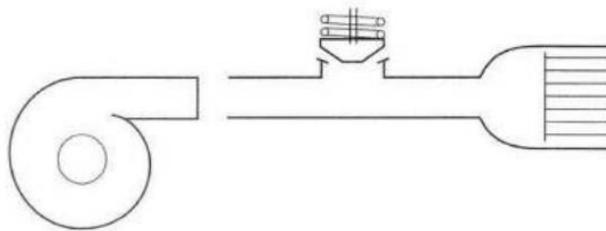
El eje que une los dos elementos es soportado por rodamientos. Dichos rodamientos deben de garantizar la menor fricción posible mientras el eje gira a más de 100,000 revoluciones por minuto. Como si esto fuera poco, en algunos

casos se someten a un estrés mayor, ya que llega a existir diferencias de presión entre la turbina y el compresor, esto somete a los rodamientos a cargas axiales.

- Control de presión

El turbocargador debe de contar con elementos que permitan regular la presión a la que se trabaja. Mientras más rápido gire el motor, mayor cantidad de gases producto de la combustión va a expulsar, lo que provocará que la turbina gire más rápido. Esta velocidad será transmitida al compresor que va a admitir más aire al motor, lo que se traduce en una mayor cantidad de gases de escape.

Todo esto llevaría al sistema a seguir aumentado su velocidad sin control, por lo que se necesitan dispositivos para el control de la presión. Para cumplir con esta función se puede utilizar una válvula acoplada a un resorte colocada en el tubo de salida del compresor, al llegar a cierta presión, la válvula comienza a abrirse y deja escapar una parte del aire antes de entrar al motor.



*Figura 4.46: Válvula acoplada a resorte. [ Maximum Boost. (p. 128), por Bell,C. (1997). Cambridge, Unites States: Bentley Robert]*

Este sistema normalmente no se utiliza debido al ruido que genera y a que no es una opción tan precisa para el control de la presión.

La válvula de alivio es el sistema más utilizado. La función de esta válvula es la de liberar una cantidad determinada de los gases de escape antes de que entren a la turbina, a fin de controlar la velocidad de la turbina y mantener la presión en el rango necesario. Este sistema requiere una conexión al compresor para que sirva como actuador de la válvula, pero tiene la desventaja de que la válvula no se abre de forma inmediata, es decir, si la presión límite fue definida como 15 psi, la válvula se va a comenzar a abrir desde antes para garantizar que no se alcance el valor límite.

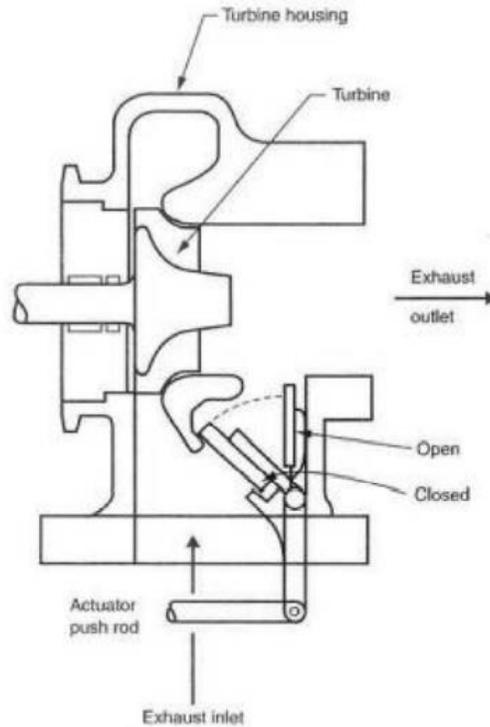


Figura 4.47: Válvula de alivio. Recuperado de Maximum Boost. (p. 129), por Bell,C. (1997). Cambridge, Unites States: Bentley Robert

#### Cálculos para la selección del turbocargador

Para la selección de los turbocargadores la empresa Garrett, proporciona un manual llamado “Turbo Tech 103 | Expert: Compressor Mapping”, y de éste obtuve las ecuaciones necesarias para poder seleccionar el turbocargador.

En un primer paso el manual solicita los siguientes valores:

Tabla 1.9: Valores iniciales para cálculo de turbocargador

|   |          |
|---|----------|
| Potencia objetivo                           | 100 [hp] |
| Desplazamiento del motor                    | 600 [cc] |
| Valor máximo de las revoluciones por minuto | 12,000   |
| Condiciones ambientales                     |          |

También se deben de estimar los parámetros que más adelante serán detallados, situación que se aprovecha para obtener los valores de eficiencia volumétrica y temperatura en el múltiple de admisión. Para el valor del consumo específico de combustible la simulación arroja un valor de  $0.57 \left[ \frac{kg}{kW*hr} \right]$  lo que es igual a  $0.935 \left[ \frac{lb}{hp*hr} \right]$ .

Tabla 2.0: Valores iniciales para cálculo de turbocargador

|  |                                       |
|--|---------------------------------------|
| Eficiencia volumétrica                 | @ 12,000 revoluciones 74.88%          |
| Temperatura en el múltiple de admisión | 129 [°F] o 53.88 [°C]                 |
| Consumo específico de combustible      | 0.935 $\left[\frac{lb}{hp*hr}\right]$ |

Para poder graficar los puntos en compresor primero calculé el flujo de aire necesario para la potencia objetivo:

$$Wa = hp * A/F * BSFC / 60 \text{-----}(1.4.8)$$

Donde:

$hp = \text{Caballos de fuerza objetivo}$

$A/F = \text{Relación aire combustible}$

$BSFC = \text{Consumo específico de combustible}$

De las simulaciones que realicé anteriormente concluí que es necesario el cambio de combustible a etanol y la implementación del intercambiador de calor para eliminar la detonación en el sistema. Por este motivo la relación aire combustible que se va a utilizar es de 6.9. Sustituyendo los otros valores, la ecuación queda como:

$$Wa = 100 * 6.9 * 0.935 / 60 = 10.75 \left[\frac{lb}{min}\right] = 292.567 \left[\frac{kg}{hr}\right]$$

La presión necesaria en el múltiple de admisión para los caballos de fuerza deseados se calcula como:

$$MAP_{req} = \frac{Wa * R * (460 + T_m)}{VE * N/2 * Vd} \text{-----}(1.4.9)$$

Donde:

$$Wa = \text{flujo de aire necesario} = 10.75 \left[\frac{lb}{min}\right]$$

$$R = \text{Constante de los gases} = 639.6 \left[\frac{psi * in^3}{lb * R}\right]$$

$$T_m = \text{Temperatura en el multiple de admisión en } [^{\circ}F] = 129 [^{\circ}F]$$

$$VE = \text{Eficiencia volumétrica en el pico de potencia} = 0.75$$

$$N = \text{Número de revoluciones} = 12,000$$

$$Vd = \text{Volùmen desplazado} = 600 [cc] = 36.614 [in^3]$$

Sustituyendo:

$$MAP_{req} = \frac{10.75 * 639.6 * (460 + 129)}{0.75 * \frac{12,000}{2} * 36.614} = 24.57 \text{ psi}$$

Esta es la presión necesaria en el múltiple de admisión, pero se debe de restar la presión atmosférica para encontrar la presión a la que debe de operar el turbocargador.

$$Boost = 24.57 - 14.96 = 9.6 \text{ psi}$$

Lo siguiente es determinar las pérdidas de presión que existen entre el compresor y el motor para lo que asumí una pérdida de 2 [psi]

$$P_{2c} = MAP + \Delta P_{loss} \text{ ----- (1.5.0)}$$

$$P_{2c} = 24.57 + 2 = 26.57 \text{ [psi]}$$

Para la pérdida de presión producto del filtro de aire y las tuberías:

$$P_{1c} = P_{amb} - \Delta P_{loss} \text{ ----- (1.5.1)}$$

$$P_{1c} = 14.7 - 1 = 13.7 \text{ [psi]}$$

Finalmente calculé la relación de presiones.

$$\prod c = \frac{P_{2c}}{P_{1c}} = \frac{26.57}{13.7} = 1.9 \text{ ----- (1.5.2)}$$

Despejando de la ecuación, grafiqué un punto a bajas revoluciones para observar cuál será el comportamiento del turbocargador.

$$W_a = \frac{MAP * VE * \frac{N}{2} * V_d}{R * (460 + T_m)} \text{ ----- (1.5.3)}$$

Como siguiente paso, calculé un punto a las 12, 000 revoluciones por minuto; otro a las 8,000; uno más a las 6,000 y, por último, uno a las 3,000 revoluciones por minuto.

Para las 8,000 revoluciones la eficiencia volumétrica es de: 0.86

$$W_a = \frac{26.57 * 0.86 * \frac{8000}{2} * 36.614}{639.6 * (460 + 129)} = 9 \left[ \frac{lb}{min} \right] = 245 \left[ \frac{kg}{hr} \right]$$

Para las 6,000 revoluciones la eficiencia volumétrica es de: 0.82

$$W_a = \frac{26.57 * 0.82 * \frac{6000}{2} * 36.614}{639.6 * (460 + 129)} = 6.35 \left[ \frac{lb}{min} \right] = 173 \left[ \frac{kg}{hr} \right]$$

Para las 3,000 revoluciones la eficiencia volumétrica es de: 0.70

$$W_a = \frac{26.57 * 0.70 * 3000/2 * 36.614}{639.6 * (460 + 129)} = 2.7 \left[ \frac{lb}{min} \right] = 74 \left[ \frac{kg}{hr} \right]$$

Calculé estos puntos para poder graficarlos en el mapa del compresor y observar el rango de eficiencias con los que se va a trabajar. Otro de los objetivos es confirmar que nos encontramos fuera de los puntos donde se presenta el flujo inestable en el compresor. Estos mapas son de suma importancia ya que con los datos mencionados anteriormente se puede conocer si el turbocargador va a trabajar en un rango óptimo de revoluciones.

Busqué a diferentes empresas para solicitar acceso a los mapas del compresor, pero la respuesta fue negativa. Solamente Garrett Motion tiene publicados sus mapas de compresores, pero ninguno de sus modelos funciona para este caso, ya que necesitamos una relación de presión elevada a bajos flujos máscicos.

La empresa IHI mencionó que sus modelos “short spec CK26 y CK27” podrían funcionar, compartieron el mapa del compresor y me comentaron que los dos turbocargadores utilizan el mismo compresor, siendo muy enfáticos en que se trata de información confidencial que no se puede compartir, motivo por el cual no presento las imágenes del mapa ni de los puntos graficados en el mismo. Respecto a los datos de la turbina, también los solicité, pero no nos dieron acceso a ellos.

### Simulación con turbocargador

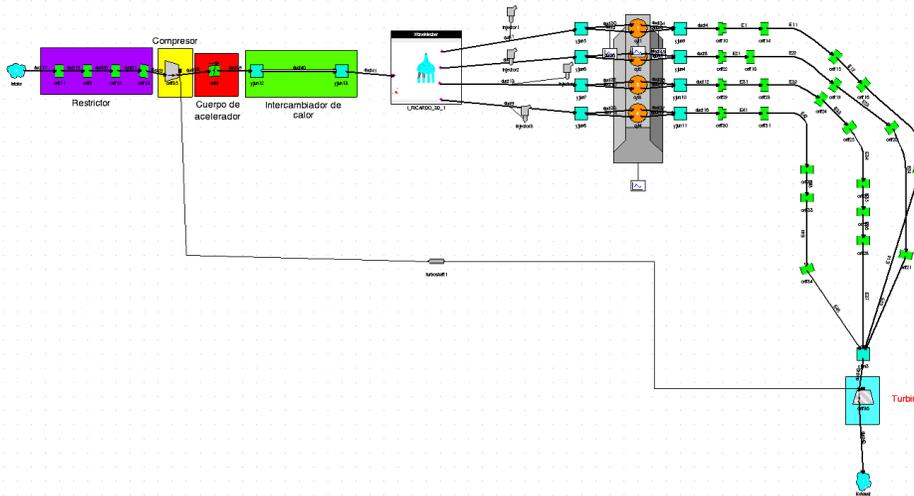
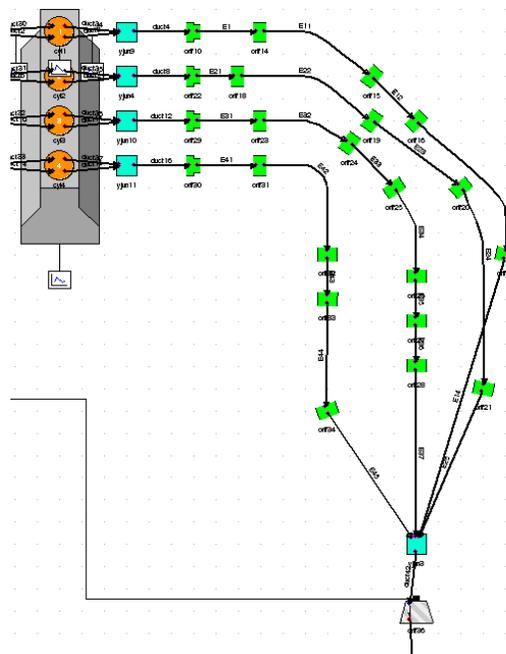


Figura 4.48: Arreglo general de componentes con turbocargador

Utilicé como base la simulación final del supercargador como base para simular el turbocargador.

La configuración actual del sistema de escape se denomina 4-2-1, y lo que se busca con esta configuración es generar ondas de baja y alta presión dentro de los colectores para mejorar el vaciado o llenado del cilindro. Este efecto se genera gracias a los cambios de sección en los colectores, los que, a su vez, crean ondas de baja presión que ayudan al vaciado del cilindro. En los motores naturalmente aspirados este efecto puede lograr un aumento en la eficiencia volumétrica en un cierto rango de revoluciones, pero para el caso del turbocargador lo que busco es un aumento en la velocidad de los gases de escape para accionar la turbina, además es necesario que el flujo de los gases de escape sea lo más homogéneo posible para evitar que los pulsos deterioren la turbina.

Por todo lo anterior decidí eliminar los colectores del múltiple de escape que unían al cilindro uno con el cuatro y al cilindro dos con el tres, en lugar de estos colectores uní todos los tubos de escape en un solo colector, del que sale un tubo utilizado para accionar la turbina. También modelé el colector como una esfera de 50 [mm] de diámetro.



*Figura 4.49: Nueva configuración del colector de escape*

Al igual que con el supercargador es necesario un mapa para definir el comportamiento de la turbina, y aunque no tengo los datos de la turbina, el software permite definir turbinas sin mapas modelándolas como toberas.

Para definir el diámetro de la tobera realicé iteraciones hasta obtener los valores cercanos al flujo másico necesario que calculé para diferentes revoluciones. Con esto busco asegurar que la simulación se mantenga dentro de los resultados esperados. El diámetro de la tobera quedó definido de 22.2 [mm].

