

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE ENERGÍA Y MECÁNICA**

### **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“SELECCIÓN DE UN TURBOCOMPRESOR PARA UN  
MOTOR ATMOSFÉRICO DE 1600 CM<sup>3</sup>, CON APLICACIÓN Y  
PRUEBAS DE CAMPO EN UN VEHÍCULO PARA ECOTECH  
SERVICIO AUTOMOTRIZ”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**MICHAEL ALEJANDRO MORALES GONZÁLEZ**

**DIRECTOR: Ing. Alexis Ortiz Ayala**

**CODIRECTOR: Ing. Guillermo Cabrera**

**Diciembre 15 del 2006**

**Sangolquí, Ecuador**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “SELECCIÓN DE UN TURBOCOMPRESOR PARA UN MOTOR ATMOSFÉRICO DE 1600 CM<sup>3</sup>, CON APLICACIÓN Y PRUEBAS DE CAMPO EN UN VEHÍCULO PARA ECOTECH SERVICIO AUTOMOTRIZ” fue realizado en su totalidad por el señor Michael Alejandro Morales González, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Alexis X. Ortiz A.**  
**Director del Proyecto**

---

**Ing. Guillermo Cabrera**  
**Codirector del Proyecto**

Sangolquí, 2006-12-15

## **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“SELECCIÓN DE UN TURBOCOMPRESOR PARA UN  
MOTOR ATMOSFÉRICO DE 1600 CM<sup>3</sup>, CON APLICACIÓN Y  
PRUEBAS DE CAMPO EN UN VEHÍCULO PARA ECOTECH  
SERVICIO AUTOMOTRIZ”**

**ELABORADO POR:**

---

**Michael Alejandro Morales González**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Coordinador de la carrera**

**Sangolquí, 2006-12-15**

## **DEDICATORIA**

*A toda mi familia, en especial a mi padre y a mi madre, quienes no dudaron ni un solo momento en brindarme todo su apoyo para cumplir mi sueño. A mi abuelito, por que voy a realizar su más grande anhelo que es ver a su primer nieto con un título profesional, y a mi hermano del cual aprendo y por el quién me supero cada día.*

**MICHAEL MORALES GONZALEZ.**

## **AGRADECIMIENTOS**

*A Dios por permitirme estar donde estoy, a mi amado padre, que con constancia y carácter supo enseñarme y llenarme de valores para enfrentar los desafíos de la vida, a mi madre hermosa que con su infinito amor y paciencia me enseñó a creer y a aprender que en los caminos de Dios se pueden alcanzar todas las metas.*

**MICHAEL MORALES GONZALEZ**

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
INDICE DE CONTENIDOS	vi
LISTADO DE TABLAS	xii
LISTADO DE CUADROS	xiii
LISTADO DE FIGURAS	xiv
LISTADO DE ANEXOS	xix
NOMENGLATURA UTILIZADA	xx
RESUMEN	xiv
CAPITULO 1: GENERALIDADES	
1.1 ANTECEDENTES	1
1.2 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	2
1.3 DEFINICIÓN Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA	3
1.4 OBJETIVOS	4
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	4
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.5 ALCANCE	4
CAPITULO 2: MARCO DE REFERENCIA	
2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	5
2.1.1 DEFINICIONES Y TERMINOLOGÍA RELACIONADA	6
2.1.2 COMPONENTES DEL MOTOR	6
2.1.3 TIPOS DE MOTORES	24
2.1.4 SOBREALIMENTACIÓN	29

2.2	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ATMOSFÉRICO EN COMPARACIÓN CON UN MOTOR SOBREALIMENTADO	38
2.2.1	RENDIMIENTO DEL MOTOR	38
2.2.2	COMBUSTIÓN	44
2.3	TURBOCOMPRESORES	57
2.3.1	CONSTITUCIÓN	58
2.3.2	DIMENSIONAMIENTO	61
2.3.3	PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	65
2.3.4	EFICIENCIA	69
2.3.5	LUBRICACIÓN	73
2.3.6	TECNOLOGÍA DE FABRICACIÓN	75
2.4	ELEMENTOS Y ACCESORIOS PARA LA SOBREALIMENTACIÓN	
2.4.1	INTERENFRIADOR	80
2.4.2	SISTEMAS DE CONTROL DEL SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN	86
2.4.3	TUBERÍAS	90
2.5	VARIACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL AIRE DEBIDO A LAS CONDICIONES AMBIENTALES	92
2.5.1	CARACTERISTICAS DEL AIRE	92
2.5.2	VARIABLES	93
2.5.3	DENSIDAD DEL AIRE EN SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN	97
2.6	PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES Y SISTEMAS ANEXOS DEL MOTOR EN MOTORES ATMOSFÉRICOS Y TURBOCARGADOS	99
2.6.1	COMPONENTES DEL MOTOR	99
2.6.2	SISTEMAS ANEXOS	111
 CAPITULO 3: SELECCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR		
3.1	ESPECIFICACIONES DEL MOTOR	133
3.2	SELECCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR	134
3.2.1	PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO	134
3.2.2	CALCULO PARA LA SELECCIÓN DEL COMPRESOR	138

3.2.3	CALCULO PARA LA SELECCIÓN DE LA TURBINA	142
3.2.4	COMPORTAMIENTO ESTIMADO DEL TURBO	143
3.2.5	UBICACIÓN DE DATOS EN LOS MAPAS DE COMPRESOR	146
3.2.6	INTERPRETACION DE LOS DATOS UBICADOS EN LOS MAPAS DE COMPRESOR	147
3.2.7	TURBOCOMPRESOR SELECCIONADO	150
3.3	SELECCIÓN DE ACCESORIOS DEL TURBOCOMPRESOR	152
3.3.1	INTERENFRIADOR	152
3.3.2	VÁLVULAS	156
3.3.3	TUBERÍAS	156
3.4	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOCOMPRESOR	157
3.4.1	COMPORTAMIENTO DEL AIRE DESDE EL TURBO HASTA EL INTERENFRIADOR	157
3.4.2	COMPORTAMIENTO DEL AIRE AL PASAR POR EL INTERENFRIADOR	158
3.4.3	COMPORTAMIENTO DEL AIRE DESDE EL INTERENFRIADOR HASTA EL MOTOR	160
3.4.4	SOFTWARE DE SELECCIÓN	161
CAPITULO 4: INSTALACIÓN Y PRUEBAS DE CAMPO		
4.1	DETERMINACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR	163
4.1.1	PISTONES	163
4.1.2	PERNOS Y AROS DEL PISTÓN	163
4.1.3	BIELAS Y COJINETES	164
4.1.4	COMPARACIÓN DEL CONJUNTO PISTÓN BIELA	165
4.1.5	CIGÜEÑAL	165
4.1.6	BOMBA DE ACEITE Y DE AGUA	166
4.1.7	CULATA Y JUNTA DE CULATA	166
4.1.8	BLOQUE DEL MOTOR	167
4.1.9	CÁRTER DEL MOTOR	167
4.2	MODIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS ANEXOS	168
4.2.1	SISTEMA DE ADMISIÓN	168
4.2.2	SISTEMA DE ESCAPE	168



4.2.3	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	170
4.2.4	SISTEMA DE LUBRICACIÓN	172
4.2.5	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	172
4.2.6	SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE	174
4.2.7	SISTEMA DE CONTROL ELECTRÓNICO DEL MOTOR	177
4.2.8	OTRAS MODIFICACIONES	177
4.3	PROCEDIMIENTO DE INSTALACIÓN	178
4.3.1	PREINSTALACIÓN	178
4.3.2	INSTALACIÓN DEL TURBO, INTERENFRIADOR Y TUBERÍAS	180
4.3.3	INSTALACIÓN DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS	181
4.3.4	INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICO INDEPENDIENTE	183
4.3.5	CONSIDERACIONES PREVIAS AL ENCENDIDO DEL MOTOR	185
4.4	PROTOCOLO DE PRUEBAS	185
4.4.1	DINAMOMETRO DE RODILLOS	185
4.4.2	PRUEBAS DE RUTA	186
4.4.3	PRUEBAS DE RENDIMIENTO	188
4.5	EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS DE CAMPO	192
4.5.1	PRUEBAS EN EL DINAMÓMETRO DE RODILLOS	192
4.5.2	PRUEBAS DE RUTA Y RENDIMIENTO	193
4.6	ANÁLISIS DE RESULTADOS	194
4.6.1	DINAMOMETRO DE RODILLOS	194
4.6.2	PRUEBAS DE RUTA	195
4.6.3	PRUEBAS DE RENDIMIENTO	197
4.6.4	DATOS RECOPIADOS POR EL SCANNER TECH 2	204
4.6.5	RELACIÓN PESO POTENCIA	208
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO		
5.1	ANÁLISIS ECONÓMICO	209
5.2	ANÁLISIS FINANCIERO	209
5.2.1	ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE TURBOCOMPRESOR	210

5.2.2	ANÁLISIS DE COSTOS OPERATIVOS	211
5.2.3	ANÁLISIS DE COSTOS DE INSTALACIÓN DE OTROS SISTEMAS PARA EL AUMENTO DE POTENCIA	213
5.2.4	ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS DE AUMENTO DE POTENCIA	216
CAPITULO 6: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		
6.1	CONCLUSIONES	219
6.2	RECOMENDACIONES	221

## LISTADO DE TABLAS

<b>Tabla 2.1</b>	Materiales para pistones.
<b>Tabla 2.2</b>	Rangos de sobrealimentación.
<b>Tabla 2.3</b>	Comparación de CEC en un ECH.
<b>Tabla 2.4</b>	Diámetro de las tuberías del sistema de sobrealimentación.
<b>Tabla 2.5</b>	Composición del aire.
<b>Tabla 2.6</b>	Densidad del aire a 2800 m.s.n.m. en función de la temperatura y humedad.
<b>Tabla 2.7</b>	Geometría de los conductos de admisión para motores sobrealimentados.
<b>Tabla 2.8</b>	Diámetro del cuerpo de aceleración para sistemas de sobrealimentación.
<b>Tabla 2.9</b>	Diámetro de la tubería de escape para motores turbo.
<b>Tabla 3.1</b>	Especificaciones del motor.
<b>Tabla 3.2</b>	Resultados del cálculo para toda la banda de velocidad del motor.
<b>Tabla 3.3</b>	Eficiencia y velocidad del turbo para velocidades específicas del motor.
<b>Tabla 3.4</b>	Características de los turbos preseleccionados.
<b>Tabla 3.5</b>	Dimensiones del interenfriador.
<b>Tabla 3.6</b>	Longitud de los paneles del interenfriador en centímetros.
<b>Tabla 3.7</b>	Especificaciones del interenfriador seleccionado.
<b>Tabla 3.8</b>	Resumen del comportamiento del aire a través del sistema.
<b>Tabla 4.1</b>	Resultados de la prueba en el dinamómetro con motor atmosférico.
<b>Tabla 4.2</b>	Resultados de la prueba en el dinamómetro con motor turbo.
<b>Tabla 4.3</b>	Comparación de resultados de las pruebas en el dinamómetro.
<b>Tabla 4.4</b>	Consumo de combustible en [Km./gal].
<b>Tabla 4.5</b>	Porcentajes de la comparación del consumo de combustible entre las dos configuraciones del motor.
<b>Tabla 4.6</b>	Tabla comparativa en la prueba de aceleración por distancia.
<b>Tabla 4.7</b>	Tabla comparativa en la prueba de aceleración por

velocidad.

- Tabla 4.8** Tabla comparativa en la prueba de recuperaciones.
- Tabla 4.9** Tabla comparativa en la prueba de adelantamientos.
- Tabla 4.10** Tabla comparativa en la prueba con el dinamómetro G-Tech.
- Tabla 4.11** Relación peso potencia de las dos configuraciones del motor.
  
- Tabla 5.1** Costos de instalación del sistema turbo.
- Tabla 5.2** Costos operativos (consumo de combustible).
- Tabla 5.3** Costos operativos (cambio de aceite).
- Tabla 5.4** Costos de instalación de la preparación de un vehículo atmosférico.
- Tabla 5.5** Costos de instalación de un sistema de óxido nitroso.
- Tabla 5.6** Análisis comparativo entre los sistemas.

## LISTADO DE CUADROS

**Cuadro 2.1** Clasificación de los motores de combustión interna.

**Cuadro 2.2** Clasificación de los motores de combustión interna alternativos.

## LISTADO DE FIGURAS

- Figura 2.1** Constitución del pistón.
- Figura 2.2** Esfuerzos y temperaturas de funcionamiento del pistón.
- Figura 2.3** Aros del pistón.
- Figura 2.4** Perno y seguro para perno del pistón.
- Figura 2.5** Constitución de la biela.
- Figura 2.6** Constitución del cigüeñal.
- Figura 2.7** Equilibrio estático y dinámico del cigüeñal.
- Figura 2.8** Lubricación del cigüeñal.
- Figura 2.9** Conjunto pistón, biela y cigüeñal.
- Figura 2.10** Volante de inercia y su contrapeso.
- Figura 2.11** Amortiguador de oscilaciones.
- Figura 2.12** Corte transversal de un cilindro y culata.
- Figura 2.13** Bloque del motor.
- Figura 2.14** Camisa de cilindro húmeda y seca.
- Figura 2.15** Motor encendido por chispa.
- Figura 2.16** Ciclo termodinámico en un motor de cuatro tiempos.
- Figura 2.17** Motor seis cilindros en línea y de seis y ocho cilindros en V.
- Figura 2.18** Motor de Fórmula 1 TAG Porsche.
- Figura 2.19** Esquema básico de un motor con un supercargador.
- Figura 2.20** Compresores de desplazamiento positivo.
- Figura 2.21** Compresores de lóbulos o Roots.
- Figura 2.22** Compresor centrífugo.
- Figura 2.23** Comparación entre un compresor Roots y un centrífugo.
- Figura 2.24** Compresores centrífugos.
- Figura 2.25** Kit de instalación de óxido nítrico.
- Figura 2.26** Sistema húmedo de óxido nítrico.
- Figura 2.27** Sistema seco y de puerto directo de óxido nítrico.
- Figura 2.28** Disipaciones de la potencia en un ECH.
- Figura 2.29** Potencia en un motor atmosférico y un motor sobrealimentado.
- Figura 2.30** Potencia en un motor 1600 cm<sup>3</sup> con y sin turbo.
- Figura 2.31** Comparación del torque en un motor atmosférico y uno

turbocargado.

- Figura 2.32**  $PME_f$  en un motor 1600 cm<sup>3</sup> con y sin turbo.
- Figura 2.33** Relación de aire  $\lambda$ .
- Figura 2.34** Velocidad de la llama y tiempo de combustión en el motor.
- Figura 2.35** Curva del avance al encendido a plena carga.
- Figura 2.36** Autoencendido en la cámara de combustión.
- Figura 2.37** Mapa del avance al encendido en un motor sobrealimentado.
- Figura 2.38** CEC en función de la relación de compresión y la velocidad del motor.
- Figura 2.39** Mapa del CEC en función de la PME y velocidad del motor.
- Figura 2.40** Constitución del turbocompresor.
- Figura 2.41** Disposición de los cojinetes de casquillos flotantes y de empuje.
- Figura 2.42** Inductor y exductor en los impulsores del compresor y turbina.
- Figura 2.43** Relación A/R constante en las carcazas del turbo.
- Figura 2.44** Relación A/R en función de la PS y el régimen del motor.
- Figura 2.45** Temperatura de funcionamiento del turbo.
- Figura 2.46** Tiempo de respuesta del turbo vs. Régimen del motor.
- Figura 2.47** Presión en la admisión vs. Contrapresión en el escape.
- Figura 2.48** Puntos de máxima eficiencia del compresor.
- Figura 2.49** Mapa de flujo del compresor.
- Figura 2.50** Mapa de flujo de la turbina.
- Figura 2.51** Trayectoria del flujo de aceite a través del turbocompresor.
- Figura 2.52** Formas correctas e incorrectas de drenar el aceite del turbo.
- Figura 2.53** Turbo de geometría variable.
- Figura 2.54** Turbo con cojinetes de bolas.
- Figura 2.55** Comparación entre cojinetes de bolas y lisos flotantes.
- Figura 2.56** Turbos cerámicos.
- Figura 2.57** Sistema de Interenfriamiento.
- Figura 2.58** Diseño del interenfriador.
- Figura 2.59** Configuración de los paneles en el interenfriador.
- Figura 2.60** Válvula de alivio.

- Figura 2.61** Válvula de descarga externa.
- Figura 2.62** Válvula de descarga interna
- Figura 2.63** Tuberías en el sistema del turbocompresor.
- Figura 2.64** Variación de la presión atmosférica en función de la altitud.
- Figura 2.65** Potencia en motores turbo y atmosféricos en función de la altitud.
- Figura 2.66** Eficiencia del compresor en función de la relación de presión y relación de densidad.
- Figura 2.67** Cargas inerciales y de potencia en el conjunto pistón – biela.
- Figura 2.68** Cargas de potencia y de inercia combinadas.
- Figura 2.69** Presión en el cilindro en un motor atmosférico y uno turbo.
- Figura 2.70** Comparación entre una biela forjada y una de hierro fundido.
- Figura 2.71** Asientos de válvulas de admisión y escape en motores turbo.
- Figura 2.72** Juntas de culata para alto rendimiento.
- Figura 2.73** Octanaje del combustible en función de la presión de sobrealimentación y la relación de compresión.
- Figura 2.74** Relación de compresión en función de la presión de sobrealimentación y la eficiencia del interenfriador.
- Figura 2.75** Colectores de escape para motores turbo.
- Figura 2.76** Integración de la válvula de descarga en el sistema.
- Figura 2.77** Emisiones en un motor atmosférico y uno turbo.
- Figura 2.78** Bujías y sistema electrónico de retardo al encendido.
- Figura 2.79** Modificación de las VA y VE para motores turbo.
- Figura 2.80** Ubicación de los inyectores adicionales.
- Figura 2.81** Flujo de la bomba de combustible.
- Figura 2.82** Aumentador de presión de combustible.
- Figura 3.1** Eficiencia volumétrica del motor de prueba.
- Figura 3.2** Diámetro del exductor de la turbina.
- Figura 3.3** PS y  $W_{COR}$  en función de la velocidad del motor.
- Figura 3.4**  $T_C$  y  $\rho$  en función de la presión de sobrealimentación.
- Figura 3.5** Relación de presión en función del flujo de aire corregido.
- Figura 3.6** Diagrama de flujo para la selección del turbo.



- Figura 3.7** Área interna de flujo estimada del interenfriador.
- Figura 3.8** Resumen del comportamiento del aire a través del sistema.
- Figura 4.1** Pistones de aluminio forjado de marca IAPEL.
- Figura 4.2** Perno y aros del pistón.
- Figura 4.3** Bielas marca OPEL.
- Figura 4.4** Comparación entre el conjunto pistón – biela.
- Figura 4.5** Rectificación del cigüeñal.
- Figura 4.6** Rectificación de la culata.
- Figura 4.7** Instalación y rectificación de camisas en el bloque del motor.
- Figura 4.8** Neplo acoplado al cárter para retorno de aceite.
- Figura 4.9** Colector de escape para motor Chevrolet Corsa.
- Figura 4.10** Tubo de escape del turbo o “*downpipe*”.
- Figura 4.11** Componentes de la distribución del motor.
- Figura 4.12** Diagrama del árbol de levas adquirido.
- Figura 4.13** Polea de distribución regulable.
- Figura 4.14** Línea y neplo de aceite.
- Figura 4.15** Adaptación de las mangueras del radiador.
- Figura 4.16** Adaptación de las mangueras de refrigeración del turbo.
- Figura 4.17** Inyectores adicionales y controlador electrónico.
- Figura 4.18** Modificación de los conductos de la dirección hidráulica.
- Figura 4.19** Modificación del guardachoque delantero para la instalación del interenfriador.
- Figura 4.20** Piezas del sistema de turbocompresor.
- Figura 4.21** Instalación del sistema de turbocompresor.
- Figura 4.22** Instalación de la válvula de descarga.
- Figura 4.23** Diagrama eléctrico de instalación del controlador electrónico.
- Figura 4.24** Diagrama del sistema de inyección electrónica independiente.
- Figura 4.25** Prueba en el dinamómetro con motor atmosférico.
- Figura 4.26** Prueba en el dinamómetro con motor turbo.
- Figura 4.27** Gráfico comparativo en la prueba de aceleración por distancia.

- Figura 4.28** Gráfico comparativo en la prueba de aceleración por velocidad.
- Figura 4.29** Gráfico comparativo en la prueba de recuperaciones.
- Figura 4.30** Gráfico comparativo en la prueba de adelantamientos.
- Figura 4.31** Régimen del motor vs. Tiempo en pruebas de aceleración.
- Figura 4.32** Temperatura del aire de admisión vs. Tiempo en pruebas de aceleración.
- Figura 4.33** Pulso de inyección vs. Tiempo en pruebas de aceleración.
- Figura 4.34** Régimen del motor vs. Tiempo en pruebas de recuperación.
- Figura 4.35** Temperatura del aire de admisión vs. Tiempo en pruebas de recuperación.
- Figura 4.36** Pulso de inyección vs. Tiempo en pruebas de recuperación.

## LISTADO DE ANEXOS

**Anexo 1.** Software de selección.

**Anexo 2.** Ubicación de los datos en los mapas de flujo de compresor.

**Anexo 3.** Diseño de registro para las pruebas de campo.

**Anexo 4.** Datos recopilados en las pruebas de campo.

## NOMENGLATURA UTILIZADA

MCI	Motor de combustión interna.
MCIA	Motor de combustión interna alternativo.
ECH	Motor de combustión interna encendido por chispa.
PMS	Punto muerto superior.
PMI	Punto muerto inferior.
PS	Presión de sobrealimentación manométrica.
$D_P$	Diámetro del pistón.
$S_P$	Carrera del pistón.
$V_s$	Volumen desplazado.
$V_D$	Cilindrada.
$V_t$	Volumen total del cilindro.
VA	Válvula de admisión.
VE	Válvula de escape.
$N_2O$	Óxido nitroso.
ION	Inyección de óxido nitroso.
CC	Cámara de combustión.
IE	Interenfriador.
ECU	Computadora del motor (Engine Control Unit).
IEC	Inyección electrónica de combustible.
CEC	Consumo específico de combustible.
RC	Relación de compresión.
RP	Relación de presión.
RD	Relación de densidad.
$D_{VA}$	Diámetro de la válvula de admisión.
$W_a$	Flujo masco de aire.
$V_a$	Flujo volumétrico de aire.
A/R	Relación entre el área y radio de una carcaza.
P	Potencia.
$P_i$	Potencia indicada.
$P_b$	Potencia al freno.
$P_f$	Potencia de fricción.
$P_{est}$	Potencia estimada.

$T$	Torque.
$T_i$	Torque indicado.
$T_b$	Torque al freno.
$T_f$	Torque de fricción.
$PME_i$	Presión media efectiva indicada.
$PME_b$	Presión media efectiva al freno.
$PME_f$	Presión media efectiva de fricción.
$\eta_v$	Eficiencia volumétrica.
$Area_{int\_flujo}$	Área interna de flujo en el interenfriador.
$Area_{cara\_aire\_turbo}$	Área de la cara de la carcasa que choca con el aire que viene del turbo.
$Ancho_{cara\_aire\_turbo}$	Ancho de la cara de la carcasa que choca con el aire que viene del turbo.
$Espesor_{IE}$	Espesor del interenfriador.
$H_{panel}$	Altura del panel del interenfriador.
$A_{panel}$	Ancho del panel del interenfriador.
$N_{paneles}$	Número de paneles del interenfriador.
$\lambda$	Relación aire combustible.
$F_{inyector}$	Flujo de combustible del inyector.
$F_{iny\_pres}$	Flujo de combustible del inyector a una presión mayor.
$N_{cilindros}$	Número de cilindros.
$N_{iny\_cilindro}$	Número de inyectores por cilindro.
$T_{inyector}$	Ciclo de trabajo del inyector.
$PI_{p\_r}$	Presión de combustible revisada que se desea aplicar al sistema.
$PI_{p\_s}$	Presión de combustible estándar del fabricante del inyector.
$V_{D\_RC}$	Volumen desplazado modificado debido al cambio de RC.
$V_D$	Volumen desplazado original del motor.
$V_{D\_MOD}$	Volumen desplazado modificado del motor.
$RC_1$	Relación de compresión de fábrica del motor.
$RC_2$	Relación de compresión modificada del motor.

$V_{D\_JC}$	Volumen desplazado debido al incremento del espesor de la culata [mm.].
$D_P$	Diámetro del pistón [mm.].
$I_{E\_JC}$	Incremento del espesor de la culata [mm.].
$N_{cilindros}$	Número de cilindros.
$N$	Velocidad del motor [RPM].
$RP_C$	Relación de presión en el compresor.
$P_{ATM}$	Presión atmosférica.
$P_E$	Presión absoluta del aire antes de ingresar al compresor.
$PS_{ABS}$	Presión de sobrealimentación absoluta.
$\Delta T_{C\_oK}$	Incremento de temperatura debido al compresor en grados Kelvin.
$T_{AMB\_oK}$	Temperatura ambiente del aire en grados Kelvin.
$\eta_c$	Eficiencia del compresor.
$\gamma$	Constante del aire igual a 1.395.
$T_C$	Temperatura del aire después del compresor.
DOHC	Doble árbol de levas a la cabeza.
SOHC	Simple árbol de levas a la cabeza.
AAA	Ángulo de avance a la apertura de la VA antes del PMS.
RCE	Ángulo de retardo al cierre de la VE después del PMS
RCA	Ángulo de retardo al cierre de VA después del PMI.
AAE	Ángulo de avance a la apertura de la VE antes del PMI.
[ cfm ]	Pies cúbicos por minuto.
[ lb/min ]	Libras por minuto.
[ lt ]	Litros.
[ Km./h ]	Kilómetros por hora.
[ hr. ]	Hora.
[ CV ]	Caballos vapor.
[ psi ]	Libras por pulgada cuadrada.
[ psia ]	Libras por pulgada cuadrada barométrica.

[ psig ]	Libras por pulgada cuadrada manométrica.
[ lb.ft ]	Libras fuerza por pie.
[ N.m ]	Newton metro.
[ HP ]	Caballos de fuerza.
[ cm <sup>3</sup> ]	Centímetros cúbicos.
[ KN ]	Kilo newtons.
[ N/mm <sup>2</sup> ]	Newtons sobre milímetro cuadrado.
[ ° C ]	Grados centígrados.
[ °K ]	Grados Kelvin.
[ Kg/dm <sup>3</sup> ]	Kilogramos sobre decímetro cúbico.
[ Kg/m <sup>3</sup> ]	Kilogramos sobre metro cúbico.
[ gr. ]	Gramos.
[ mm. ]	Milímetros.
[ lb./HP.hr ]	Libras por caballo de fuerza hora.
[ Km./año ]	Kilómetros por año.
[ Km./gal ]	Kilómetros por galón.
[ USD/año ]	Dólares al año.
[ USD/HP ]	Dólares por caballo de fuerza.

## RESUMEN

Ecotech Servicio Automotriz con el objetivo de ampliar su gama de servicios en lo referente a la potenciación de motores para distintas aplicaciones, ya sean para su utilización diaria, automovilismo deportivo o competencias, requiere buscar nuevas alternativas para incrementar el rendimiento de los motores, y una de ellas, es la instalación de un sistema de turbocompresor para recuperar y aumentar dicho rendimiento, ya que por las características ambientales de las ciudades ubicadas en la sierra ecuatoriana, existe una pérdida de las prestaciones del motor debido a la menor presión atmosférica, y por lo tanto una menor densidad de aire.

Para el efecto se realizó el estudio de selección e instalación del sistema de turbocompresor en un vehículo de 1600 cm<sup>3</sup> con todos sus componentes adicionales para su utilización en condiciones ambientales específicas, y por medio de la realización de diferentes pruebas de campo, evaluar y comprobar los resultados.

La metodología de ejecución de este Estudio se realizó de la siguiente manera:

- Actualización y recopilación de información técnica sobre los parámetros y criterios de ingeniería necesarios para la selección de los componentes que conforman el sistema de turbocompresor.
- Evaluación de las condiciones ambientales específicas en donde el vehículo turbocargado va a ser operado.



- Diagnóstico completo del motor de prueba 1600 cm<sup>3</sup>, componentes internos y sistemas anexos del mismo, para así evaluar los componentes que debieron ser cambiados y mejorados, asegurando la fiabilidad del motor.
- Selección de los componentes del motor, sistema de turbocompresor, y accesorios mediante los criterios previamente adquiridos.
- Evaluación del rendimiento del motor previo a la instalación de los componentes mediante la ejecución de diferentes pruebas de campo, realizadas en las afueras de la ciudad.
- Adquisición, instalación, adaptación y verificación de todos los componentes necesarios para sobrealimentar el motor de prueba.
- Evaluación y comprobación de las prestaciones del motor turbocargado siguiendo el mismo protocolo de pruebas.
- Evaluación y análisis de los datos obtenidos en las pruebas mediante los equipos de diagnóstico, y por medio de la información técnica recopilada, establecer los resultados de la comparación entre las dos configuraciones del motor.
- Comparar los resultados y el costo beneficio con otro tipo de potenciación de motores bajo las mismas condiciones atmosféricas y motores de prueba de similares características.

Como resultado de la instalación del sistema de turbocompresor, se obtuvo un incremento máximo del 71% de la potencia efectiva a las ruedas, y un 88% de incremento en el torque del motor.

De igual manera, la aceleración del vehículo fue incrementada drásticamente, ya que el tiempo promedio en alcanzar cierta distancia fue disminuido en un 20%, y el tiempo promedio en alcanzar cierta velocidad disminuyó 45%.

Con este estudio, Ecotech Servicio Automotriz Cia. Ltda. se beneficiará al aplicar la metodología en diferentes vehículos mediante el software de selección, que permite calcular rápidamente los parámetros necesarios y puntos críticos para la selección de un turbo en cualquier condición atmosférica.

# **CAPÍTULO I**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 ANTECEDENTES**

El parque automotor se ha incrementado significativamente en los últimos años, y esto ha sido producido por la inversión realizada por los consumidores tratando de obtener bienes por la falta de confianza en los bancos del país. La continua demanda de vehículos cada vez mejores, ya sea en rendimiento, estética y precio ha puesto a trabajar a los distintos fabricantes a fin de satisfacer las necesidades de los clientes.

Los automotores en las ciudades de la sierra representan más del 50% del mercado nacional total, y estos al encontrarse a una altura considerable pierden hasta el 40% de la potencia nominal del motor debido a las condiciones atmosféricas. Para satisfacer esta demanda de pérdida de potencia, las mecánicas automotrices han encontrado la forma de adicionar potencia a los motores, pero lamentablemente de una forma rudimentaria, sin los estudios de ingeniería correspondientes.

Al trabajar de esa manera, se realiza un trabajo empírico basado en la prueba y error para la mejora del rendimiento. En la mayoría de las mecánicas por tanto no existe un estudio adecuado para la instalación de estas nuevas piezas. Esto produce que se coloquen piezas o repuestos no apropiados, y en el caso de que funcionen, no estarían logrando la máxima eficiencia.

Esta es la forma tradicional de este tipo de trabajo en el mercado nacional, por lo que se propone empezar con estudios técnicos a fin de optimizar la inversión del usuario, que se verá reflejado en su satisfacción; al comprobar el correcto funcionamiento y el incremento de la potencia de su vehículo a un precio razonable.

### **1.2 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

En la actualidad, el parque automotor está en constante ascenso, por lo que la demanda de productos mejores y eficientes es una tarea de todos los días. Pese a que los ingenieros automotrices enfocan sus esfuerzos a diseñar motores más potentes, estos no son del todo eficientes cuando funcionan en lugares con altitud debido a la reducción de la presión atmosférica.

Muchos esfuerzos han sido realizados a fin de satisfacer esta necesidad, pero la mayoría de ellos han sido ejecutados de una forma rudimentaria, y generalmente no se llega a obtener los resultados más eficaces. Al aplicar los conocimientos de ingeniería, normas, efectos ambientales, entre otros, las posibilidades de que los resultados sean

mucho más eficientes son muy altos, razón por la cual se realiza el presente proyecto.

En el mercado nacional, existen una o dos empresas que se dedican a la instalación de turbocompresores en motores a gasolina pero éstas no realizan ningún estudio sobre la selección del más adecuado; lo que hacen es comercializar un “kit de turbo” en el que vienen todas las piezas necesarias para su funcionamiento de una forma general, sin tomar en cuenta que estos son diseñados para su utilización a nivel del mar. Al no realizar este estudio individualizado en el que se debe considerar de sobremanera las condiciones atmosféricas, el usuario se ve perjudicado pues podría hacer mejor uso de su dinero, aprovechándolo de mejor manera pagando lo mismo o incluso menos, por un sistema que será mucho más eficiente y que será acorde para el tipo de motor y aplicación específicas.

Ecotech Servicio Automotriz Cia. Ltda. se ha dedicado a solucionar problemas automotrices en gran parte del parque automotor en la ciudad de Quito, ofreciendo a sus clientes soluciones de calidad en lo que es mantenimiento y reparación de motores de todo tipo. La empresa siempre ha implementado respuestas de ingeniería, sobre todo cuando se trata de obtener una preparación de motores para distintas competencias de vehículos a nivel nacional. La meta principal de la empresa es satisfacer la necesidad del usuario para que este pueda lograr la mejor performance en los eventos automotrices en los que el vehículo participe.

Este proyecto junto con el apoyo de esta empresa propone una innovación en la instalación de turbocompresores en motores atmosféricos, aprovechando que no es una actividad que ha sido explotada en nuestro medio. Esta ofrece un elevado aumento de la potencia, y una notable mejora en el rendimiento del motor, siendo mucho más significativo en las ciudades ubicadas en la altura, ya que una de las características es la reducción de la presión atmosférica en comparación con las ciudades del llano.

### **1.3 DEFINICIÓN Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA**

La pérdida de potencia de los motores debido a la altitud, es un fenómeno que se da por el principio mismo de funcionamiento de los motores de combustión interna. Este principio radica en la combustión de una mezcla de aire y combustible a fin de crear una explosión capaz de mover el pistón, transformando energía térmica en energía cinética. La potencia que pueden generar los motores, radica en la cantidad de mezcla de aire y combustible que se puede quemar en la cámara de combustión; al ser ésta mayor, existe más volumen que será quemado generando más fuerza sobre el pistón, y por lo tanto ganando más torque y potencia.