Tabla 2.1: Comparación de flujos máscicos

| Revoluciones por minuto | Flujo calculado $\left[\frac{kg}{hr}\right]$ | Flujo en simulación $\left[\frac{kg}{hr}\right]$ |
|-------------------------|--|--|
| 12,000                  | 292  | 322  |
| 8,000                   | 245  | 242  |
| 6,000                   | 173  | 160  |
| 3,000                   | 74   | 52   |

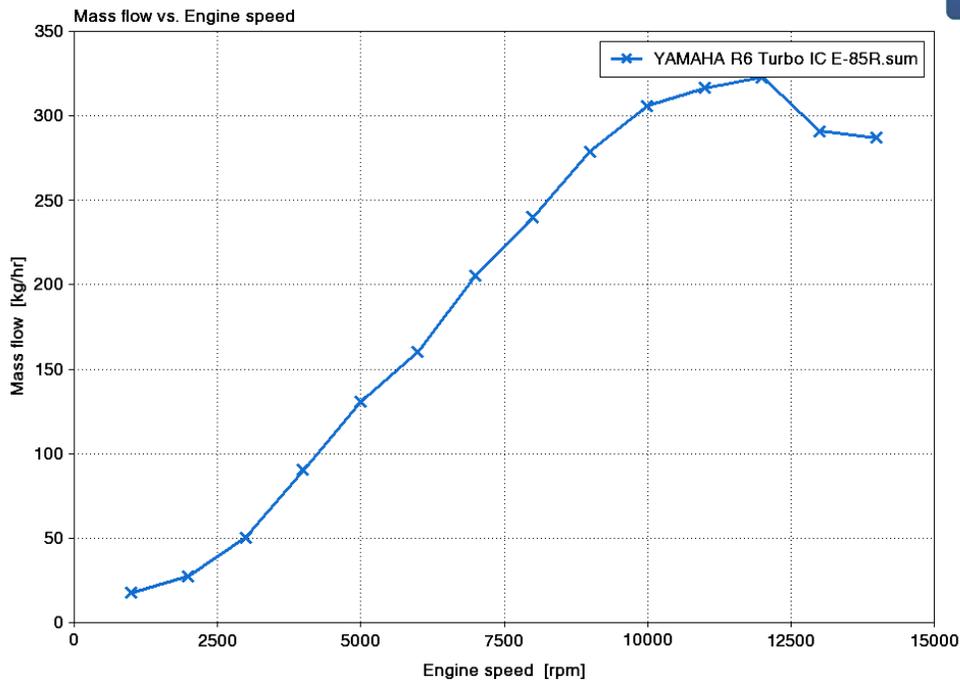


Figura 4.50: Flujo máscico de aire

Con el turbocargador, se debe de incluir los valores del momento de inercia y definir la velocidad inicial del sistema.

Por otra parte, encontré un valor de momento de inercia en un documento en donde se implementa un turbocargador de otra compañía a un prototipo de Fórmula SAE, si bien no va a ser el mismo valor, el valor del momento de inercia del turbocargador que se está utilizando no debe de variar demasiado a comparación del que seleccioné. El valor es de  $2.39 \times 10^{-6}$  [kg/m<sup>2</sup>]

En el parámetro de velocidad introduje el valor de 180,000 revoluciones por minuto ya que es un valor aproximado que se puede observar en el mapa del compresor al momento de graficar la relación de presión con el flujo necesario.

Resultados de simulaciones con turbocargador:

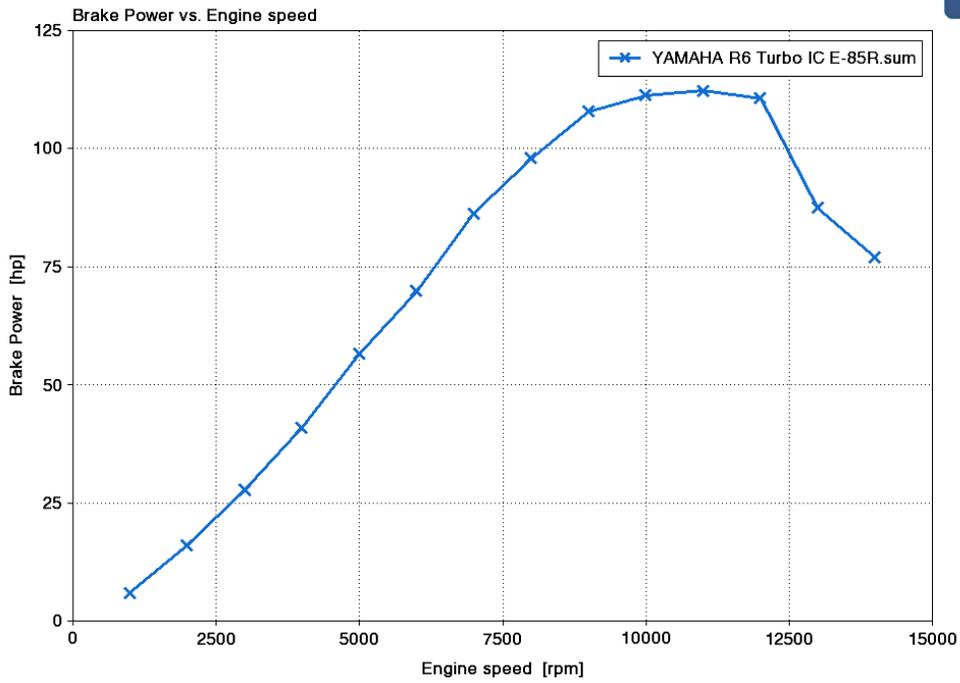


Figura 4.51: Potencia obtenida con turbocargador

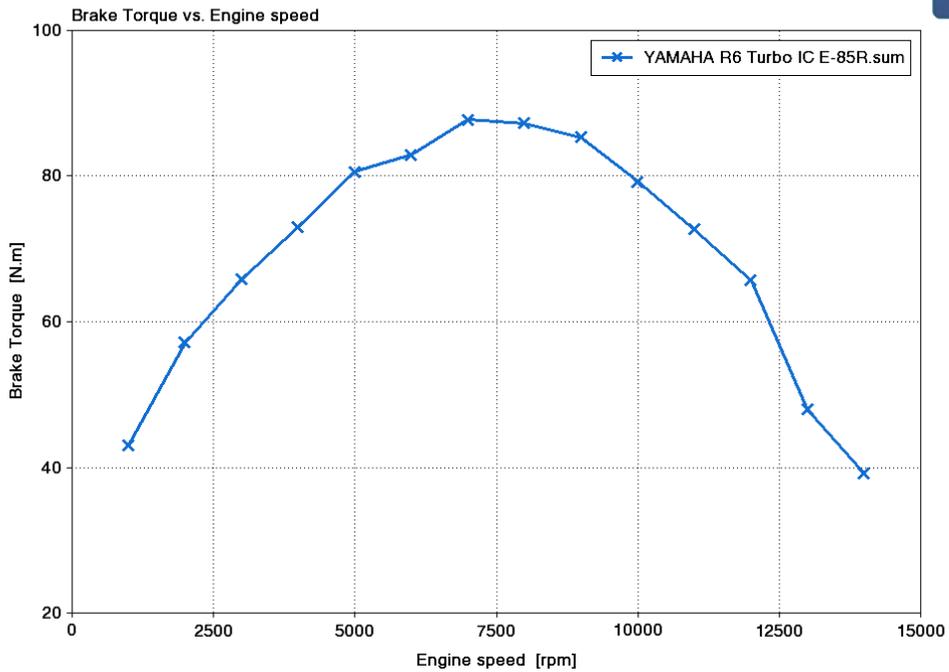
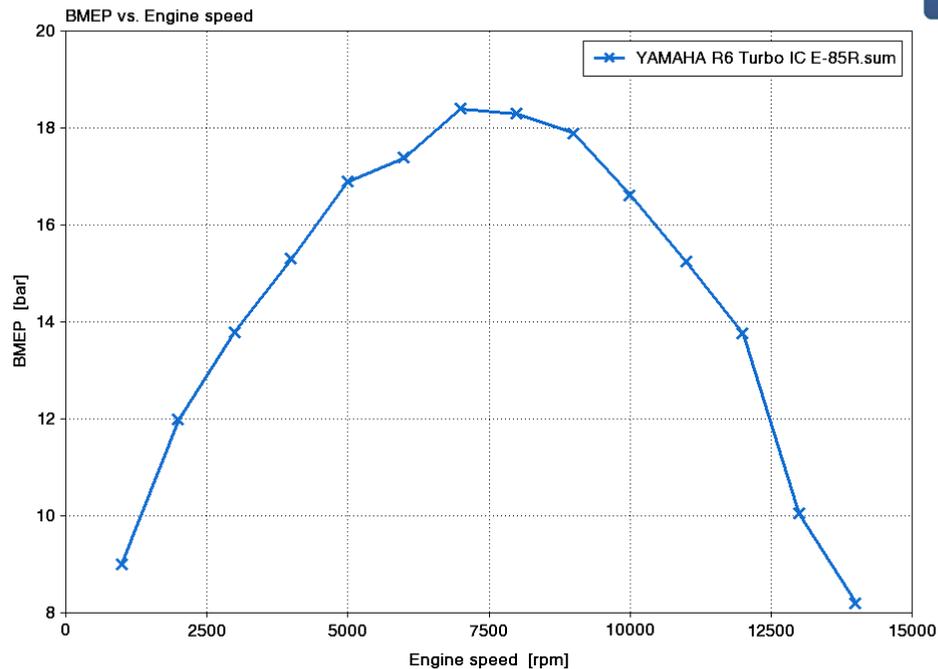


Figura 4.52: Par obtenido con turbocargador



*Figura 4.53: Presión media efectiva con turbocargador*

Al implementar el supercargador observo un considerable aumento en par y potencia, pero la detonación se produce a lo largo de todo el rango de revoluciones. Como era de esperar, en el supercargador de menor eficiencia térmica la detonación se presenta con una mayor intensidad.

La detonación se convierte, entonces, en un problema a resolver si busco garantizar el correcto funcionamiento del vehículo. Como primer paso para solucionar este punto implementé un intercambiador de calor a la salida del supercargador. Los resultados de la simulación señalan que con el intercambiador de calor se tiene un aumento de potencia debido al aumento de la densidad del aire antes de entrar al motor, pero por la alta relación de compresión del motor y el aumento de temperatura a la salida del supercargador no resulta suficiente la adición del supercargador.

En un segundo paso para lidiar con la detonación decidí utilizar el combustible a E-85, ya que sus propiedades químicas lo hacen ideal para sistemas supercargados. Teniendo en cuenta la diferencia entre las propiedades químicas de la gasolina y el E-85 es necesario realizar el cálculo de los diferentes parámetros de operación del sistema de combustible.

Para la simulación del turbocargador, modifiqué el sistema de escape para asegurar el flujo correcto de los gases hacia la turbina. Apuntamos, asimismo, que

el turbocargador es la mejor opción para cumplir el objetivo, pues entrega un mayor par y potencia.

## Capítulo 5: Twincharger

En este capítulo exploro la posibilidad de combinar el supercargador y el turbocargador en un mismo motor, con el fin de que ambos dispositivos operen bajo las condiciones que más les favorecen. El supercargador operará a bajas revoluciones en las que el motor no genera la cantidad suficiente de gases de escape para accionar el turbocargador, pero después de ciertas revoluciones, entra en operación un clutch magnético para desacoplar el supercargador y dejar solo el turbocargador en operación.

Este concepto, utilizado por primera vez en el año de 1985, lo introdujo la marca Lancia en su prototipo Lancia Delta S4 que competía en la categoría B del campeonato mundial de rally en la década de los años ochenta. De manera comercial marcas como Nissan, Volvo, Volkswagen y recientemente el superauto Zenvo han utilizado esta combinación.

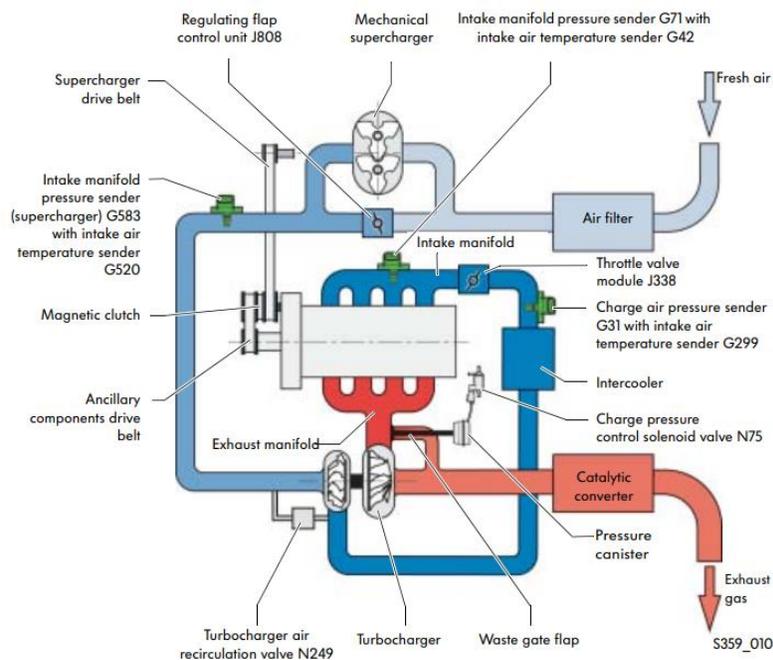


Figura 5.0: Esquema de un sistema twincharged [ Self-study Programme 359 1.4 I TSI Engine with Dual-charging (p.12)]

- De 0 a 5,000 revoluciones por minuto

Este rango de revoluciones es donde mejor opera el supercargador, por lo que el clutch magnético estaría conectado, aire de la admisión pasaría por el supercargador y luego por el compresor del turbocargador. Los gases de escape accionarían la turbina, pero debido a que no se tiene el flujo de gases de escape necesarios, se utiliza el supercargador para aumentar la entrega de par y potencia.

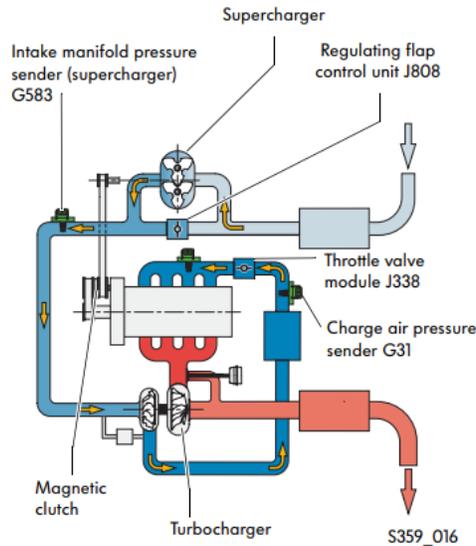


Figura 5.1: Esquema de funcionamiento del sistema de 0 a 5,000 revoluciones por minuto recuperado de: *Self-study Programme 359 1.4 I TSI Engine with Dual-charging (p.14)*

- De 5,000 a 14,000 revoluciones por minuto

En este rango de revoluciones detectamos una caída en el par y potencia entregada por el supercargador, por lo que se utiliza el clutch magnético para desacoplarlo. De esta manera se elimina la pérdida de potencia que se tiene al accionarlo. Y el turbocargador opera en el rango óptimo de funcionamiento.