Los motores son diseñados en su totalidad para su uso a nivel del mar, ya que el mercado automotriz a nivel mundial es más del 95% en esta zona. Desafortunadamente, las personas que utilizan autos en ciudades con alturas considerables como México DF. , La Paz, Bogotá o Quito, se ven perjudicadas al no tener la potencia deseada en sus

motores. Esto tiene su fundamento en la presión atmosférica, la que disminuye conforme la altura aumenta. Al tener una presión atmosférica menor, la densidad del aire también disminuye. Eso quiere decir que al tener una presión de trabajo menor y una menor concentración de oxígeno en el aire, la combustión dentro de las cámaras del motor será menor, reduciendo la presión para mover el pistón y consecuentemente reduciendo la potencia útil del motor.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 OBJETIVO GENERAL**

Seleccionar un turbocompresor y todos sus componentes para su instalación en un motor atmosférico encendido por chispa, para aumentar su potencia y mejorar su rendimiento.

### **1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

Los objetivos específicos planteados para este proyecto son:

- Realizar un estudio para la selección de un turbo compresor en motores atmosféricos dadas las condiciones ambientales específicas.
- Seleccionar e instalar el turbo y todos sus componentes adicionales en un vehículo a fin de lograr el máximo rendimiento.
- Realizar pruebas de campo a fin de comprobar los resultados del estudio.

## **1.5 ALCANCE**

Lo que se pretende con el presente proyecto es realizar un estudio sobre la correcta selección de un turbo y sus componentes adicionales para condiciones ambientales específicas, y comprobar experimentalmente el aumento real del torque y potencia útil, además de la mejora del rendimiento del motor, con el fin de implementarlo en distintos motores. Adicionalmente, mediante este proyecto, existe una visión de que en el futuro se podrá hacer una aplicación a diferentes tipos de vehículos para compensar la pérdida de potencia, en las distintas ciudades de la sierra ecuatoriana a fin de que la satisfacción del usuario sea garantizada.

# CAPÍTULO II

## MARCO DE REFERENCIA

### 2.1 MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El desarrollo de los motores de combustión interna (MCI) ha sido vertiginoso desde que en 1862, el francés Alphonse Beau de Rochas (1815-1893) publicó un trabajo teórico donde se podía observar por primera vez los principios a los que se debía regir un motor ideal. Todos los procesos que se argumentaron en este trabajo, fueron de base para el desarrollo de los motores, ya que en esencia los conceptos descritos por Rochas, son los que se utilizan actualmente en los modernos motores de cuatro tiempos. Sin embargo, Rochas no construyó ningún prototipo de su modelo, sino fue el ingeniero alemán Nikolaus Otto (1832-1891) quien diseñó y construyó una máquina basada en el trabajo de Rochas. La mayoría de los motores de combustión interna utiliza el principio del émbolo recíprocante, según el cual, un émbolo se desliza dentro de un cilindro, hacia atrás y hacia delante, transmitiendo fuerza a la flecha motriz, esto es un sistema simple de biela y manivela.

A partir de esa época, los avances en el desarrollo de los MCI se han dado a pasos significativos. Al inicio, los cambios eran regidos por los descubrimientos de nuevos materiales que hacían que los motores giren más rápidamente; en estos días, el avance tecnológico es el que rige a los motores teniendo avances gigantescos en la electrónica de estos.

Los motores de combustión interna alternativos, son [motores térmicos](#) en los que los gases resultantes de un proceso de [combustión](#) empujan un émbolo o pistón, desplazándolo en el interior de un cilindro y haciendo girar un cigüeñal, obteniendo finalmente un movimiento de rotación. El funcionamiento cíclico de estos motores implica la necesidad de sustituir los gases de la combustión por nueva mezcla de aire y combustible en el interior del cilindro; este proceso se denomina renovación de la carga.

#### 2.1.1 DEFINICIONES Y TERMINOLOGÍA RELACIONADA

A continuación se anotan algunas definiciones que son de utilidad en la consecución del presente proyecto.

Punto Muerto Superior (PMS) .- Es la posición del pistón en el cilindro en la que la distancia al eje del cigüeñal es máxima.

Punto Muerto Inferior (PMI) .- Es la posición del pistón en el cilindro en la que la distancia al eje del cigüeñal es mínima.

Carrera del pistón (S) .- Es la distancia recorrida por el pistón en el cilindro entre los puntos muertos superior e inferior. Cada carrera del pistón corresponde a media vuelta del cigüeñal.

Cámara de combustión (CC) .- Es el espacio formado por la cabeza del pistón, el cilindro y la culata cuando el pistón está en PMS.

Volumen desplazado del pistón ( $V_s$ ) .- Es el volumen correspondiente a la carrera del pistón en cada cilindro.

Volumen total del cilindro ( $V_t$ ) .- Es la suma del volumen de la cámara de combustión y del volumen desplazado.

Volumen de la cámara de combustión ( $V_c$ ) .- Es el volumen comprendido entre la culata y la cabeza del pistón cuando este está en el PMS.

Cilindrada ( $V_D$ ) .- Es el producto del número de cilindros del motor y el volumen desplazado.

Relación de compresión (RC) .- Es la relación entre el volumen total del cilindro y el volumen de la cámara de combustión. La relación de compresión es un número adimensional que indica cuantas veces el volumen total del cilindro es mayor que el volumen de la cámara de combustión.

Presión de sobrealimentación (PS) .- Conocida también como *boost*, es la diferencia entre la presión barométrica y la presión absoluta en el múltiple de admisión. Esta presión es generada por un sobrealimentador y es medida manométricamente en bares [bar] o libras por pulgada cuadrada [psi].

Relación de presión (RP) .- Es la relación que existe entre la presión medida después de pasar por un dispositivo, y la presión medida antes de pasar por dicho dispositivo. Si el valor es mayor a uno significa que el componente por el cual pasó el aire incrementó su presión y contrariamente si el valor es menor a uno, aquel componente disminuyó su presión.

Relación de densidad ( $R_\rho$ ) .- Es la relación que existe entre la densidad del aire medida después de pasar por un dispositivo, y la densidad medida antes de pasar por dicho dispositivo. Si el valor es mayor a uno significa que el componente por el cual pasó el aire incrementó su densidad y contrariamente si el valor es menor a uno, aquel componente la disminuyó.

Flujo de aire másico ( $W_a$ ) .- Es el flujo de entrada de aire al motor medido en el cuerpo de aceleración y está expresado en libras por minuto [lb./min.].

## **2.1.2 COMPONENTES DEL MOTOR**

Los motores de cuatro tiempos encendidos por chispa ECH, existen dos tipos básicos de elementos y estos son:

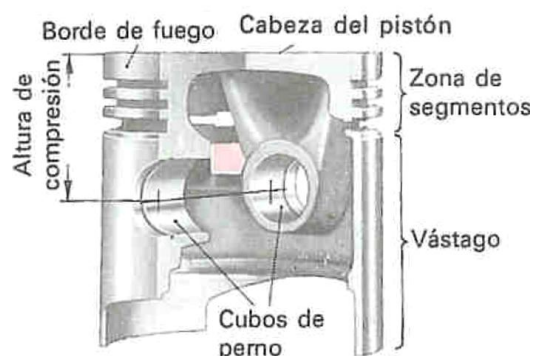
- Elementos móviles (pistón, biela, cigüeñal, volante de inercia, amortiguador de oscilaciones).
- Elementos fijos para su funcionamiento (culata, bloque de cilindros, cárter).

### 2.1.2.1 El pistón

#### 2.1.2.1.1 Constitución

Las partes principales del pistón son:

- La cabeza.- Recibe toda la presión y el calor producido en la combustión.
- Zona de aros.- Es el lugar en el que van alojados los distintos aros del pistón.
- El vástago.- También conocido como falda, es la parte inferior del pistón; sus funciones son de guiar al émbolo en su desplazamiento por el cilindro, disipar el calor y transmitir los esfuerzos laterales.
- Cubos del perno.- Transmite el esfuerzo del pistón al perno correspondiente. Van apoyados en la cabeza del pistón.



**Figura 2.1 Constitución del pistón**

#### 2.1.2.1.2 Funciones

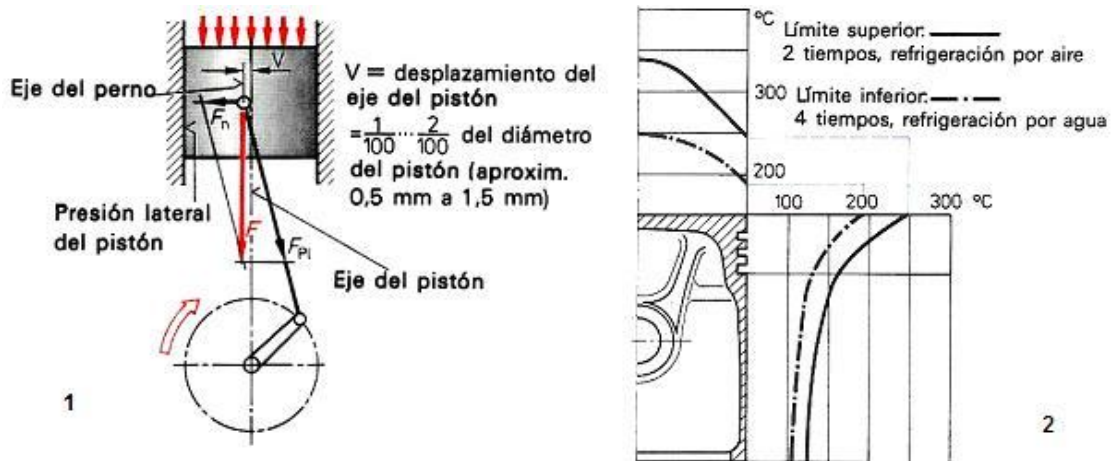
El pistón es un elemento móvil el cual tiene tres funciones esenciales que debe cumplir en el motor y son:



- Hacer de pared móvil en el cilindro, para cerrar la cámara de combustión.
- Recibir la presión generada por los gases y transmitirla al cigüeñal por medio de la biela (Figura 2.9).
- Transmitir el calor cedido por los gases de combustión a las paredes del cilindro.

#### 2.1.2.1.3 Esfuerzos y choque térmico que actúan sobre el pistón

En la mayoría de motores, la presión que recibe la cabeza del pistón está alrededor de 15 a 30 [KN.]. Además, al ser comprimido contra la pared del cilindro produce una presión lateral de aproximadamente  $0,5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  como se muestra en (1) de la figura 2.2.



**Figura 2.2 Esfuerzos y temperatura de funcionamiento del pistón**

Debido a la combustión de aire y gasolina, la temperatura producida en la cámara es mayor a los  $2000 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$ . Este calor es disipado por los cilindros, pero también una gran parte pasa por la cabeza del pistón, hacia los aros y llega a las camisas. Con todo esta transferencia de calor, los pistones suelen tener temperaturas que oscilan entre  $250$  a  $350 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$  como lo muestra (2) de la figura 2.2.

#### 2.1.2.1.4 Material de los pistones

Debido a los esfuerzos y cambios térmicos a los que están expuestos los pistones, es necesario que se fabriquen con materiales de alta calidad. El material del cual se fabricaran los pistones debe tener las siguientes propiedades:

- Densidad baja ya que la inercia debe ser lo mas baja posible.
- Elevada resistencia a altas temperaturas.

- Alta conductividad térmica y baja dilatación térmica.
- Elevadas propiedades de deslizamiento.
- Alta resistencia al desgaste.
- Fácilmente mecanizable.

Actualmente, para motores ECH se utilizan aleaciones de aluminio gracias a su muy buena conductividad térmica y baja densidad. La más común es la aleación Aluminio y Silicio al 12% (AlSi 12). En la tabla 2.1 se puede apreciar las distintas aleaciones de aluminio.

**Tabla 2.1** Materiales para pistones

	Grupo de aleación	Densidad [Kg./dm <sup>3</sup> ]
Aleaciones de aluminio y silicio	Al Si 12 Cu Ni	2,7
	Al Si 18 Cu Ni	2,68
	Al Si 25 Cu Ni	2,65

Fuente: Ingeniería del automóvil II. Tabla 2-2. Pág. 218

Cabe destacar que entre mayor sea el contenido de silicio en la aleación, la dilatación térmica y el desgaste es menor. Sin embargo, las dificultades de mecanizado y fabricación son mayores.

#### 2.1.2.1.5 Aros del pistón

Debido a que el pistón durante su desplazamiento no puede quedar totalmente ajustado al cilindro, ya que produciría un fuerte rozamiento, es preciso dejar un huelgo entre el pistón y el cilindro. Para evitar fugas de aceite o gases que harían perder fuerza en la compresión, se recurre a la utilización de aros. Los aros del pistón (Figura 2.3) tienen que ser elásticos y no deben deformarse de modo permanente ni cuando se pasan sobre el pistón al montarlos ni después cuando se comprimen a su medida nominal. El material de fabricación de los aros debe tener buenas propiedades de deslizamiento, elevada elasticidad y resistencia a altas temperaturas. Además, deben ser de fabricación sencilla y económica ya que el material es menos duro que el del bloque para que en el frotamiento con las paredes de los cilindros sean los aros los que se desgasten. Se alojan en la zona de segmentos (Figura 2.1) apropiadas que lleva el pistón.

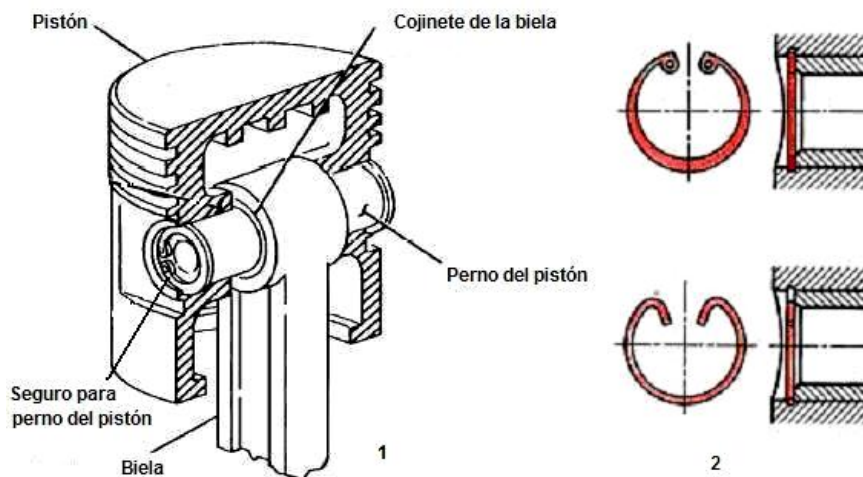


**Figura 2.3 Aros del pistón**

En los aros cabe distinguir los de compresión y los aros rascadores de aceite o de lubricación. Los aros de compresión se encargan del cierre del pistón en el cilindro para garantizar la estanquidad. Gracias a esto, se evita que los gases pasen al cárter y provoquen pérdida de potencia y deterioro del aceite. Los aros rascadores del aceite sirven para escurrir de la pared del cilindro el aceite sobrante y regresarlo al cárter. Con esto se evita que el aceite entre a la cámara de combustión lo que produciría un alto consumo de aceite y la emisión de humo blanco por el tubo de escape.

#### 2.1.2.1.6 Perno del pistón

El perno del pistón es la pieza que sirve para unir el pistón y la biela. Es conocido también como bulón como en (1) de la figura 2.4. Al transmitir la fuerza hacia la biela, y por su movimiento de vaivén, obliga a que este sea fabricado en una masa pequeña para evitar las grandes fuerzas de aceleración.



**Figura 2.4 Perno y seguro para perno del pistón**

El material del cual debe estar construido el perno debe tener una gran resistencia a las fuerzas oscilantes y a la tenacidad para que ocasione una rotura. Además, deber tener alta calidad y dureza superficial

para disminuir el desgaste. Generalmente los materiales utilizados son aceros cementados y nitrurados.

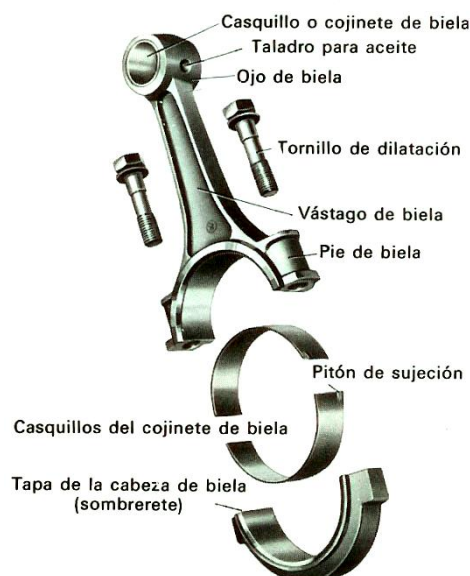
Los seguros para pernos del pistón como en (2) de la Figura 2.4 tienen por misión evitar que el perno se corra y dañe como consecuencia la pared del cilindro. Usualmente, consisten en anillos de acero que flejan radialmente y se disponen en los canales que están en el cubo del perno.

## 2.1.2.2 La biela

### 2.1.2.2.1 Constitución

Las partes principales de la biela son:

- El ojo de la biela es el cual va el perno del pistón. Para tener mejor deslizamiento, se mete a presión en el ojo de la biela un casquillo de aleaciones de cobre.
- El vástago de biela une el pie de biela con la cabeza. Debe tener alta resistencia al pandeo.
- El pie de biela envuelve al cojinete de biela que se configura a modo de cojinete partido de deslizamiento.
- La cabeza de la biela, fundida en el mismo cuerpo, gira sobre el codo del cigüeñal y consta de dos partes: una superior o cabeza, solidaria al cuerpo, y la inferior, llamada sombrerete que sujeta a la parte superior por medio de tornillos.
- El cojinete de biela que hace que el roce con el codo del cigüeñal sea más suave, se aseguran mediante clavijas o pitones de sujeción.



## **Figura 2.8 Constitución de la biela**

### 2.1.2.2.2 Funciones

Las funciones principales de la biela son:

- Unir el pistón y el cigüeñal (Figura 2.9).
- Transformar el movimiento rectilíneo alternativo del pistón en movimiento rotatorio al centro del cigüeñal por medio de los muñones de biela del mismo cigüeñal, entregando la fuerza del pistón al cigüeñal, creando en éste un movimiento de giro.

### 2.1.2.2.3 Esfuerzos que actúan sobre la biela

La presión de la combustión genera grandes fuerzas de presión a lo largo de la biela. La velocidad del pistón varía drásticamente, produciendo fuerzas de aceleración y desaceleración que generan esfuerzos de tracción y compresión en la dirección longitudinal de la biela. El movimiento pendular de la biela alrededor del eje del perno del pistón provoca altas fuerzas de flexión en el vástago de la biela. Además, debido a la longitud de la biela, existe pandeo.

### 2.1.2.2.4 Material de la biela

El material debe estar dotado de gran resistencia mecánica, la masa deberá ser lo más baja posible para que las fuerzas de inercia no aumenten. El material más usado es el acero mejorado con 0.35% a 0.45% de carbono, aleado con cromo o manganeso y silicio. Las bielas se fabrican por estampación en caliente, para realizar un mecanizado posterior.

### 2.1.2.2.5 Lubricación

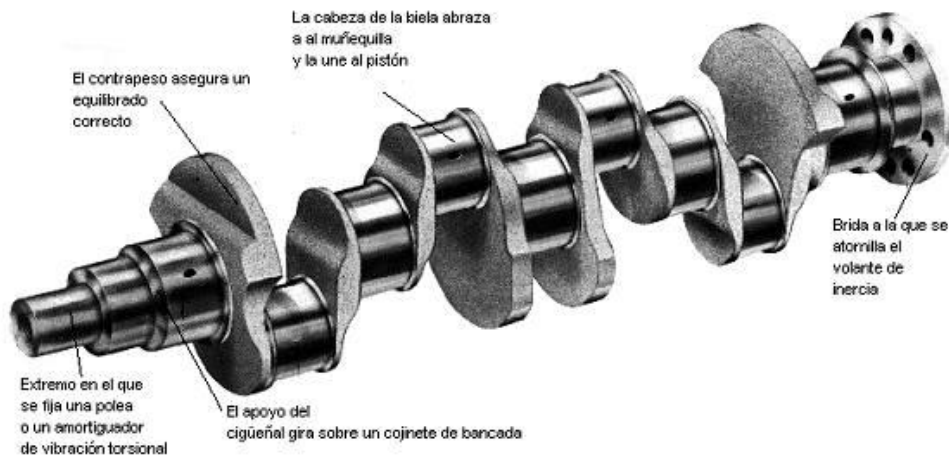
La lubricación de la biela se hace con el aceite del motor, que se lleva al muñón desde el apoyo del cigüeñal por un agujero. El pie de biela recibe casi siempre lubricación por aceite salpicante (Figura 2.5). Frecuentemente, el vástago de biela está perforado longitudinalmente desde el pie a la cabeza de biela.

## **2.1.2.3 El cigüeñal**

### 2.1.2.3.1 Constitución

Las partes fundamentales del cigüeñal son:

- Muñones de apoyo que están en línea y son asentados en las bases ubicadas en el bloque del motor.
- Muñones de biela que son los que reciben los cojinetes de biela y por lo tanto al conjunto pistón – biela.
- Brazos del cigüeñal que son los que unen los distintos muñones. Están dispuestos de tal forma que actúan de contrapesos para el equilibrio del cigüeñal.
- Brida a la que se le acopla el volante de inercia.
- Engranaje al final del eje en donde se colocara el amortiguador de oscilaciones.



**Figura 2.6 Constitución del cigüeñal**

#### 2.1.2.3.2 Funciones

El cigüeñal tiene la función de transformar el movimiento lineal alternativo del pistón en movimiento de giro. El cigüeñal forma parte del mecanismo biela manivela (figura 2.9), es decir de la serie de órganos que con su movimiento transforman la energía desarrollada por la combustión en energía mecánica. El cigüeñal recoge y transmite la potencia desarrollada por cada uno de los cilindros.

La mayor parte de ese momento se transmite al embrague por medio del volante de inercia, y una pequeña parte pasando por el amortiguador de oscilaciones, al accionamiento de válvulas, la bomba de aceite y el distribuidor de encendido, los equipos de alimentación de combustible y refrigeración del motor, y el generador.

#### 2.1.2.3.3 Esfuerzos que actúan sobre el cigüeñal

En cada carrera, el pistón y biela deben ser acelerados y desacelerados por el cigüeñal. En el tiempo de explosión cada pistón impulsa al cigüeñal hacia abajo, mientras que en los otros tres tiempos, es el cigüeñal el que impulsa a los cilindros hacia arriba y abajo. Con ello, aparecen poderosas fuerzas de inercia. Además, sobre el cigüeñal actúan grandes fuerzas centrífugas. Ante las fuerzas presentes, el cigüeñal es solicitado a torsión, y en los apoyos, está sometido a fricción.

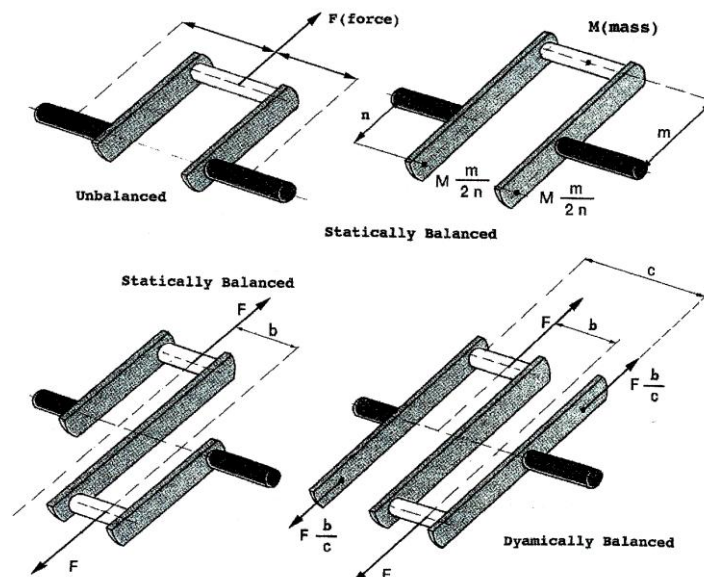
#### 2.1.2.3.4 Material del cigüeñal

El cigüeñal se fabrica de acero mejorado con aleaciones de manganeso y silicio, de acero nitrurado, de acero al cromo – molibdeno con cobalto y níquel, o de hierro fundido con grafito esférico. Los cigüeñales de acero se fabrican por estampación y tienen una alta resistencia a la tracción (  $70 - 110 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  ), los cigüeñales que requieren un menor esfuerzo de tracción (  $80 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  ) se pueden obtener por fundición.

#### 2.1.2.3.5 Equilibrado del cigüeñal

El cigüeñal debe estar equilibrado debido a la gran velocidad con la que gira. Existen dos tipos de equilibrio: estático y dinámico.

Se dice que un cuerpo giratorio está en equilibrio estático cuando este cuerpo en cualquier posición está balanceado al estar en reposo. En el primer gráfico de la Figura 2.7 una fuerza  $F$  provoca un funcionamiento no redondo al hacerlo girar sobre el eje. Es por eso que se coloca en el lado opuesto y a la misma distancia del eje un peso igual para que quede estáticamente equilibrado. En el segundo gráfico, la distancia  $n$  es la mitad de la distancia  $m$ , dividiendo así en dos partes iguales la masa.



**Figura 2.7 Equilibrio estático y dinámico del cigüeñal**

Si un cuerpo cilíndrico estáticamente equilibrado se hace girar velozmente puede tener un movimiento no redondo. Por esta razón, el

cuerpo debe ser dinámicamente equilibrado. Al hacer girar el cuerpo, las fuerzas centrífugas que actúan sobre la masa crean un momento de giro transversal al eje y el cuerpo cabecea. Al poner masas iguales al lado opuesto, dichos momentos se neutralizan. Como se ve en los dos últimos gráficos las fuerzas centrífugas  $F$  son neutralizadas con las fuerzas  $F b/c$ . Los cigüeñales son equilibrados estática y dinámicamente para contrarrestar las fuerzas creadas por el émbolo recíprocante y para minimizar la vibración. Ahora el cuerpo cilíndrico está equilibrado dinámicamente y su movimiento será uniforme.

#### 2.1.2.3.6 Cojinetes del cigüeñal

Los cojinetes tienen la misión de servir de apoyo y guía al cigüeñal. El asiento del cojinete es parte del bloque del cigüeñal y sobre él se atornilla el sombrerete de la biela. Uno de los cojinetes del cigüeñal está diseñado de tal forma que sirve de guía, el cual evita el desplazamiento axial del cigüeñal al que da lugar el embrague.

#### 2.1.2.3.7 Lubricación del cigüeñal

La lubricación en el cigüeñal se realiza con el aceite del motor, el cual es bombeado por la bomba de aceite, y a través de conductos de aceite se dirige hacia los cojinetes del cigüeñal como lo muestra la figura 2.9. Las ranuras en los cojinetes permiten que el aceite fluya a través de los orificios a los cojinetes de las bielas, y de ahí hacia el perno del pistón.



**Figura 2.8 Lubricación del cigüeñal**

#### 2.1.2.3.8 Conjunto pistón, biela cigüeñal

En la figura 2.9 se puede observar como los elementos pistón, biela cigüeñal van unidos, así como también los elementos como perno del pistón y cojinetes.

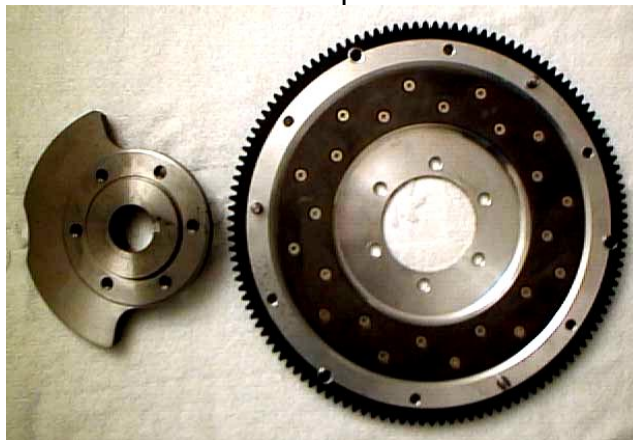




**Figura 2.9 Conjunto pistón, biela y cigüeñal**

#### **2.1.2.4 El volante de inercia**

El volante de inercia es el que acumula la energía generada por el cigüeñal para entregarla en los tiempos muertos que hay entre cada combustión. Con esto, el volante da mas continuidad de giro regulando el movimiento de este. La masa del volante de inercia es mayor cuando el motor tiene menos cilindros, y viceversa. El volante está fabricado de fundición a acero una rueda de fundición o acero, y generalmente viene con un contrapeso para lograr un equilibrio para que en un número alto de revoluciones del motor no exista un desequilibrio dinámico.



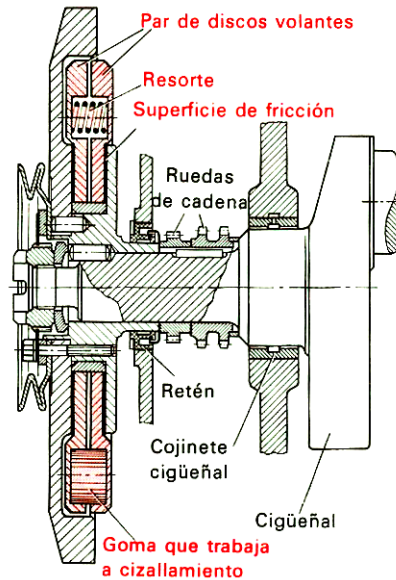
**Figura 2.10 Volante de inercia y su contrapeso**

En el contorno del volante se encuentra la corona dentada en donde está instalado el motor de arranque. Además sobre el volante de inercia se monta el embrague, razón por la cual el volante debe estar balanceado y unido al cigüeñal lo más firmemente posible evitando así las vibraciones y esfuerzos excesivos en el cigüeñal y los cojinetes.

#### **2.1.2.5 El amortiguador de oscilaciones**

Debido a los impulsos generados por las explosiones en los cilindros del motor, el cigüeñal esta sometido a oscilaciones giratorias generando vibraciones produciendo esfuerzos torcionales. Estas

vibraciones a cierto número de revoluciones, pueden aumentar en amplitud a tal punto de conducir a la rotura del cigüeñal. Ésta es la razón por la cual se emplea el amortiguador de oscilaciones llamado comúnmente *dámper*, y está dispuesto en el extremo opuesto al volante de inercia.



**Figura 2.11 Amortiguador de oscilaciones**

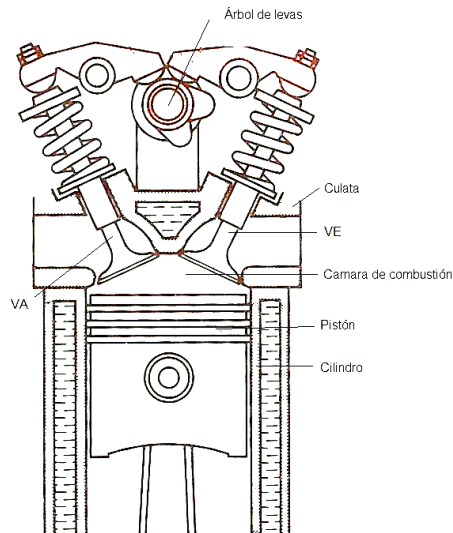
En la figura 2.11 se observa que si el cigüeñal presenta vibraciones, la inercia del par de discos volantes los amortigua, sobre la superficie de fricción mediante resortes.

### 2.1.2.6 Culata

Llamado también *cabezote*, forma la parte superior de la cámara de combustión, y está unida al bloque y entre ellos se ubica la junta o empaque de culata.

#### 2.1.2.6.1 Funciones

- Formar la cámara de combustión junto con el cilindro y el pistón.
- Soportar las presiones provocadas por la combustión.
- Transmitir el calor generado en la combustión al refrigerante.
- Alojar el colector de admisión y de escape.
- Alojar las bujías y los elementos de distribución como son válvulas de admisión (VA) y escape (VE), y en la mayoría de los casos, el árbol de levas.



**Figura 2.12 Corte transversal de un cilindro y culata**

#### 2.1.2.6.2 Características de la culata

Las principales características que debe cumplir la culata son:

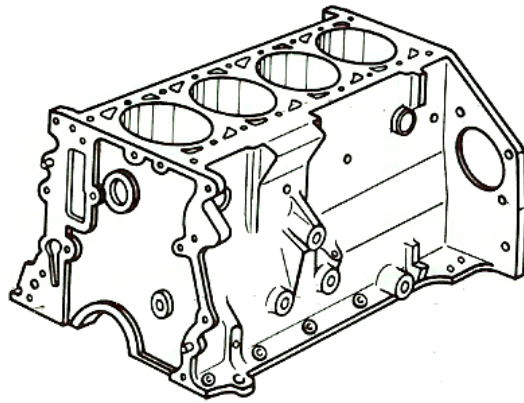
- Resistir la presión de los gases.
- Tener buena conductividad térmica.
- Resistir la corrosión.
- Tener un coeficiente de dilatación igual al del bloque.
- Presentar las paredes de la CC sin irregularidades ni salientes.
- Tener los conductos de admisión y escape cortos y con un acabado superficial a fin de no frenar el paso de los gases.

#### 2.1.2.6.3 Junta de la Culata

El objetivo de la junta o *empaque* de la culata es cerrar herméticamente la cámara de combustión, y evitar fugas de agua o aceite. La junta está expuesta a todo tipo de contacto ya sea este la mezcla aire combustible, los gases de escape, el aceite, el refrigerante, soportando altas presiones; por lo tanto el material es el amiantometal el cual se conforma de amianto grafitado (armado) recubierto de dos hojas de acero, de cobre o de materiales similares, de tal modo que haga impermeable la unión.

#### 2.1.2.7 Bloque del motor

Llamado también *bancada* o *cárter superior*, cumple la función principal de alojar al cigüeñal, a los cilindros y encerrando los demás elementos del motor, a los cuales protege del polvo y del agua.



**Figura 2.13 Bloque del motor**

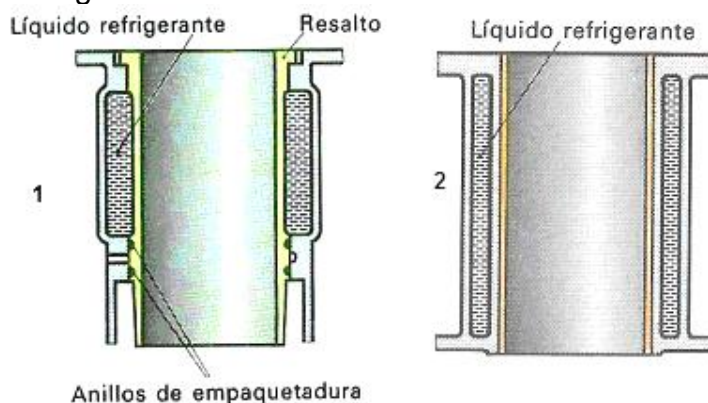
2.1.2.7.1 Material de fabricación

El bloque del motor esta fabricado en hierro fundido con grafito laminar. También se lo puede fabricar de aleaciones de aluminio que son mejores conductores térmicos y son más livianas.

2.1.2.7.2 Cilindros

Los cilindros tienen la función de guiar al pistón en su movimiento alternativo, y en su interior junto con la culata y el pistón se tiene lugar la explosión de la mezcla. Debido a las excelentes propiedades de deslizamiento del hierro fundido con grafito laminar, la superficie del cilindro es parte del bloque. Pero, en los bloques de aluminio se colocan camisas de hierro fundido de grano fino (fundición centrífuga), o de una fundición de aleación de aluminio.

Gracias a las camisas, se evita la sustitución del bloque en caso de un daño alto. Sin embargo, existen motores fabricados sin camisas en los que el interior de los cilindros es tratado adecuadamente para obtener gran resistencia al desgaste. Las camisas dependiendo de su contacto con el fluido refrigerante se clasifican en secas o húmedas.



**Figura 2.14 Camisa de cilindro húmeda y seca**

- *Camisa de cilindro húmedo.* Son aquellas en las que el líquido refrigerante esta en contacto con las camisas obteniendo un buena

refrigeración. La estanqueidad se garantiza con anillos de empaquetadura como se muestra en (1) de la figura 2.14.

- *Camisa de cilindro seca.* Son aquellas en las que el cilindro no está en contacto con el líquido refrigerante como se muestra en (2) de la figura 2.14. Se utiliza mayoritariamente en motores nuevos con bloques de aleación de aluminio; sin embargo, la transferencia de calor no es tan buena como los de camisa húmeda.

### 2.1.2.8 Cárter

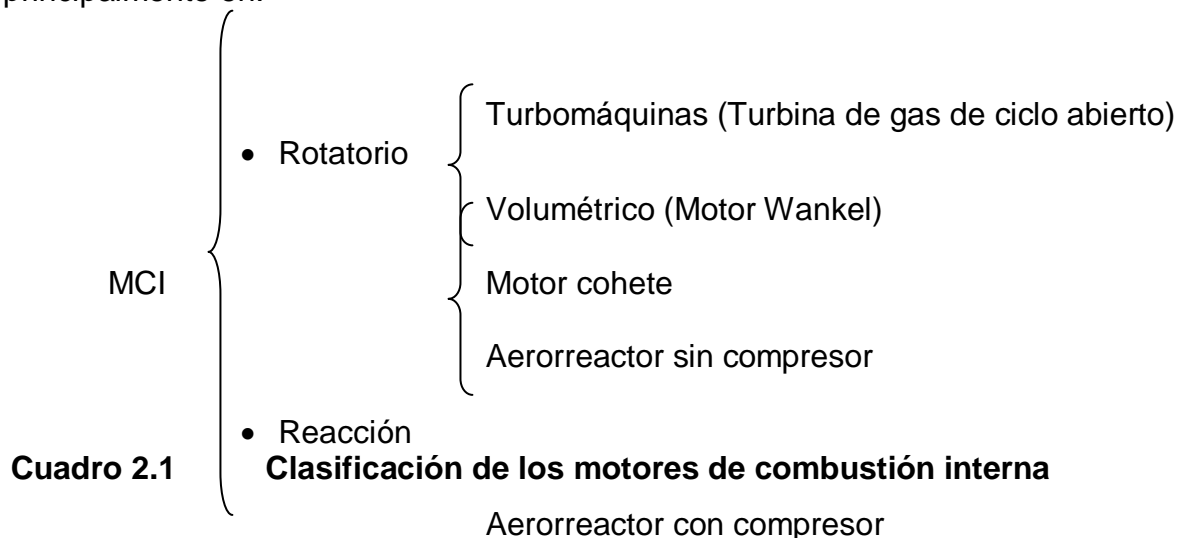
El cárter comúnmente llamado *cárter de aceite o inferior*, sirve como depósito del aceite que circula en el motor; en este lugar se encuentra la bomba de aceite y además existe un orificio para medir el nivel del lubricante y el tapón de vaciado.

El cárter es una pieza fabricada de hojas de acero a las que se le da una forma específica por medio de prensas; éste va acoplado al bloque del motor por medio de tornillos, y entre ellos existe una junta que asegura la hermeticidad y la estanqueidad.

### 2.1.3 TIPOS DE MOTORES

Existen diversos factores que inciden directamente en la clasificación de los motores, por esa razón hay tantos tipos de motores, como características para ordenarlos. Sin embargo, si nos referimos a los motores que van en los automóviles, es un hecho de que son de combustión interna.

En los motores de combustión interna, son los gases que produce la combustión los que circulan por el motor. Por esta razón el motor de ciclo abierto, y el fluido motor, en este caso el aire (no condensable) es empleado como carburante en la combustión. Los MCI se clasifican principalmente en:

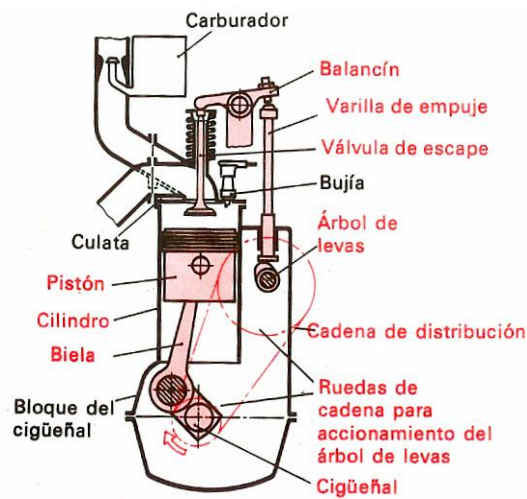


Los MCI que se utilizan en aplicaciones automotrices, casi en su totalidad son los vehículos de combustión interna alternativos (MCIA). La clasificación general es:

### 2.1.3.1 De acuerdo al encendido

Los motores se clasifican de acuerdo al encendido o ignición en:

- *Motor encendido por chispa (ECH)*. Llamado también Motor Otto gracias a su creador. Son aquellos en los que la combustión se inicia mediante una chispa, esta es eléctrica (bujía) ya que permite controlar la ignición (el momento en el que se ha de producir) y subsana los problemas de reducida vida útil y riesgo de explosión.



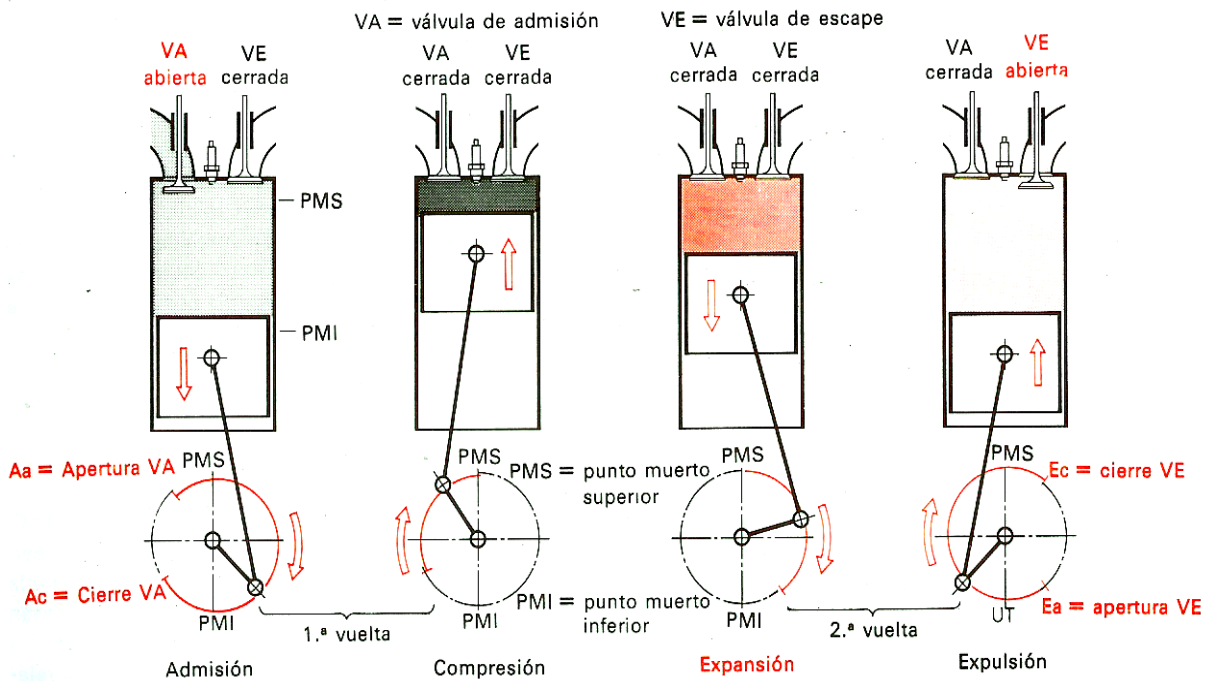
**Figura 2.15 Motor encendido por chispa**

- *Motor encendido por compresión*. Llamado también motores Diesel, son aquellos en los que la compresión de la mezcla es suficiente para provocar su auto inflamación. En este motor se utilizan valores elevados de compresión para lograr una temperatura de ignición cuando el pistón se encuentra en el PMS, y en ese momento cuando se inyecta el combustible dentro de la cámara por medio de una bomba de alta presión y un inyector, variando la cantidad de combustible para controlar la potencia entregada por el mismo.

### 2.1.3.2 De acuerdo al ciclo de funcionamiento

Los motores se clasifican de acuerdo al ciclo de funcionamiento en:

- *Motores de cuatro tiempos.* Son aquellos en los que el ciclo termodinámico es realizado en cuatro carreras del émbolo y dos revoluciones del cigüeñal. En estos motores la admisión y escape de los gases es controlado por la apertura y cierre de válvulas como lo indica la figura 2.16. Los cuatro tiempos o carreras del ciclo de funcionamiento del motor son: admisión, compresión, expansión y escape.



**Figura 2.16** Ciclo termodinámico en un motor de cuatro tiempos

- *Admisión.* Con la válvula de admisión abierta y el pistón en carrera descendente desde el PMS hacia el PMI se produce el ingreso de la mezcla fresca de aire y combustible al cilindro.
- *Compresión.* Con ambas válvulas cerradas, la compresión se producirá debido al movimiento ascendente del pistón desde el PMI al PMS.
- *Expansión.* Con las válvulas de admisión y escape igualmente cerradas, una chispa eléctrica producirá en el momento oportuno, la explosión. Por el efecto de la presión en el interior del cilindro, el pistón resultará impulsado desde el PMS al PMI.

Este es el único tiempo motriz donde se produce potencia, razón por la cual se llama *carrera de potencia*.

- *Escape*. Con la válvula de escape abierta, el pistón realiza su carrera ascendente, desde el PMI al PMS, y expulsa por barrido a los gases quemados fuera del cilindro.
- *Motores de dos tiempos*. Son aquellos en los que el ciclo termodinámico se completa en dos carreras del émbolo y una vuelta del cigüeñal. La admisión y escape de los gases es lograda por barrido ya que la nueva mezcla desplaza los gases de la combustión previa, sin la necesidad de válvulas, pues ahora el propio émbolo es el que con su movimiento descubre las lumbreras de admisión y escape regulando el proceso.

#### **2.1.3.3 De acuerdo al sistema de refrigeración**

Los motores se clasifican de acuerdo al sistema de refrigeración en:

- *Refrigerados por aire*. Son aquellos que como su nombre lo indica, la refrigeración es producida por el aire mediante un ventilador. Tiene aplicaciones de pequeña potencia y vehículos militares pues su mayor simplicidad mecánica evita el riesgo de que el vehículo quede inutilizado por la perforación del radiador.
- *Refrigerados por líquido*. Son aquellos en los que la refrigeración del motor es realizada por un líquido, generalmente agua mezclada con aditivos. Estos motores incorporan un ventilador que se pone en marcha de forma automática cuando el coche permanece al ralentí. Este tipo de motores son los más comunes en el parque automotor.

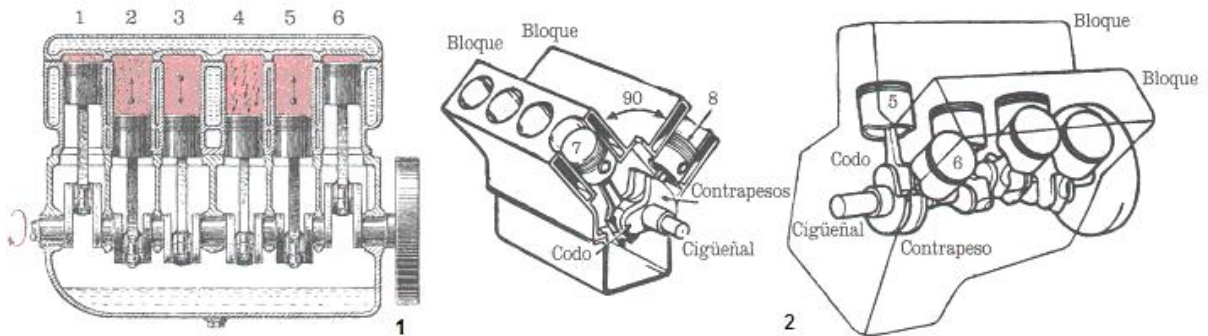
#### **2.1.3.4 De acuerdo a la disposición constitutiva**

Los motores se clasifican de acuerdo a su disposición constitutiva en:

- *Motores en línea*. Son aquellos en los que los cilindros están dispuestos en un solo bloque, verticalmente en un mismo plano, y uno a continuación del otro. Ésta es la configuración más común en los



motores y sus variantes van de acuerdo a su disposición en el motor (longitudinal o transversal), número de cilindros (tres, cuatro, cinco, seis), potencia requerida, y del espacio disponible como en (1) de la figura 2.17.



**Figura 2.17 Motor seis cilindros en línea y de seis y ocho cilindros en V**

- *Motores en V.* Son aquellos en los que los cilindros se disponen en dos bloques, uno al lado del otro, formando normalmente un ángulo entre sí de  $60^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $120^\circ$ , usando un solo cigüeñal común para ambos bloques. Esta es una solución para motores de seis cilindros en adelante pues colocarlos en línea resultaría en motores muy largos, y los cigüeñales deberían ser más robustos para resistir las vibraciones torsionales. Los casos más comunes son los de seis y ocho cilindros en V (V6, V8) como en (2) de la figura 2.17. Sin embargo existen motores V10, V12, V16 que son usados en aplicaciones específicas.

### 2.1.3.5 De acuerdo a la presión de admisión

Los motores se clasifican de acuerdo a su presión de admisión en:

- *Motores atmosféricos.* Como su nombre lo indica, los motores atmosféricos son aquellos en los que la presión de admisión es la atmósfera. En realidad, cualquier motor de combustión interna que no tenga instalado un elemento que cause una sobrealimentación, es llamado motor atmosférico, independientemente de otras variables.

- *Motores sobrealimentados*. Son aquellos en los que la presión de admisión es superior a la atmosférica. Estos motores se emplean cada vez más, ya que manteniendo el tamaño y peso del motor proporcionan mayor potencia.

## 2.1.4 SOBREALIMENTACIÓN

### 2.1.4.1 Motores atmosféricos y sobrealimentados

Un motor básicamente es una bomba de vacío el momento de la admisión, y una bomba de presión en el momento del escape. Cada vez que el pistón está realizando la carrera de admisión, crea un vacío el cual es llenado con aire, debido a la presión atmosférica. Este el funcionamiento de los motores atmosféricos o *motores naturalmente aspirados*, ya que su presión de trabajo es la atmosférica, independientemente cual sea el valor de ésta.

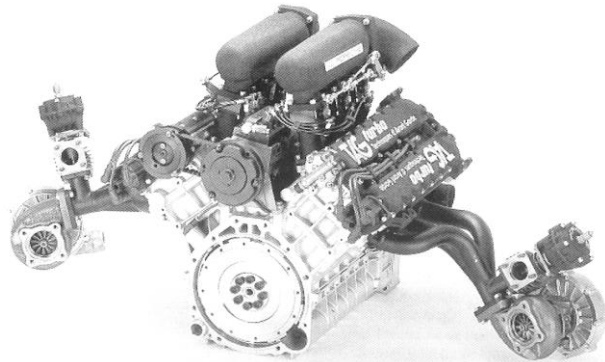
La potencia que pueda generar un motor depende de la cantidad de combustible que pueda quemar en la cámara de combustión. Para incrementar la potencia del motor, es necesario aumentar la cantidad de carga de aire dentro del motor, y esto puede darse de diversas formas como aumentar la cilindrada de los cilindros, aumentar el número de cilindros o de revoluciones. Sin embargo, esto tiene sus complicaciones pues motores más grandes conllevan mayor peso, y un aumento en el número de revoluciones significa más fiabilidad en las piezas.

Existe otra forma de aumentar la potencia en motores atmosféricos, y esta es realizando modificaciones en los componentes del motor; no obstante, estas modificaciones no aumentan la capacidad del cilindro. Aunque este método permite al motor respirar más eficientemente, los cambios afectan el uso normal del vehículo, sobre todo cuanto más acentuados son estas modificaciones como por ejemplo: reducción del espesor de la culata, mejora de los conductos en la admisión y escape (comúnmente llamados toberas y header), modificaciones de válvulas y árbol de levas. En nuestro país esto se hace generalmente de una manera empírica.

No obstante, la potencia puede ser aumentada sin cambiar la cilindrada ni el número de revoluciones, y esto se logra con sobrealimentadores de aire que son instalados en el motor. Los motores sobrealimentados o llamados también *motores de inducción forzada*, reciben ese nombre precisamente porque el aire aspirado por el motor es obligado a ingresar de una manera forzada, sobrepasando la presión normal de trabajo, que es la atmosférica.

Por medio de la sobrealimentación, la cantidad de masa de aire que entra al cilindro es mayor, la cual es balanceada con más combustible para lograr un óptimo rendimiento; con esta inducción forzada de aire y combustible se logra un llenado más homogéneo del cilindro provocando una combustión más completa, y consecuentemente un incremento en la potencia del motor.

Cualquier tipo de motor, con pequeñas excepciones, puede ser sobrealimentado especialmente los encendidos por chispa o por compresión, siendo el fin de los sobrealimentadores aumentar la presión del aire en el colector de admisión. Por ejemplo, si el sobrealimentador genera una presión en el colector de admisión de 2 [bar], esto quiere decir que estaría ingresando el doble de aire al cilindro del que entraría a una atmósfera de presión 1 [bar], produciría el doble de potencia. En otras palabras, un motor sobrealimentado de 1000 [cm<sup>3</sup>] que genere 1 [bar] de presión mas que la presión atmosférica, se comportará como un motor de 2000 [cm<sup>3</sup>].



**Figura 2.18 Motor de Fórmula 1 TAG Porsche**

De hecho, se pudo observar en la época en la que los motores de Formula 1 eran sobrealimentados con turbocargadores, que con bajas cilindradas obtenían potencias titánicas capaces de generar 1 caballo de fuerza [HP] por cada centímetro cúbico del motor. Tal era el caso de BMW que con un motor de clasificación de cuatro cilindros y 1500 [cm<sup>3</sup>] era capaz de generar 1500 [HP] con una presión en el colector de admisión de más de 4 [bar]. En carrera, uno de los motores más exitosos fue el TAG Porsche de 6 cilindros en V y 860 [HP] como lo muestra la figura 2.18

#### 2.1.4.2 Rangos de sobrealimentación

El momento de realizar una instalación de sistemas de sobrealimentación, cuya función sea de aumentar la PS en el múltiple de admisión, es necesario clasificar las aplicaciones de este sistema, y esta es:

**Tabla 2.2 Rangos de sobrealimentación**

Rango de sobrealimentación	Presión de sobrealimentación [psig]
Bajo	menor a 7
Medio	entre 7 y 12
Alto	entre 12 y 20

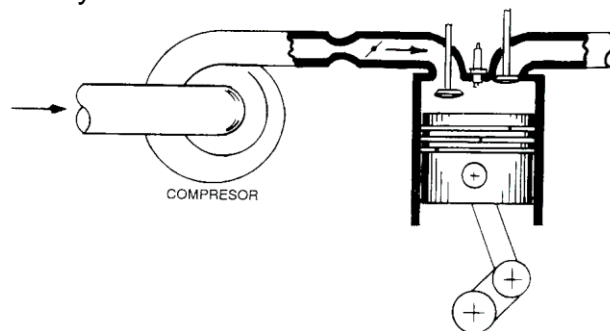
### 2.1.4.3 Medios de sobrealimentación

Existen dos medios de sobrealimentación y estos son:

- Por medios mecánicos (supercargadores).
- Por medios químicos (sustancias químicas compuestas de oxígeno).

#### 2.1.4.3.1 Supercargadores

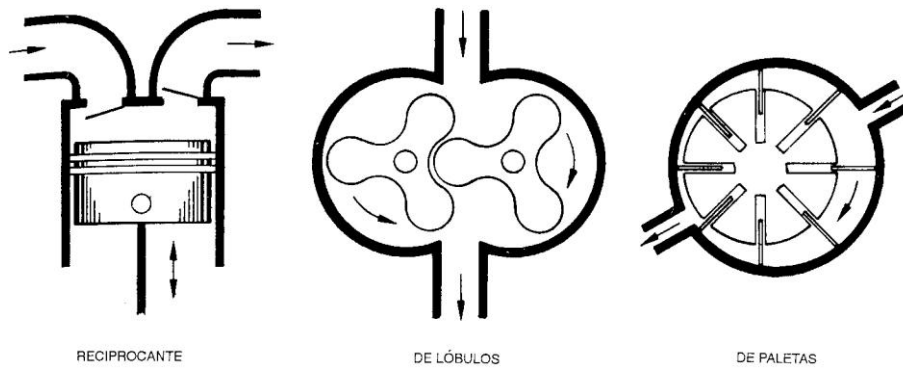
El supercargador o también llamado *soplador* es básicamente un compresor volumétrico de aire progresivo que varía la presión del aire de acuerdo a su velocidad y diseño.



**Figura 2.19 Esquema básico de un motor con un supercargador**

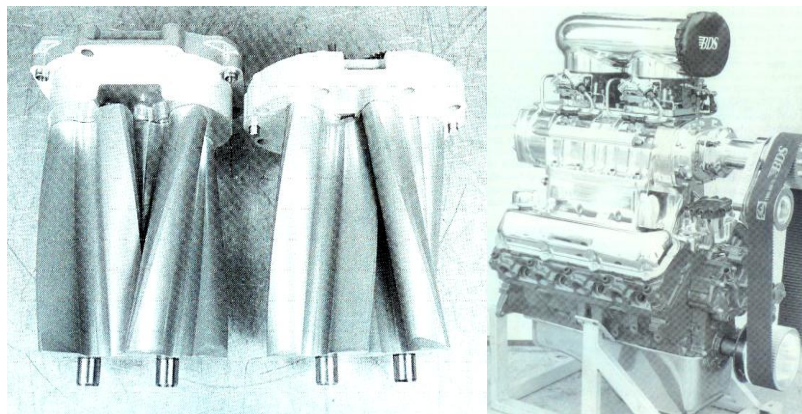
En la figura 2.19 se aprecia el esquema básico de un supercargador. Este comprime el aire aumentando su presión y densidad, aumentando la potencia. Existen dos tipos básicos de compresores con aplicación automotriz y estos son:

- *Compresores de desplazamiento positivo.* Son aquellos que consisten en dos rotores que giran dentro de una única carcasa. El aire es comprimido debido al giro de los rotores y es dirigido hacia el cuerpo de aceleración. El volumen de aire desplazado es proporcional al tamaño del supercargador y su potencia de salida. En la figura 2.20 se aprecia los compresores de desplazamiento positivo más comunes.



**Figura 2.20 Compresores de desplazamiento positivo**

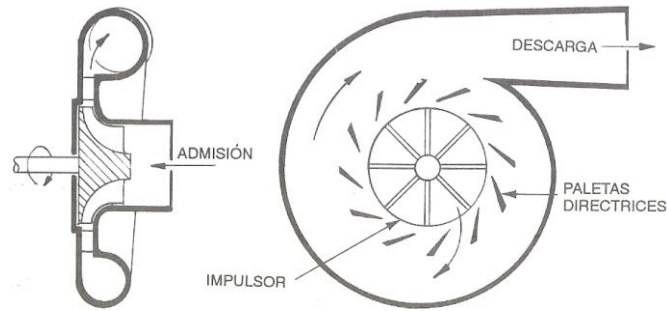
El tipo de compresor más usado es el de lóbulos o comúnmente llamado de *Roots* como el de (1) en la figura 2.21, sin embargo no son muy eficientes, lo cual genera un calentamiento excesivo del aire disminuyendo su efectividad, además son muy ruidosos y ocupan un gran espacio. Sin embargo, gracias a la tecnología los compresores modernos pueden generar alto rendimiento y elevada potencia, pero a costa de incrementar el peso. Por ejemplo, en (2) de la figura 2.21, el motor prácticamente dobla su peso con la instalación del compresor, no obstante genera mas de 900 [HP].



**Figura 2.21 Compresores de lóbulos o Roots**

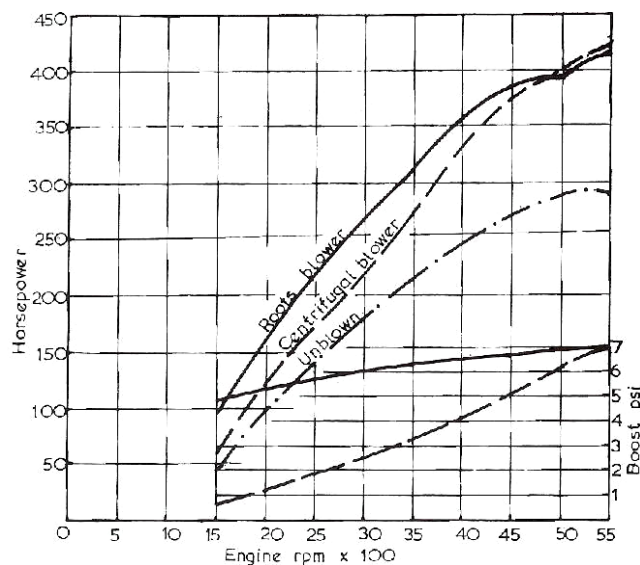
Además, todos los supercargadores de desplazamiento positivo son accionados por el cigüeñal del motor mediante bandas, engranes o cadenas como se ve en (2) de la figura 2.21. Por esta razón, tienen la ventaja de proveer aproximadamente la misma presión en el múltiple de admisión a cualquier velocidad del motor, pero con el inconveniente de que utiliza energía del cigüeñal para su movimiento.

- *Compresores centrífugos.* Son aquellos que tienen un impulsor y una carcasa cónica como el de la figura 2.22.



**Figura 2.22 Compresor centrífugo**

El aire entra a la carcasa cerca del centro del impulsor y es comprimido mediante las paletas directrices, y en parte gracias a la fuerza centrífuga. El aire es descargado con una presión, temperatura y velocidad mayor.



**Figura 2.23 Comparación entre un compresor Roots y un centrífugo**

El compresor centrífugo es más eficiente a altas revoluciones del motor, pero no lo es a bajas revoluciones ya que produce baja presión de sobrealimentación, por lo tanto, menores incrementos de potencia a bajas velocidades del motor.

Los compresores centrífugos para uso automotriz se clasifican según su accionamiento y son:

- *Accionados mecánicamente.* Son aquellos que para generar su movimiento están conectados mediante poleas o engranes al cigüeñal consumiendo parte de la potencia que éste produce. En (1) de la figura 2.24 se aprecia el eje al cual será conectada la polea, y posteriormente al cigüeñal.



**Figura 2.24 Compresores centrífugos**

- *Accionados por los gases de escape.* Tienen el mismo principio de los compresores centrífugos accionados mecánicamente, y la diferencia radica en el accionamiento de su impulsor, el cual es realizado por los gases de escape que produce el motor. Este tipo de supercargador es llamado *turbocompresor* o simplemente *turbo*. Toma este nombre debido a la turbina que esta unida al compresor por un eje común como se ve en (2) de la figura 2.24. El estudio de este tipo de compresores será ampliado en la sección 2.3

#### 2.1.4.3.2 Sustancias químicas

Las sustancias químicas que contienen oxígeno pueden aumentar en gran manera la cantidad de aire dentro del motor. Algunas sustancias químicas, ya sean éstas líquidas o gaseosas contienen cantidades considerables de oxígeno como componente. Algunas de estas son:

- *Nitro metano.* Esta sustancia contiene 53% de oxígeno en peso, y generalmente se utiliza en motores de drag racing en Estados Unidos, estos motores generan mas de 6000 [HP].
- *Nitro propano.* Tiene un uso limitado, sin embargo es usado en motores de competición.
- *Peróxido de hidrógeno.* Se lo considera una buena opción, pero debido a su alto calor latente de evaporación todavía no es aplicable.

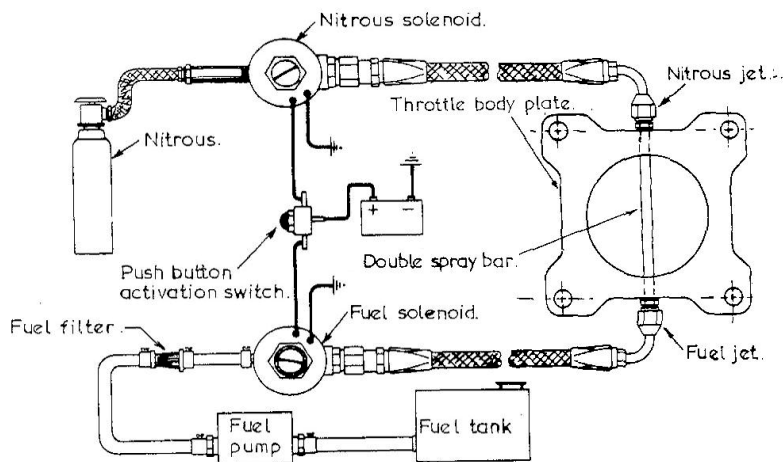
La alternativa mas viable por precio y seguridad es el monóxido de di nitrógeno (N<sub>2</sub>O) comúnmente llamado *óxido nitroso* o simplemente *nitro*. La inyección de óxido nitroso (ION) es una forma alternativa de

incrementar el contenido de oxígeno dentro de la cámara de combustión y es comercializado por “kits” como lo muestra la figura 2.25.



**Figura 2.25 Kit de óxido nitroso**

El aire en la atmósfera contiene 23,3% de oxígeno en peso, en cambio el  $N_2O$  contiene 36,4% más de oxígeno; es decir, un 56% más. La instalación de un sistema de ION es más barato y fácil en comparación con otro tipo de sobrealimentación. El  $N_2O$  es inyectado al cuerpo de aceleración junto con combustible adicional para mantener un balance en la mezcla aire combustible, este tipo de ION se llama *sistema húmedo* como se ve en la figura 2.26. Todos los sistemas de ION, tienen un botón de activación que está cerca del tablero, y que va conectado a las válvulas solenoides de nitro y combustible como en (2). El sistema húmedo es el más común, y el más recomendado para su utilización conjunta para motores turbo o supercargados.



**Figura 2.26 Sistema húmedo de óxido nitroso**

Existen otros dos tipos de instalación de ION, y son: *sistema seco*, en el cual el nitro es inyectado únicamente, es decir sin combustible adicional en el múltiple de admisión; y el *sistema de puerto directo*, en el cual una combinación de nitro y combustible es inyectado directamente en cada uno de los cilindros como los muestra la figura 2.27. Esta es la instalación más complicada y eficiente de los sistemas de ION.



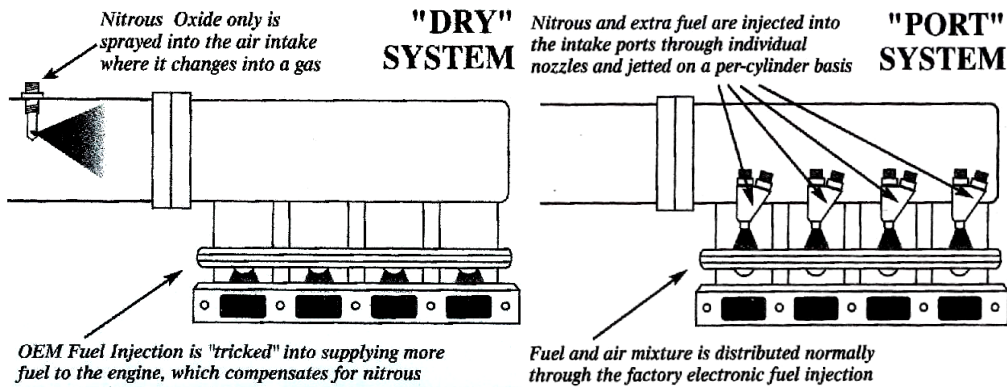


Figura 2.27 Sistema seco y de puerto directo de óxido nitroso

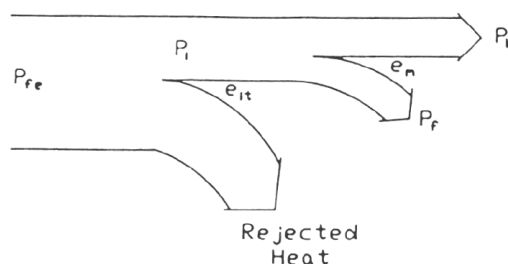
## 2.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ATMOSFÉRICO EN COMPARACIÓN CON UN MOTOR SOBREALIMENTADO

Las leyes físicas que tienen una influencia, y por lo tanto, que manejan la operación normal de un ECH naturalmente aspirado, también se aplican en motores que tienen inducción de aire forzada.

### 2.2.1 RENDIMIENTO DEL MOTOR

#### 2.2.1.1 Potencia

La potencia de un ECH se define como el cociente entre el trabajo realizado en la cámara de combustión y el tiempo necesario para ejecutarlo. La potencia que se obtiene en un motor generalmente es referida como *potencia al freno* ( $P_b$ ) y esta es medida en el volante de inercia. Los fabricantes de vehículos utilizan esta potencia como la nominal del auto. Sin embargo existen diversas pérdidas desde que la potencia es generada en la cámara de combustión.