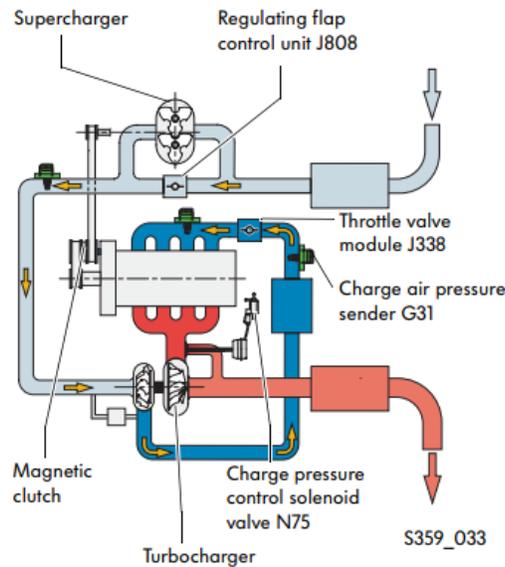


Figura 5.2: Esquema de funcionamiento del sistema de 5,000 a 14,000 revoluciones por minuto [ *Self-study Programme 359 1.4 I TSI Engine with Dual-charging (p.15)* ]

Con este sistema no busco un incremento en la presión de operación, sino pretendo mejorar el desempeño del motor en todo el rango de revoluciones, lo que obtengo utilizando cada dispositivo en el rango de revoluciones en el que mejor funciona. Así, logro un balance entre estos dos dispositivos y aprovecho las cualidades de cada uno. El objetivo es tener una curva de potencia en donde la entrega de par sea inmediata y a altas revoluciones se mantenga esta entrega de potencia.

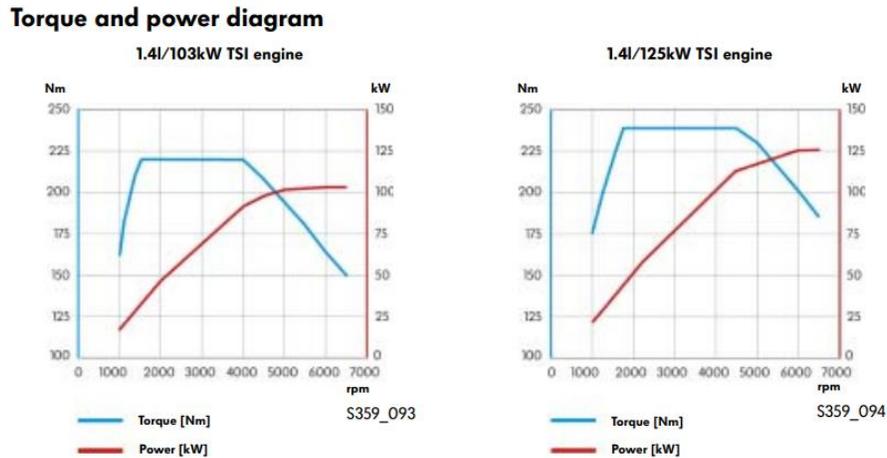


Figura 5.3: Par y potencia de motor 1.4 twincharged de Volkswagen [ Self-study Programme 359 1.4 I TSI Engine with Dual-charging (p.5)]

Al observar la imagen 5.3 es evidente la ventaja que existe al utilizar el sistema twincharged. Para este sistema la entrega de par es casi inmediata y se mantiene en un rango amplio de revoluciones.

#### Simulaciones de sistema twincharged

Para este proceso utilicé como base la simulación ya realizada en el caso del turbocargador, agregando el supercargador con las tuberías, válvulas de control y uniones necesarias. Para controlar el flujo de aire de un sistema a otro utilicé dos válvulas y modifiqué la apertura de estas a lo largo del rango de revoluciones, con el objetivo de manipular el flujo del aire a través de cada uno de los elementos.

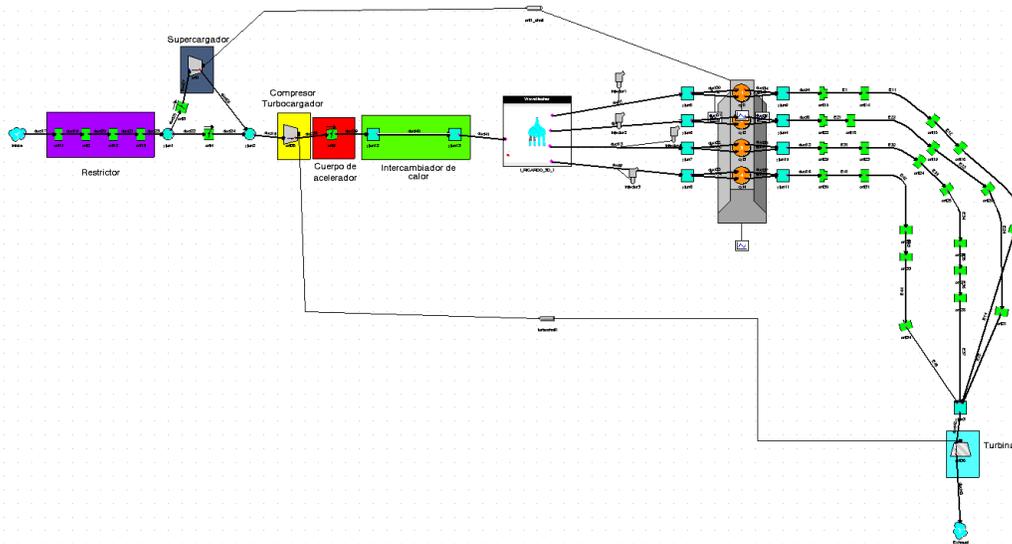


Figura 5.4 Despliegue de componentes para el sistema twincharged

Para el control del flujo de aire hacia el supercargador y el turbocargador se implementé dos válvulas. La primera “SUP\_ANG” controla el funcionamiento del supercargador y se encuentra abierta desde el inicio hasta las 5000 revoluciones. A partir de ese momento se cierra la válvula “SUP\_ANG” y la válvula “TUB\_ANG” se mantiene abierta hasta las 14,000 revoluciones.

#### Resultados con el sistema twincharged

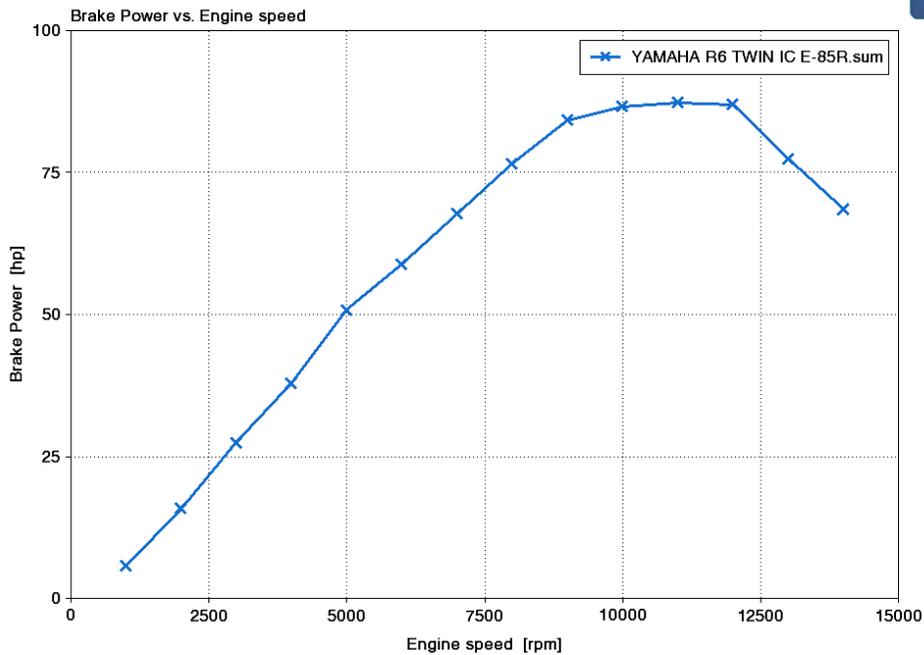


Figura 5.5: Potencia obtenida con sistema twincharged

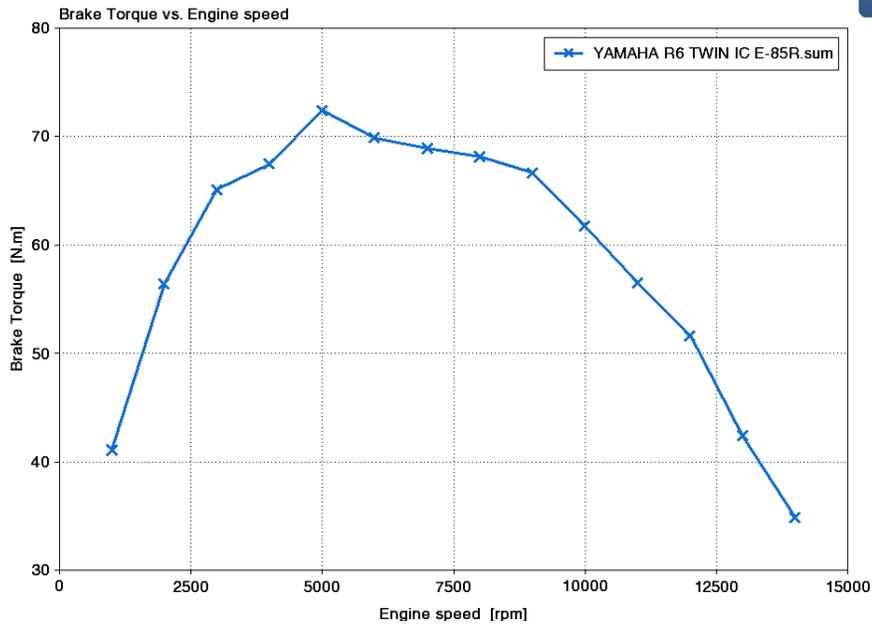


Figura 5.6: Par obtenida con sistema twincarged

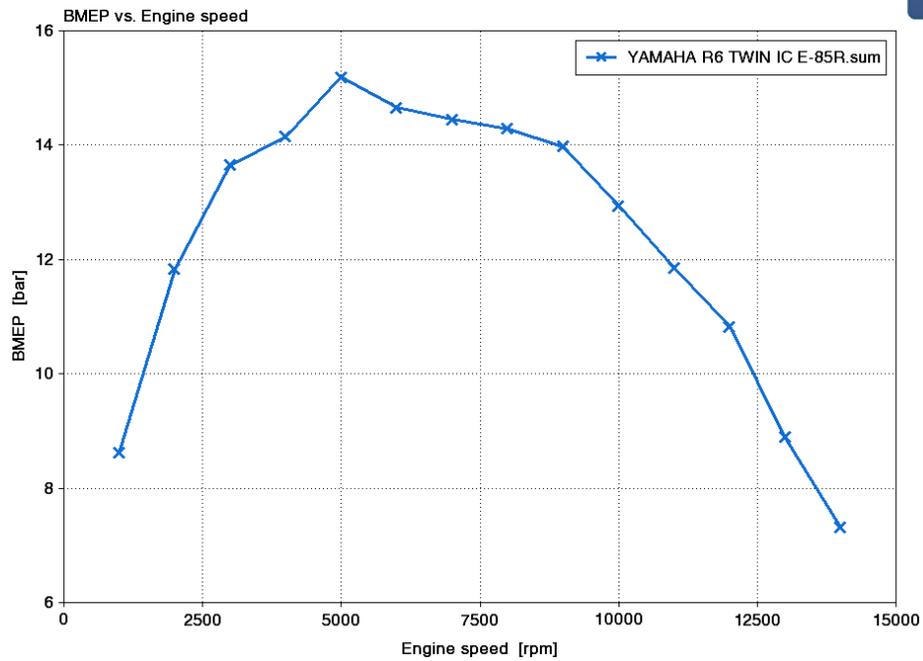


Figura 5.7: Presión media efectiva obtenida con sistema twincarged

En este capítulo exploré la posibilidad de combinar los dos dispositivos para aprovechar sus características individuales y mejorar el desempeño del vehículo, pero es necesario realizar el análisis del comportamiento de los dispositivos en conjunto para seleccionarlos de forma adecuada.

# Capítulo 6: Análisis de resultados obtenidos

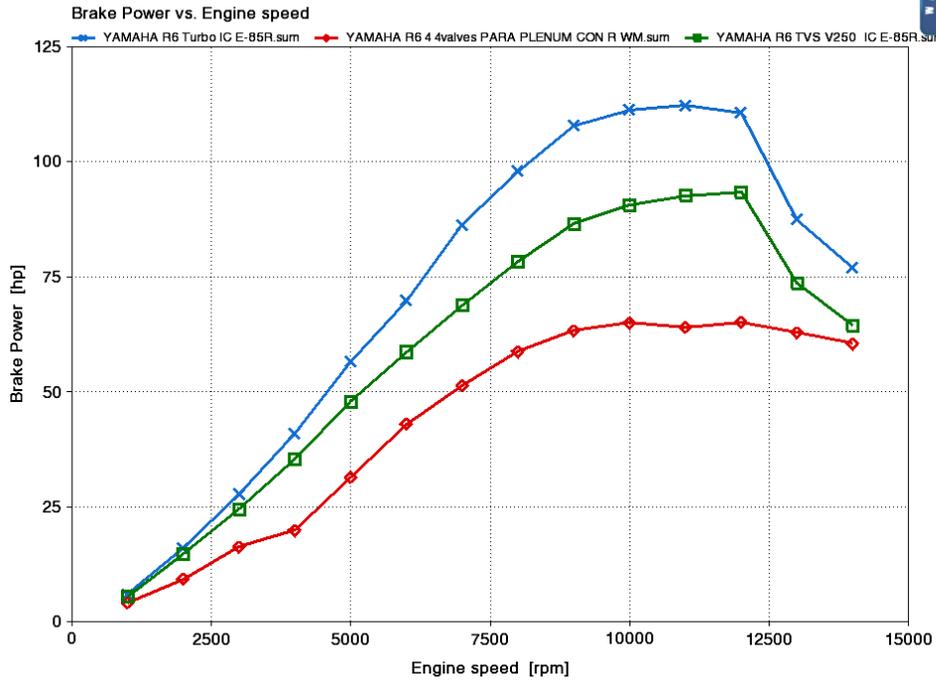


Figura 6.0: Potencia

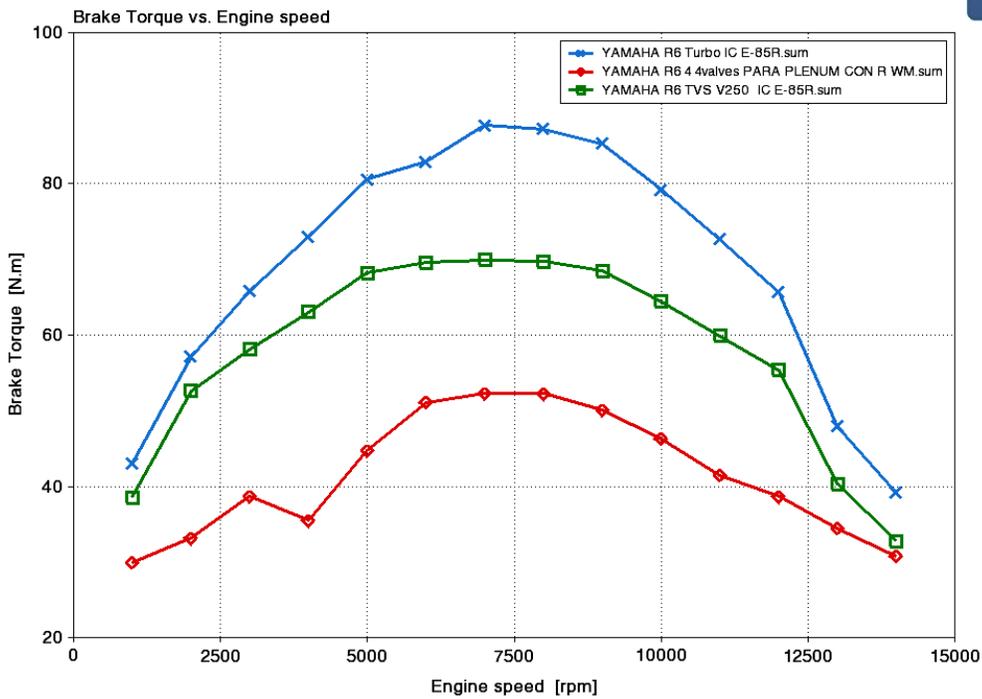


Figura 6.1: Par

Mencioné al principio del documento la necesidad de controlar la detonación para garantizar el correcto funcionamiento del vehículo, pues implementar un intercambiador de calor no resulta suficiente para eliminar la detonación. Esto se debe a la alta relación de compresión del motor, por lo que, considero que la única opción es el cambio de combustible, en comparación, la gasolina tiene un octanaje de 93 mientras que para el etanol es de 104.

Como todo líquido, el etanol requiere de cierta cantidad de energía para vaporizarse, y en este caso en concreto, dicha energía la obtiene del aire que va a entrar al motor, al retirar esta energía aumenta la densidad de la carga entrante.

Otro de los puntos a tomar en cuenta al momento de la selección del combustible es la relación aire combustible con la que se pretende trabajar. El trabajar con una mezcla rica en combustible disminuye la probabilidad de detonación y ayuda a obtener una mayor potencia, esto es algo que se refleja en las simulaciones, aun con la utilización de etanol, si se mantiene una relación aire-combustible estequiométrica se sigue presentando detonación, lo que se elimina al momento de optar por una mezcla más rica.

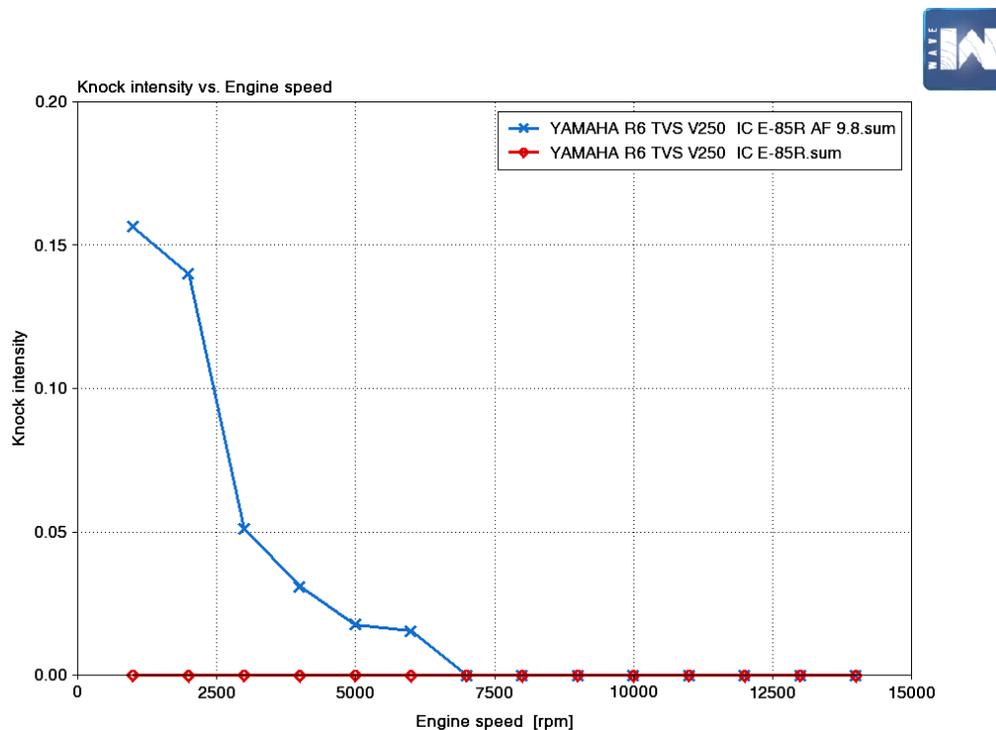


Figura 6.2: Efecto de la relación aire combustible

Para la línea azul utilicé una relación aire combustible de 9.8, que corresponde a la relación estequiométrica del etanol, mientras que, para los datos graficados en la línea roja, la relación utilizada es de 6.9. Es cierto que el aumento en la relación de aire combustible se traduce en un mayor consumo de combustible, pero la presencia de detonación destruiría los componentes internos del motor.

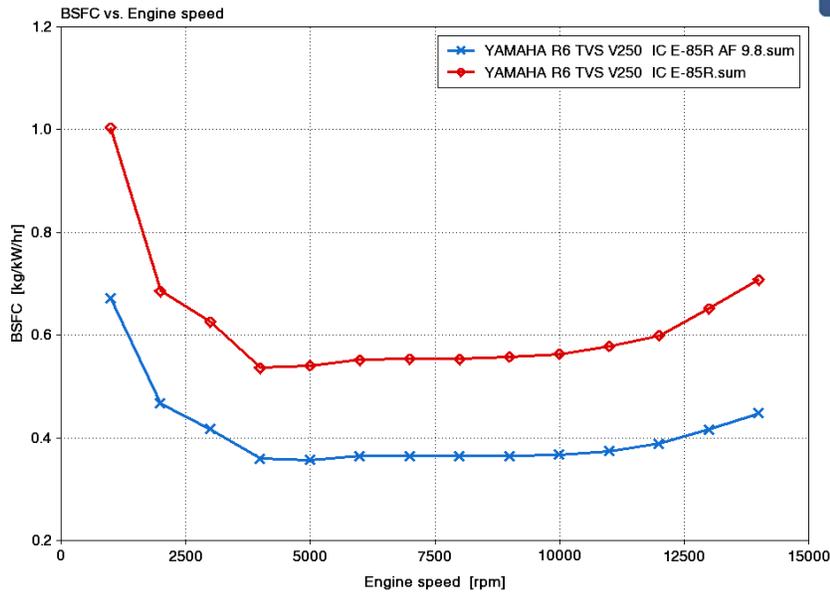
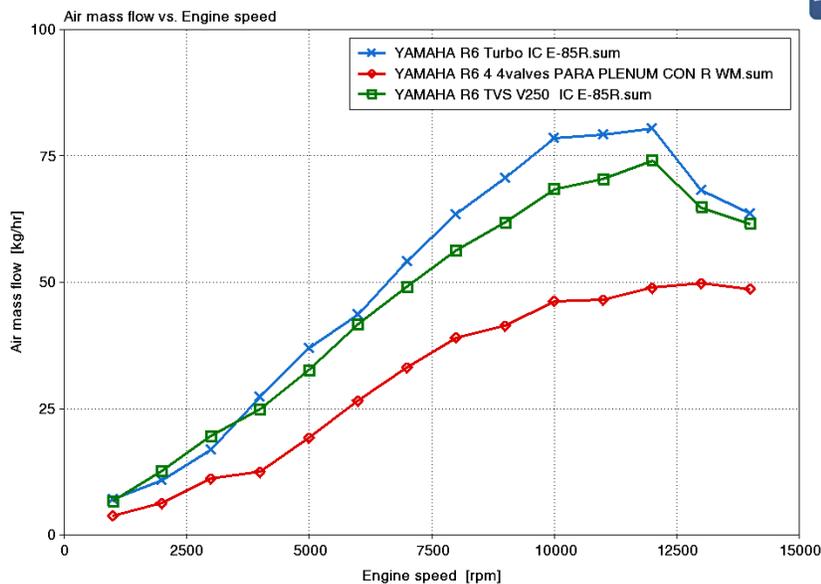
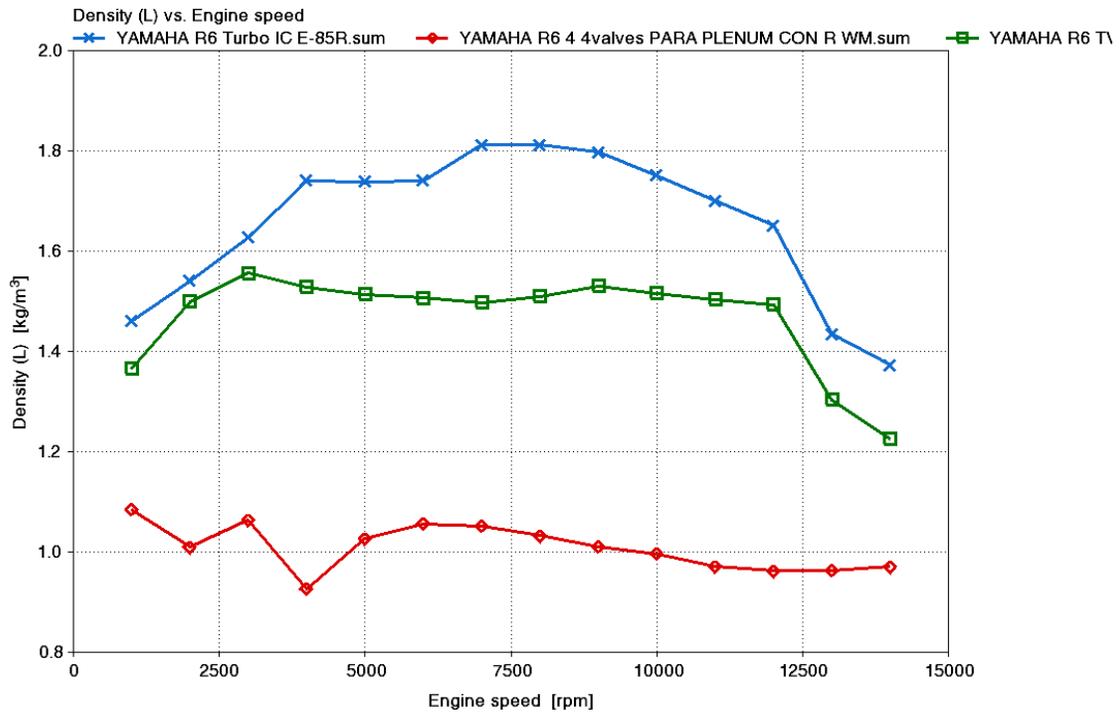


Figura 6.3: Consumo específico de combustible

Otro de los parámetros en los que se centra el trabajo que presento es el aumento de flujo de aire hacia el motor, proceso que va a generar una mayor potencia, aunque el parámetro verdaderamente importante es la densidad. Es decir, si suponemos dos flujos máscicos iguales, pero con temperaturas diferentes, el que tenga menor temperatura tendrá menor densidad y, por lo tanto, una mayor cantidad de moléculas de oxígeno en una misma unidad de volumen.



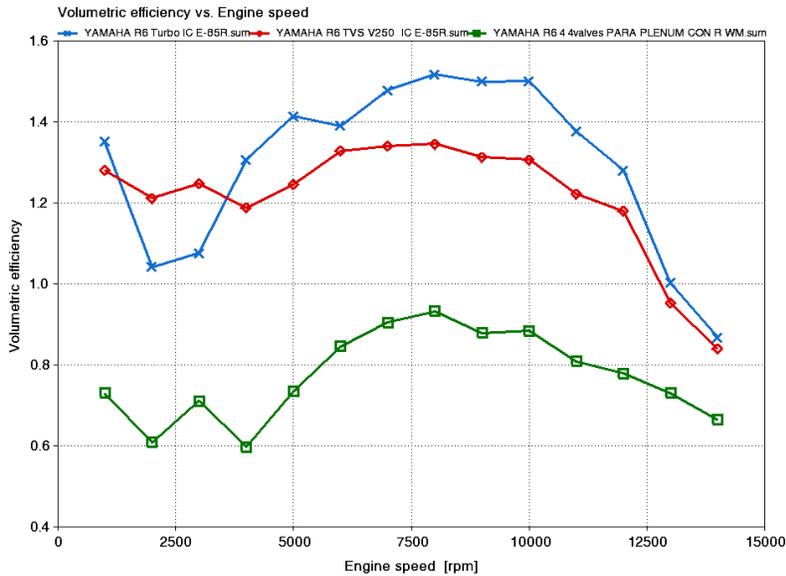
6.4: Flujo máscico en el cilindro uno



6.5: Densidad

En la gráfica 6.4 se puede observar que el flujo másico es casi idéntico entre el supercargador y el turbocargador, pero como ya había mencionado, una de las desventajas más grandes del supercargador es su inexistente relación de compresión interna, lo que se traduce en una baja eficiencia térmica.

En la gráfica 6.5 se puede ver que la mayor densidad corresponde al turbocargador. Esto se debe a que, si cuenta con una relación de presión interna, y no se permite el flujo en sentido contrario una vez comprimido el fluido, como en el caso del supercargador. Todos estos factores en conjunto aumentan la eficiencia térmica respecto al supercargador.



### 6.6: Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica es otro parámetro que se relaciona íntimamente con la densidad. En la página 15, mencioné que es un factor de suma importancia, ya que el aumento de la eficiencia volumétrica significaría poder introducir una mayor cantidad de aire al motor en cada ciclo. En un sistema con la admisión presurizada se cuenta con muy poco tiempo para mantener abierta la válvula de admisión, pero como la presión en el plenum es mayor que la atmosférica el flujo de aire a la cámara de combustión aumenta. Al mismo tiempo se incrementa la densidad de la carga y es la combinación de este factor con la presión en el plenum que ayuda a sobrepasar el valor de 100 por ciento de eficiencia volumétrica en un rango amplio de revoluciones.

De las gráficas 6.4 y 6.5, concluyo que el parámetro de flujo másico de aire no es tan importante como suponía, de tal forma que el parámetro que debemos buscar mejorar es la densidad.