## Figura 2.38 Disipaciones de la potencia en un ECH

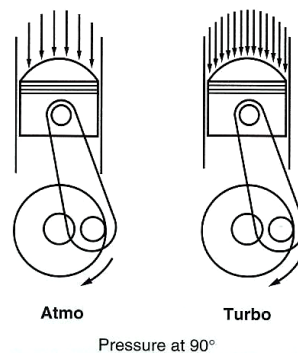
Una parte de la potencia generada en la cámara de combustión es disipada como calor a través de las paredes del cilindro. Por lo tanto, la potencia total desarrollada sobre el pistón es llamada *potencia indicada* ( $P_i$ ). Además, debido a la fricción en los cojinetes, émbolos, paredes internas del cilindro, entre otras, existe una pérdida de potencia llamada *potencia de fricción* ( $P_f$ ). La potencia al freno es menor que la potencia indicada como lo indica la Ecuación 2.1

$$P_b = P_i - P_f \quad \text{Ecuación 2.1}$$

La potencia puede ser medida de distintas formas, primeramente en los bancos de pruebas de los fabricantes de motores, los cuales saben con exactitud las características de este, ya que los construyen. Sin embargo, para los consumidores la forma más común de medir la potencia del motor en un dinamómetro. Este mecanismo mide la potencia generada en las ruedas del vehículo ( $P_w$ ), e incluye las pérdidas por los mecanismos de transmisión y fricción con el pavimento. Además, estos mecanismos cuentan con un dispositivo de corrección, para las variaciones de las condiciones atmosféricas. Gracias a este procedimiento, es posible conocer la potencia y el torque a lo largo de la velocidad del motor conociendo exactamente los puntos exactos en los cuales se alcanza la potencia y torque máximo.

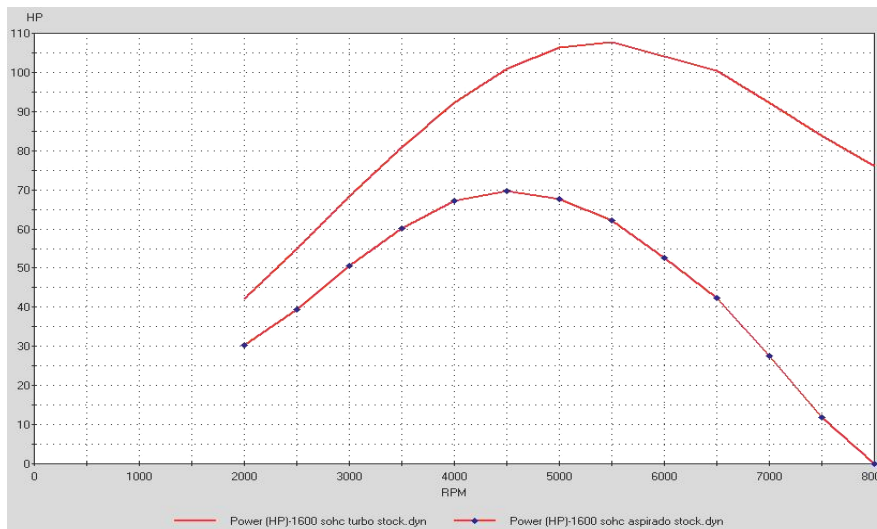
Otro método para medir la potencia del motor, es mediante un acelerómetro, el que como su nombre lo indica mide la aceleración y desaceleración del vehículo, y conociendo la velocidad y peso del vehículo con sus ocupantes se podrá calcular la potencia. En este método, son consideradas las pérdidas por resistencia al aire, inclinación y estado del pavimento, e inclusive la aerodinámica del vehículo. Estos dos métodos serán utilizados para el estudio del presente proyecto.

El aumento de potencia en los motores sobrealimentados se produce ya que existe una mayor mezcla de aire y combustible, más homogénea en la cámara de combustión, por lo que se produce una explosión más fuerte y se empuja el émbolo con más fuerza produciéndose un aumento de la potencia como lo muestra la figura 2.29.



**Figura 2.29 Potencia en un motor atmosférico y un motor sobrealimentado**

Cuando se prepara autos y modificarlos (tuning) para distintos tipos de desempeños y competencias, siempre se trata de optimizar el tiempo y los recursos para lograr esta meta, razón por la cual se ha desarrollado diversos tipos de software, que simulan condiciones y futuros resultados. Este es el caso del software Dyno2000, como lo muestra la figura 2.30 un motor atmosférico de 1600 cm<sup>3</sup> de fábrica y el mismo motor con un turbocargador sin ninguna modificación adicional.



**Figura 2.30 Potencia en un motor 1600 cm<sup>3</sup> con y sin turbo**

Por medio de este programa, es posible observar la simulación de instalar un turbo en un motor de 1600 [cm<sup>3</sup>], el aumento en la curva de la potencia del motor es considerable, y en su punto mas alto hasta un 65% de incremento.

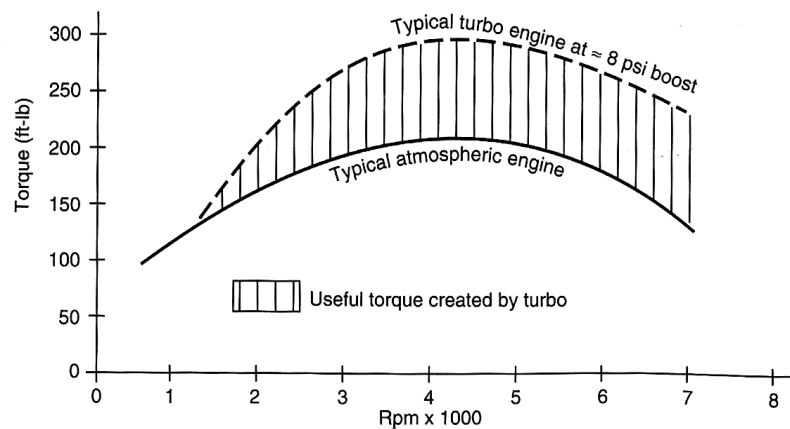
### 2.2.1.2 Torque

El torque es definido como la medida de la tendencia de la fuerza a producir un momento torsional y rotacional sobre un eje, y es igual al producto vector del radio vector del eje de rotación sobre el cual esta aplicada la fuerza. En otras palabras, torque es la capacidad del motor a realizar un trabajo, y la potencia es la taza en la cual este trabajo es realizado. La relación entre el torque y la potencia viene dar por la ecuación 2.2.

$$P [HP] = \frac{N [rpm] \times T [lb.ft]}{5252} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

En donde P es la potencia medida en caballos de fuerza, N es el número de revoluciones del motor, y T es el torque medido en libras pie. El torque se incrementa a medida que la potencia aumenta debido a que la presión en la cámara de combustión aumenta. De igual manera, el torque indicado es el que se produce en la CC, el torque de fricción es el ocasionado por las pérdidas del sistema, y el torque al freno es el que se

mide en el volante de inercia. En la figura 2.31 se aprecia como es el comportamiento de la curva del torque a lo largo de las revoluciones del motor.

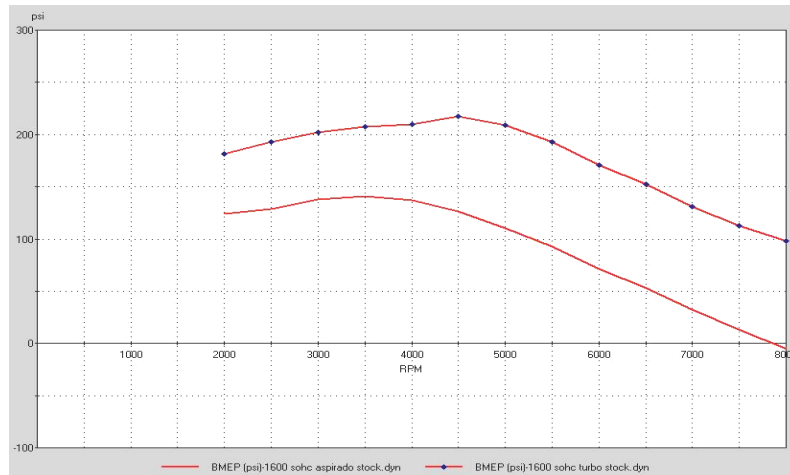


**Figura 2.31 Torque en un motor atmosférico y uno turbocargado**  
**2.2.1.3 Presión media efectiva**

El promedio de la presión provocada por la explosión en la CC en el momento de la combustión en el cilindro es llamada presión media efectiva. Al igual que los otros parámetros, existen la presión media efectiva indicada ( $PME_i$ ) la cual se genera en la CC, la presión media efectiva de fricción ( $PME_f$ ) la cual es la suma de las pérdidas del sistema, y la presión media efectiva al freno ( $PME_b$ ) la cual es medida en el volante de inercia. La  $PME_b$  es una herramienta muy útil cuando se necesita conocer el rendimiento del motor, pues es directamente proporcional al trabajo realizado en el ciclo termodinámico del motor. La  $PME$  no puede ser medida en el cilindro, sin embargo puede ser calculada con la ecuación 2.3

$$PME [psi] = \frac{P [HP] \times 2 \times 396000 \times 16,387}{Vd [cm^3] \times N [rpm]} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde  $PME$  es medida en libras sobre pulgada cuadrada,  $P$  es la potencia en caballos de fuerza,  $Vd$  es el desplazamiento del motor en centímetros cúbicos, y  $N$  son las revoluciones del motor. Un ECH típico naturalmente aspirado tiene valores de  $PME_b$  de 125 a 150 [psi] como máximo valor, y este se da donde el torque es máximo. En la figura 2.32 se aprecia el incremento de la  $PME_b$  en un motor atmosférico y uno turbocargado.



**Figura 2.32**  $PME_f$  en un motor  $1600\text{ cm}^3$  con y sin turbo

#### 2.2.1.4 Eficiencia volumétrica

La eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ) indica la cantidad total de mezcla de aire y combustible que cada cilindro aspira durante la carrera de admisión. Esta eficiencia es medida en relación a un llenado completo que equivale al 100%, lo que significa que el cilindro es llenado con la mezcla en la totalidad de su volumen. Esto es considerado óptimo en los motores atmosféricos; sin embargo, es algo muy difícil de lograr en los motores que se comercializan en el mercado. Generalmente los motores con 2 válvulas por cilindro tienen una  $\eta_v$  de hasta 85%, y los de 4 válvulas por cilindro hasta 90%. La  $\eta_v$  es directamente proporcional a la potencia, y su máximo valor es alcanzado en cierto régimen de revoluciones. La  $\eta_v$  es afectada por algunas variables como:

- Diseño de los múltiples de admisión y escape. Forma, longitud, sección y curvatura de los conductos; esto afecta la velocidad con la que los gases entran o salen de la CC.
- Reglaje de distribución de las válvulas de admisión y escape, así como su alzada, tamaño y geometría.
- Relación de compresión.
- Velocidad del motor.
- Sobrealimentación.

La instalación de sistemas de sobrealimentación aumentan significativamente los valores de  $\eta_v$ , lo cual es relativamente difícil lograr con motores atmosféricos sin disminuir la maniobrabilidad. Motores atmosféricos logran 100% de  $\eta_v$  pero son utilizados solo a nivel de competición ya que por sus características inestables, sobre todo a bajo régimen del motor, hacen muy difícil e incómodo de manejar en la rutina diaria. Por otra parte con sistemas de sobrealimentación, es posible hasta duplicar su valor, y este será requerido solo cuando el conductor así lo

disponga. En motores a los cuales se les ha adaptado algún tipo de sobrealimentación, pueden alcanzar valores de  $\eta_v$  de 125 a 175 por ciento.

## 2.2.2 COMBUSTIÓN

### 2.2.2.1 Combustibles

En la actualidad, prácticamente la totalidad de los combustibles que se usan en los motores son derivados del petróleo, el cual es una mezcla de hidrocarburos. Los petróleos crudos se usan muy escasamente como combustible, sin embargo, cuando este se refina forma productos que son más aprovechables, uno de estos es la gasolina.

La gasolina es una mezcla compleja de hidrocarburos que se destila, aproximadamente, entre 40 a 300 [°C]. Sin embargo, sus características no son las apropiadas para su utilización en motores, por lo que se mezcla con otros productos para mejorar sus características de combustión. De esta forma, el producto final constituye una mezcla de hidrocarburos de peso medio y punto de ebullición bajo como: los octanos ( $C_8H_{18}$ ), bencenos y derivados ( $C_6H_6$ ).

#### 2.2.2.1.1 Índice de octano

El índice de octano es la cualidad antidetonante que se requiere en el combustible para resistir la tendencia a la detonación o autoencendido, por lo que el número de octano requerido depende directamente de la relación de compresión del motor. Con el nivel de octanaje adecuado se evita la detonación y se logra un solo foco de llama dado para el encendido en el momento preciso, con lo cual se logra una combustión pareja y efectiva.

El índice de octano de una gasolina se obtiene por comparación del poder detonante de la misma con el de una mezcla de iso-octano y heptano. Al iso-octano se le asigna un poder antidetonante de 100 y al heptano de 0. Una gasolina de 97 octanos se comporta, en cuanto a su capacidad antidetonante, como una mezcla que contiene el 97% de iso-octano y el 3% de heptano.

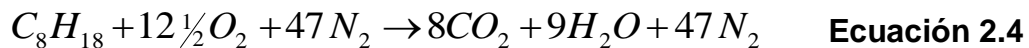
#### 2.2.2.1.2 Tipos de octanaje

Técnicamente existen tres diferentes "números de octano" asociados con cada gasolina. El RON (*Research Octane Number*) que es medido bajo condiciones de prueba. El MON (*Motor Octane Number*) medido en condiciones de mayor temperatura y velocidad. El valor que relaciona a ambos para dar un panorama más cercano a las condiciones

de manejo es el promedio de los dos valores. Este es el valor que se comercializa en las estaciones de servicio a los consumidores.

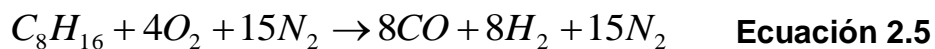
### 2.2.2.2 Reacción química

La reacción de combustión de una molécula de combustible requiere de varias moléculas de oxígeno, y esta depende del número de carbonos e hidrógenos de que esté compuesta. Cada dos hidrógenos que exista en el combustible, requieren un átomo de oxígeno, para formar una molécula de agua; y cada carbono requiere dos átomos de oxígeno, para formar una molécula de dióxido de carbono. Con esa forma, se obtiene una combustión completa. Para el caso del octano, por ejemplo, de molécula  $C_8H_{18}$ , la reacción de combustión completa es:



La reacción mostrada en la ecuación 2.4 es una reacción global, es decir, muestra el inicio y el final de una combustión perfecta. Sin embargo, esa reacción no siempre se cumple en su totalidad, y tampoco es instantánea, sino que consta de varias reacciones intermedias que ayudan a completar el proceso.

Se pueden dar dos reacciones intermedias, que de alguna forma son etapas del proceso. La primera consiste en la destrucción de la molécula de hidrocarburo, formado monóxido de carbono e hidrógeno.



Con esa reacción ya se ha desprendido una gran parte de la energía química del combustible, pues se han roto todos sus enlaces. Después, el CO y el  $H_2$  siguen buscando oxígeno para completar la reacción de oxidación. El más ávido por oxígeno es el hidrógeno, haciendo:



Esa reacción también es muy energética, liberando mucha energía. Después el monóxido de carbono sigue buscando oxígeno en la cámara, pasando a dióxido de carbono, bajo la ley:



Estas dos últimas reacciones se hacen en paralelo, pero la del hidrógeno es mucho más rápida que la del monóxido de carbono. Así, se gastan los mismos oxígenos que en la reacción global, pero por partes. Aquí podemos comprobar cómo, si se tiene poco aire para el combustible, se completa la descomposición del combustible, casi todo el hidrógeno encontrará oxígeno, y será el CO el que se quede sin oxidar, de manera que con mezclas con exceso de combustible aumenta mucho la emisión de monóxido de carbono.

La descomposición de la molécula de hidrocarburo es algo gradual, y el proceso está controlado por la presencia de unas moléculas y átomos que tienen una actividad mucho más alta que las moléculas de oxígeno, y

que a la postre van a ser los que realmente ataquen al hidrocarburo. Éstos son los *radicales libres*, que son iones de oxígeno (O), iones de hidrógeno (H) y radicales hidroxilo (OH). Además, también podemos encontrar cadenas de hidrocarburo rotas, bien por un extremo, o bien por el centro.

La reacción de combustión está controlada principalmente por la cantidad de radicales que haya en la mezcla. Estos radicales se empiezan a formar por choques de combustible y oxígeno. Al principio, se generan pocos radicales, y la situación puede estar controlada, pero si aumenta mucho su concentración (por alta presión y/o temperatura) comienzan las reacciones de ramificación, y con ello una reacción en cadena que acaba descomponiendo todo el combustible, y liberando la energía. Finalmente, cuando va desapareciendo el combustible, los radicales se recombinan para desaparecer, formando moléculas estables, como agua y monóxido o dióxido de carbono.

### 2.2.2.3 Relación aire combustible

Haciendo una referencia a la ecuación 2.4, analizando esta ecuación en términos de moles, la masa molecular del octano es 112 gramos por mol, y la de oxígeno 32 gramos por mol, por lo que se necesitan 384 [ gr. ] de oxígeno para quemar 112 [ gr. ] de octano. Como el aire tiene aproximadamente 21% de moléculas de oxígeno y un 79% de nitrógeno, para quemar los 112 [gr.] de octano, hacen falta 1648 [gr.] de aire (384 [gr.] de oxígeno y 1264 [gr.] de nitrógeno). Esa proporción indica que se necesita 14,7 [gr.] de aire por cada gramo de combustible, y tiene el nombre de *mezcla estequiométrica (14,7:1)*. Con esta relación teórica de la mezcla, la relación del aire es  $\lambda = 1$ . La relación de aire es la proporción que existe entre la cantidad real de aire aportado para la combustión y la cantidad teórica de aire necesario.

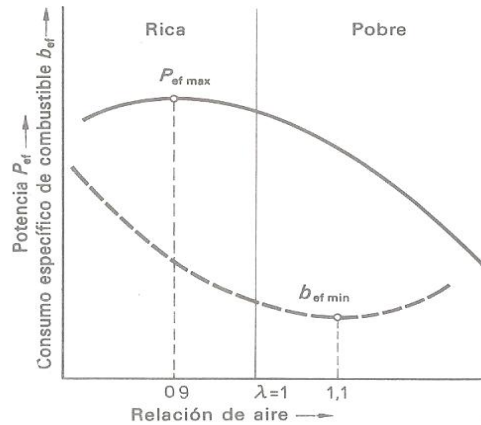
$$\text{relación de aire } \lambda = \frac{\text{cantidad de aire aportado}}{\text{cantidad teórica de aire necesario}}$$

#### Ecuación 2.8

- $\lambda < 1$  corresponde a una mezcla rica y quiere decir que hay escasez de aire. La cantidad de aire aportado es menor que el necesario teórico para la combustión.
- $\lambda > 1$  corresponde a una mezcla pobre y quiere decir que hay exceso de aire. La cantidad de aire aportado es mayor que el necesario teórico para la combustión.

Los motores de ECH tienen su consumo mas bajo de gasolina para un exceso de aire del 10% aproximadamente ( $\lambda = 1,1$ ), y con escasez de aire del 5 al 10% ( $\lambda = 0,95$  a  $0,90$ ) alcanzan su mayor potencia como lo muestra la figura 2.33





**Figura 2.33 Relación de aire  $\lambda$**

#### 2.2.2.4 Combustión en los motores ECH

Cuanto termina la carrera de compresión, existe una mezcla de aire y combustible comprimida a una presión y temperaturas elevadas. Para que se de a cabo la reacción de la combustión, una bujía aporta con una chispa eléctrica, en ese momento, los gases que están cerca de la bujía reciben la descarga, y aumenta su temperatura y radioactividad. Con esto se forma la producción de radicales libres para que poco tiempo después se haya completado la reacción.

Cuando la bujía genera la chispa eléctrica, existe diferentes gases producidos por la combustión del hidrocarburo y aire (óxidos de carbono CO, hidrocarburos CH, óxidos de nitrógeno NO, agua, etc.) a una temperatura muy alta de 2700 [°K]. Alrededor de estos gases calientes, existen gases más fríos, y son los de la mezcla primaria (combustible y aire). En esa situación se va a producir una transferencia de calor desde los gases calientes a los fríos, de manera que un nuevo estrato de mezcla fresca recibe calor de los gases calientes, aumentando su temperatura, provocando que estos gases frescos sean calentados, y cuando hayan aumentado la temperatura suficiente, vuelve a aumentar la generación de radicales libres, y aumenta su concentración, y ese estrato de gases se termina quemando de la misma forma que los gases anteriores.

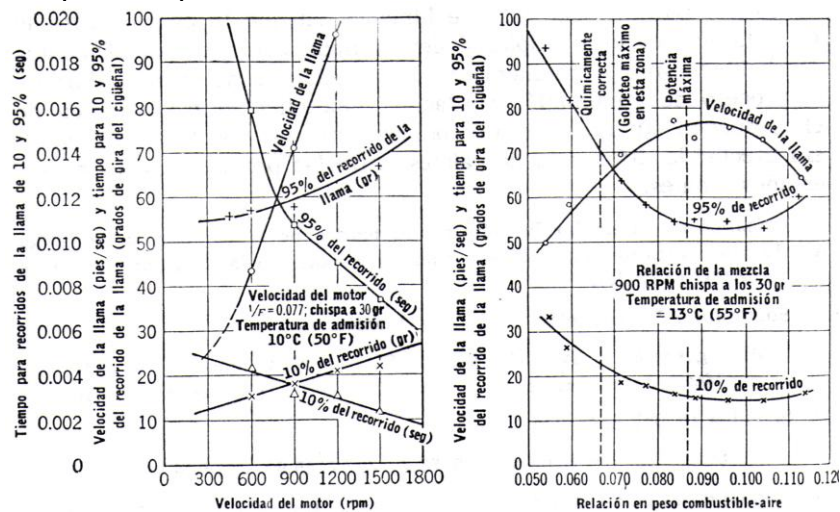
Este fenómeno analizado más detenidamente, lo que se produce es un frente de llama que va avanzando por la cámara, haciendo que reaccione la mezcla. A medida que se va efectuando el proceso, los gases que aún no se han quemado están aumentando su temperatura, sometidos a la presión creciente que está en la cámara. Si la temperatura de esos gases llega a ser muy alta, es posible que ellos solos entren en ignición, sin necesidad de que llegue el frente de llama. En ese caso se produce la detonación o autoencendido.

De igual forma, es posible que la llama se apague en medio de la combustión, normalmente porque se encuentren zonas de baja concentración de combustible, y la producción de radicales no sea suficiente. Esta situación es típica de motores que funcionan con mezcla pobre. En esas condiciones, la baja concentración de combustible limita la producción de radicales y es la razón principal por la que un motor ECH

no funciona bien con mezcla muy pobre. Finalmente, la llama se termina apagando cuando llega a las proximidades de las paredes. Los gases que están allí reciben el calor proveniente de los gases calientes, pero en vez de aumentar su temperatura, al estar pegados a la pared lo conducen hacia ella, así que no se calientan y por tanto no se queman. De esta forma, siempre hay una película de gas, pegada a la pared, que no se quema. Es la principal fuente de emisión de hidrocarburos no quemados del motor.

#### 2.2.2.4.1 Velocidad del frente de llama

La velocidad del frente de llama dependerá de cómo se transfiera el calor desde los gases calientes hacia los fríos, y del tiempo que se tarde en generar los radicales suficientes para quemarse. La transferencia de calor va a depender sobre todo del nivel de turbulencia generado en la admisión, y este nivel de turbulencia será tanto mayor cuanto mayor sea la velocidad de paso de los gases. De esta forma, la velocidad del frente de llama se puede suponer proporcional al régimen de giro del motor, y se llega a que el ángulo de giro de cigüeñal ocupado por la combustión, casi no depende del régimen. Este hecho hace que el límite de régimen de giro del motor de gasolina venga dado por el llenado y la resistencia de los materiales, pero no por la combustión.

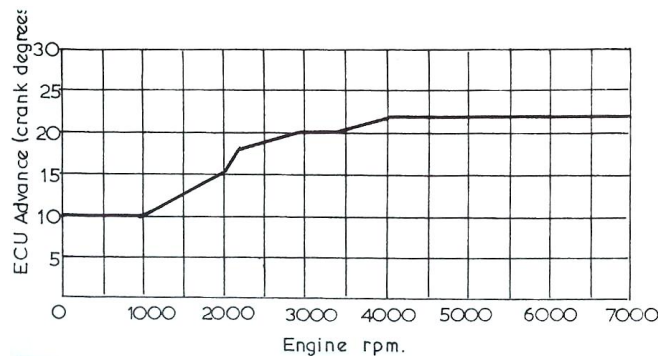


**Figura 2.34 Velocidad de la llama y tiempo de combustión en el motor**

La riqueza de la mezcla influye significativamente en la velocidad del frente de llama. Lo hace a través de la tasa de producción de radicales libres, de manera que con mezclas ligeramente ricas,  $\lambda = 0,9$ , que es donde la producción es mayor, la velocidad del frente es máxima como se ve en la figura 2.34. A medida que se empobrece la mezcla, va disminuyendo la producción, haciéndose tan lenta con lambdas de 1,15 que el ciclo llega a perder rendimiento, porque la combustión se prolonga mucho durante la expansión. Y para mezclas más pobres, puede llegar el caso de que aún haya llama en el cilindro al terminar el escape, y cuando se abre la válvula de admisión puede propagarse hacia el múltiple, provocando explosiones en la admisión muy peligrosas para el motor.

#### 2.2.2.4.2 Ángulo de avance en el encendido

Los motores ECH producen su máxima potencia cuando la presión en el cilindro es máxima, y esto ocurre aproximadamente de  $10^\circ$  a  $14^\circ$  después del PMS. Para que esto suceda, la chispa tiene que ser encendida antes del PMS; desde el momento en el que salta la chispa hasta que se genera el frente de llama y comience la combustión, pasa un cierto tiempo llamado *tiempo de retardo*. Ese tiempo de retardo además de otros factores depende de la presión y temperatura, y durante ese tiempo el cigüeñal gira cierto ángulo llamado *ángulo de avance al encendido*.



**Figura 2.35 Curva del avance al encendido a plena carga**

A bajo régimen del motor este ángulo es de  $10^\circ$  antes del PMS, pero este valor aumenta a medida que la velocidad del motor lo hace como lo muestra la figura 2.35. Este cambio en los ángulos de avance al encendido es necesario para dar a la mezcla de aire y combustible, el tiempo correcto para que se pueda quemar apropiadamente. Por ejemplo, si la velocidad del motor es de 7000 [RPM], la llama debe comportarse a través de la CC exactamente igual que si el régimen fuera de 3000 [RPM]. Por lo tanto, la única forma de cubrir este tiempo de retardo es haciendo que la chispa se encienda antes.

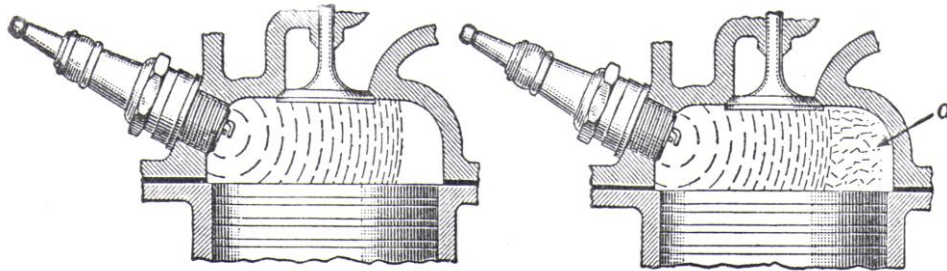
Existen otros factores por los cuales el avance al encendido debe ser modificado y estos son: el diseño del motor, la densidad de la mezcla, la relación  $\lambda$  y el octanaje del combustible. La densidad de la mezcla varía con la presión atmosférica, la PS, el radio de compresión, las revoluciones del motor y el régimen de aceleración. Cuando el régimen de aceleración es el máximo, las moléculas de aire y combustible no están tan compactadas, lo que reduce la velocidad de la llama a través de la CC. Para compensar esto, la chispa debe ser encendida de  $35^\circ$  a  $40^\circ$  antes del PMS.

Las relaciones  $\lambda$  muy extremas (0,7 ó 1,2), combustionan más lentamente por lo que requiere un mayor avance al encendido de la chispa. Contrariamente, la relación  $\lambda = 0,9$  (máxima potencia) se quema más rápidamente como lo muestra la figura 2.44, y en consecuencia requiere de menos avance. El combustible afecta la velocidad de la llama en la cámara de combustión. Gasolinas que se queman más rápidamente necesitan un avance menor al encendido. Cuando se adapta sobrealimentación, el ángulo de avance al encendido tiene ser reducido.

Todas estas variables, conducen a que el ángulo de avance al encendido tiene que ser modificado de acuerdo a las distintas condiciones de operación y éste es distinto al que es programado en la computadora del motor (ECU) por la fábrica.

### 2.2.2.5 Autoencendido y golpeteo

El autoencendido se produce cuando la mezcla de aire y combustible alcanza temperaturas y presiones muy altas, y llega a encenderse por sí misma sin necesidad del frente de llama. El proceso de combustión ocurre raramente en un motor verdadero sin algún vestigio de autoencendido. El gas al frente de la llama normal es comprimido por la dilatación de la mezcla quemada y como consecuencia aumenta su temperatura y su densidad. Si la temperatura iguala o excediera a la del autoencendido, los gases no quemados durante la demora del encendido ocurrirán en una infinidad de minúsculos puntos como se aprecia en la figura 2.36. Con este autoencendido, el proceso metódico de combustión se convierte en ingobernable, experimentando una violenta elevación de la presión. La energía se libera a una velocidad mayor que la prevista por el diseño y esta presente el *golpeteo*. Por lo tanto, en los motores ECH, el golpeteo se caracteriza por el brusco autoencendido de la carga de aire, cerca del final del proceso de combustión.



**Figura 2.36 Autoencendido en la cámara de combustión**

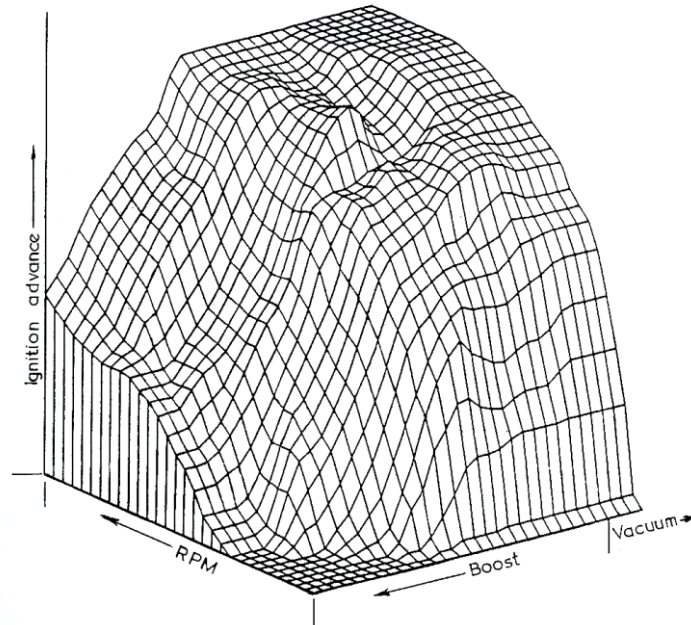
El golpeteo es un suceso que debe evitarse en los motores de combustión pues su impacto sobre los componentes del motor y la estructura, ocasionan fallas. Adicionalmente, las diferencias de presión en la cámara de combustión, ocasionan que vibre el gas y dañe las paredes de la cámara. Esta acción, reduce la resistencia de la capa metálica endurecida y facilita una pérdida superior de calor hacia el refrigerante. Los factores que determinan el golpeteo en el motor son:

- *Temperatura.* El momento que la temperatura de la mezcla no quemada aumenta, lo hace también las posibilidades de que se produzca golpeteo. La temperatura de la mezcla aumenta por aumento de la temperatura del aire en la admisión, aumento de la temperatura del refrigerante.

- *Densidad.* El momento en que la densidad sube, las posibilidades de que exista golpeteo también aumentan, y esto se debe en gran parte al aumento de la presión en el múltiple de admisión y generalmente es provocado por la sobrealimentación.
- *Octanaje del combustible.* Como se mencionó anteriormente, una gasolina con mayor número de octano, demora el autoencendido en el motor.
- *Avance de la chispa.* El autoencendido es fomentado por el avance de la chispa, y es aliviado por la chispa retardada.
- *Velocidad de frente de llama.* El momento en el que se aumenta la distancia que debe viajar la llama para lograr la combustión, las partes más alejadas de la chispa provocaran golpeteo, por eso la ubicación de la bujía y la geometría de la CC debe ser lo mas distribuida posible.
- *Relación  $\lambda$ .* Algunas veces se emplea una mezcla rica para suprimir el golpeteo y el alivio se obtiene por menor tendencia al autoencendido.
- *Relación de compresión.* El momento en el que la relación de compresión es alta, aumenta la temperatura y presión en la CC, lo que facilita el autoencendido.

#### 2.2.2.5.1 Autoencendido en motores sobrealimentados

Uno de los principales problemas en el momento que se adapta un sistema de sobrealimentación a un motor atmosférico es el de encender la chispa en el momento indicado.