En la primera simulación, cuyos resultados se muestran en las imágenes 4.5, 4.6 y 4.7 en las páginas 37 y 38, observamos los efectos de aumentar el desplazamiento del motor y compararlos con el incremento en la relación de compresión. De estos resultados tenemos que el mayor beneficio llega al aumentar la cantidad de aire que se introduce al motor, ya que se logra una misma presión media efectiva que con el aumento de la relación de compresión.

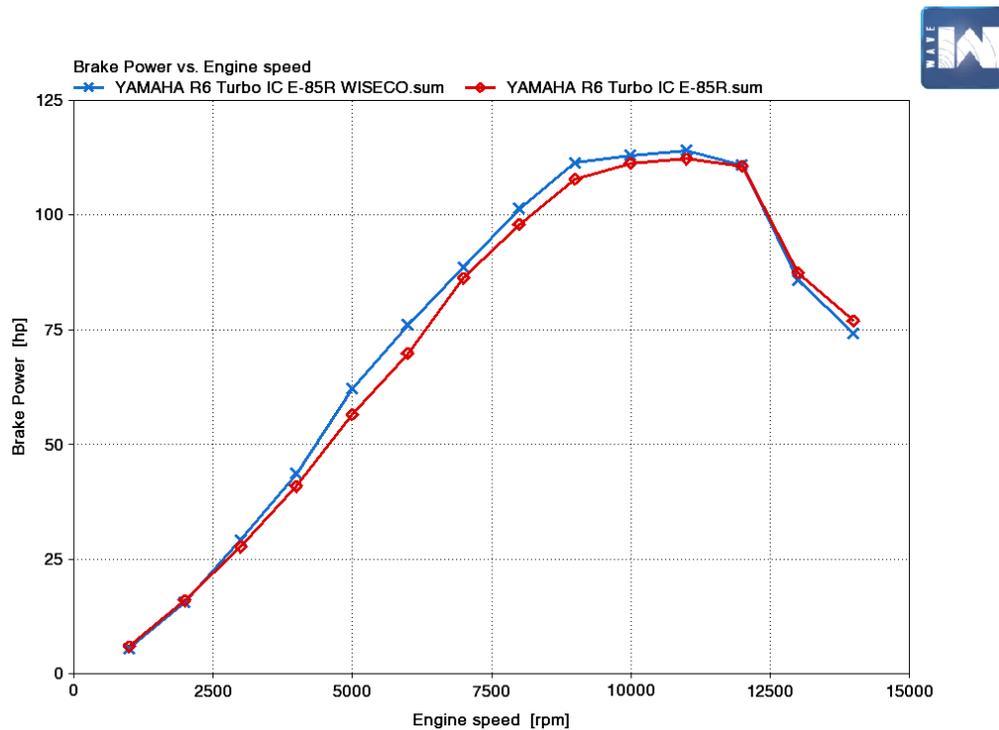
Definé la presión media efectiva como el valor promedio de la presión que se ejerce sobre la cara del pistón, al incrementar la relación de compresión se comprime más la mezcla de aire combustible y así la presión media efectiva aumenta.

De la ecuación 1.2.9 definimos la presión media efectiva como:

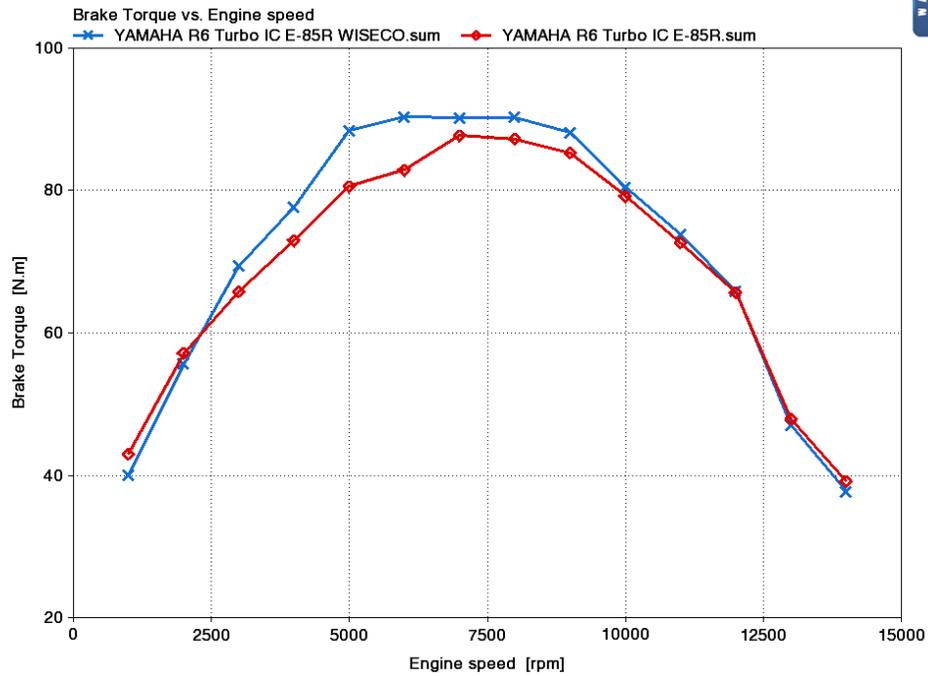
$$mep = \frac{P_i * n_R}{V_d * N}$$

Al incrementar el volumen desplazado, la presión media efectiva aumenta. Esto se debe a que también se incrementa la potencia por cilindro, lo que alcanzamos gracias al aumento en el número de moléculas de oxígeno que se pueden introducir con un mayor desplazamiento, toda vez que la potencia por cilindro es la tasa de trabajo transmitido del gas al pistón.

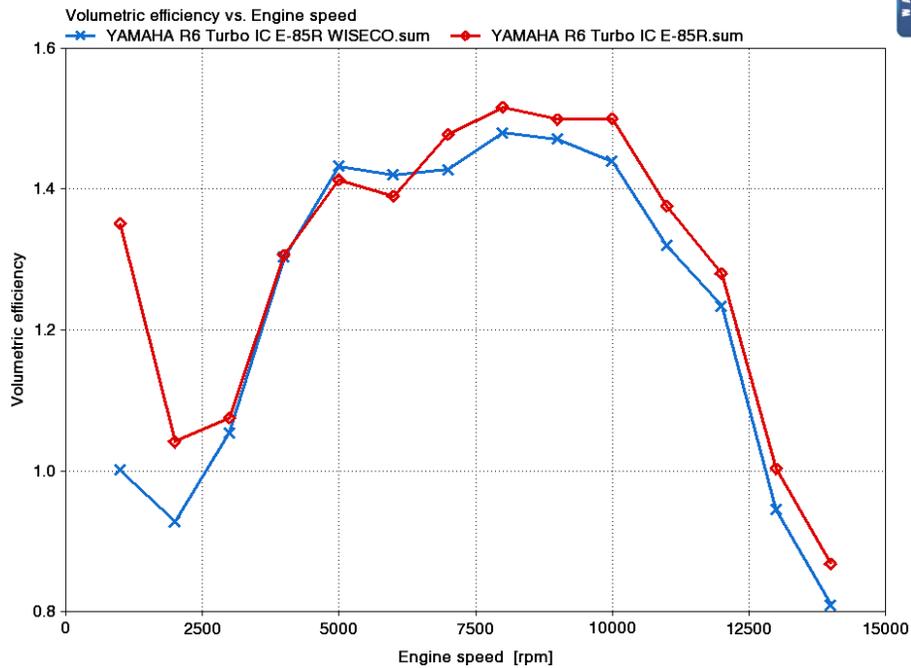
Al efectuar las simulaciones con el kit de piezas wiseco y el turbocargador, los resultados fueron:



6.7: Potencia con turbocargador y kit de piezas Wiseco



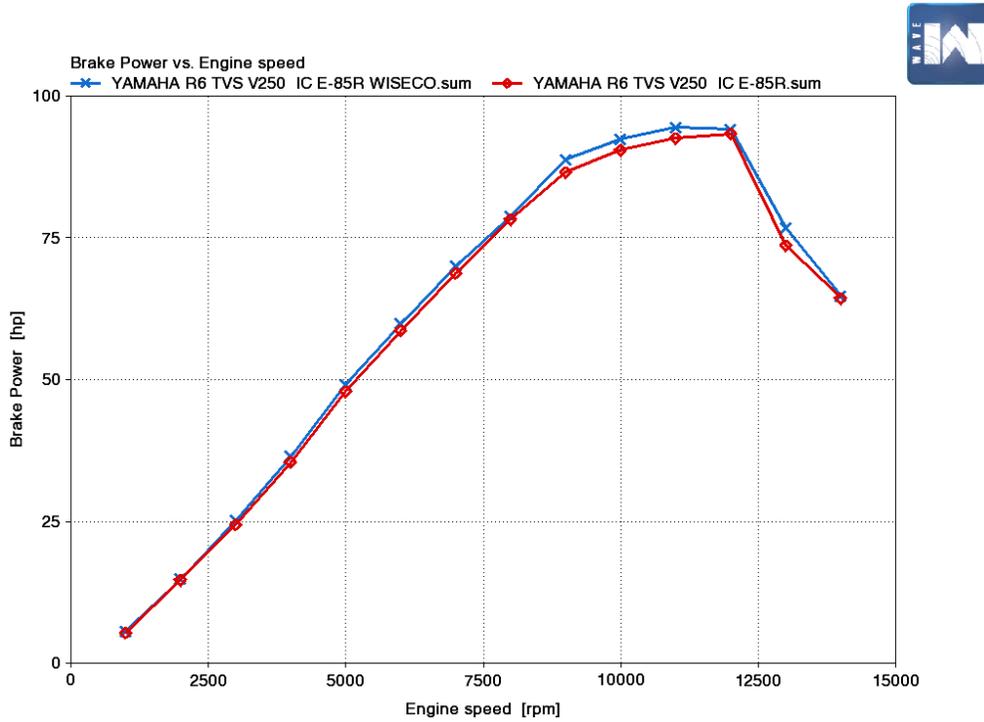
6.8: Par con turbocargador y kit de piezas Wiseco



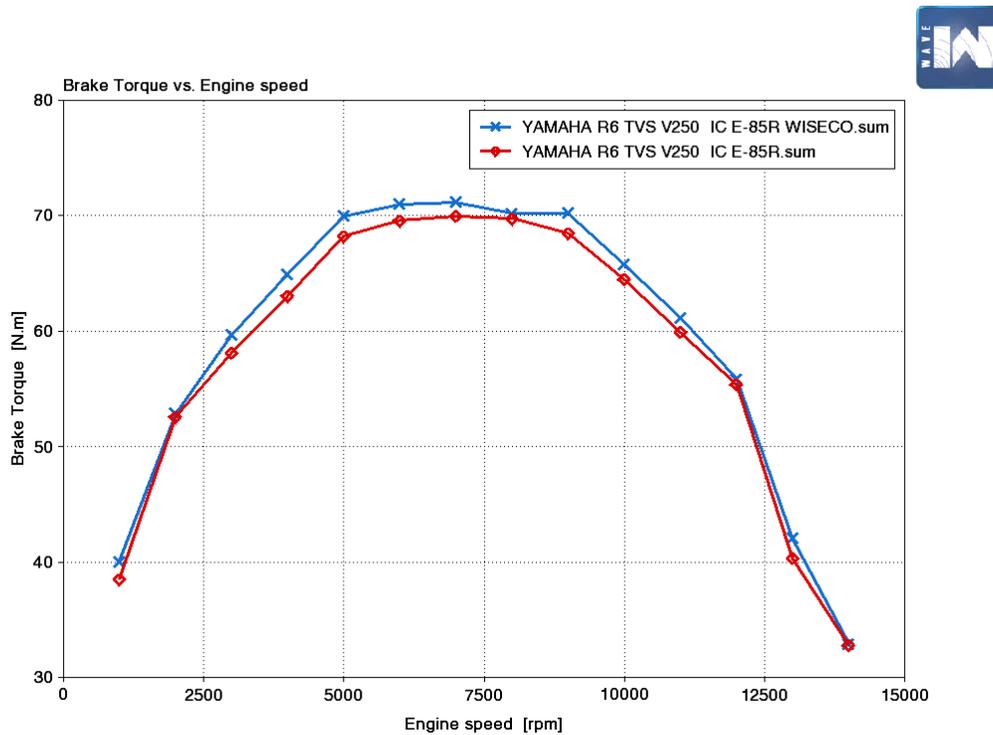
6.9: Eficiencia volumetrica con turbocargador y kit de piezas Wiseco

Con el aumento de desplazamiento se experimenta un incremento en el par máximo de 8 [N\*m], en la potencia el incremento es de 3 [hp]

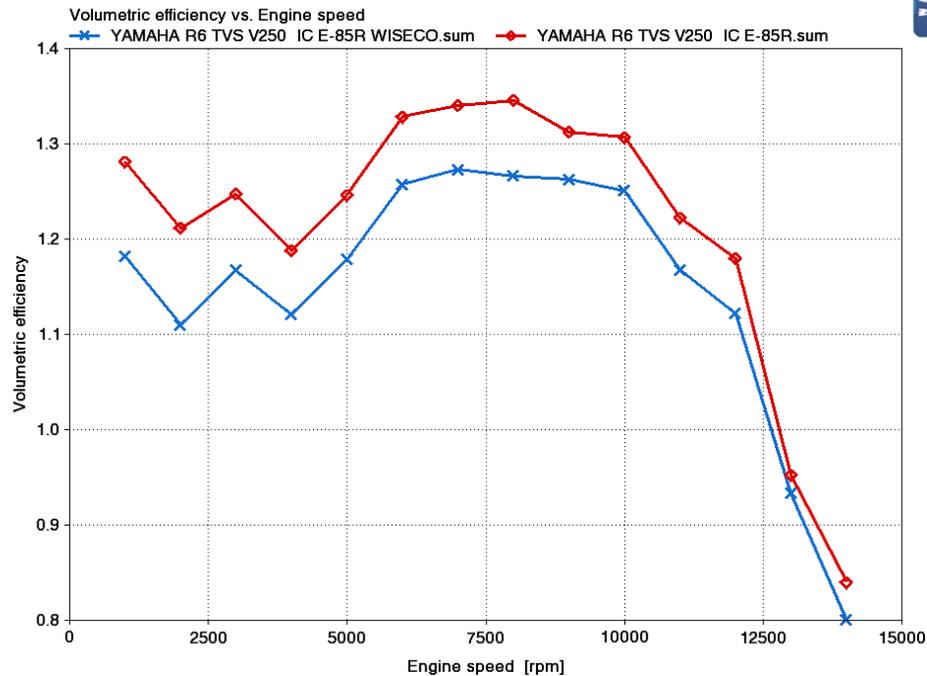
Para el supercargador y el kit de piezas Wiseco se tienen los siguientes resultados:



6.10: Potencia con supercargador y kit de piezas Wiseco



6.11: Par con supercargador y kit de piezas Wiseco



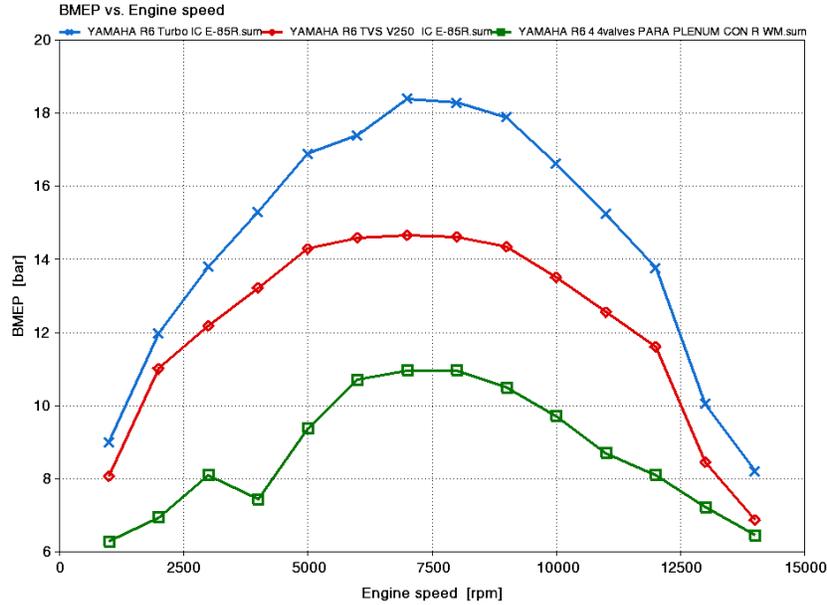
### 6.12: Eficiencia volumétrica con supercargador y kit de piezas Wiseco

El incremento en la potencia es de 2 [hp], mientras que el par se incrementa en 2[N\*m].

En ambos casos, el aumento en el desplazamiento trae una caída en la eficiencia volumétrica, razón por la que no observamos ganancias considerables en el par y en la potencia.

En los cálculos que realicé para la selección del supercargador y del turbocargador el desplazamiento del motor es un factor importante, puede que el aumento de este parámetro traiga como consecuencia que los elementos seleccionados ya no operen bajo las condiciones óptimas. Entonces, en dado caso que se pretenda aumentar el desplazamiento e implementar un turbocargador o un supercargador es necesario realizar los cálculos nuevamente con el nuevo desplazamiento.

Otra de las opciones para el cumplimiento de nuestro objetivo es la de aumentar la presión media efectiva.



6.13: Presión media efectiva

En este sentido, y como demuestra la gráfica 6.13, el valor máximo de la presión media efectiva corresponde al turbocargador. Así, el incremento en la presión promedio que se ejerce sobre la superficie del pistón produce un aumento en el par generado por el motor. Al ver la ecuación (1.5.4), observo la razón por la que un aumento en el par se traduce en un incremento en la potencia.

$$Potencia = Par * rpm \text{ ----- (1.5.4)}$$

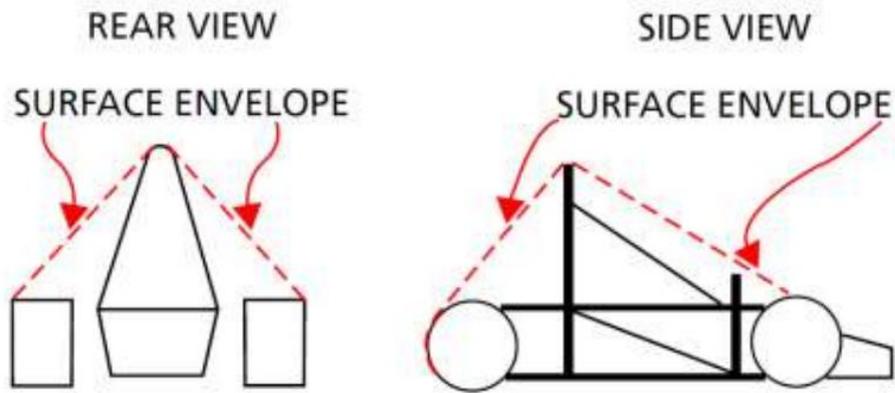
De los resultados obtenidos puedo concluir que la mayoría de los parámetros que nos ayudan a incrementar la potencia de un motor de combustión interna están íntimamente relacionados entre sí.

El turbocargador destaca en todos los puntos que planteamos a mejorar, la gran desventaja es que a diferencia del supercargador, no pude obtener los datos necesarios para simular la turbina.

Si bien tuve cuidado en tratar de mantener la relación de presión y los flujos másicos dentro de los valores que se habían calculado para garantizar un comportamiento aproximado a la realidad, no puedo garantizar que el comportamiento del conjunto sea idéntico al obtenido en las simulaciones por la falta de los datos de la turbina. Para el caso del supercargador si se cuentan con los datos necesarios para realizar la simulación, por lo que los resultados son más apegados a la realidad.

El siguiente paso es plantear el arreglo de estos elementos dentro del vehículo, tomando en cuenta que se debe respetar el reglamento.

Primero, cualquier elemento del sistema de admisión y del sistema de combustible se deben de encontrar dentro de la envolvente formada por el main hoop y las llantas traseras, visto desde la parte trasera, y dentro de la envolvente formada por el main hoop, las llantas delanteras y traseras en una vista lateral. Esta restricción incluye al filtro de aire, cuerpo del acelerador, plenum y runners.



*Figura 6.14: Envolvente en ambas vistas. Recuperado de Fórmula SAE Rules 2020 (pag 71)*

Además, cualquier elemento de la admisión que se encuentre a menos de 350 mm del piso debe de estar protegido ante impactos frontales o laterales.

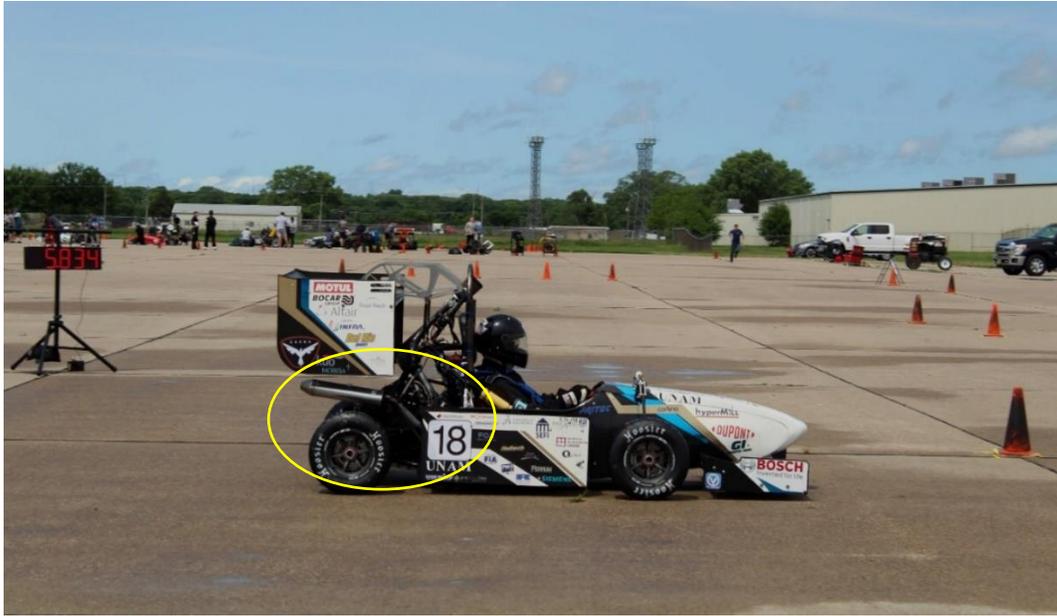
En dado caso de que el sistema de admisión actúe como un sistema en cantiléver, las sujeciones al motor deben de ser rígidas, mientras que los soportes que conecten el sistema al chasis deben de ser sujeciones flexibles.

El sistema de escape debe de estar montado y diseñado para que en ningún momento y a ninguna velocidad el conductor sea impactado por los gases de escape. El conductor, también, debe de ser aislado de cualquier elemento inflamables o sensibles a la temperatura como: la batería, la línea de frenos, la línea de combustible y el tanque de combustible.

Si alguno de los componentes del sistema de escape se encuentra delante del main hoop y sobresale por la zona lateral del vehículo es necesario diseñar las estructuras de protección para garantizar que cualquier persona que se acerque al vehículo no tenga contacto con esos elementos.

La salida del escape no debe de estar a más de 45 [cm] del eje trasero y a más de 60 [cm] por encima del piso.

Tomando en cuenta todas estas restricciones, la implementación del turbocargador se presenta como la más complicada, toda vez que el rediseño del sistema de escape debe de respetar los puntos señalados anteriormente, además de lograr que la trayectoria del sistema de escape y de admisión sean paralelas en un punto para poder acoplar el turbocargador.

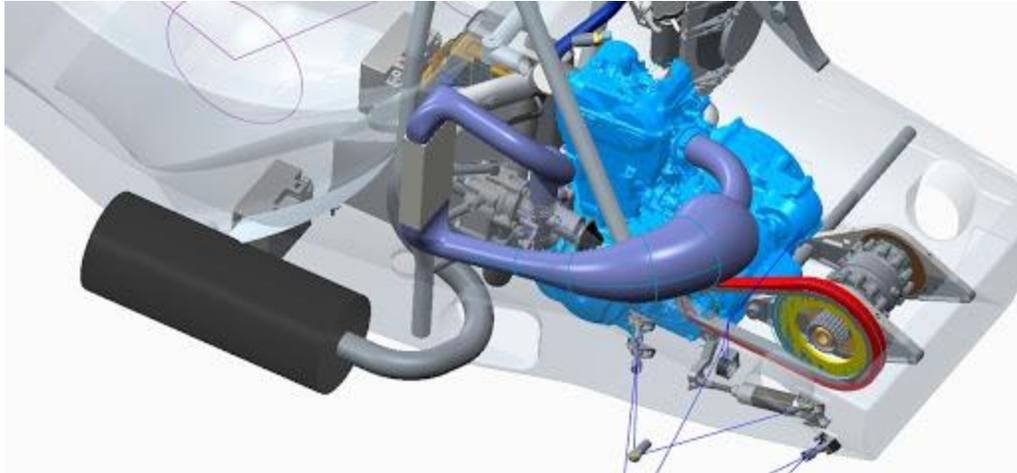


*Figura 6.15: UM-389*

La imagen 6.15 muestra al prototipo UM-389 en la competencia de Lincoln, Nebraska del año 2019. En ésta se puede distinguir la configuración del sistema de escape del prototipo. No obstante, esta configuración no es la adecuada para la implementación del turbocargador, por lo que sugiero una configuración como la de la figura 6.16. Ya que esta configuración permitiría tener la salida de los gases de escape en la misma zona de la admisión para instalar el turbocargador.

El cambio en la orientación de la salida de los gases de escape no interfiere con el reglamento, aunque sí se debería de fabricar una protección para aislar estos elementos y proteger a toda la gente que se acerque al vehículo y al mismo piloto al momento de bajar del auto. El sistema de escape se podría mantener en ese mismo costado del vehículo, ya que del otro lado se encuentra el sistema de refrigeración del motor.

El plenum podría mantenerse en la zona en la que se encuentra actualmente, mientras que a la salida del compresor se debe de posicionar el cuerpo del acelerador, el intercambiador de calor y el plenum de admisión para canalizar el flujo de aire a cada cilindro.



*Figura 6.16: Primera configuración propuesta de plenum para turbocargador*  
[\[http://edge.rit.edu/content/P13222/public/Detailed%20Design\]](http://edge.rit.edu/content/P13222/public/Detailed%20Design)

La otra opción que planteo para implementar el turbocargador se presenta en la imagen 6.18. Para el caso de nuestro prototipo esta opción requiere una redirección de los gases de escape a la zona en la que se encuentra el diferencial y los soportes de la dirección, motivo por el que considero más viable la primera opción.

La imagen 6.17 muestra que la redirección de los gases de escape a esta zona requeriría rediseñar la geometría de la suspensión y el sistema de transmisión, ya que en esta zona del auto se encuentran estos componentes.



*Figura 6.17: Parte trasera del prototipo UM-10*



Figura 6.18: Segunda configuración de plenum de admisión con turbocargador [https://jonburford.carbonmade.com/projects/4357971]

La opción del supercargador requiere del diseño de un plenum que sea capaz de sostener el supercargador y de resistir la flexión provocada por la polea. La salida del piñón para la alimentación del supercargador se puede localizar del lado izquierdo del vehículo, probablemente la masa que se añade al sistema de admisión lo haga actuar como un sistema en cantiléver, por lo que sería necesario sujetarlo al chasis con ayuda de elementos flexibles.

Esta opción no requiere la redirección del flujo de los gases de escape, pero se deben de respetar el despliegue de los elementos marcados en el reglamento, de tal forma se debe de colocar el restrictor, el compresor, cuerpo del acelerador, intercambiador de calor, plenum de admisión y la entrada al motor.

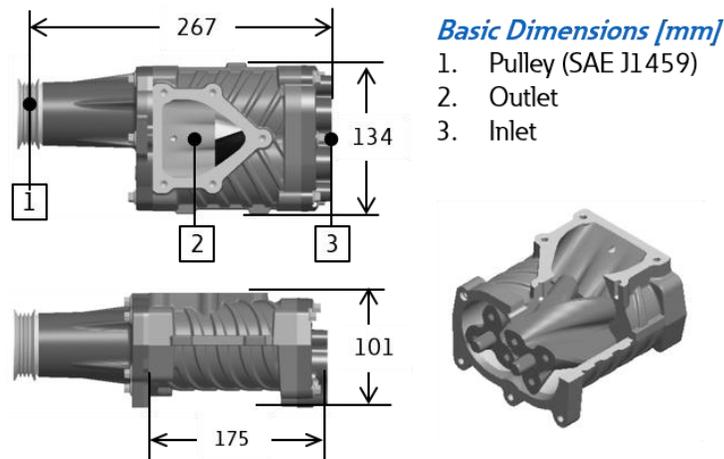


Figura 6.19: Dimensiones supercargador tvs-v250 [https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-v250.html]

Para la adaptación del restrictor se debe de fabricar una pieza que se sujete a éste por un lado y que empate con la entrada del supercargador. El reglamento prohíbe la implementación de un plenum antes del cuerpo de acelerador, por lo que la fabricación de una pieza que conecte la salida del supercargador al cuerpo del acelerador es necesaria para cumplir con la norma. Después de esto se coloca el intercambiador de calor y se conecta la salida de este el plenum de admisión.



*Figura 6.20: Propuesta para sistema de admisión con supercargador*  
[<http://www.fstotal.com/prague-demon-by-culs-prague-formula-racing/#prettyPhoto>]

## Capítulo 7: Discusión final

El supercargador es una máquina generatriz de desplazamiento positivo, es decir, aludimos a una máquina que transmite energía al fluido para transportarlo de un punto a otro. Este movimiento lo logra mediante la reducción del volumen dentro del cual se encuentra contenido el fluido.