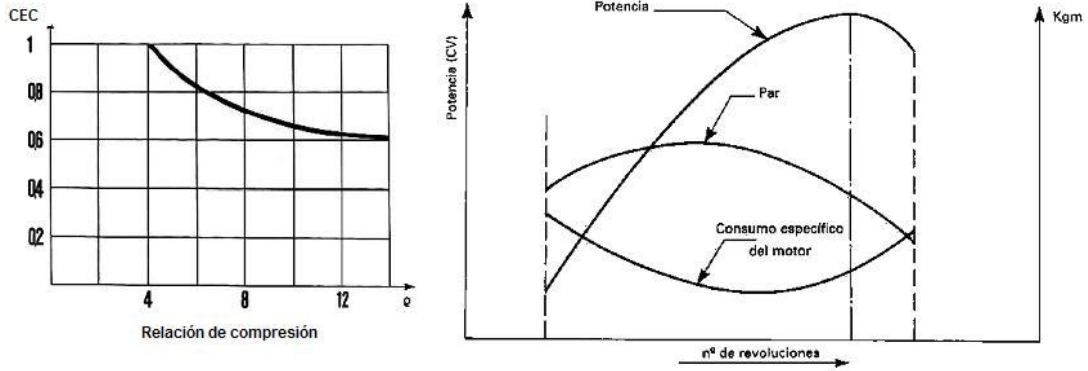


**Figura 2.37 Mapa del avance al encendido en un motor sobrealimentado**

La curva de encendido tiene que ser modificada para poder lograr el óptimo funcionamiento de los motores sobrealimentados. Debido a la sobrealimentación, la mezcla entra con más turbulencia a la CC lo que produce que la velocidad de llama sea más eficiente, esto es muy beneficioso para el motor; sin embargo, debido a la elevación de presión y temperatura de la mezcla ocasionada por el compresor, se favorece al autoencendido. Por lo tanto, la curva de encendido tiene un retardo a medida que la PS aumenta y la mezcla se hace más densa y turbulenta. Esto se ve claramente en la figura 2.37 en donde el mapa del avance al encendido, la presión de sobrealimentación y el régimen del motor.

### 2.2.2.6 Consumo específico de combustible

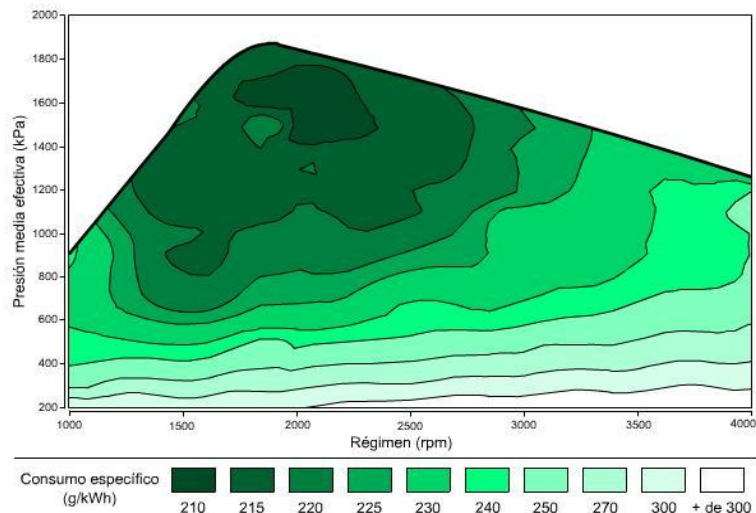
El consumo específico de combustible (CEC) representa la cantidad de combustible consumido por el motor en libras [lb.] para suministrar una determinada potencia, caballos de fuerza [HP], en la unidad de tiempo, hora [hr.]. Ya que el trabajo por la unidad de tiempo es la potencia, el CEC representa la cantidad de combustible necesario para que el motor pueda efectuar un trabajo útil, venciendo los rozamientos y las pérdidas. Por consiguiente, el CEC representa un índice del rendimiento global del motor, cuanto mas bajo es el consumo específico, mejor es el rendimiento de éste y viceversa lo que se ve reflejado en la capacidad del motor a generar potencia. Los valores típicos para los motores ECH es de 0,50 a 0,60 [lb./HP.hr.]



**Figura 2.38 CEC en función de la RC y el régimen del motor**

La relación de compresión influye en el consumo específico, ya que aumentando la relación de compresión aumenta el rendimiento térmico y por lo tanto disminuye el CEC como lo muestra la figura 2.38.

En los motores ECH, el CEC varía significativamente al variar la PME y relativamente poco al variar el régimen de rotación. En general el valor mínimo de CEC se obtiene en la máxima PME; sin embargo, es alto en bajos regímenes del motor y disminuye al aumentar el número de revoluciones como se aprecia en la figura 2.39



**Figura 2.39 Mapa del CEC en función de la PME y velocidad del motor**

Al disminuir la PME, con el mismo régimen de rotación, se produce un aumento del CEC debido principalmente a las pérdidas por fricción, que en porcentajes son cada vez más importantes. Además, si se reduce la PME cerrando parcialmente la válvula de mariposa, se incrementan considerablemente las pérdidas por estrangulamiento en la fase de admisión.

#### 2.2.2.6.1 Consumo específico de combustible en motores sobrealimentados

Los motores sobrealimentados son capaces de generar mas potencia, ya que el compresor provoca que mayor cantidad de aire entre a la CC, lo cual combinado con más combustible genera una combustión mas completa. Sin embargo, el consumo de combustible es mayor ya que se necesita compensar el exceso de aire para que la mezcla sea lo suficientemente rica para que el motor funcione correctamente.

Pese a que el consumo de gasolina es mayor, el CEC es menor, ya que la potencia que se genera es mucho más grande, y se consume menos combustible en relación a la potencia entregada, como lo muestra la tabla 2.3.

**Tabla 2.3** Comparación de CEC en un ECH

<b><i>Motor</i></b>	<b>Potencia [HP]</b>	<b>Consumo [lb./hr.]</b>	<b>CEC [lb./HP.hr.]</b>
Atmosférico (A)	90	51,7	0,574
Sobrealimentado (S)	136	74,2	0,546
Sobrealimentado con interenfriador (SI)	145	77	0,531
Comparaciones	%	%	%
(A) vs. (S)	51,1	43,5	-5,0
(S) vs. (SI)	6,6	3,8	-2,7
(A) vs. (SI)	61,1	48,9	-7,6

Fuente: [www.ing.una.py](http://www.ing.una.py)

En la tabla 2.3 se aprecia claramente la prueba hecha en un motor de cuatro cilindros de 1600 [cm<sup>3</sup>] al que se le ha instalado un turbocargador. El incremento es de más del 50% en la potencia con la instalación de éste, y más del 60% si al sistema se le coloca en interenfriador intermedio. De igual manera el consumo de combustible aumenta hasta casi el 50% en el momento en el que se entrega la máxima potencia; sin embargo, queda demostrado como el CEC se reduce hasta en un 7,6% por lo mencionado anteriormente.

## **2.3 TURBOCOMPRESORES**

El turbocompresor es un compresor centrífugo que es accionado mediante un eje por una turbina, la cual aprovecha y convierte la energía térmica de los gases de escape del motor en energía cinética. Con ello se utiliza la energía desperdiciada por los gases de escape bajo forma de calor y de ruido. El turbo es mucho mas eficiente mecánica y termodinámicamente que un supercargador, ya que éste reacciona en

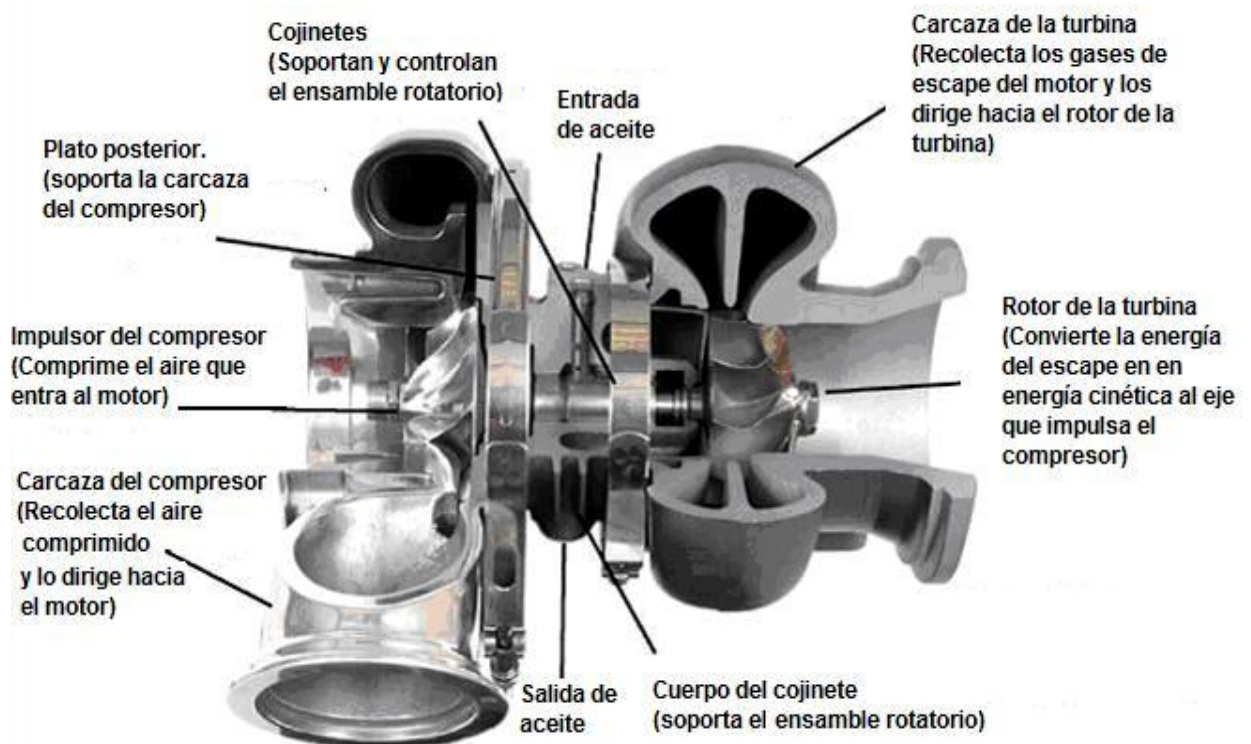


relación al régimen del motor y no utiliza la potencia del cigüeñal para su funcionamiento.

### 2.3.1 CONSTITUCIÓN

El diseño de un turbocargador varía de un fabricante a otro. Básicamente, todos los modelos tienen un compresor en un extremo y la turbina en el otro, soportado por cojinetes centrales. Estos cojinetes pueden ser de diferentes tipos y lubricadas por la bomba y el aceite del motor. Existen sellos entre los cojinetes y el compresor así como también entre los cojinetes y la turbina. Estos evitan que los gases de alta presión se fuguen hacia el área de drenaje del aceite de la carcasa de los cojinetes y lleguen finalmente al cárter del motor. Esto se aprecia claramente en la figura 2.40.

**Figura 2.40 Constitución del turbocompresor**



#### 2.3.1.1 Compresor

El compresor centrífugo consta de tres elementos principales, los cuales deben ser coordinados para una eficiencia máxima, estos son: impulsor, difusor y carcasa.

El impulsor, llamado también *rueda del compresor*, gira a muy altas velocidades. El aire que pasa a través del impulsor, es acelerado a una alta velocidad debido a la fuerza centrífuga. El difusor actúa como una tobera para reducir la turbulencia y velocidad del gas, obteniendo un aumento en la presión y temperatura. La carcasa alrededor del difusor

recoge este gas a alta presión y lo dirige hacia el motor o el interenfriador. Generalmente, la carcasa misma actúa como difusor. Las superficies del impulsor del compresor, el difusor y de la carcasa del compresor, se fabrican tan lisas como sea prácticamente económico. Cualquier rugosidad puede hacer que parte del gas se separe de la superficie, causando corrientes de torbellinos que reducen la eficiencia general del compresor. El diseño del compresor establece un equilibrio entre presión a alcanzar y volumen de gas a comprimir.

### **2.3.1.2 Turbina**

El objetivo principal del impulsor de la turbina es de transformar la energía térmica de los gases de escape en energía cinética, por lo que se lleva a cabo una expansión de los mismos, provocando que se enfríen y aceleren. Posteriormente aprovechan la energía cinética que han adquirido, para que la cedan sobre los alabes del impulsor de la turbina, consiguiendo su movimiento. Esta doble misión de expandir, aumentar la velocidad de los gases y comunicar el movimiento de los mismos es lograda por la carcasa de la turbina (en forma de caracol o voluta) y el impulsor, el cual por el estrechamiento de paso de sus alabes, produce una expansión en el mismo impulsor, el que induce sobre los mismos alabes el movimiento de reacción.

La expansión de los gases en la turbina, reduce el nivel de decibelios con que estos llegarían a la salida del escape. Además el giro de los alabes al pasar los mismos por delante de la boca de salida da como resultado una pulsación de determinada frecuencia, en función del número de alabes y de las revoluciones del rotor, generando un silbido muy característico de estos elementos que crece en función del régimen del mismo.

Al estar en contacto con los gases incandescentes del escape del motor, el material de los elementos de la turbina debe ser muy resistente a grandes cargas térmicas. El material depende de la aplicación, siendo el más común la fundición de hierro dúctil. Cuando la aplicación exige mayores temperaturas de funcionamiento, la carcasa es fabricada con una aleación de hierro fundido y níquel al 20 o 30% llamada comúnmente "*Ni-Resist*". Para el impulsor de la turbina, aleaciones de níquel como la GMR 235 e Inco 713C (*Inconel*), son las más resistentes ya que no se corroen, y fallan en condiciones extremas de uso.

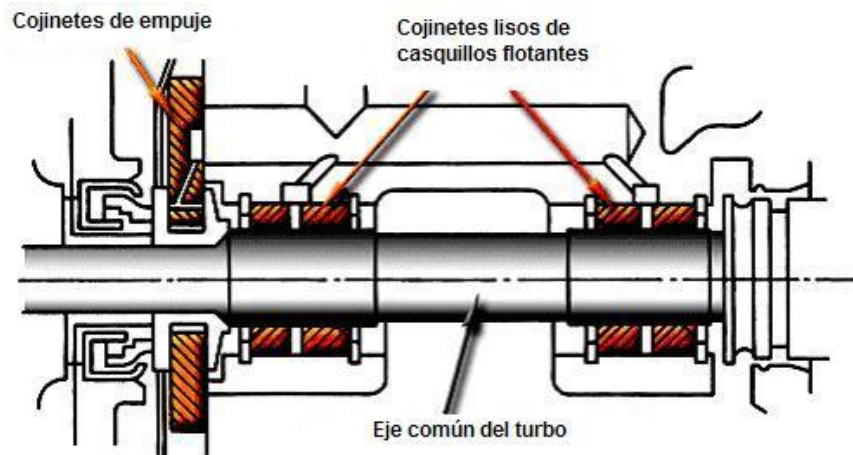
### **2.3.1.3 Cuerpo del cojinete**

La constitución básica del cuerpo o caja del cojinete es fabricada usualmente de hierro fundido y consta de: el eje común, la perforación central por la cual pasa el eje, los cojinetes y las perforaciones para la entrada y salida del aceite. El eje común va unido al impulsor de la turbina, ya sea por soldadura, o una fundición en una sola pieza como se ve en la figura 2.40. El impulsor del compresor va unido al eje ya sea a presión o empotrado en caliente, para finalmente asegurarlo con una tuerca de rosca.

### 2.3.1.4 Cojinetes del turbo

Actualmente, existen diferentes tipos de cojinetes, éstos son de bolas o rodamientos (*ball bearing*) en turbos grandes, y en turbos comunes y pequeños son utilizados los cojinetes lisos con casquillos flotantes de bronce sinterizado (*journal bearing*) ya que el eje se soporta por una película de aceite a presión la cual se pierde al parar el motor. Éstos, al igual que en el eje del cigüeñal, soportan los esfuerzos mucho más uniformemente sin límites de revoluciones, pueden girar aproximadamente a un tercio de la velocidad del eje, ya que es la película de aceite la que soporta el esfuerzo.

El uso de material sinterizado se hace para generar en el cojinete un efecto de auto lubricado, que le permite funcionar en los momentos iniciales sin aceite, el material mantiene el lubricante usándolo de reserva en etapas de arranque donde el circuito de aceite no está completamente presurizado.



**Figura 2.41 Disposición de los cojinetes de casquillos flotantes y de empuje**

Como el aire entra en el compresor en sentido axial (en la misma dirección del eje) debiendo cambiar la dirección de los mismos en los alabes del impulsor, este cambio de dirección le proporciona un efecto de empuje, que debe ser soportado por un cojinete axial, o cojinete de empuje. Dicho cojinete de empuje se dispone normalmente en la zona más fría, es decir la zona del compresor, como se aprecia en la figura 2.41

### 2.3.2 DIMENSIONAMIENTO

Las dimensiones del turbocompresor son uno de los aspectos más importantes a la hora de seleccionar uno para una aplicación determinada, que depende fundamentalmente de la utilización que se le va a dar al motor. (Refiérase a la tabla 2.2). El tamaño de la carcasa, como el de los impulsores, son los parámetros más influyentes en las dimensiones del turbo.

### 2.3.2.1 Tamaño del impulsor

El tamaño del impulsor es importante para la aplicación a la cual se quiere llevar el motor. El tamaño afecta directamente al rendimiento y capacidad del impulsor de generar un flujo de aire. En los compresores, el tamaño afecta directamente a la eficiencia del compresor, y es posible analizarlo en los mapas del compresor.

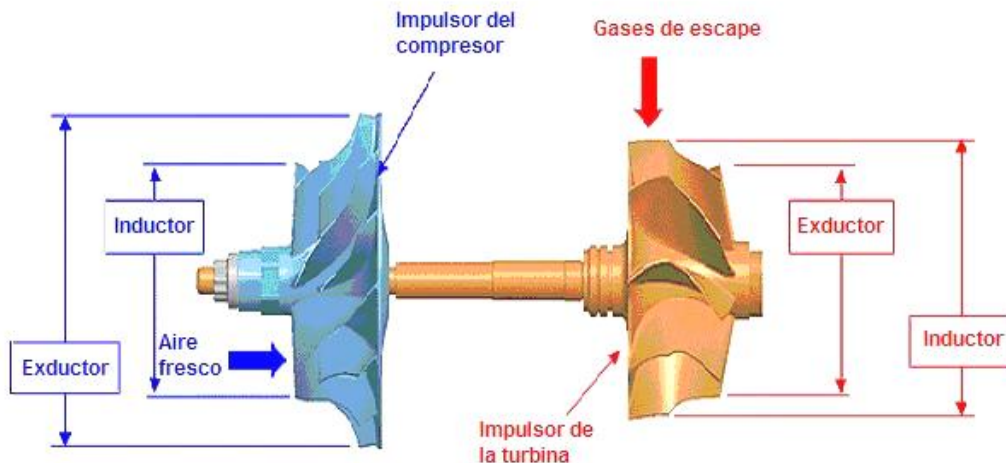


Figura 2.42 Inductor y exductor en los impulsores del compresor y turbina

Analizando más detenidamente el diseño del impulsor, existe una relación entre el inductor y el exductor de éste, mas conocido como “*Trim*”. El inductor se define como el diámetro por donde el aire entra al impulsor, mientras que el exductor es el diámetro por donde el aire sale del impulsor. Basado en la aerodinámica y las rutas de entrada del aire, el inductor del impulsor del compresor es de menor diámetro, y en la turbina, el inductor es el mayor diámetro como lo muestra la figura 2.42. La relación entre impulsor y exductor o *Trim* viene dada por las siguientes ecuaciones.

$$Trim_{COMPRESOR} = \frac{Inductor_{COMPRESOR}^2}{Exductor_{COMPRESOR}^2} \times 100 \quad \text{Ecuación 2.8}$$

$$Trim_{TURBINA} = \frac{Exductor_{TURBINA}^2}{Inductor_{TURBINA}^2} \times 100 \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Manteniendo los demás factores constantes, un impulsor con número de *trim* mas alto fluirá mejor que uno con *trim* bajo. Sin embargo, todos los factores no permanecen constantes, lo que quiere decir que un *trim* mas alto no necesariamente tendrá un mejor flujo, éste es más afectado por la dimensión de la carcasa. Los fabricantes de turbos ofrecen a sus clientes una variedad de combinaciones y opciones para poder elegir el turbo más apropiado para cada aplicación.

### 2.3.2.2 Tamaño de las carcasas y relación A/R

El tamaño de la carcasa es un factor determinante para encausar el aire al motor (compresor), o los gases de escape (turbina). El área de la tobera (A), llamada también *área de descarga* en la carcasa determina la velocidad con la cual los gases viajan a través de él. Sin embargo, dicha área está relacionada con el radio (R) desde el centro del eje del impulsor, el cual influye directamente en la velocidad del impulsor. Esto puede ser apreciado en (1) de la figura 2.43.

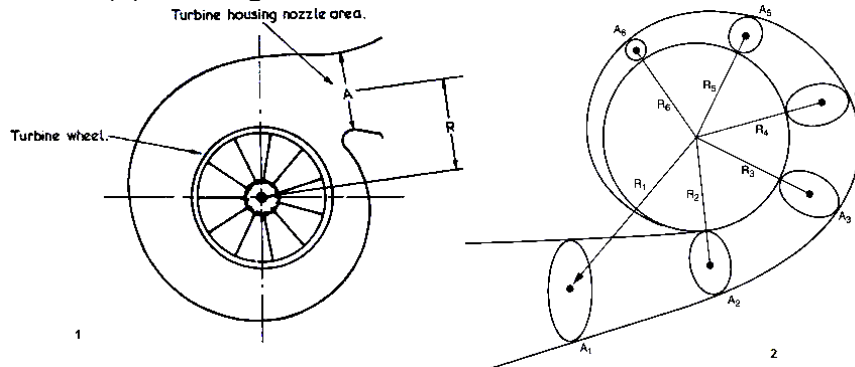


Figura 2.43 Relación A/R constante en las carcasas del turbo

La relación entre el área y el radio es llamada “*relación A/R*”, y ésta tiene un efecto distinto en el compresor y la turbina. Dicha relación es constante, es decir, que para cualquier punto en el centro del área de la carcasa, existe un radio cuya relación es igual a que si fuera tomado en otro punto de la carcasa. Esto se evidencia más claramente en (2) de la figura 2.43.

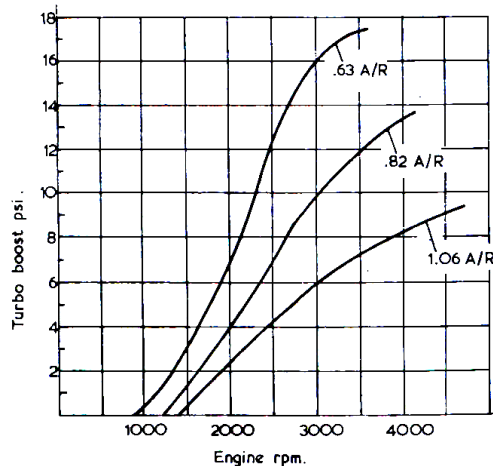
- *Compresor.* El rendimiento del compresor es casi insensible a los cambios en la relación A/R. Usualmente, mayores relaciones A/R son utilizadas para optimizar el rendimiento en el rango bajo de sobrealimentación, mientras que relaciones A/R mas pequeñas son utilizadas para rangos de sobrealimentación alto. Sin embargo, la influencia de la relación A/R en el rendimiento general del compresor es mínima.
- *Turbina.* El rendimiento de turbina es afectada enormemente por la relación A/R, ya que la carcasa es utilizada para ajustar la capacidad y velocidad del flujo hacia las aletas directrices del impulsor. Debido a que una menor área de descarga obligará a los gases a aumentar su velocidad, y viceversa, la relación A/R es imperativa para controlar la velocidad de la turbina y la contrapresión de los gases de escape.

Al usar una turbo de carcasa pequeña, se incrementará la velocidad del impulsor de la turbina, lo que incrementará la velocidad de la turbina en bajo régimen de velocidad obteniendo una respuesta de sobrealimentación casi inmediata. Esta aplicación es apropiada si el auto es utilizado para la rutina diaria. Sin embargo, trae problemas como:

- Debido a que el flujo se dirige al impulsor más tangencialmente, reduce la capacidad máxima de flujo de la turbina, reduciendo la respiración del motor, provocando alta contrapresión de los gases y calor excesivo. Todo estos factores originan una pérdida de potencia en el tercio alto del régimen del motor, es decir, aproximadamente a partir de las 4500 [RPM]. En este caso, si el motor es utilizado la mayor parte del tiempo en este régimen, se aumentará el consumo de combustible, sufrirá daños inmediatos y la vida útil de éste se reducirá rápidamente.
- Maniobrabilidad dificultosa ya que la respuesta es tan rápida que el auto tiende a saltar el momento de arrancar o en bajas revoluciones del motor. Inclusive se puede lograr sobrealimentación con el motor a velocidad de ralentí.

Contrariamente, al utilizar una carcasa de turbina de mayor tamaño, y por lo tanto mayor relación A/R, reducirá la velocidad de los gases de escape, retardando la sobrealimentación. Esta aplicación es la ideal cuando se necesita usar la máxima potencia en alto régimen del motor. Al igual que los turbos pequeños, los grandes conllevan algunos problemas como:

- Excesivo tiempo de retardo del turbo, el cual es provocado por que los gases de escape no tienen la velocidad suficiente para vencer la inercia de la turbina y generar sobrealimentación. Con esta configuración el motor se comportará como si fuera naturalmente aspirado en bajas revoluciones del motor.
- La maniobrabilidad del auto en bajas revoluciones será muy perezosa y lenta, y si el turbo es demasiado grande, el turbo generaría sobrealimentación en regímenes muy altos, o prácticamente no lo generaría.



**Figura 2.44 Relación A/R en función de la PS y el régimen del motor**

En la figura 2.44 se aprecia como varía la respuesta del motor de acuerdo al tamaño de carcasa. El momento de seleccionar el tamaño de la carcasa, lo principal es la aplicación que se le va a dar al motor, y en que momento del régimen queremos obtener la potencia y torque máximo.

### 2.3.3 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO

#### 2.3.3.1 Ciclos de funcionamiento

El ciclo de funcionamiento del turbocompresor depende directamente del régimen del motor y las dimensiones de la turbina, ya que la turbina es accionada por los gases de escape, y entre mayor sea la velocidad del motor, mayor será la cantidad de gases de escape capaces de mover el impulsor de la turbina. Por lo que una configuración de turbo promedio tiene las siguientes etapas de funcionamiento:

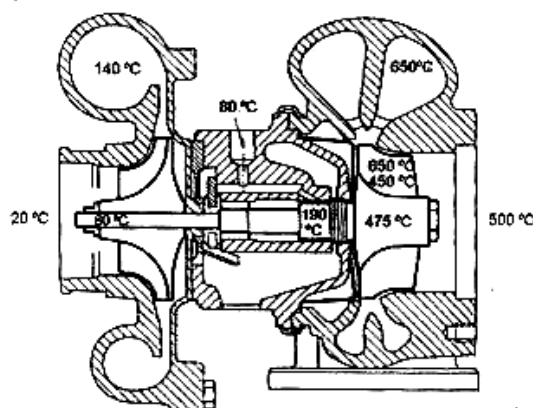
- *Funcionamiento a ralentí y carga parcial inferior:* En estas condiciones el impulsor de la turbina es impulsada por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será comprimido por el impulsor del compresor, ya que la presión de sobrealimentación no es mayor a la atmosférica, por lo tanto, en esta etapa el motor se comporta como naturalmente aspirado.
- *Funcionamiento a carga parcial media:* Cuando la presión de sobrealimentación se acerca la atmosférica, el impulsor de la turbina es impulsado a un régimen de revoluciones de la turbina más elevado y el aire fresco aspirado por el impulsor es comprimido y conducido hacia los cilindros bajo presión

atmosférica o ligeramente superior, actuando ya el turbo en su función de sobrealimentación del motor. Esta condición es llamada “punto mínimo de sobrealimentación” y es definido como el menor régimen del motor en el cual el turbo producirá sobrealimentación cuando el motor está a plena carga.

- *Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga:* En esta fase continua aumentando la energía de los gases de escape debido al mayor régimen del motor sobre el impulsor de la turbina y el aire fresco aspirado por el impulsor alcanzara el valor máximo de PS en el múltiple de admisión, la cual es limitada por un sistema de control (válvula de descarga).

### 2.3.3.2 Temperatura de operación

Como se ve en la figura 2.45 las temperaturas de operación en un turbo son muy diferentes, teniendo en cuenta que la parte de los componentes que están en contacto con los gases de escape pueden alcanzar temperaturas muy altas (650 [°C]), mientras que los que estáa en contacto con el aire de aspiración solo alcanzan 80 [°C].



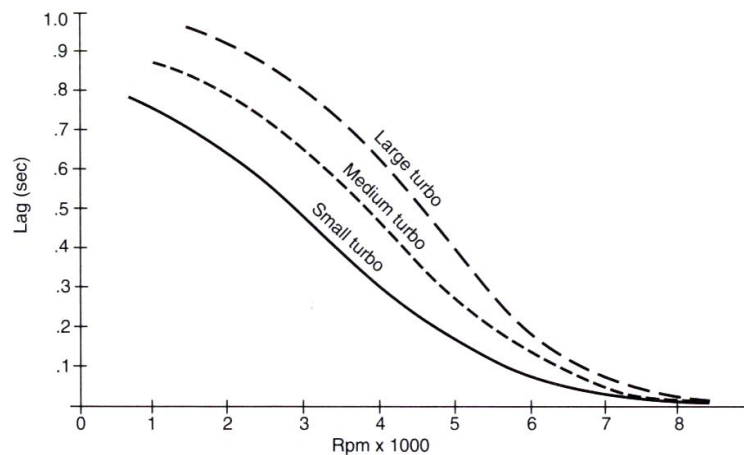
**Figura 2.45 Temperatura de funcionamiento del turbo**

Estas diferencias de temperatura concentrada en una misma pieza (eje común) determinan valores de dilatación diferentes, lo que comporta las dificultades a la hora del diseño de un turbo y la elección de los materiales que soporten estas condiciones de trabajo adversas. El turbo se refrigera por el aceite de lubricación, y en parte por el aire de aspiración cediendo una determinada parte de su calor al aire que fuerza a pasar por el impulsor del compresor. Este calentamiento del aire no resulta nada favorable para el motor, ya que un aire demasiado caliente en el interior del cilindro dificulta la refrigeración de la CC durante el barrido al entrar el aire a una temperatura superior a la del propio refrigerante líquido lo que favorece al autoencendido.



### 2.3.3.3 Tiempo de retardo del turbo

Llamado comúnmente “*turbo lag*”, como su nombre lo indica es el tiempo de retardo entre el momento de aplicar la carga y la obtención de sobrealimentación, es decir, que al momento de pisar el acelerador, la mezcla de aire y combustible aumenta su flujo; sin embargo a los gases de escape les toma tiempo vencer la inercia de la turbina, hasta que finalmente lo logran y crean sobrealimentación. El tiempo de retardo se reduce a medida que la velocidad del motor aumenta. Mientras el tiempo de retardo puede ser un segundo o más a bajo régimen del motor, éste puede disminuir y virtualmente desaparecer a partir de las 4000 [RPM] en adelante.



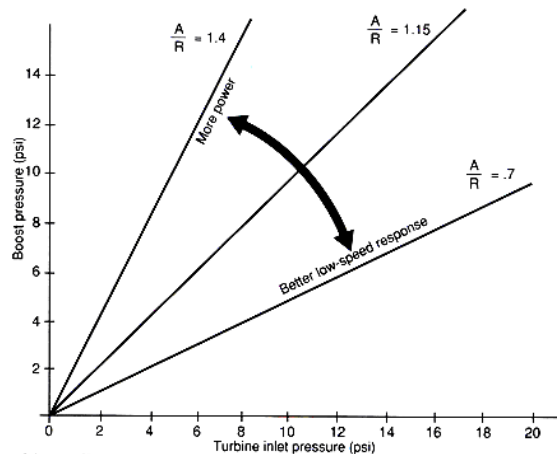
**Figura 2.46** Tiempo de retardo del turbo vs. Régimen del motor

El “*turbo lag*” es producido por muchos factores como el diseño, dimensiones y materiales del turbocompresor, cojinetes, diseño del sistema de sobrealimentación, condiciones atmosféricas, diseño de los múltiples de admisión y escape, entre otros. En la figura 2.46 se aprecia como el tiempo de retardo es afectado por el tamaño del turbo.

### 2.3.3.4 Contrapresión

Cuando el aire es forzado a pasar a través del colector de escape, y posteriormente a la carcasa de la turbina, se reduce el área de flujo y al tener una restricción debido al propio impulsor se crea una presión, llamada contrapresión. Debido a la reversión de gases de escape producida durante el traslape de válvulas, es decir que ambas válvulas están abiertas, la contrapresión mantiene la mezcla quemada y a altas temperaturas dentro de la CC, favoreciendo al autoencendido.

La contrapresión varía con las dimensiones del turbo, y en el caso de ser muy pequeño crea una excesiva contrapresión, la cual puede quemar las válvulas, causando daños permanentes en el motor. Además a mayor velocidad del motor, mayor cantidad de gases de escape y por lo tanto más contrapresión.



**Figura 2.47 Presión en la admisión vs. Contrapresión en el escape**

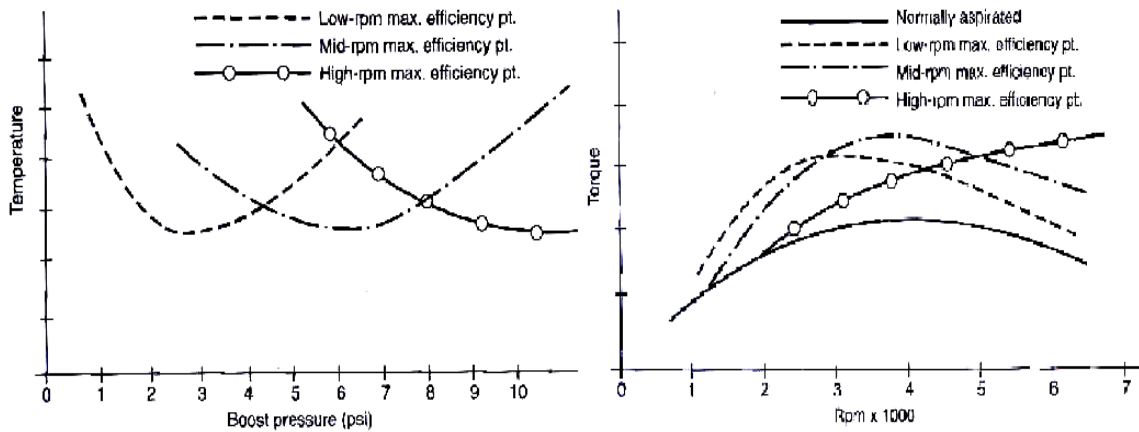
En la figura 2.47 se aprecia claramente como varía la presión a la entrada del turbo en relación a la relación A/R de la carcasa de la turbina. Con un turbo pequeño, la respuesta es más rápida pero la contrapresión es más que el doble, lo que sumada a la contrapresión generada por el sistema de escape ocasiona un deterioro general del motor, disminuyendo su vida útil ostensiblemente.