Las ventajas de implementar el supercargador son claras: aumenta el flujo de aire al motor desde la zona baja de revoluciones y esto se traduce en una entrega inmediata de potencia, pero debido a la polea que acciona el compresor se retira una cantidad de energía al motor.

Para el supercargador es necesario el rediseño del plenum de admisión, además la instalación de la polea que es un tema delicado, como se conecta directamente al cigüeñal hay que acoplarla correctamente para que el sistema siga balanceado.

El supercargador ofrece la posibilidad de modificar la presión de operación mediante el intercambio de la polea, lo que permitiría encontrar la configuración adecuada para cada una de las pruebas dinámicas de la competencia.

Por otro lado, el turbocargador es una turbomáquina, es decir, una máquina que aprovecha la energía contenida en los gases de escape para accionar el compresor y así lograr un mayor flujo de aire al motor. En la zona baja de revoluciones, el motor no genera un flujo másico suficiente para accionar la turbina y por lo tanto se ve reflejado un aumento considerable en el par como en la simulación del supercargador.

En el caso del turbocargador se necesita un nuevo sistema de escape para canalizar el flujo de gases hacia la turbina y poder accionarla, ya que de otra manera el sistema no funcionaría. Además, el sistema de escape sostiene a la turbina, lo que agrega peso al sistema y tiende a flexionar el múltiple de escape. De la misma manera, el compresor debe de estar cerca de la turbina, lo que hace necesario un nuevo diseño del múltiple de admisión para que se encuentre más cerca del múltiple de escape.

Para ambos casos es requisito cambiar el combustible e implementar un intercambiador de calor. Aquí, el primer problema es que el etanol no se consigue en México con facilidad. Otro de los puntos es que por su naturaleza tiende a corroer los componentes metálicos y desgastar los elementos plásticos. Si se deja el tanque con etanol sin utilizar durante mucho tiempo el combustible comienza a absorber agua, si continua sin utilizarse llega a separar el agua del combustible y al encender el motor succiona el agua que se encuentra en la parte inferior del tanque, causando fallas catastróficas en el motor.

Además, es necesario determinar un nuevo volumen para el tanque de gasolina, el parámetro conocido como Low heating value indica la cantidad de calor liberada al momento de quemar una cantidad específica de combustible, para la gasolina es

de  $109.2 \left[ \frac{kBtu}{gal} \right]$  mientras que para el etanol es de  $82.2 \left[ \frac{kBtu}{gal} \right]$ . Como se explica en la figura 2.1, en la página 14, el incremento de temperatura dentro del volumen confinado de la cámara de combustión es lo que genera el aumento en la presión que se transmite al pistón. Entonces, si se quiere generar la misma cantidad de energía con etanol se requiere de mayor cantidad de combustible.

El sistema actual del enfriamiento funciona correctamente, pero con cualquiera de los dos dispositivos implementados se necesita de un radiador más grande para mantener al motor dentro de su temperatura de operación y evitar problemas.

Otro de los puntos importantes es la instalación del intercambiador de calor, en este caso quizá el empaquetamiento no sea tan complicado, ya que se dispone de espacio a un costado del vehículo, pero se deben de planear bastante bien las rutas de las mangueras para generar las mejores trayectorias y así tener menos pérdidas producto de la fricción.

La implementación de cualquiera de estos dos elementos implicaría la modificación del sistema electrónico del auto para poder garantizar un correcto monitoreo. La computadora que se tiene es una Haltech 750 Elite, según el fabricante es apta para motores con inducción forzada, pero se necesita corroborar si se cuentan con los canales disponibles para la conexión de los sensores necesarios.

De igual forma, habrá que instalar un sensor que permita conocer la cantidad de oxígeno contenida en los gases de escape para estimar la relación aire combustible y de esta forma poder hacer las modificaciones pertinentes a la inyección de combustible y trabajar con la relación aire combustible definida. También son necesarios sensores para registrar la presión de operación, temperatura a la entrada y salida del compresor, temperatura a la entrada y salida del intercambiador de calor, presión en el plenum de admisión, en el múltiple de escape y en la línea de aceite. Todos estos sensores nos ayudarían a corroborar el funcionamiento adecuado de cada uno de los diferentes elementos y a poder adquirir datos para mejorar las simulaciones en un futuro.

El elemento del vehículo que más cambios debería de experimentar es el motor. Primero, se debe de garantizar que la junta de la cabeza no va a fallar producto del exceso de la presión, y realizar los análisis para determinar si las válvulas van a poder disipar el calor hacia la cabeza del motor. Si no se demuestra un desempeño satisfactorio una opción que se tiene es optar por válvulas cuya cavidad se encuentra rellena con sodio para mejorar la transferencia de calor hacia la cabeza.

Por otra parte, será necesario analizar el comportamiento de las fuerzas que afectan a la biela y al perno que conecta la biela con el pistón. En términos generales, estos componentes experimentan fuerzas de tracción y de compresión.

Las fuerzas debido a la inercia de los componentes pueden ser de tracción y compresión, mientras que las fuerzas generadas en la etapa de potencia son solo de compresión.

Si se analizan los diferentes movimientos se pueden identificar los casos críticos. Para las cargas generadas producto de la inercia es importante mencionar que la aceleración del pistón es siempre contraria al movimiento.

La aceleración tiene sus valores máximos en el punto muerto superior e inferior, por lo tanto, las cargas más elevadas se presentan en estos puntos. Cuando el pistón se encuentra en su recorrido hacia el punto muerto superior se experimenta una tracción en la biela y el pin que la conecta al pistón. En cambio, cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior y cambia su dirección de movimiento la carga que experimenta es una de compresión.

El caso crítico es cuando el pistón asciende en el ciclo de escape, ya que el ciclo de compresión se tiene la presencia de la mezcla aire combustible que genera una fuerza que actúa en sentido contrario al movimiento del ensamble biela-pistón.

Al analizar los dos casos en conjunto, se puede ver que las fuerzas actúan en direcciones contrarias. Cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior y comienza a cambiar la dirección de movimiento la fuerza produce una tracción, mientras que la carga producto de la combustión es de compresión. Si se comparan los resultados de la simulación de la planta motriz de la motocicleta de fábrica con la de la planta motriz con turbocargador podemos observar lo siguiente:

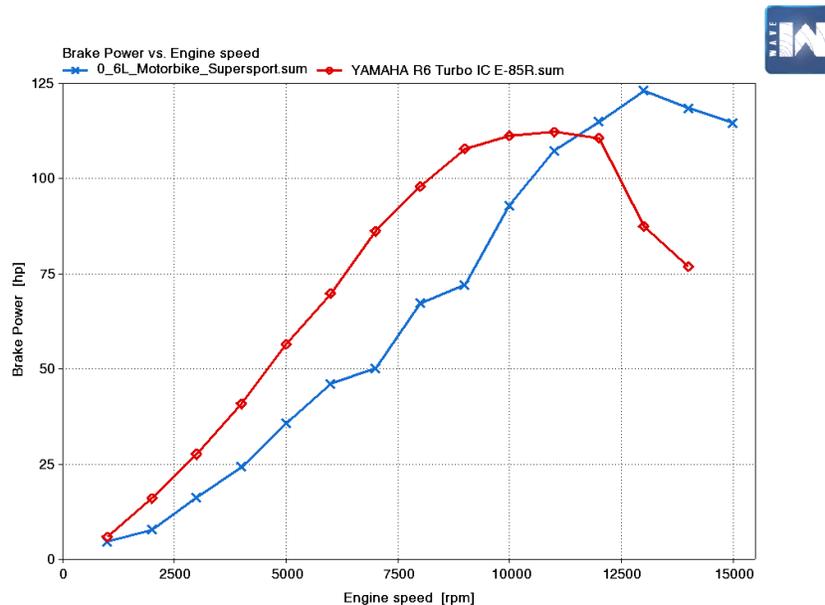


Figura 6.1: Comparación de potencia entre planta motriz original y con turbocompresor

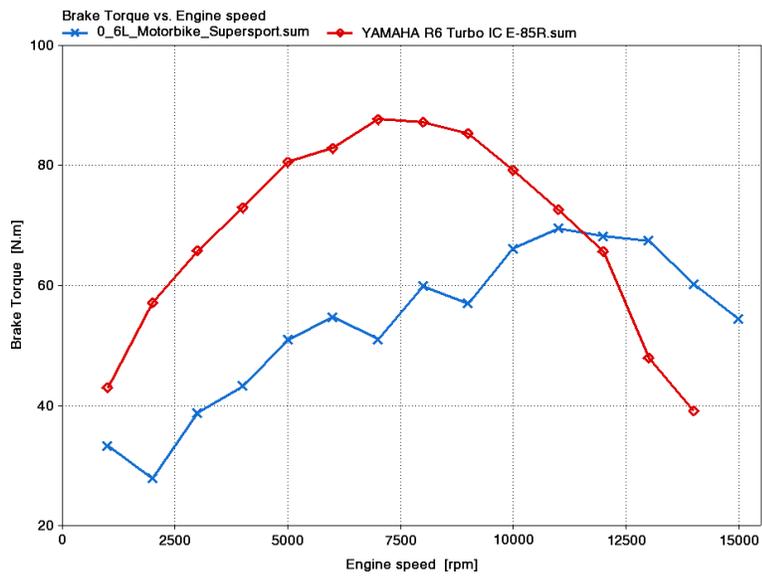


Figura 6.2: Comparación de par entre planta motriz original y con turbocompresor

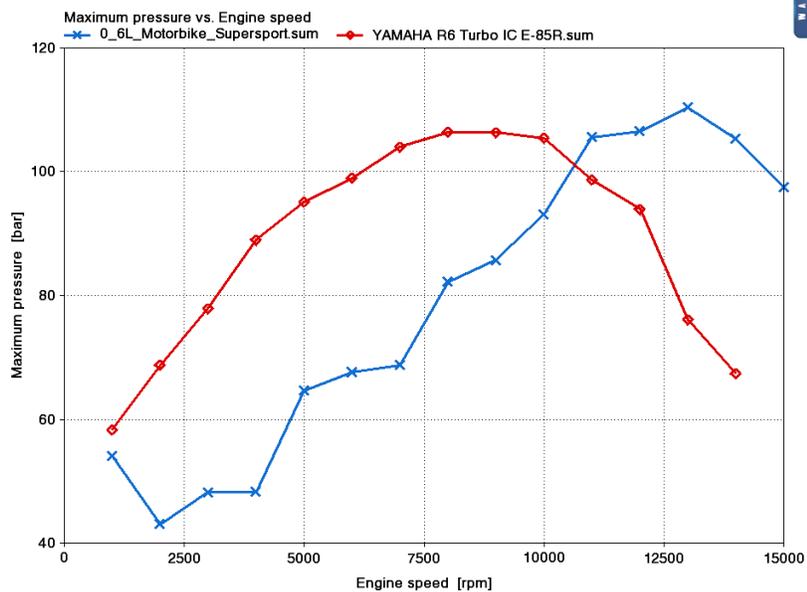


Figura 6.3: Presión máxima en planta motriz original y con turbocompresor

En términos de potencia se está operando por debajo de la cantidad para la cual el motor fue diseñado, pero en el par podemos notar un aumento aproximado del 20%, con lo cual la presión máxima no sobrepasa la presión para la cual fueron diseñados los elementos, pero es cierto que se trabajaría a presiones más altas durante un rango amplio de revoluciones.

Todos estos factores apuntan a que las cargas sobre la biela aumentarían y por lo tanto el desgaste en los metales sería mayor, pero no sería necesario modificar elementos como el cigüeñal o los pistones.

El ciclo de escape es el caso crítico en condiciones normales de funcionamiento. Un caso extremo sería considerando que el motor se “amarro”, y si esto llega a suceder la falla no sería producto del aumento de potencia o par, pues normalmente esta avería ocurre cuando el motor no se refrigera correctamente.

No cuento con los datos sobre el peso de los componentes que se planean instalar en el auto, pero el nuevo intercambiador de calor, el aumento en el volumen del tanque de gasolina, el turbocargador o el supercargador, más todos los elementos periféricos que se tengan que instalar para garantizar el correcto funcionamiento y monitoreo del vehículo van a representar un aumento en el peso total.

Un punto muy evidente es el costo de los elementos tan solo de las bielas, el intercambiador de calor y los pistones estimo un costo aproximado de mil seiscientos dólares, mientras que costo de sistemas de turbocargadores similares va desde los setecientos a los mil dólares.

El punto fundamental del trabajo es la utilización de un programa que permita la simulación de la planta de potencia del prototipo para realizar las iteraciones correspondientes y entender cuál es la mejor opción para los objetivos que se buscan.

Para garantizar resultados coherentes, primero realicé los cálculos para delimitar los rangos de potencia, flujo másico, relaciones de presión y otros parámetros que nos permitan comparar con los datos arrojados con la simulación y garantiza resultados apegados a la realidad.

La aplicación de este tipo de herramientas en la ingeniería avanza con rapidez, con programas que permiten realizar y desarrollar una gran variedad de análisis sin tener que gastar en prototipos experimentales. Para nada se pretende eliminar la parte experimenta, pero es muy cierto que con estas herramientas se puede seleccionar los componentes de una manera más eficiente. Estas herramientas son valiosas para un primer acercamiento y así poder delimitar los mejores elementos para realizar los experimentos.

Un tema importante es la rigidez estructural del chasis. En este caso se estima un aumento en la potencia y el par de alrededor de un 50%, esto va a someter al chasis y, sobre todo a la parte trasera que es la que recibe la fuerza que transmiten los soportes del diferencial a una mayor carga, por lo que se debe de realizar los análisis correspondientes para determinar si es necesario realizar cambios en la geometría del chasis.

Para el caso de la suspensión se debe de analizar la rigidez del sistema para mantener el centro de gravedad del vehículo dentro de los parámetros buscados, además, producto del aumento en el par, se puede llegar a presentar un movimiento llamado "squat", fenómeno que se contrarresta con un nuevo diseño en la geometría de la suspensión. El aumento en la potencia y peso exigiría mucho más al sistema de frenos, este sistema entero se tendría que ser rediseñado para lograr detener el vehículo.

Además de las consideraciones antes mencionadas, el aumento en la potencia someterá a todos los componentes del auto a mayores solicitaciones, lo que requerirá remplazar algunos componentes mecánicos para garantizar la segura operación del vehículo, lo cual además demandará un mayor mantenimiento, aumentando los costos de operación.

## Capítulo 8: Conclusiones

En el primer capítulo presenté las limitantes que el reglamento de la competencia impone para poder cumplir con el objetivo estipulado. Tomando en cuenta estas restricciones y haciendo un análisis del funcionamiento de los motores de combustión interna llegué a la conclusión que la mejor opción para lograr aumentar el par y la potencia es mediante el incremento de la presión media efectiva o el aumento de la densidad de la carga aire combustible.

Si bien ambos dispositivos logran cumplir el objetivo, los resultados muestran que con el turbocargador se logra obtener un mayor par y potencia, además, el funcionamiento del supercargador demanda cierta potencia al motor para poder ser accionado, por estas razones consideramos que el turbocargador es la mejor herramienta para lograr cumplir las metas establecidas en el trabajo.

Para poder adaptar el turbocargador al prototipo es necesario eliminar la detonación que se produce debido al aumento de temperatura y presión dentro del cilindro, para lidiar con este problema primero decidí utilizar un intercambiador de calor, pero al no ser suficiente, realicé el cambio de combustible a etanol.

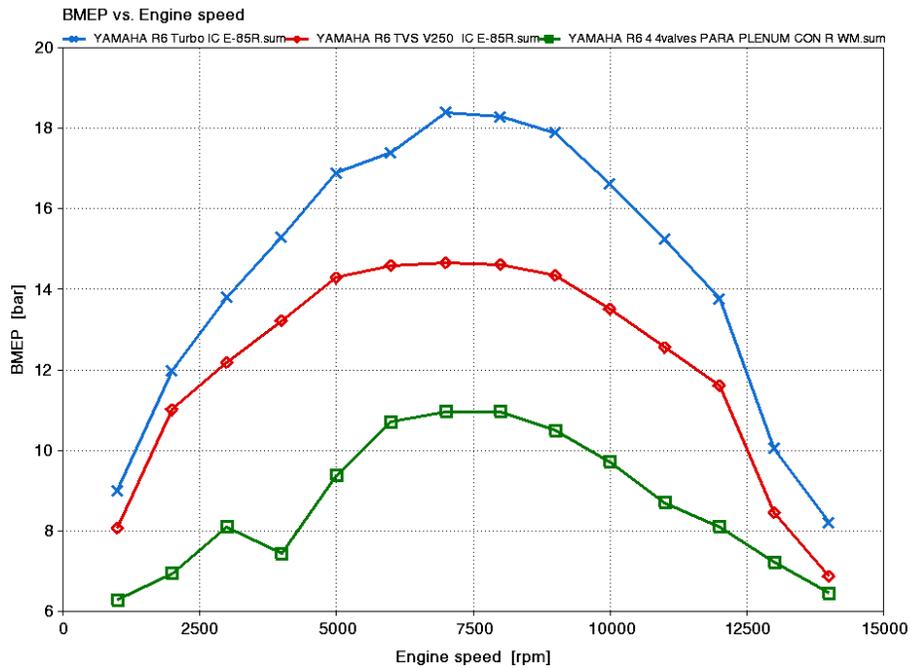


Figura 8.1: Presión Media efectiva

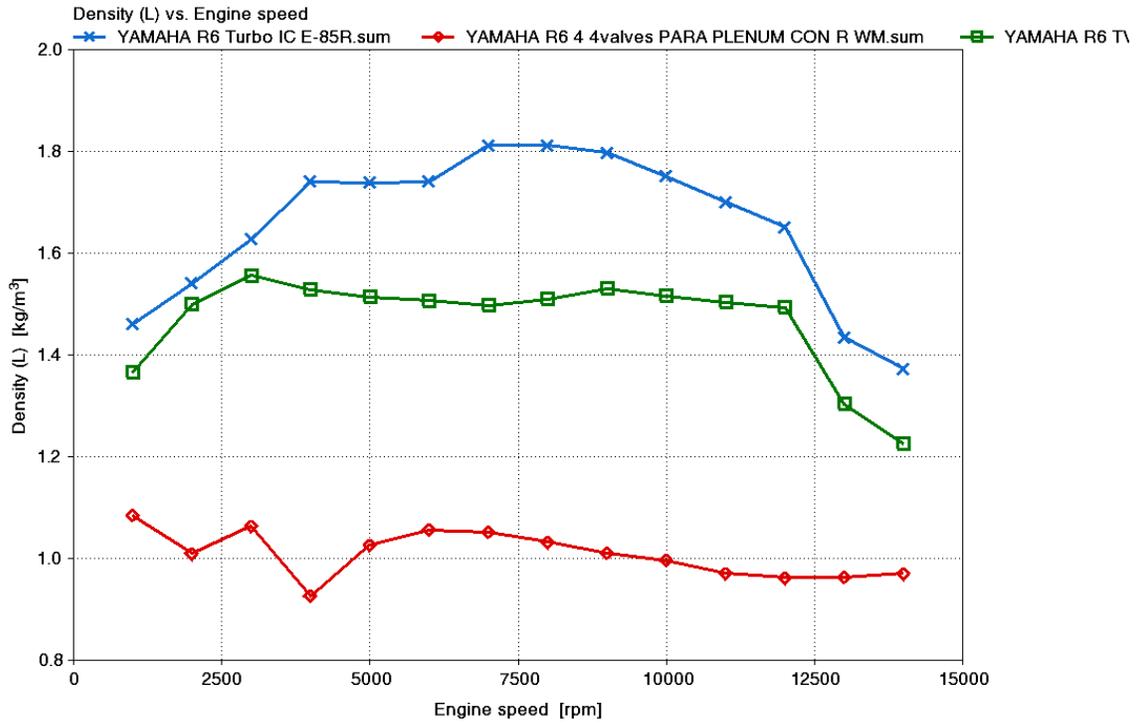


Figura 8.2: Densidad en la admisión

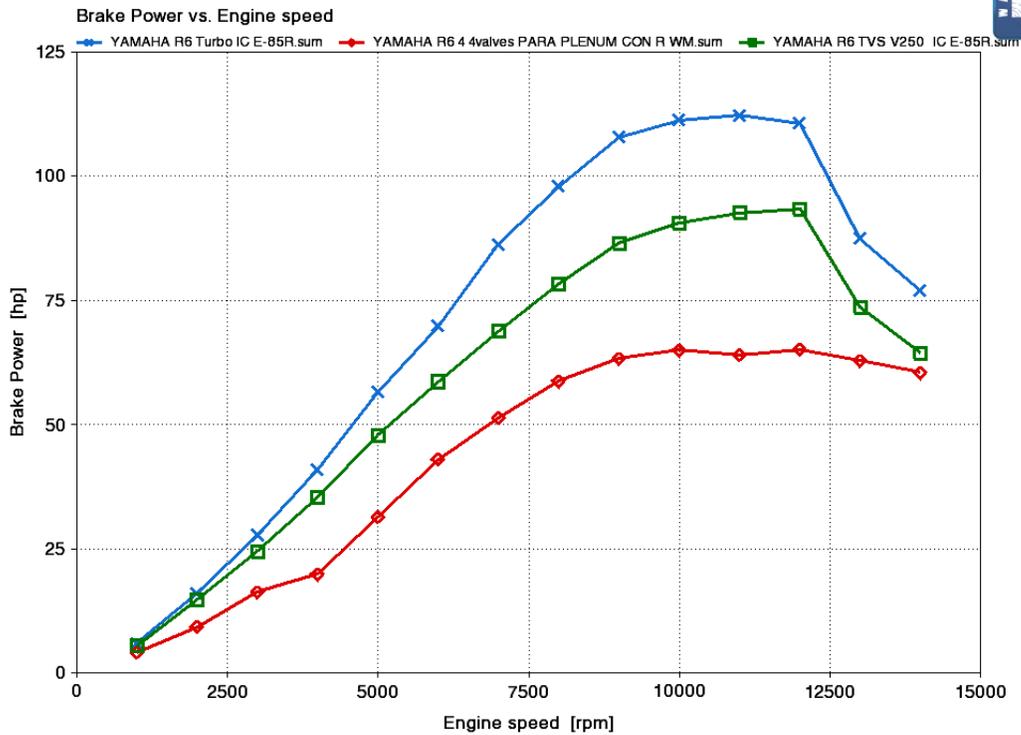
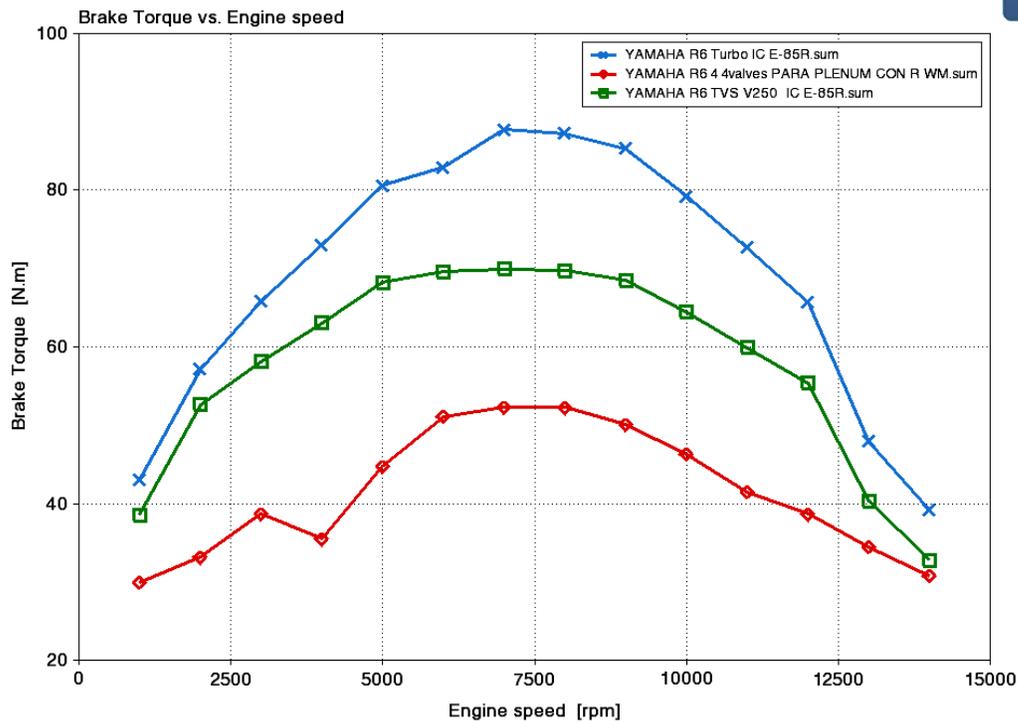


Figura 8.3: Potencia vs rpm



#### 8.4: Par vs rpm

Asimismo, mencioné los cambios generales que se le deberían de realizar a los sistemas del vehículo como la admisión, el escape y el arreglo de todos los elementos para cumplir con lo estipulado en el reglamento.

La realización del trabajo me permitió entender a fondo el proceso necesario para realizar una investigación y redactar un reporte de los resultados obtenidos, en este caso en particular, la simulación realizada es una base fundamental del trabajo, pero la validación de esa simulación es igual de importante ya que me permite visualizar lo cercanos que son los resultados a la realidad. Además, el proceso de este trabajo reforcé los conocimientos del funcionamiento de los motores de combustión interna y de los parámetros que afectan su entrega de par y potencia.

Este trabajo también entendí que durante el proceso de diseño se deben de tomar en cuenta todos los elementos y todas las áreas afectadas para garantizar un correcto funcionamiento en conjunto. La adaptación de cualquiera de los dos elementos afecta de manera drástica a todos los elementos del vehículo y se debe de realizar un análisis a fondo para entender los alcances que una modificación de este estilo traería al diseño del vehículo. Además de cumplir con el objetivo de aumentar el par y la potencia del prototipo, se tiene que garantizar la fiabilidad del vehículo en todo momento.

Si bien ya había tenido la oportunidad de trabajar con el software Ricardo Wave, con este trabajo profundicé en el funcionamiento del software, esto resulta una gran ventaja ya que es un software ampliamente utilizado en la industria.

Desde mi óptica, la realización del trabajo permite presentar las bases para que el equipo UNAM Motorsports pueda desarrollar la investigación más a fondo sobre estos dispositivos y decidir si es conveniente o no la adaptación de cualquiera de ellos. Si bien en los resultados obtenidos se muestra que la mejor opción es el turbocargador, le corresponde al equipo tomar la decisión final en aras de cumplir los objetivos definidos por el equipo.

En el capítulo 6 muestro de forma breve y general las modificaciones que se le deberían de realizar a algunos de los sistemas del vehículo, pero habrá de realizar un análisis más profundo para determinar las modificaciones pertinentes a los otros sistemas a fin de garantizar un correcto funcionamiento del vehículo

Los valores aproximados de par y potencia pueden servir como una guía para que el equipo observe que cambios serían necesarios en el área de la dinámica vehicular. Probablemente por el aumento considerable en par, será necesario modificar la geometría de los soportes del diferencial y reforzar la conexión al chasis.

Además, realicé el cálculo del tamaño de los inyectores y de la presión de trabajo de la bomba de gasolina para poder analizar si es necesario un cambio en el sistema de combustible. El intercambiador de calor se seleccionó con la intención de buscar un elemento compacto para que se pueda adaptar al vehículo.

Con la intención de que no se realicen cambios bruscos al diseño del vehículo en un periodo corto de tiempo, se sugiere que primero se genere un banco de pruebas en el cual se pueda montar el motor con el turbocargador y se puedan obtener datos reales sobre diferentes parámetros, estos datos permitirían una mejor toma de decisión sobre las modificaciones a realizar.

## Piezas o componentes seleccionados

- <https://store.schnitzracing.com/wossner-piston-kit-yamaha-yzf-r6-01-11/>
- <https://www.mishimoto.com/mishimoto-universal-intercooler-small.html#prettyPhoto>
- <https://www.eaton.com/us/en-us/catalog/engine-solutions/tvs-v250.html>

## Referencias

Mas moto. (9/11/2021). Ficha técnica de la Yamaha YZF R6. <https://masmoto.es/motos/fichas/yamaha-yzf-r6-r-2008/>

Cengel, Y. A.; Boles, M.A.: Termodinámica. Mc Graw-Hill, 1996.

Hiereth, H., & Prenninger, P. (2003). Charging the Internal Combustion Engine. Viena: SpringerWienNewYork.

Warner, M. (2006). Street Turbocharging. New York: HP Books. Max boost

Heywood, J. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill.

Baechtel, J. (2011). Performance Automotive Engine Math. North Branch: Car tech.

Vizards, D. (2010). How to Build Horsepower. North Branch: Car Tech

Bell, C. (1997). Maximum Boost. Cambridge, Unites States: Bentley Robert

Perkins, E & Perkins, D (2002). Supercharging, Turbocharging and Nitrous Oxide Performance. St. Paul: Motorbooks.

Bell, C. (2001). Supercharged! Design, testing and Installation of Supercharger Systems. Cambridge: Bentley Publisher.

Miller, J. (2008). TURBO Real World High-Performance Turbocharger Systems. North Branch : CarTech .

IC1, IC2.4, IC2.5. Formula SAE Rules, 25 Julio 2019

Turbo Tech 03, Expert: Compressor Mapping. Garret. Recuperado de: <https://www.garrettmotion.com/turbocharger-technology/how-a-turbo-works/expert/>

Yamaha 2008 Service Manual YZR6