### 2.3.4 EFICIENCIA

La eficiencia de los elementos del turbocompresor determinará su correcto funcionamiento en la aplicación específica. El objetivo es posicionar al turbocompresor en su punto más eficiente en el régimen del motor, al que va a ser utilizado.

#### 2.3.4.1 Eficiencia del compresor

El compresor tiene una particular combinación de flujo de aire y presión de sobrealimentación en la cual es más eficiente. Por lo que la eficiencia del compresor ( $\eta_c$ ) es una medida de que tan bien puede el impulsor del compresor bombear aire sin calentarlo. Es decir, la eficiencia es inversamente proporcional a la generación de calor.

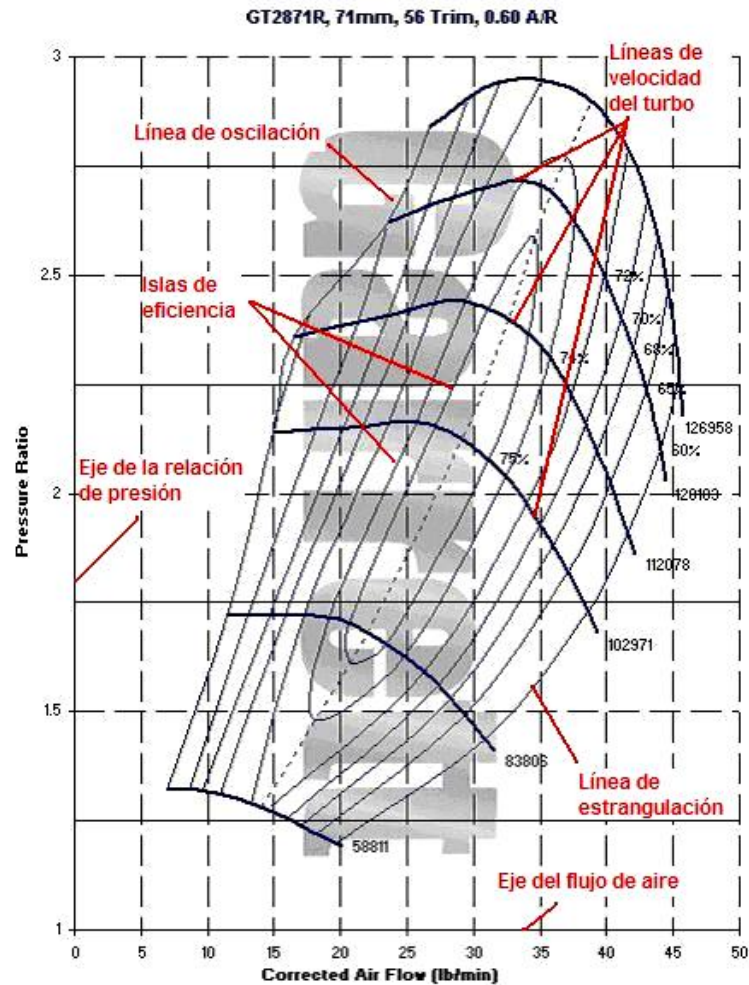


**Figura 2.48 Puntos de máxima eficiencia del compresor**

Si el compresor es seleccionado para que la máxima eficiencia ocurra en el primer tercio del régimen del motor, es decir una PS inmediata, la eficiencia en mediano y alto régimen del motor disminuirá produciendo altas temperaturas como se aprecia (1) de la figura 2.48. De igual manera, en alto régimen del motor, debido al aumento de la temperatura, disminuye el rendimiento como en (2). En el otro extremo, si la eficiencia es máxima en el régimen alto del motor, las temperaturas en baja y mediana velocidad del motor serán muy altas de igual forma disminuyendo el rendimiento. Sin embargo, el rendimiento será mucho mayor una vez que el turbo empiece a operar en velocidades altas del motor.

#### 2.3.4.1.1 Mapa de flujo del compresor

El mapa de flujo del compresor describe las características particulares del compresor como son la eficiencia, el rango de flujo de aire, la capacidad de presión de sobrealimentación, la velocidad del turbo, y los límites de operación permisibles. En la figura 2.49 se muestra las variables fundamentales de un mapa de flujo del compresor típico.



**Figura 2.49 Mapa de flujo del compresor**

- *Eje de la relación de presión.* Se define como la presión absoluta del aire después de pasar por el compresor dividida para la presión absoluta del aire antes de entrar al compresor. Usualmente los compresores se clasifican por su RP, la cual es independiente de la presión de entrada, ya que se conserva sin modificar, cualquiera que sea la presión atmosférica o cualquier otro factor que pudiera afectar la sobrealimentación real del motor.
- *Eje del flujo de aire.* Es la cantidad de masa de aire que pasa a través del compresor, y posteriormente al motor sobre un periodo de tiempo dado, y es comúnmente expresado en [lb./min.]. El flujo másico de aire puede ser físicamente calculado, pero generalmente es suficiente para estimar el flujo correcto para la aplicación que se necesite. Las unidades en el eje del flujo de aire

pueden ser medidas en pies cúbicos por minuto [ cfm ], convirtiéndose así en flujo volumétrico de aire ( $V_a$ ).

- *Línea de oscilación.* Es el límite izquierdo del mapa, y la operación a la izquierda de esta línea representa una zona de inestabilidad de la presión de salida y del flujo, provocando pulsaciones y oscilaciones que conllevarían a la falla prematura del turbo. Esta línea fija cual es el flujo utilizable mínimo de operación.
- *Línea de estrangulación.* Es el límite derecho del mapa, y es definida como el punto en donde la eficiencia cae más allá del 58%. Adicionalmente, al pasar esta línea, la eficiencia del compresor caerá rápidamente provocando que la velocidad del turbo se eleve, excediendo el límite admisible.
- *Líneas de velocidad del turbo.* Estas líneas representan una velocidad constante del turbo. Dicha velocidad es directamente proporcional a la relación de presión y el flujo másico de aire.
- *Islas de eficiencia.* Son regiones concéntricas de los mapas que representan la eficiencia del compresor en cualquier punto del mapa. La isla de región menor está situada en el centro del mapa, y es el punto de eficiencia máxima del compresor. A medida que las islas o anillos de eficiencia se alejan del centro del mapa, la eficiencia disminuye hasta que los límites de oscilación y estrangulación son alcanzados.

#### **2.3.4.2 Eficiencia de la turbina**

La eficiencia de la turbina se incrementa, cuando la relación de presión aumenta entre los gases de escape antes y después de pasar por la turbina. Los mapas de la turbina describen las características de operación de la turbina, mostrando el flujo en función de la relación de presión en la turbina. Generalmente el mapa de la turbina enseña las curvas de flujo másico y las de eficiencia de la turbina en función de la RP de la turbina, a varias velocidades de ésta como en (1) de la figura 2.50. Sin embargo, los diseñadores y fabricantes de turbos generalmente simplifican la información, indicando en una única curva la variación del flujo máximo y una eficiencia máxima como en (2).

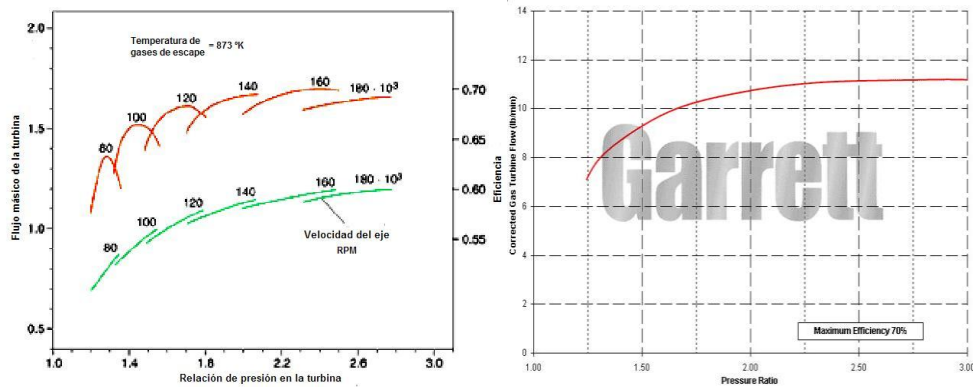


Figura 2.50 Mapa de flujo de la turbina

### 2.3.5 LUBRICACIÓN

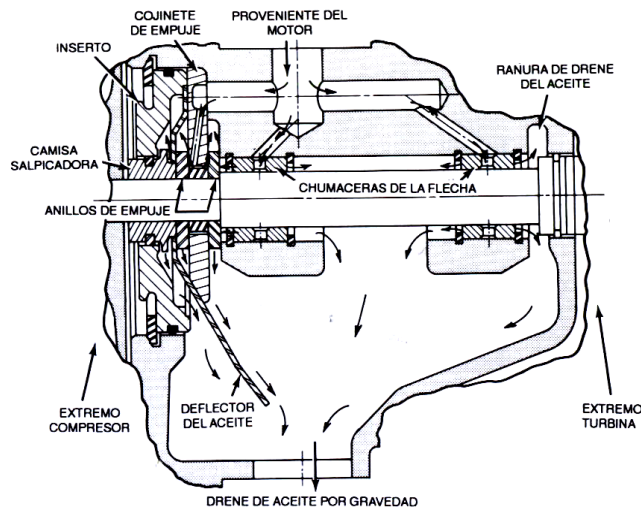
El punto más débil en el turbocargador son las cañerías que alimentan de aceite al turbo, y lo drenan hacia el cárter del motor, por lo que el sistema de lubricación del turbo debe ser instalado cuidadosamente. Normalmente es seguro instalar la toma de aceite para el turbo donde se instala el detector de presión de aceite o el manómetro.

#### 2.3.5.1 Presión y flujo de aceite requeridos

El turbo no necesita mucha presión y flujo de aceite. Prácticamente todos los motores modernos tienen una presión suficiente para cumplir los requerimientos de lubricar el turbocompresor. Demasiada presión de aceite (mas de 65 [psi]) puede crear problemas con los turbos, ya que es posible que la fuerza del aceite traspase los sellos, en este caso será necesario instalar restrictores de aceite para reducir la presión del aceite antes de entrar al turbo.

#### 2.3.5.2 Lubricación de los cojinetes del turbo

El aceite a presión llega a la toma en el cuerpo del cojinete y fluye alrededor de éste y de los cojinetes como se aprecia en la figura 2.51. El aceite que fluye entre el cojinete y el cuerpo del cojinete tiende a amortiguar la vibración causada por cualquier falta de balanceo del rotor de la turbina. Este desbalanceo, si es lo suficientemente grande, haría que el muñón del eje común roza sobre el cojinete. Pero debido al colchón de aceite, el cojinete tiene un juego, y el contacto entre el eje y el cojinete prácticamente es eliminado (cojinetes flotantes) prolongando considerablemente la vida del turbocargador.

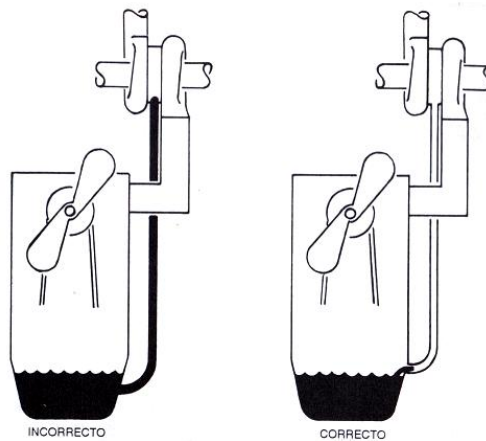


**Figura 2.51 Trayectoria del flujo de aceite a través del turbocompresor**

### 2.3.5.3 Regreso del aceite al cárter

El aceite entra al turbo relativamente libre de aire y a cierta presión. Al pasar el aceite a través de los cojinetes, se emulsifica el aire y toma el aspecto de una crema batida sucia y es expulsado sin presión. Por este motivo el turbo debe estar instalado por encima del cárter para permitir al aceite regresar al cárter por gravedad. El diseño del sistema de drenado de aceite tiene algunos aspectos fundamentales que garantizaran el correcto funcionamiento de este:

- La línea de drenaje debe ser de mayor diámetro que la línea de alimentación debido a que por la falta de presión se requiere una mayor área de flujo.
- La línea de drenaje debe dirigirse uniforme y fluidamente en todos los puntos hacia abajo sin dobleces, esquinas ni enroscaduras.
- La línea de drenaje deberá descargar el aceite por cárter por encima del nivel de aceite como se ve en (2) de la figura 2.52. En (1), la línea entra por debajo del nivel de aceite lo que provoca que el lubricante espumoso vaya llenando la línea de drenaje hacia el turbo, dañando los sellos



**Figura 2.52 Formas correctas e incorrectas de drenar el aceite del turbo**

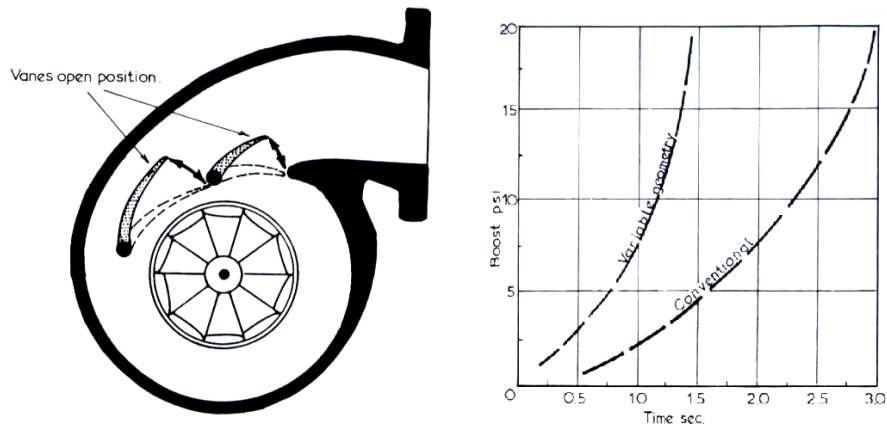
### 2.3.6 TECNOLOGÍA DE FABRICACIÓN

La continua demanda de mayor exigencias de los motores, ha llevado a que los fabricantes de turbocompresores busquen alternativas para que sus productos sean más eficientes y se adapten a condiciones extremas de operación, o simplemente a eliminar problemas que los turbos tienen por su concepción física. Uno de los problemas principales es el retardo del turbo, pues si es requerida más potencia, el retardo es mayor. Si el objetivo es que el retardo del turbo sea mínimo, la potencia no será relativamente alta. Por lo tanto, cualquier componente que ayude al eje común a mantener la velocidad de rotación cuando se suelta el pedal del acelerador (gases de escape son mínimos), incrementará significativamente la respuesta de aceleración.

#### 2.3.6.1 Turbos de geometría variable

Un turbo de geometría variable es aquel que puede cambiar la relación A/R de la turbina, para modificar la proporción de reacción que se desarrolla en la carcasa frente al impulsor. Evidentemente el impulsor al estar girando no puede modificar su geometría, pero sí se puede reducir o aumentar la sección de paso de los gases por la carcasa, para mantener velocidades de fluido altas cuando los caudales sean pequeños. De esta forma, es posible aprovechar mejor la energía de los gases cuando estos tengan un volumen reducido por una baja carga o baja velocidad del motor. En estos turbos, el control de la presión se hace modificando la geometría de la turbina de turbocompresor, más no desviando gases que no atraviesen la turbina, para reducir la presión del colector de admisión.



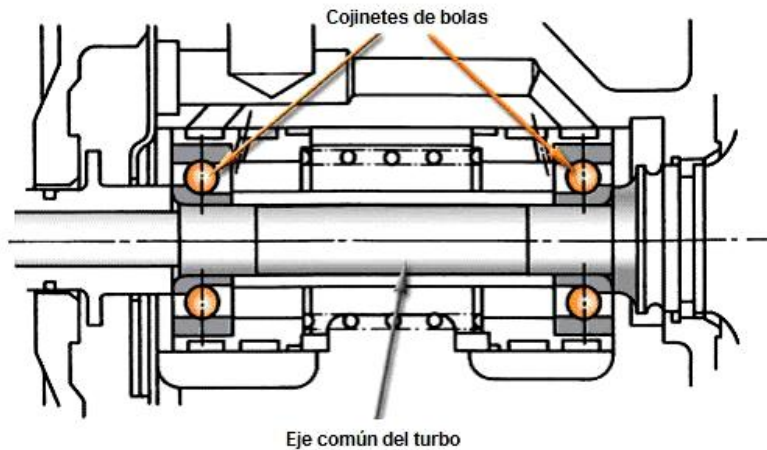


**Figura 2.53 Turbo de geometría variable**

El diseño radica en alabes móviles que se mueven simultáneamente generando un área de tobera continuamente variable, controlando la velocidad de los gases de escape a medida que se acercan al impulsor de la turbina como en (1) de la figura 2.53. Cuando estos alabes están cerrados aumentan la velocidad de los gases, lo cual provoca que el impulsor gire mas rápido, logrando así una respuesta mas ágil y rápida en bajas revoluciones del motor, similarmente a una relación A/R pequeña como en (2). Cuando el volumen y velocidad de los gases de escape aumenta, el alabe es movido a una posición abierta lo que hace que exista un área de carcasa más grande y efectiva, disminuyendo la contrapresión y mejorando el flujo al igual que un carcasa de relación A/R mayor, obteniendo así, un rendimiento óptimo en todo el régimen de revoluciones.

### 2.3.6.2 Turbos con cojinetes de bolas

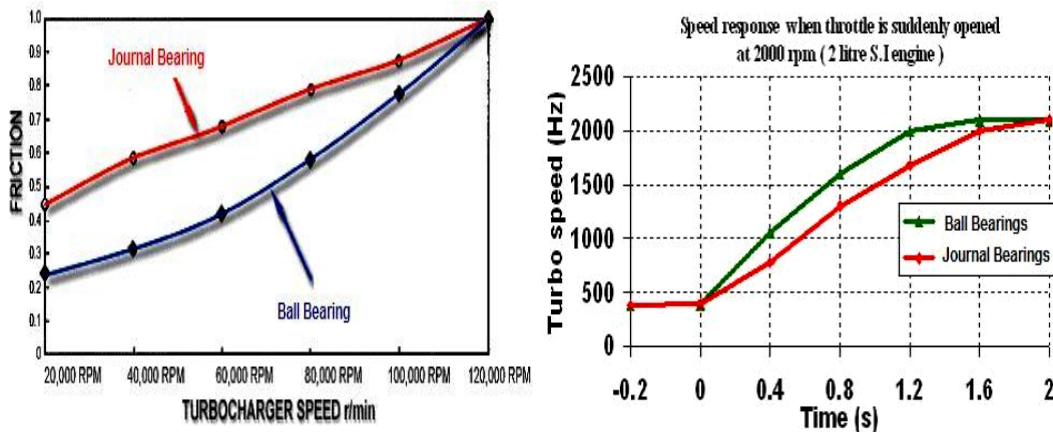
La reducción de la fricción en el ensamblaje rotatorio del turbo mejora la respuesta de la aceleración y disminución del “turbo lag”. Los turbos tradicionales han utilizado cojinetes lisos flotantes (Figura 2.40); no obstante, las fuerzas friccionales son relativamente altas, lo que es una de las razones por la que existe el retardo del turbo.



**Figura 2.54 Turbo con cojinetes de bolas**

Al utilizar cojinetes de bolas a ambos lados del eje común del turbo, se tiene como resultado una gran reducción de la fricción, la cual es particularmente aprovechada en gran manera en baja y mediana velocidad del turbocargador. Como se ve en la figura 2.54, el eje común es soportado por dos cojinetes de bolas, igualmente son lubricadas con el aceite del motor, pero ya no están sobre la capa de aceite para soportar el eje.

En la figura 2.55 se aprecia la fuerza de fricción en función de la velocidad del turbo. Se evidencia claramente las mejoras con cojinetes de bolas, especialmente a velocidades del turbo menores a 60.000 [RPM], en donde la pérdidas por fricción son reducidas de 40 a 50%. Esto se traduce en una mejor respuesta del turbo, disminuyendo su retardo.



**Figura 2.55 Comparación entre cojinetes de bolas y lisos flotantes**

El diseño de los turbos con cojinetes de bolas reduce la cantidad de aceite requerida para una lubricación adecuada. Adicionalmente, este diseño otorga mejor control de las vibraciones en el eje, permitiendo alta fiabilidad para condiciones normales y extremas de operación. Además, por el diseño de la caja del cojinete, ya no existe la necesidad del cojinete de empuje, el cual es comúnmente un punto débil en el sistema de cojinetes del turbo.

### 2.3.6.3 Turbos cerámicos

Los componentes al interior del turbo, en especial los de la turbina, están sometidos a muy altas temperaturas por lo que el mejoramiento de los materiales de estos componentes ha sido el principal parámetro de progreso para tener turbos mas eficientes.

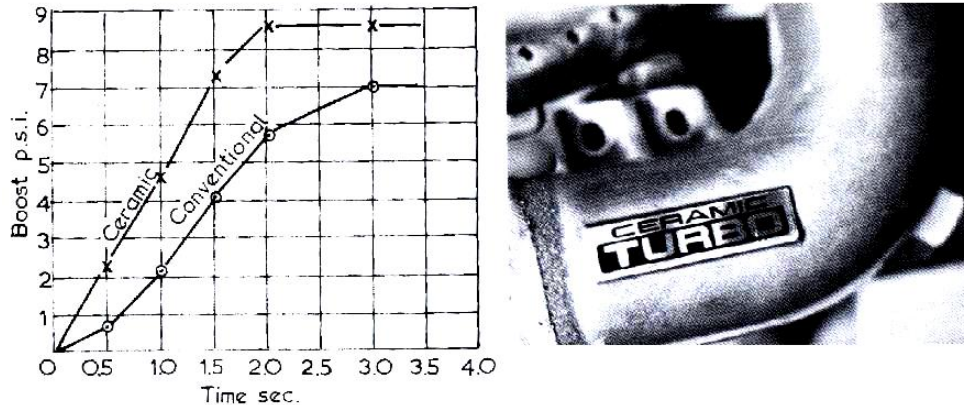


Figura 2.56 Turbo cerámico

Al cambiar el impulsor de fábrica, compuesto de una aleación de acero, por un impulsor ligero compuesto de cerámica y óxido de aluminio, la inercia de rotación es reducida hasta un 40%, principalmente debido a que el impulsor cerámico pesa la mitad que el convencional. Con la instalación de dicho impulsor, éste acelera más rápidamente, consiguiendo sobrealimentación en bajas revoluciones, y una reducción en más del 30% en el retardo del turbo (Figura 2.56). Sin embargo, pese a la excelente reducción en el "turbo lag", este tipo de turbos tiene limitaciones muy notorias, ya que al sobrepasar una PS de 15 [psi] se produciría una falla inmediata. Esto debido a que para producir más sobrealimentación, el impulsor de la turbina tiene que entregar mucha fuerza hacia el eje común, lo que ocasiona grandes esfuerzos en los alabes y en la unión con el eje.

### 2.3.6.4 Turbos híbridos

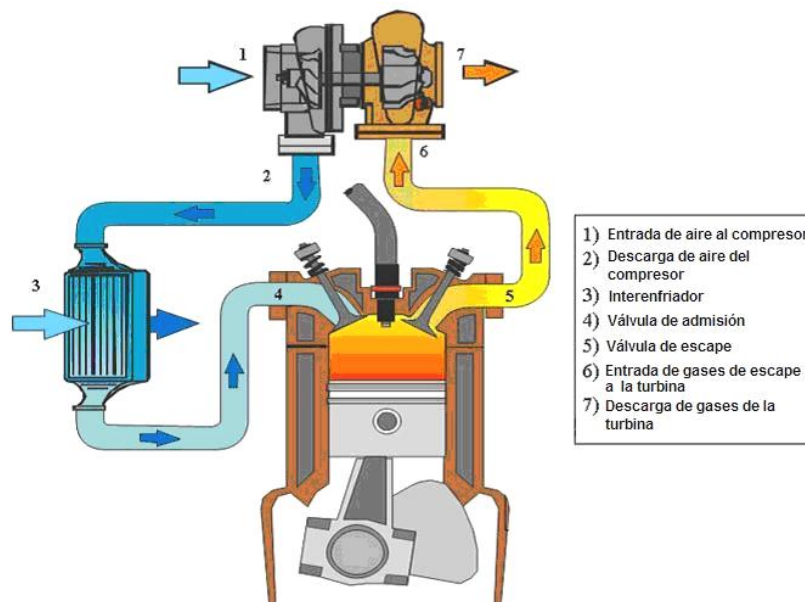
Frecuentemente los turbos de fábrica son adecuados; sin embargo, cuando la potencia que se requiere es mayor, se modifican los componentes del turbo, sin comprar otro turbo de mayor precio, obteniendo así, los turbos híbridos. Dichos turbos son necesarios cuando se requiere una mejora significativa en el rendimiento. Los beneficios son pequeños en un motor relativamente estándar, pero en motores modificados los cambios serán grandes. La mayoría de los turbos híbridos se ve idéntico exteriormente que los de fábrica. Los cambios ocurren en los componentes interiores, en los cojinetes de empuje, o los materiales de los impulsores. Pero principalmente, un turbo híbrido debe ser manufacturado y encajado con partes de otros turbos, aprovechando las diferentes condiciones aerodinámicas de cada una de las partes. Por lo

que, el precio de estos turbos varia de acuerdo a la calidad de las distintas partes que se requiere para una aplicación muy específica.

## 2.4 ELEMENTOS Y ACCESORIOS PARA LA SOBREALIMENTACIÓN

### 2.4.1 INTERENFRIADOR

Un interenfriador (IE) es un intercambiador de calor ubicado después del compresor y antes del múltiple de admisión (Figura 2.57), cuyo propósito es remover el calor del aire producto de la compresión del turbocompresor.



**Figura 2.57 Sistema de Interenfriamiento**

Al remover el calor de la carga de aire se tienen dos beneficios muy marcados:

- La reducción de la temperatura del aire, hace que éste sea más denso. Este incremento en la densidad del aire, permite lograr mayores presiones de sobrealimentación
- Mejora la combustión de la mezcla de aire y combustible debido a la reducción de la temperatura del aire. El autoencendido es reducido considerablemente, obteniendo un margen de

maniobrabilidad más seguro y además, obteniendo mayores PS, se logra mayor potencia.

#### 2.4.1.1 Eficiencia

La eficiencia del interenfriador ( $\eta_i$ ) relaciona el aumento de la temperatura del aire ocasionada por el turbo y la cantidad de calor removido por el IE. El aumento de la temperatura debido al compresor ( $\Delta T_1$ ) se calcula con la ecuación 2.10

$$\Delta T_1 = T_C - T_{AMB} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde  $T_C$  es la temperatura del aire al salir del compresor, y  $T_{AMB}$  es la temperatura ambiente. El calor removido por el IE ( $\Delta T_2$ ) es calculada con la ecuación 2.11

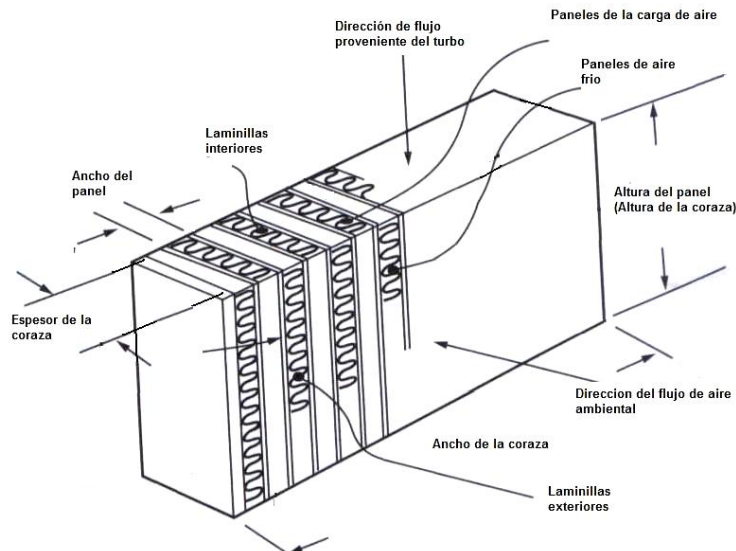
$$\Delta T_2 = T_C - T_{IE} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Donde  $T_{IE}$  es la temperatura del aire al salir del Interenfriador. Finalmente, la eficiencia del interenfriador se calcula con la ecuación 2.12

$$\eta_i = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

#### 2.4.1.2 Criterios de diseño

Los criterios de diseño para el interenfriador son muchos y muy variados. Los criterios deben considerar una construcción que maximice el intercambio de calor, y minimice las pérdidas de presión. El diseño de coraza más común y eficiente es el de paneles y placas muy similares a los radiadores del sistema de refrigeración. Este tipo de coraza es fabricada en su totalidad de aluminio, y por su diseño puede ser adaptado a cualquier aplicación en particular. Esto se debe básicamente a su alta capacidad de intercambiar calor, debido a que la cantidad de laminillas más densa permite un área de transferencia de calor mayor entre la carga de aire que viene del turbo y la coraza del interenfriador.



**Figura 2.58 Diseño del interenfriador**

En la figura 2.58 se aprecia la nomenclatura básica del interenfriador, la cara superior recibe la carga de aire proveniente del turbo, mientras que la cara frontal esta posicionada para recibir el aire proveniente del exterior.

#### 2.4.1.3 Área de flujo interno

El flujo al interior de los paneles de la carcasa del interenfriador tiene algunas limitaciones por su propio diseño. Entre más difícil es el paso del aire a través de la carcasa, principalmente debido a las laminillas, mayor es el intercambiado de calor. No obstante, debido a esta perturbación en el flujo, el cual se hace turbulento, provoca una pérdida o caídas de presión. Para compensar esta limitación por diseño, el área interna de flujo se fabrica lo suficientemente larga para que el aire circule a través del interenfriador. La ecuación 2.13 indica como se calcula el área de flujo interno.

$$Area_{int\_flujo} = H_{panel} \times A_{panel} \times N_{paneles} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Donde  $H_{panel}$  es la longitud del panel,  $A_{panel}$  es el ancho de cada panel,  $N_{paneles}$  es el número de paneles (Figura 2.58)

#### 2.4.1.4 Tamaño y espesor de la coraza

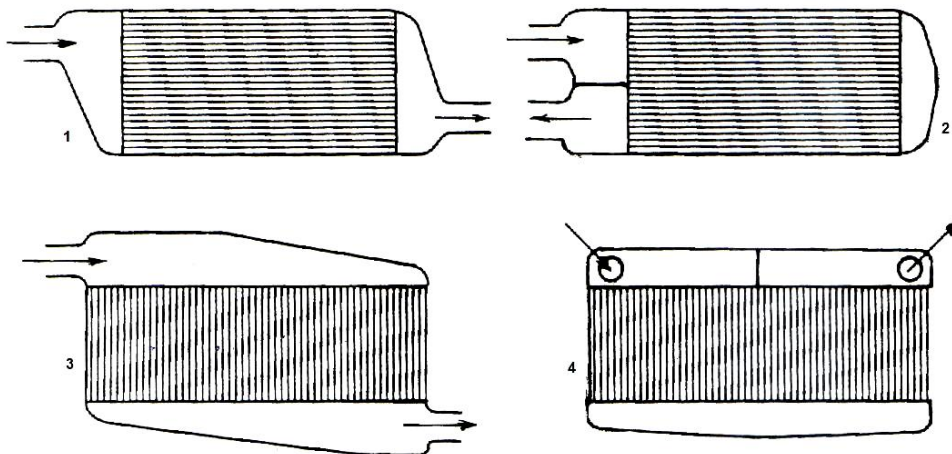
El área frontal de la coraza, la cual choca con el flujo de aire frío, determina la cantidad de aire que va a intercambiar calor con la carga de aire proveniente del turbo. El diseño de ésta debe ser cuidadosamente calculado para encontrar un balance entre pérdidas de presión y eficiencia, ya que al tener un área frontal grande, la eficiencia será mayor a costa de una caída de presión mayor.

El espesor de la coraza, al igual que el área frontal, cambia con relación a la aplicación necesaria, y más específicamente al flujo de aire

que va a circular por el área interna. Un espesor de la coraza más grande aumenta significativamente la eficiencia, pero estas ganancias disminuyen a medida que el espesor aumenta. Además, un espesor de coraza muy grande, dificulta la capacidad del aire de atravesar la coraza, por lo que si el interenfriador está colocado delante del radiador, el motor sufrirá problemas de calentamiento por la falta de aire frío que circule a través de éste.

#### 2.4.1.5 Configuración de los paneles en el interenfriador

Como se observa en la figura 2.59, los cuatro IE ocupan el mismo espacio, tienen la misma área frontal, pero la longitud y número de los paneles cambia considerablemente entre uno y el otro. Los paneles (1) y (2) tienen poca cantidad de estos pero más largos, lo que incrementa la resistencia del flujo de la carga de aire, por lo tanto mayores caídas de presión. Al dividir los paneles en dos partes iguales como en (2), el número de paneles es dividido aumentando el flujo, pero ya que la distancia que debe recorrer la carga de aire es el doble que la primera, generando flujo muy turbulento incapaz de pasar rápidamente por los paneles, aumentando las caídas de presión.



**Figura 2.59 Configuración de los paneles en el interenfriador**

La configuración de paneles como en (3) y (4), la cantidad de paneles es mayor y la longitud de estos es menor, lo que aumenta el área interna de flujo, disminuyendo la pérdida de presión. Si se aumenta el número de paneles, se aumenta el área frontal favoreciendo una mayor eficiencia, y debido a este diseño, los incrementos en caída de presión no son tan grandes.

#### 2.4.1.6 Interenfriador aire - agua

Los IE aire – agua funcionan de la misma forma que un radiador convencional pero invertido. El agua es la que enfría a la carga de aire proveniente del turbo. Ésta es bombeada a través de una bomba eléctrica adicional, pasando por un radiador independiente del sistema de

refrigeración del motor, luego hacia un reservorio para finalmente pasar hacia los paneles enfriando la carga de aire.

El sistema de interenfriamiento de aire – agua es muy útil cuando no se dispone de mucho espacio disponible, o cuando las tuberías son muy difíciles de instalar. La instalación de este sistema resulta muy compleja, pero se tiene una gran ventaja debido a que el coeficiente de transferencia de calor entre el agua y el aluminio es mucho mayor al del aire con el aluminio. Por esta razón, la eficiencia de este tipo de IE supera con facilidad el 100%. El factor de decisión sobre cual elegir se basa en las prestaciones del motor, el sistema de sobrealimentación, espacio disponible, sensores de inyección de combustible, entre otros.

## 2.4.2 SISTEMAS DE CONTROL DEL SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

Para evitar el aumento excesivo de revoluciones de la turbina y compresor como consecuencia de una mayor presión y velocidad de los gases a medida que se aumenten las revoluciones del motor, se hace necesaria la utilización de sistemas de control. Los métodos y procedimientos por los cuales la PS puede ser controlada, son elementos trascendentales para que el diseño de cualquier sistema de sobrealimentación sea correcto.

### 2.4.2.1 Válvula de alivio

La válvula de alivio o llamada también válvula “*blow-off*”, es una válvula bypass accionada por vacío, que alivia la presión del sistema previniendo que el compresor del turbo entre en oscilaciones. La válvula de alivio debe ser instalada entre la descarga del compresor y el cuerpo de aceleración, preferiblemente antes del IE. Cuando la válvula de la mariposa es cerrada rápidamente (al soltar el pie del pedal súbitamente, generalmente en un cambio de marcha), el compresor continua presurizando aire debido a su inercia, y ya que el flujo de aire es reducido radicalmente al no pasar hacia el motor, produce inestabilidad en el flujo y fluctuaciones de presión. Estas rápidas fluctuaciones cíclicas de presión provocan inevitablemente que el compresor pase hacia la línea de oscilación, referida en los mapas de flujo del compresor (figura 2.49).

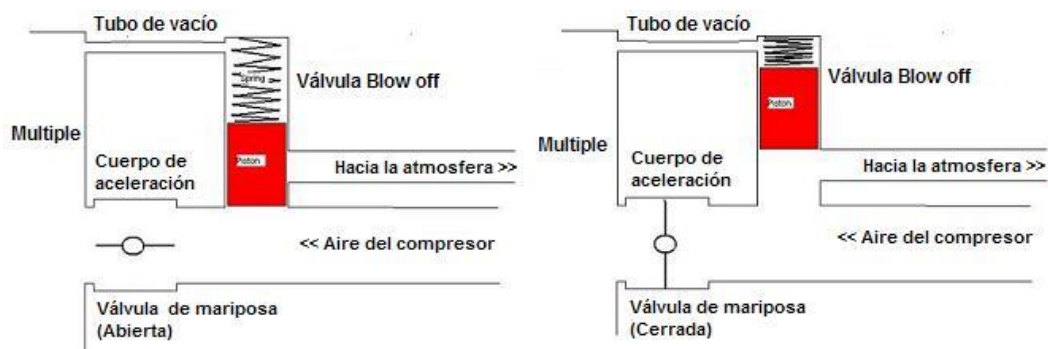


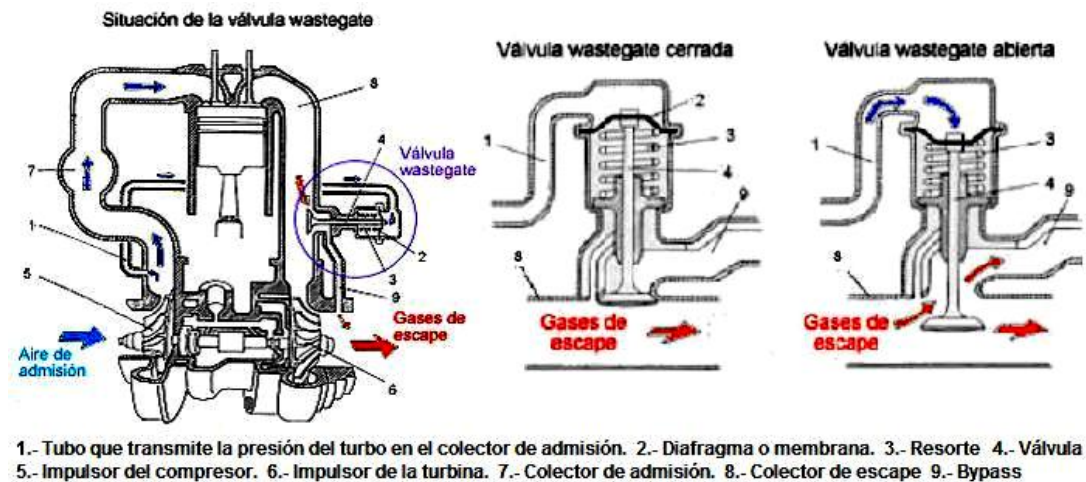
Figura 2.60 Válvula de alivio



La válvula de alivio está conectada a la manguera de vacío situada en el múltiple de admisión después del cuerpo de aceleración. Cuando la válvula de mariposa es cerrada, el vacío creado en el múltiple de admisión, succiona el resorte de la válvula provocando que este se contraiga, ocasionando que la válvula se abra. Cuando esto sucede, la válvula blow-off permite que el exceso de aire presurizado sea expelido a la atmósfera o recirculada a la entrada del compresor, aliviando la presión, ayudando a eliminar el fenómeno de la oscilación.

#### 2.4.2.2 Válvula de descarga

La forma más común de controlar la PS es el sistema de escape, por lo que existe una válvula de seguridad también llamada compuerta de descarga o válvula "wastegate"). Esta válvula hace que los gases de escape pasen directamente a la salida del escape sin pasar por la turbina como se ve en la Figura 2.61. Los gases al tener un paso libre hacia la atmósfera, reducen la capacidad de alimentar al impulsor de la turbina, restringiendo su velocidad y por lo tanto su capacidad de generar sobrealimentación.



**Figura 2.61 Válvula de descarga externa**

La válvula de descarga o wastegate esta formada por una compuerta sensible a la presión compuesta por un resorte (3), una cámara de presión y un diafragma o membrana (2). El lado opuesto del diafragma esta permanentemente condicionado por la presión del colector de admisión al estar conectado al mismo por un tubo (1).

Cuando la presión del colector de admisión supera el valor máximo de seguridad, desvía la membrana y comprime el resorte de la válvula despegándola de su asiento. Los gases de escape dejan de pasar entonces por la turbina del sobrealimentador (pasan por el bypass (9)) hasta que la presión de alimentación desciende y la válvula se cierra.

Actualmente, existen dos tipos de válvulas de descarga que y son: internas y externas. Las internas están posicionadas dentro del turbocargador, en la carcasa de la turbina; mientras que, las externas

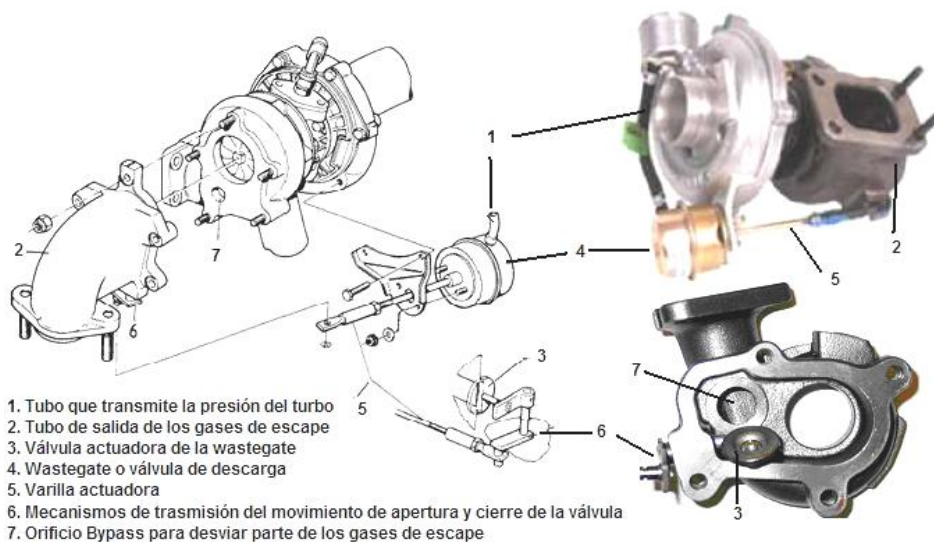
están situadas en la tubería del colector de escape. El parámetro de decisión sobre que estilo de válvula emplear esta basada en un balance entre el rendimiento, facilidad de instalación y economía.

#### 2.4.2.2.1 Externa

En la figura 2.61 se aprecia el funcionamiento de una válvula de descarga externa. Esta válvula tiene un mejor rendimiento ya que los gases de escape pasan a través de ésta, y desembocan en un tubo de escape independiente, que se conecta posteriormente con el que toma los gases de escape expulsados por la turbina, favoreciendo la no creación de turbulencia. Debido a esto, la contrapresión creada por los gases de escape es manejada más eficientemente, al igual que la turbulencia aumentando el rendimiento del turbo. Sin embargo, este sistema requiere que el colector de escape tenga una adaptación especial para que la válvula pueda ser instalada; además, el sistema de escape es más complejo y elaborado por lo que el costo aumenta.

#### 2.4.2.2.2 Interna

En la figura 2.62 se muestra las partes de una válvula de descarga integrada al turbo. El principio es el mismo, pero el accionamiento de la válvula es distinto. Este se realiza a través de una varilla actuadora (5) que hace que el mecanismo de transmisión del movimiento de apertura y cierre de válvula se efectúe.



**Figura 2.62 Válvula de descarga interna**

La ventaja de utilizar este tipo de válvulas es que el precio es relativamente bajo en comparación al precio de instalar una externa, ya que la externa tiene sistemas mas complicados de instalación. Además, cuando el diseño del motor limita el espacio, se utilizan válvulas de descarga internas, razón por la cual la mayoría de fabricantes de autos con turbo optan por este sistema. No obstante, por su diseño los gases de escape que pasen a través del bypass, desembocan precisamente donde

lo hacen los gases expelidos por la turbina, interfiriendo con estos, creando turbulencia, y consecuentemente disminuyendo su efectividad.

#### **2.4.2.3 Variación de la PS en el sistema de sobrealimentación**

La presión máxima a la que puede trabajar el turbo es determinada por el fabricante y para ello es ajustado el resorte de la válvula de descarga. Este resorte debe permanecer fijo a menos que se quiera manipular la PS del turbo, para lo cual existen diversos métodos, tales como:

- *Alteración del resorte.* Una modificación simple en el resorte cambia su coeficiente de elasticidad, originando que la PS tenga que vencer una fuerza adicional, haciendo que la válvula de descarga se abra con a mayor PS. De hecho, las válvulas de descarga externa y algunas internas tienen un tornillo que comprime al resorte, provocando el efecto antes mencionado.
- *Regulación de presión.* Al crear una caída de presión usando un regulador de presión en el tubo que transmite la presión del compresor, ocasiona que la válvula necesite mas presión (igual a la caída de presión que se provoca con el regulador) para accionarse, consiguiendo el objetivo de abrir la válvula a mayor PS. Cuando el regulador es capaz de manejar dos caídas de presión distintas, pueden ser conectadas para el conductor las controle con una válvula solenoide, eligiendo a voluntad cuando operar con cada una de las PS. Estos dispositivos son los más comunes y son conocidos en el medio como “*boosters*”.
- *Controlador electrónico.* Al controlar la válvula neumáticamente, este dispositivo permite controlar la apertura de ésta a cualquier presión con solo oprimir un botón.

Estos dispositivos deben ser cuidadosamente instalados ya que en el caso en que la válvula de descarga fallase, se origina un exceso de presión sobre la turbina que la hace gira a mayor velocidad, lo que puede provocar que la lubricación sea insuficiente y se rompa la película de engrase entre el eje común y los cojinetes, aumentando la temperatura de todo el conjunto y provocando que se fundan estos componentes.

#### **2.4.3 TUBERÍAS**

Las tuberías son un factor determinante en el diseño del sistema del turbocompresor, ya que por éstas es por donde el aire llega hacia el múltiple de admisión como en la figura 2.57. Debido a la longitud y geometría de estas tuberías, se generan pérdidas del flujo de aire, las cuales deben ser minimizadas para hacer al sistema lo mas eficiente posible.

#### 2.4.3.1 Diámetro

Es común pensar que el diámetro de la tubería es directamente proporcional a la potencia; sin embargo, un mayor diámetro originara que la velocidad de la carga de aire sea menor favoreciendo a mayores caídas de presión. En la tabla 2.4 se muestra los diámetros de tuberías para una estimación de potencia.

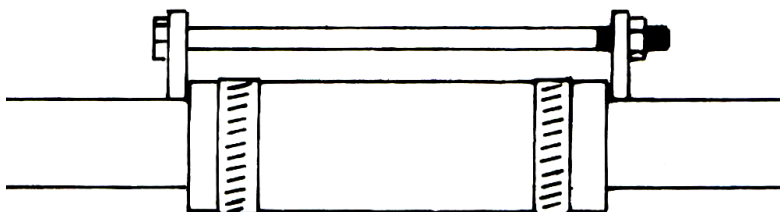
**Tabla 2.4** Diámetro de las tuberías del sistema

<b>Diámetro de la tubería</b> (pulgadas)	<b>Potencia estimada</b> [HP]
2	< 255
2 ¼	345
2 ½	450
2 ¾	565
3	690
3 ½	970

Fuente: Forced Induction Performance Tuning.  
Tabla 10-1. Pág. 155

#### 2.4.3.2 Codos y cambios de sección

Cualquier codo en la tubería o cualquier cambio súbito de una sección pueden causar una pérdida en flujo y aumentar potencialmente su resistencia a fluir a través de la tubería. Un estimado de las pérdidas es de 1% en la capacidad de flujo por cada codo de 90°, o lo equivalente que son tres codos de 30°. Estos cambios de dirección tienen que ser realizados con un radio lo mas grande posible, ya que con radios muy pequeños se aumentan las pérdidas. Además, los cambios de sección en la tubería son muy comunes, sobre todo cuando se acoplan al IE, después del compresor del turbo, o cuando se acoplan con el cuerpo de aceleración. Los cambios de sección deben ser hechas cónicamente para evitar las pérdidas y alterar la uniformidad del flujo que pasa a través de estas secciones.



## Figura 2.63 Tuberías en el sistema del turbocompresor

### 2.4.3.3 Conexiones y mangueras

Las conexiones y mangueras son uno de los puntos más débiles en el sistema del turbocompresor, ya que una falla en estos significa una pérdida de la PS, más aun si el motor es controlado electrónicamente con sensores de flujo de aire. Al existir una fuga en una conexión, los sensores enviaran señales incorrectas causando un funcionamiento anormal en el sistema de inyección. La carga de aire que circula por estas conexiones trata de abrirlas por lo que uniones como en la figura 2.63 son usadas. Las mangueras generalmente son fabricadas de caucho, sin embargo, cuando estas son expuestas a un ambiente de régimen de trabajo alto (alta presión y temperatura), son más proclives a fallar, por lo que para un mejor desempeño son usadas las mangueras de silicona.

## 2.5 VARIACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL AIRE DEBIDO A LOS CONDICIONES AMBIENTALES

Uno de los elementos que intervienen en la combustión es el aire, y éste varía sus características de acuerdo a las condiciones ambientales en la cual se encuentre. Estas variaciones afectan directamente al motor ya que cuando la mezcla de aire y combustible es encendida, la explosión creada es la que genera la potencia.

### 2.5.1 CARACTERISTICAS DEL AIRE

#### 2.5.1.1 Composición

El aire es una mezcla de gases que tienen un análisis volumétrico representativo, expresado en porcentajes, conteniendo: oxígeno, 20,99; nitrógeno, 78,03; argón, 0,94; incluyendo los gases raros: neón, helio y criptón; bióxido de carbono, 0,03; e hidrogeno, 0,01. Para la mayoría de los cálculos es suficientemente aproximado considerar al aire compuesto de 21% de oxígeno y 79% de gases inertes tomados como nitrógeno.

Tabla 2.5 Composición del aire

ELEMENTOS	Peso molecular	Composición %	
		Volumétrica	Gravimétrica
	Kg. / kmol	(en volumen)	(en masa)
Oxígeno	32	20.99	23.19
Nitrógeno	28.016	78.03	75.47
Argón	39.944	0.94	1.3

Bióxido de carbono	44.003	0.03	0.04
Hidrógeno	2.016	0.01	0
Aire seco	28.967	100	100

Referencia: Obart. Pág. 121. Tabla 4.1.

### 2.5.1.2 Densidad

La densidad del aire es una magnitud referida a la cantidad de masa de aire contenido en determinado volumen. Es decir, que en cualquier ubicación, un litro de aire será un litro de aire; no obstante, la concentración de sus moléculas varía con respecto a condiciones no ideales, por lo que pese a que exista el mismo volumen de aire, su masa varía, afectando directamente a su densidad. Por ejemplo, la cantidad de moléculas de oxígeno a condiciones normales presentes en un kilomol es de 32; pero en condiciones no ideales, la cantidad de moléculas de oxígeno en ese mismo mol será distinta, (específicamente en ciudades a una altitud considerable es menor, ya que las moléculas están más separadas). Consecuentemente el peso molecular de los elementos que constituyen el aire, así como el aire en si, varía de acuerdo a condiciones atmosféricas no ideales. Dicha variación afecta directamente proporcional a la densidad del aire.

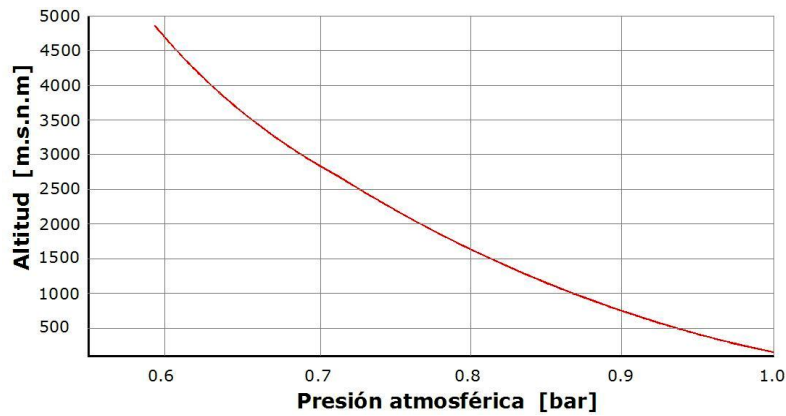
Un motor producirá potencia en proporción directa a la densidad del aire en el múltiple de admisión, por lo que la densidad con la que el aire llegue al motor es la que determina cuantas moléculas de oxígeno se van a quemar, por lo que si la concentración de moléculas de oxígeno es menor, así también lo será la PME, y por lo tanto la potencia.

### 2.5.2 VARIABLES

Las condiciones ambientales más importantes asociadas con el cambio de la densidad del aire, y que por lo tanto influyen directamente en el rendimiento del motor son: la presión atmosférica, temperatura y humedad del ambiente.

#### 2.5.2.1 Presión atmosférica

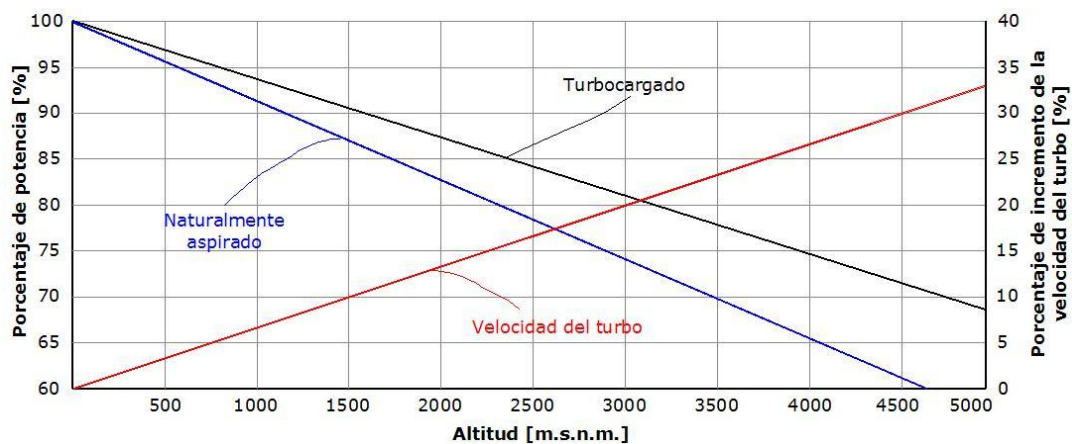
La presión atmosférica disminuye con el aumento de la altura con respecto al nivel del mar, por lo que a mayor altitud existe menor masa de aire sobre la superficie; es decir, en un mismo volumen hay menos moléculas de aire porque están menos comprimidas por el peso de las de arriba. Consecuentemente, el peso y la densidad del aire son menores. Por esta razón, la masa de aire aspirada por un motor a una altura considerable es menor que la del nivel del mar (Figura 2.64), y aproximadamente hay una reducción de 1% en la potencia por cada 100 metros para los motores naturalmente aspirados.



**Figura 2.64 Variación de la presión atmosférica en función de la altitud**

Cuando en el motor está instalado un sistema de turbocompresor y este funciona a nivel del mar, al aumentar la altitud también perderá potencia, pero no será tan vertiginosa como la del motor atmosférico. Con el motor turbocargado a plena carga, la presión de sobrealimentación se mantendrá constante independientemente de la altitud. Por ejemplo, si a través del sistema de control (válvula de descarga) se regula la PS máxima de 0,8 [bar], el sistema producirá la misma presión ya sea a nivel del mar o a 2800 [m.s.n.m.] (Quito). Sin embargo, a esta altitud la presión atmosférica es de aproximadamente 0,7 [bar]. Con 0,8 [bar] de PS a nivel del mar, la presión absoluta en el múltiple de admisión era de 1,8 [bar], pero a 2800 metros sobre el nivel del mar, esta presión absoluta se reduce a 1,5 [bar].

El motor atmosférico a 2800 [m.s.n.m.] desarrolla únicamente 75% de la potencia a nivel del mar, mientras que el turbocargado producirá 83,3% debido a la relación entre las presiones absolutas a las distintas alturas. Un motor turbo con la misma potencia a nivel del mar que un atmosférico funcionará sustancialmente mejor en altitud compensando por lo menos en parte la pérdida de potencia debido a la altitud. Todo este comportamiento se muestra en la figura 2.65



**Figura 2.65 Potencia en motores turbo y atmosféricos en función de la altitud**

La PS se mantiene constante al variar la altitud. Para que esto ocurra, la velocidad del eje común deberá ser mayor para compensar esta diferencia de presión ocasionada por la altura. La velocidad del turbo aumentará aproximadamente 2% por cada 300 metros de altitud. Si el motor turbo se va a utilizar estrictamente en la altura, la carcasa de la turbina puede ser reemplazada por una de relación A/R menor. Esto aumentara la velocidad de los gases de escape, elevando la PS sin permitir que el turbo alcance altas velocidades. Otra de los problemas del sistema de turbo cuando en la altura es el tiempo de retardo del turbo mayor.

Esto se debe a que la presión y velocidad de los gases de escape es menor que si estuviera operando a nivel del mar. Por esta razón, no existe la suficiente fuerza inicial para vencer la inercia del impulsor de la turbina y generar sobrealimentación, y le toma mas tiempo y revoluciones al motor para igualar el umbral de sobrealimentación llegando a una presión y velocidad de gases necesaria para generar sobrealimentación. Por ejemplo, un motor turbo a nivel del mar empieza a generar PS a partir de las 3500 [RPM], a una altura de 2800 [m.s.n.m.], el mismo motor turbo empezara a generar PS aproximadamente a partir de las 4000 [RPM]. Con esto, es altamente recomendable que si el motor va a ser operado a una altura considerable, se cambie la carcasa de la turbina por una de una relación A/R menor, con lo que se aumenta la velocidad de los gases que van a la turbina.

### **2.5.2.2 Temperatura**

La temperatura varía la agitación de las moléculas de aire y debido a esto, la densidad del aire también varía. El calor expande las moléculas del aire, consecuentemente a una misma altitud, un aire a 40 [°C] es menos denso que el aire a 5 [°C]. Aproximadamente se pierde 1% de potencia por cada 7 [°C] de incremento en la temperatura del aire.

### **2.5.2.3 Humedad**

La humedad afecta la densidad del aire de una manera distinta. Cuando la humedad relativa es alta (mayor cantidad de vapor de agua en el aire), el aire se vuelve más denso. Sin embargo, este incremento en la densidad, lo cual a primera instancia es beneficioso para el motor, se debe a que el peso del aire sumado al del vapor de agua provocan que el aire tenga mayor densidad, pero en realidad no es que la concentración de moléculas de oxígeno es mayor. Generalmente, la humedad no es un factor determinante que cambie el valor de la densidad; no obstante, alta humedad combinada con altas temperaturas reducen suficientemente la concentración de oxígeno como para disminuir la potencia. Por ejemplo, una humedad relativa de 65% y temperatura de 35 [°C] a nivel del mar, reduce el contenido de oxígeno equivalente a una menor presión atmosférica a una altitud de 300 metros. La tabla 2.6 muestra la variación de la densidad del aire en función de la humedad relativa y la temperatura. Los valores de densidad mostrados a continuación



corresponden a la ciudad de Quito con una altitud de 2800 [m.s.n.m.] y presión atmosférica igual a 0,73 [bar]

**Tabla 2.6** Densidad del aire a 2800 [m.s.n.m.] en función de la temperatura y humedad

DENSIDAD DEL AIRE [Kg./m <sup>3</sup> ]										
Temperatura °C	Humedad relativa %									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	0,9537	0,9534	0,9531	0,9528	0,9525	0,9522	0,9519	0,9516	0,9513	0,9510
5	0,9363	0,9359	0,9355	0,9351	0,9347	0,9343	0,9339	0,9335	0,9330	0,9326
10	0,9196	0,9190	0,9184	0,9179	0,9173	0,9167	0,9161	0,9155	0,9150	0,9144
15	0,9034	0,9026	0,9018	0,9010	0,9002	0,8994	0,8986	0,8978	0,8971	0,8963
20	0,8876	0,8866	0,8855	0,8845	0,8834	0,8823	0,8813	0,8802	0,8792	0,8781
25	0,8723	0,8709	0,8695	0,8681	0,8667	0,8653	0,8639	0,8625	0,8611	0,8596
30	0,8574	0,8556	0,8537	0,8518	0,8500	0,8481	0,8462	0,8444	0,8425	0,8406
35	0,8429	0,8405	0,8380	0,8356	0,8331	0,8307	0,8283	0,8258	0,8234	0,8209
40	0,8287	0,8255	0,8224	0,8192	0,8161	0,8129	0,8098	0,8066	0,8035	0,8003

Fuente: Autor

### 2.5.3 DENSIDAD DEL AIRE EN SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN

El objetivo intrínseco de los sistemas de sobrealimentación es aumentar la densidad del aire que entra a la CC. Al pasar por lo componentes del sistema, la densidad del aire cambia notablemente su valor, originando una relación entre el valor de entrada y de salida de estos componentes, llamada relación de densidad ( $R_\rho$ ).

El momento que el aire es comprimido por el compresor, se aumenta su presión y densidad. Sin embargo, la presión y densidad del aire no aumentan en la misma relación, debido a que la compresión provoca una elevación de la temperatura del aire. Dicha elevación, hace que las moléculas del aire se expandan, reduciendo la densidad del aire. Es decir, que mientras se eleva la densidad mediante el aumento de la presión, esta también disminuye por el aumento de la temperatura. Por este motivo, siempre se trata de que el rango de operación del motor este en la zona de máxima eficiencia del compresor. En la figura 2.66, se observa lo importante que es que el compresor opere a su máxima eficiencia.

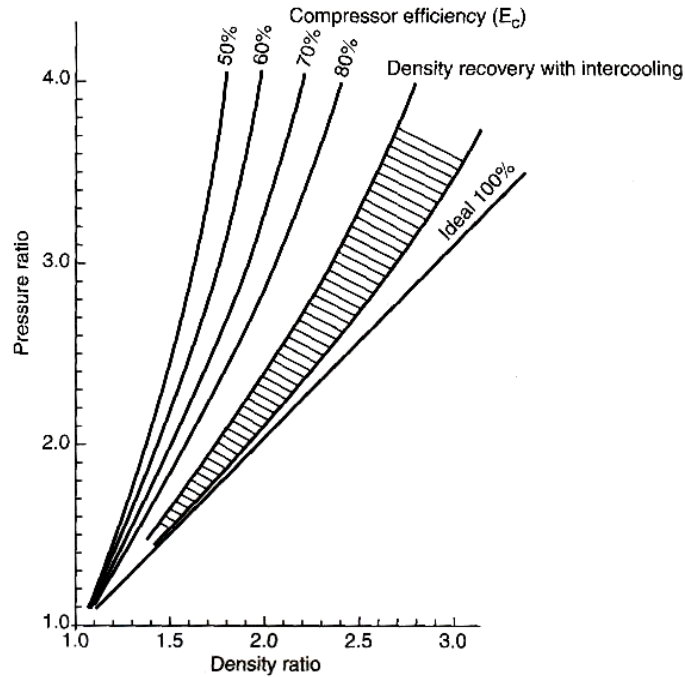


Figura 2.66 Eficiencia del compresor en función de la relación de presión y relación de densidad

Al pasar por el interenfriador, la densidad del aire aumenta debido al intercambio de calor y disminución de la temperatura del aire. La caída de presión del IE afecta también al valor de la densidad, pues el valor de la presión al entrar al IE, es siempre mayor a la de salida, por lo que existe una relación de presión. De igual manera se comporta el aire al pasar por las tuberías del sistema. El diferencial de temperatura de las tuberías entre el compresor y el IE, y éste con el cuerpo de aceleración es mínimo y prácticamente despreciable. Pero la caída de presión existente por el diseño de estos conductos, origina una relación de presión que consecuentemente cambia de igual manera la densidad del aire.

## 2.6 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES Y SISTEMAS ANEXOS DEL MOTOR EN MOTORES ATMOSFÉRICOS Y TURBOCARGADOS.

### 2.6.1 COMPONENTES DEL MOTOR

### 2.6.1.1 Conjunto pistón biela

Las cargas presentes en el conjunto pistón – biela, y más específicamente en la biela se las puede clasificar en dos: las cargas por inercia, y las cargas por combustión.

*Las cargas inerciales* resultan de la propia resistencia de la biela al movimiento. Al examinar estas cargas inerciales, es necesario examinar el comportamiento del conjunto pistón - biela en el cilindro. Cuando el pistón está sobre la mitad de la carrera ( $90^\circ$  de giro del cigüeñal), siempre está acelerando hacia el cigüeñal; y cuando está bajo la mitad de la carrera, esta acelerando hacia la CC. Las cargas inerciales son máximas cuando la aceleración es máxima, y esto ocurre en el PMS y el PMI. Estas cargas son directamente proporcionales al cubo de la velocidad del motor. La acción de que el pistón sea jalado (forzado a la aceleración) hacia un detenimiento en el PMS, y posteriormente empujado hacia el centro de la carrera genera una carga de tensión en el conjunto pistón-biela. De igual forma, si el pistón es jalado hacia el PMI, y nuevamente empujado hacia el centro de la carrera, se generan fuerzas de compresión, como lo muestra (1) de la figura 2.67.

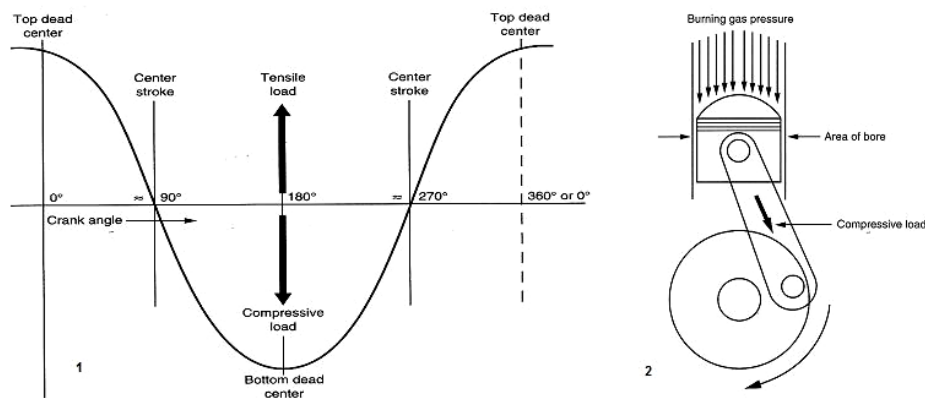
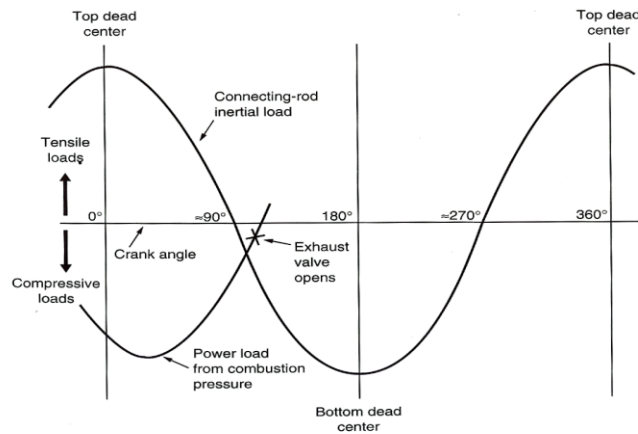


Figura 2.67 Cargas inerciales y de potencia en el conjunto pistón – biela

*Las cargas de potencia* resultan de la presión provocada por la combustión ejercida sobre la cabeza del pistón. Esta presión tiene un efecto directo en la biela generando en ella una carga por compresión como en (2) de la figura 2.67. Existe una relación entre las cargas inerciales y de potencia, y ésta ocurre en la aproximación del pistón al PMS en la carrera de potencia.

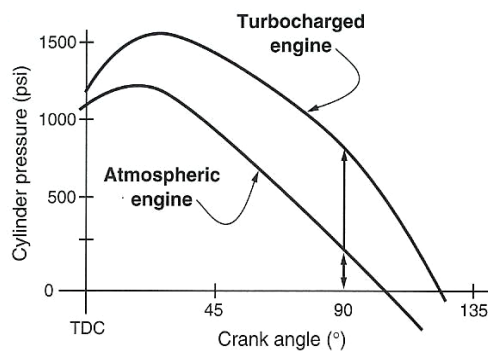
La carga inercial que está aplicada en ese instante es de tensión, mientras que la carga de potencia es de compresión lo que causa que las cargas se contrarresten. Sin embargo, la carga de potencia es máxima cuando el torque es máximo, y decrece a medida que el régimen de revoluciones aumenta, no obstante, nunca deja de ser mayor que la carga inercial por lo que la carga total presente en la biela es la diferencia entre ambas como se aprecia en la figura 2.68



**Figura 2.68 Cargas de potencia y de inercia combinadas**

El momento de instalar un sobrealimentador, la carga de potencia no es proporcional a la potencia ganada, es decir, que no por el hecho de doblar la potencia al instalar un turbocompresor, se doblará también la carga en el conjunto pistón – biela. Cuando se realiza modificaciones como éstas, se analiza la presión máxima en la CC que ocurre al momento de la combustión. Al doblar la presión de admisión o que la presión de sobrealimentación sea igual a 1 [bar], la presión máxima en la cámara será hasta 20% mayor. Las razones para que esto ocurra son:

- La potencia del motor es función del promedio de la presión sobre toda la carrera del pistón, no solo de la presión máxima. La presión promedio es aumentada significativamente en la mitad o final de la carrera, pero no aumenta de igual forma donde la presión es máxima.
- La presión máxima es alcanzada cuando se ha combustionado 18 a 20% de la mezcla. Si la cantidad de la mezcla se dobla, de igual manera, el mismo porcentaje se combustionará cuando se alcance la presión máxima.



**Figura 2.69 Presión en el cilindro en un motor atmosférico y uno turbo**

Como se observa en la figura 2.69, cuando el cigüeñal alcanza los 90°, la presión en la CC es 3 o 4 veces mayor en el motor turbo. Sin embargo, el aumento en la presión máxima no es tan grande por lo que no genera una carga peligrosa. La zona en que la carrera de potencia alcanza los 90° es donde se entrega la mayor parte de potencia gracias al turbo. El área bajo la curva representa la potencia, y se aprecia claramente como se incrementa ésta con un turbocargador, y dado que las cargas no aumentan en la misma tasa que la potencia, se tendrá un efecto adverso moderado en la estructura del motor.

A pesar de esta afirmación, la vida útil del conjunto pistón – biela se reducirá, por lo que es conveniente y recomendable cambiar estas piezas por unas de mejor desempeño, lo que mejorará la fiabilidad del auto, sin tener preocupaciones de rotura de las partes por desgaste o excesivas cargas. En el caso de que sea un motor con poco kilometraje, el cambio de las piezas no es una prioridad siempre y cuando se trabaje con presiones de sobrealimentación moderadas, pero en el caso de ser un motor con kilometraje alto, el cambio de estas partes debe ser una prioridad para garantizar el buen funcionamiento y durabilidad del motor.

#### 2.6.1.1.1 Pistones para motores sobrealimentados

El calor producido en la combustión y el autoencendido son los factores más determinantes en la vida de un pistón. Estos factores son más significativos en motores sobrealimentados por lo que las propiedades de los pistones deben tener mejores prestaciones. Las aleaciones más utilizadas generalmente son las AlSi 18 o AlSi 25 como lo indica la tabla 2.1, y puesto que su densidad es más baja y un alto contenido mayor porcentaje de silicio soporta más presión y temperatura.

Este tipo de aleaciones se las obtiene por estampación o forja, por lo que los más comunes son los pistones forjados de aluminio, los pistones de aluminio hipereutético o los pistones hipereutético templado T6. La decisión entre cual instalar se basa en el incremento en porcentaje del corte de revoluciones del motor, la presión de sobrealimentación, y la eficiencia del interenfriador.

Un aumento en las revoluciones del motor dispara las cargas inerciales, mayor sobrealimentación genera más calor, y un buen interenfriador disipa el calor. Por lo que, de acuerdo a las necesidades del vehículo se seleccionará el material del pistón; pistones forjados son ideales si por objetivo se tiene una operación a alto régimen del motor, mientras que los pistones T6 cumplen con todos los requerimientos de una sobrealimentación de competencia.

El diseño del pistón también varía entre un motor atmosférico y uno sobrealimentado. Éste debe ser más robusto, y la zona de aros debe ser más ancha que los naturalmente aspirados, favoreciendo a la transferencia de calor entre el centro de la cabeza del pistón y las paredes del cilindro.

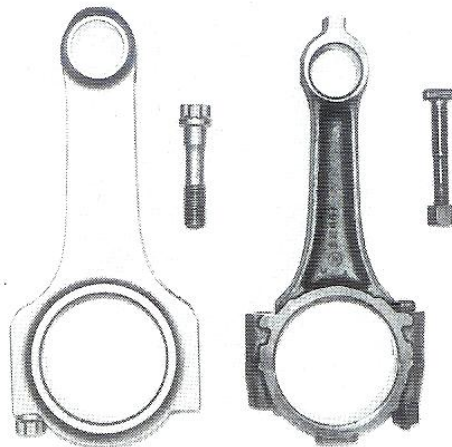
#### 2.6.1.1.2 Aros del pistón para motores sobrealimentados

Los aros del pistón tienen que tener un coeficiente de transferencia de calor mayor que los motores atmosféricos ya que el calor producido es mayor. Para esto, el primer aro de compresión debe ser mas ancho, y para aplicaciones de competencia tendrá que ser de hierro fundido nodular o de cromo, el que es tres veces mas resistente que los convencionales y al ser más dúctil, tiene una mayor elasticidad.

#### 2.6.1.1.3 Bielas para motores sobrealimentados

Debido a que las cargas inerciales son más altas a medida que se aumenta el régimen del motor, la selección de las bielas depende del uso que se le vaya a dar a este. Si el motor va a funcionar con regímenes de más de 7000 [RPM], las bielas deben ser sustituidas por unas mas resistentes, sin embargo si el uso no es extremo, las bielas de fábrica que generalmente son fabricadas de hierro fundido no deberían ser cambiadas, o al menos instalar unas del mismo material pero de mayor sección de área.

En el caso de una aplicación alta, las bielas deben ser más robustas, y resistentes a los grandes esfuerzos, y los materiales mas utilizados son los aceros forjados 4340 o E4340. Sin embargo, factores como la pureza del acero, acabado, tratamiento térmico, diseño y peso garantizan la calidad de la biela. Este tipo de bielas tienen mayor masa (Figura 2.70) por lo que deberán ser balanceadas, y se debe eliminar los concentradores de esfuerzos que pueden ser provocados por alteraciones en la superficie de la biela.



**Figura 2.70 Comparación entre una biela forjada y una de hierro fundido**

#### 2.6.1.2 Cigüeñal

El cigüeñal soporta grandes cargas, y éstas son mayores cuando se adapta un turbocompresor. Sin embargo, el cigüeñal de fábrica será capaz de resistir las cargas presentes sobre éste, siempre y cuando la exigencia no sea extrema. Condiciones como altas presiones de sobrealimentación (de 22 [psi] en adelante), y altos regímenes de

funcionamiento del motor (mas de 7500 [RPM]), requerirán sin lugar a dudas un cigüeñal que sea capaz de resistir este tipo de trabajo.

Los cigüeñales para este tipo de operación generalmente son hechos de hierro forjado EN40B, 4330, o 5140, con tratamientos térmicos que aumentan su resistencia a la tracción y a la fatiga. Con este régimen de operación, estos cigüeñales necesitan una lubricación mas eficiente de sus partes, especialmente en las bases para los cojinetes.

### **2.6.1.3 Culata**

Al igual que cualquier componente del motor, la culata debe ser modificada de acuerdo a las exigencias que se le va a dar al motor. Una vez que se va a modificar la culata para usarla en un motor sobrealimentado, se debe tomar en cuenta que esta debe estar en buenas condiciones. Todas la tomas por donde circulen gases o líquido refrigerante deben ser chaflanadas y las rebabas deberán ser removidas de cada filo y esquina.

La eliminación de puntos calientes en la CC evitará el autoencendido, y para que esto ocurra los hilos de rosca que no hagan contacto con la bujía deberán ser eliminados, así como también las esquinas deberán ser redondeadas para que no existan rebabas. Los conductos de admisión y escape deberán ser pulidos para que la superficie de estos no presente resistencia al fluido de los gases.

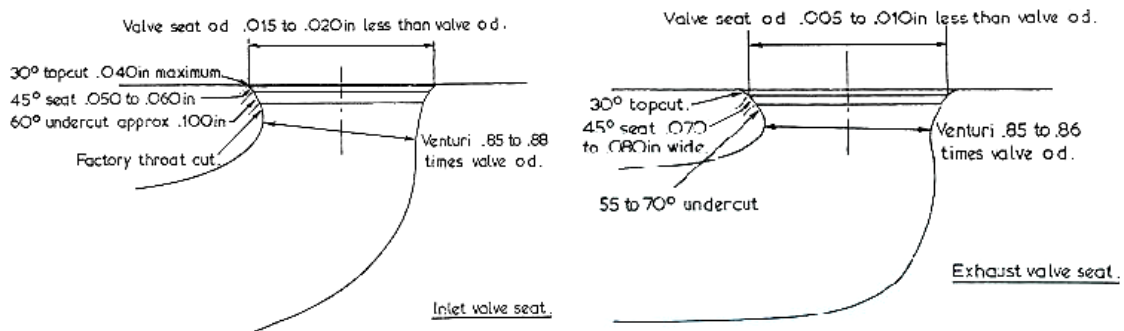
#### **2.6.1.3.1 Asientos y guías de válvulas.**

Los asientos de válvula son un aspecto muy importante y deben funcionar perfectamente para garantizar el sellado en contra de las altas presiones y temperaturas inducidas por un turbocargador. Para garantizar el buen funcionamiento de las válvulas, todos los motores sobrealimentados necesitan asientos multi-ángulo de válvulas para entregar un mejor flujo de mezcla y sobre todo un sellado de gases óptimo.

La válvula se calienta primariamente por el contacto con el asiento de válvula por lo que debe estar a la distancia correcta de la válvula para evitar que la cabeza de válvula se sobrecaliente, se flexione, y finalmente se queme. Otra fuente de calor hacia la válvula es por la guía de válvula hacia el refrigerante del motor por lo que la guía y el vástago de la válvula no deberán estar desgastados.

Las guías de válvulas tienen que guiar apropiadamente las válvulas hacia el asiento de válvula para lograr el efecto de sellado de los gases. Cuando la guía y el vástago de válvula están desgastados, la válvula tambalea cuando se asienta, provocando que el asiento de válvula se deforme, por lo que la transferencia de calor es reducida provocando que la cabeza de válvula se doble y eventualmente se queme. Esto puede ocasionar que en condiciones de régimen alto, la válvula se arquee,

fatigando el vástago y causando que la cabeza de válvula perfora el pistón. Los valores recomendados para los ángulos de los asientos de válvulas de las VA y VE en motores sobrealimentados se muestran en la figura 2.71.



**Figura 2.71 Asientos de válvulas de admisión y escape en motores turbo**

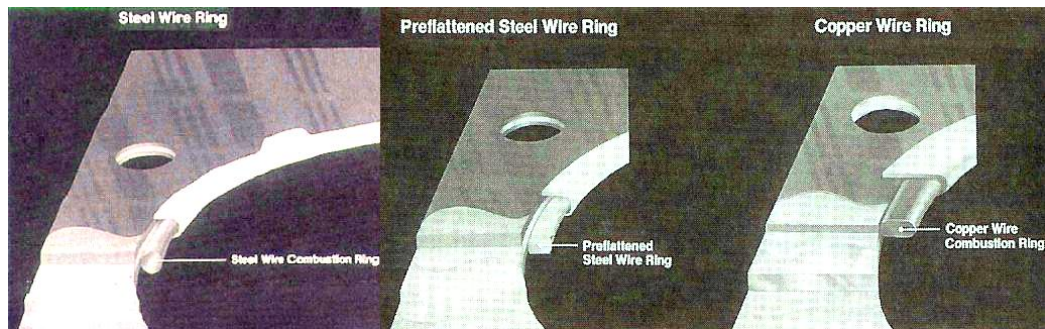
El asiento normal de válvula está a 45°, 1,27 [mm.] para la VA y 1,78 [mm.] para VE. El diámetro exterior es de 0,4 a 0,5 [mm.] menos que la cabeza de válvula en la VA y hasta 0,25 [mm.] en la VE. El corte superior es de 30° que es suficiente para que se entremezcle en la CC, y el corte inferior es de 60° en la VA y en la VE será de 55 a 70°. Los ángulos son distintos entre la VA y VE ya que ésta última recibe más calor, y además ayuda a que la reversión de gases sea reducida.

#### 2.6.1.3.2 Junta de la culata

Una junta de fábrica, con pernos apropiadamente atornillados es una junta fiable y no hay necesidad de cambiar en motores sobrealimentados siempre y cuando las exigencias no sean extremas. La junta de la culata al ser el elemento relativamente menos fuerte, es el primero en fallar cuando se produce autoencendido. Cuando esta falla es detectada, por lo que el mejor control para que esto no ocurra es controlar el autoencendido, el cual es más común en motores sobrealimentados.

La idea fundamental para mejorar sustancialmente la junta de la culata es ofrecer algún tipo de resistencia al movimiento que ayude a la junta a no moverse en el caso de que exista autoencendido. Las culatas fabricadas con asbesto en base de cobre no soportarían las presiones y temperaturas. En el otro extremo, juntas de acero inoxidable no se deforman adecuadamente cuando existen irregularidades en la superficie. Las juntas más utilizadas son las que tienen una cara de acero templado, otra de cobre, y asbesto entre las dos. Además, estas juntas tienen anillos de cilindro especiales que ayudan en gran medida a aguantar el autoencendido. En la figura 2.72 se aprecia algunos tipos de anillos de las juntas utilizadas en motores sobrealimentados.





**Figura 2.72 Juntas de culata para alto rendimiento**

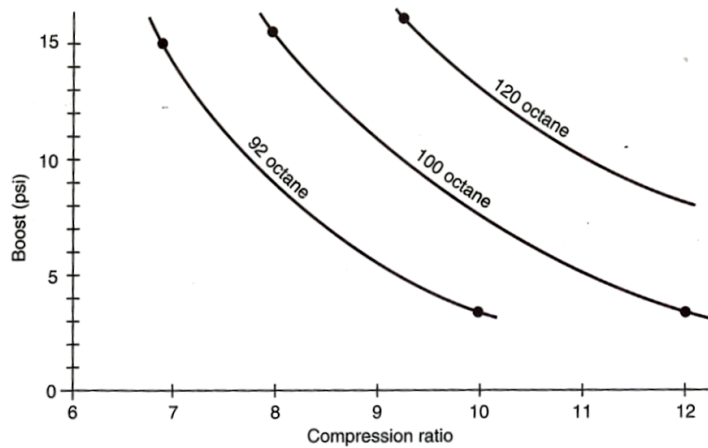
En (1), el anillo de acero provee máximo sello en culatas de hierro fundido, pero podría dañar culatas que sean de aluminio. En (2), el anillo de acero pre-aplastado tiene la fuerza de sello que el anillo de acero con mínimo daño en culatas de aluminio. En (3), el anillo de cobre no daña en absoluto las culatas de aluminio, y además ofrece una mejor disipación de calor de los puntos calientes en la cámara de combustión.

#### **2.6.1.4 Bloque de cilindros**

El bloque de cilindros es uno de los elementos que prácticamente no necesita modificaciones en la mayoría de las aplicaciones. De todas maneras si lo que se desea es un alto rendimiento y durabilidad, como todas las piezas del motor deberán tener una preparación especial. Las rebabas deben ser removidas, y las roscas deben estar en condiciones óptimas. Las superficies deben estar completamente planas, además de equidistantes y paralelas a la línea del centro del cigüeñal. Los lugares donde van colocados los muñones deberán ser concéntricos y circulares al igual que los cilindros y camisas. Los conductos de refrigerante y aceite deberán ser cuidadosamente limpiados, asegurando que no existan residuos, esto es preferiblemente realizado con solventes. Igualmente, una limpieza total del bloque deberá ser realizada para su posterior inspección sobre posibles fisuras. Es importante de que no existan fisuras, para garantizar el normal funcionamiento del motor.

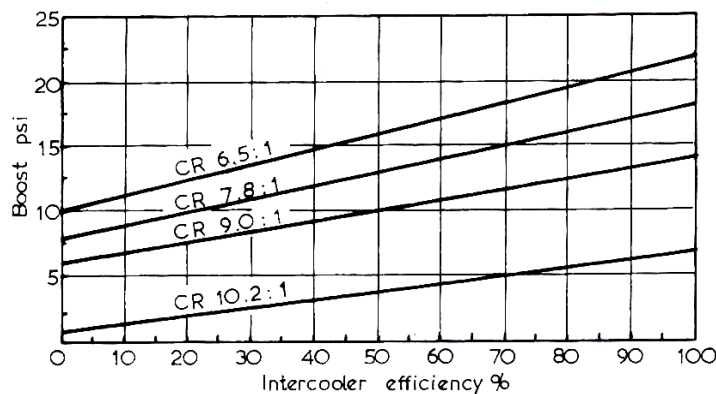
#### **2.6.1.5 Relación de compresión**

Uno de los aspectos más importantes, cuando se desea un alto rendimiento es la relación de compresión (RC), la que altera un gran número de factores de rendimiento y maniobrabilidad. Capacidad de respuesta de aceleración, economía, caballos de fuerza, y la suavidad de manejo son algunos factores que son afectados por la RC. La apropiada relación de compresión es determinada una vez más por la aplicación a la que el motor va a ser sometido, así como también los accesorios como el interenfriador y el número de octano del combustible que se va a utilizar como se observa en la figura 2.73.



**Figura 2.73 Octanaje del combustible en función de la presión de sobrealimentación y la relación de compresión**

Debido a que el octanaje del combustible utilizado normalmente en el medio es bajo (hasta 89 RON), las aplicaciones son muy limitadas, por lo que es recomendable utilizar RC menores que los de fábrica sobre todo si se espera tener un alto rendimiento. En el caso de mejorar el octanaje del combustible a utilizar, ya sea con aditivos (elevadores de octanaje), o con mezcla con combustibles de mayor octanaje (gasolina de competencia o de avión), es posible aumentar la presión de sobrealimentación, y por lo tanto el rendimiento del motor. Otro de los factores importantes es la eficiencia del interenfriador como lo muestra la figura 2.74



**Figura 2.74 Relación de compresión en función de la presión de sobrealimentación y la eficiencia del interenfriador**

#### 2.6.1.5.1 Métodos para la variación de la relación de compresión

Existen un sinnúmero de métodos para modificar la RC de acuerdo a los requerimientos del motor, estas modificaciones variarán el desplazamiento del motor. Los más usados son:

- *Pistones de baja relación de compresión.* Esta es la opción más adecuada si se desea lograr una variación sin alterar el diseño de la CC que es diseñada para que la carga sea empujada hacia su centro a medida que el pistón alcanza PMS.
- *Remaquinado de los pistones de fábrica.* Es recomendable siempre y cuando no se exceda el límite de espesor del pistón; esto sin embargo, variará las condiciones térmicas del pistón alterando su capacidad de transferencia de calor.
- *Remaquinado de la CC.* Es poco recomendable ya que generalmente no se conoce el espesor de la pared de la cámara, además la forma de las CC están minuciosamente diseñadas para un trabajo térmico específico.
- *Remaquinado de la superficie de la culata.* Es un proceso muy común en el medio, sin embargo aumenta la RC, mas no la reduce, por lo que no es aplicable.
- *Bielas más cortas.* Al instalar bielas de longitud menor a las de fábrica, la RC disminuye, sin embargo el precio de éstas son elevadas ya que no son muy comunes.
- *Juntas de culata más gruesas.* Es recomendable siempre y cuando el espesor no este mas allá de las tolerancias, y que el material de la junta sea el indicado. Éste es el método más común en los instaladores de turbos locales ya que el precio es sumamente bajo en comparación con otros procedimientos.

#### **2.6.1.6 Balanceo y tolerancias mínimas**

La instalación de sistemas de sobrealimentación tiene una influencia directa en lo que es la uniformidad mecánica. Las piezas y partes que se han cambiado alteran el balance nominal del motor, el cual deberá ser balanceado para evitar vibraciones y los esfuerzos que éstos producen, para asegurar el correcto funcionamiento del motor, sobre todo si éste será destinado a alto rendimiento. Para realizar este balanceo, sobre todo del ensamble recíprocante (conjunto pistón-biela y conjunto cigüeñal, volante, polea y embrague) frecuentemente es necesario modificar su masa ya que el peso y dimensiones de cada componente es emparejado al otro respetando los valores de tolerancias. Durante el proceso de balanceo, los elementos son llevados a un rango de tolerancia

mínimo, es decir, que todas las medidas sean lo más cercanas al valor ideal. Este proceso es llamado “*blueprinting*”.

Cada uno de los componentes del motor esta sujeto a este proceso. Entre mas pequeño sea el rango de tolerancia, mejor será la precisión del ensamblaje. Un balanceo óptimo acompañado de tolerancias bajas minimiza los esfuerzos internos, lo cual conduce a un aumento de la durabilidad, la eficiencia mecánica y por ende, la potencia.

## 2.6.2 SISTEMAS ANEXOS

### 2.6.2.1 Sistema de admisión

El trabajo principal del sistema de admisión es guiar el flujo de aire hacia la culata, y es controlado por válvula de mariposa en el cuerpo de aceleración. En sistemas de sobrealimentación, se acentúa más la importancia de que los conductos del colector de admisión no generen un comportamiento del aire turbulento. Además de los conductos del colector, componentes dentro del sistema como el filtro de aire y válvula de mariposa dentro del sistema pueden provocar que el aire no ingrese a los cilindros de una manera eficiente lo que afecta directamente a la eficiencia volumétrica.

#### 2.6.2.1.1 Conductos del colector

La geometría de los conductos tiene una influencia directa en la curva de potencia. El diámetro de los conductos básicamente modifica la velocidad del motor a la que este logra su máxima potencia. Los conductos de diámetros grandes permitirán que el motor respire mucho mejor a alto régimen del motor a costa de baja potencia en bajo régimen, por lo que no es muy bueno para motores sobrealimentados. La longitud de los conductos también tienen gran influencia ya que conductos largos aumentan la potencia en alto régimen de motor; opuestamente, conductos cortos ayudan significativamente a la potencia en bajas revoluciones. Si existen los medios y la posibilidad de fabricar el colector de admisión, en la tabla 2.7, está detallada la geometría de los conductos para cada aplicación específica. La longitud del conducto es medida desde el asiento de la válvula hasta la boca acampanada del colector, y el diámetro del conducto es el diámetro de la válvula de admisión ( $D_{VA}$ ) multiplicado por el factor mostrado.

**Tabla 2.7** Geometría de los conductos de admisión para motores sobrealimentados

Sistema de sobrealimentación	Aplicación del motor	Calle, Trepada de montaña, Rally		Circuitos, Cuarto de milla	
	Válvulas por cilindro	2 válvulas	4 válvulas	2 válvulas	4 válvulas
Sistema de Oxido Nitroso	Longitud (mm.)	350 - 400	350 - 400	300 - 330	300 - 330
	Diámetro = $D_{VA} \times$	0,82 - 0,9	1,08 - 1,18	0,9 - 1,0	1,18 - 1,31
Supercargador Roots	Longitud (mm.)	300 - 330	300 - 330	200 - 260	200 - 260
	Diámetro = $D_{VA} \times$	0,87 - 0,95	1,13 - 1,25	0,95 - 1,0	1,25 - 1,31
Turbocompresor	Longitud (mm.)	350 - 400	350 - 400	260 - 300	260 - 300
	Diámetro = $D_{VA} \times$	0,76 - 0,8	0,99 - 1,05	0,85 - 0,9	1,12 - 1,18
Turbocompresor + Oxido Nitroso	Longitud (mm.)	300 - 330	300 - 330	200 - 260	200 - 260
	Diámetro = $D_{VA} \times$	0,80 - 0,87	1,05 - 1,13	0,85 - 0,95	1,15 - 1,25

Fuente: Forced Induction Performance Tuning. Tabla 14-4. Pág. 230

### 2.6.2.1.2 Filtro de aire

Prácticamente en todos los sistemas de turbo, el filtro de aire original debe ser removido ya que será reubicado, sobre todo cuando si un IE es instalado. Además, el sistema original que incluye los silenciadores, caja de aire, y el elemento filtrador crea restricción para el flujo ocasionando una caída de presión al momento de aspirar aire. Sin embargo, este sistema impide que el aire caliente que está debajo del capot y que es ocasionado por el motor, caliente el flujo de aire aspirado por éste. Como se menciono anteriormente, para que el sistema de turbo sea lo mas eficiente posible, es necesario que el flujo de aire sea alto y que la temperatura del aire ingrese lo mas baja al motor. Debido al aumento de la temperatura de los gases de escape provocada por el turbo, el aire dentro del cofre es mucho mayor que un motor aspirado.

Para que el flujo de aire sea alto, un filtro de aire de alto desempeño podría ser instalado, disminuyendo la caída de presión a más de la mitad. Pero al no estar aislado del calor del motor, el filtro respiraría aire muy caliente produciendo pérdidas considerables en el rendimiento. Para disminuir la temperatura del aire aspirado, es recomendable instalar el filtro de aire lo más alejado del calor del motor, preferiblemente en la zona baja del compartimiento, cerca de una de las tomas de aire del guardachoque delantero. Adicionalmente, un corte o toma de aire en el capot ayudaría a que el desfogue de aire caliente producido por el motor y el turbo sea mayor.

### 2.6.2.1.3 Cuerpo de aceleración

El cuerpo de aceleración es uno de los componentes que más restricción al flujo produce en el sistema, y esto puede ser solucionado con un cuerpo de aceleración más grande. No obstante, esto producirá un maniobrabilidad dificultosa en bajas revoluciones del motor debido a que apenas se abra la válvula mariposa entrará mucho más aire. Es posible adquirir un cuerpo de aceleración más grande, y es importante que los conectores queden de la misma forma que el original. De acuerdo a la marca del motor, generalmente motores de la misma gama y obviamente de mayor desplazamiento tendrán un cuerpo de aceleración de mayor tamaño.

**Tabla 2.8** Diámetro del cuerpo de aceleración para sistemas de sobrealimentación

Diámetro (mm)	Potencia Máxima [HP]		
	Oxido Nitroso	Supercargador	Turbocompresor
41	110	120	150
45	140	160	200
50	170	200	250
56	210	250	310
62	260	310	390
70	330	400	500
75	380	470	600

Fuente: Forced Induction Performance Tuning. Tabla 14-3. Pág. 225

En la tabla 2.8 se muestra el diámetro del cuerpo de aceleración de acuerdo a la aplicación del sistema.

## 2.6.2.2 Sistema de escape.

### 2.6.2.2.1 Colector de escape

El colector de escape es uno de los componentes de mayor importancia en el sistema de turbo, ya que su función principal es conducir los gases de escape desde el motor hacia el turbo. Además, tiene otras funciones como soportar el turbo, y no permitir que los gases de escape fuguen. Los recursos económicos son la principal variable en el momento de seleccionar o fabricar el colector de escape. Los criterios de diseño, ya sea para cualquier aplicación, son altamente influenciados por las características térmicas, el material de fabricación, y el estilo de diseño.

- *Características térmicas.* El rendimiento de la turbina es en parte determinado por la temperatura de los gases de escape, por esa razón el colector debe tener una conductividad térmica lo mas baja posible para que la transferencia de calor sea mínima, y aprovechar esa energía para mover la turbina. Además, el espesor y material del colector ayudan a que este intercambio de calor sea mínimo. De igual forma, el área de transferencia de calor, es decir el área interna del colector debe ser lo mas corta y pulida posible para evitar puntos calientes que no ayudarían a mantener el calor dentro del colector.
- *Material de fabricación.* Debe cumplir con las características térmicas para que el sistema sea eficiente. El acero inoxidable 304 tiene una conductividad térmica baja y su maquinación es relativamente fácil, además por su alta resistencia a la corrosión y acabado, este acero es uno de los más considerados en la fabricación de colectores. El acero templado tiene características menores en relación al 304, pero la ventaja es que es mucho mas barato. Los colectores de hierro fundido dúctil son los que mas opciones dan ya que su facilidad de maquinado y soldado permiten elaborar complejos diseños que aumenten el flujo. Además, cuando son producidos en masa, el precio baja considerablemente.
- *Estilo de diseño.* Básicamente existen dos tipos fundamentales de estilo de diseño, los obtenidos por fundición, y los manufacturados, (1) y (3) respectivamente en la figura 2.75. Para que el colector tenga un óptimo rendimiento, es necesario tomar en cuenta cierto factores que son:
  - Maximizar el radio de los codos para alargar los conductos, y así mantener la energía de los pulsos de los gases de escape.
  - Hacer que los conductos sean iguales en longitud para balancear la reversión de gases hacia los cilindros.

- Evitar cambios súbitos de sección para mantener las pulsaciones hacia la turbina.
- Tratar de que los conductos lleguen en el mismo ángulo a la unión para minimizar los cambios de dirección de los gases.
- El diámetro interno de los conductos no deben ser muy grandes permitiendo la culata para aumentar la velocidad de los gases.



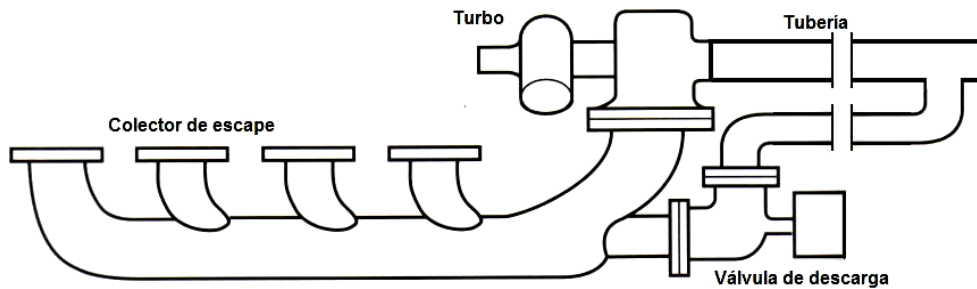
**Figura 2.75 Colectores de escape para motores turbo**

Los colectores obtenidos por fundición son más durables y tienen un diseño más simple y que opaca su rendimiento en comparación con los manufacturados, sin embargo su precio es mucho más bajo. Por otra lado, los manufacturados pueden ser fabricados de acuerdo a la aplicación aprovechando mejor el diseño aumentando considerablemente la uniformidad del flujo y el rendimiento, sin embargo, la durabilidad de estos es menor ya que al ser soldados y de poco espesor (transfieren más el calor), son más susceptibles a falla por vibraciones y cambios de temperatura. Adicionalmente, como se muestra en (2) el colector es dividido para que las pulsaciones de los cilindros no interfieran con las de los otros, haciendo que el flujo se dirija más uniformemente al turbo (el turbo debe tener la mismas divisiones).

#### 2.6.2.2.2 Integración de la válvula de descarga

En turbos que tienen la válvula de descarga incorporada, no existe problema ya que un conducto recoge tanto los gases que salen de la turbina como los gases que salen por la válvula. Cuando la válvula de descarga es externa, la situación es distinta ya que se necesita un acople especial en el colector de escape, y un conducto adicional que sale de la válvula y que se une posteriormente con el otro conducto que sale de la turbina, como lo indica la figura 2.76.





**Figura 2.76 Integración de la válvula de descarga en el sistema**

En el colector de escape, la ubicación del agujero es sumamente importante y este debe estar en un lugar donde las pulsaciones de todos los cilindros hayan sido colectadas. Esto virtualmente significa que el agujero debe estar lo más cerca de la brida que se conecta con el turbo. Además, los gases de escape deben tener un fácil acceso al cambio de dirección de su sentido de flujo normal hacia la válvula de descarga cuando esta es abierta. Es de vital importancia que el acceso no sea difícil, ya que la capacidad de controlar la sobrealimentación a alta velocidad del motor prácticamente desaparecería.

Los gases de escape al salir de la válvula de descarga, deben acoplarse a la tubería de escape, siendo recomendable el evitar la interferencia con los gases de escape provenientes de la turbina. Dicha interferencia aumenta la contrapresión en el escape, desmejorando el rendimiento. El conducto de la válvula de descarga debe unirse a la tubería principal lo más alejado posible, pero antes del convertidor catalítico ya que todos los gases deben pasar por ahí para respetar las normas ambientales. En caso de que el catalizador no este instalado o sea removido, es altamente recomendable que los gases salgan directamente a la atmósfera únicamente con un silenciador para que el ruido este en el rango permitido.

### 2.6.2.2.3 Tubería

El conducto que sale desde el turbo, ya sea con válvula de descarga integrada o externa (conocido como "*downpipe*"), se une a un elemento flexible, para posteriormente unirse a la tubería de escape. Esta tubería esta sujeta a temperaturas de hasta 800 [°C], por lo que la resistencia del material de la tubería debe ser lo suficientemente alto para resistir estos esfuerzos. El diámetro de la tubería no necesariamente debe ser grande para que los gases fluyan libremente, un mayor diámetro disminuye la velocidad de salida de los gases de escape. Además para motores con tubería de escape doble, el diámetro de las tuberías debe ser menor en relación a una sola tubería. En la tabla 2.9 se muestra los diámetros de tubería recomendables para motores turbo de acuerdo a su cilindrada y potencia.

**Tabla 2.9** Diámetro de la tubería de escape para motores turbo

Desplazamiento	Potencia máxima	Diámetro tubería	
		Simple	Doble
litros	HP	Pulg.	Pulg.
1,3 – 1,5	110 – 140	2,0 – 2,125	n/a
1,4 – 1,6	130 – 150	2,125 – 2,25	n/a
1,5 – 1,8	140 – 185	2,25 – 2,5	n/a
1,6 – 2,0	180 – 220	2,5 – 2,75	n/a
2,0 – 2,3	210 – 265	2,75 – 3,0	2 x 2,25
2,5 – 3,0	250 – 320	3,0 – 3,5	2 x 2,5
3,5 – 4,0	280 - 360	3,5 – 4,0	2 x 2,75
5,0 – 5,7	400 – 500	4,0 – 4,5	2 x 3,0

Fuente: Forced Induction Performance Tuning. Tabla 16-3. Pág. 270

#### 2.6.2.2.4 Silenciadores y convertidor catalítico

El catalizador y silenciadores del motor crean una de las mayores restricciones para el sistema de turbo. Estos elevan la contrapresión y no permiten que los gases de escape salgan libremente a la atmósfera, provocando que el sistema no sea tan eficiente. Sin embargo, sus funciones son esenciales para reducir la contaminación ambiental y sonora, por lo que no pueden ser eliminados del sistema. Por el diseño del turbo, este absorbe gran parte del ruido ocasionado por el motor, por lo que uno de los silenciadores pudiera ser omitido. Además, debido a que la combustión es más completa con un sistema de turbo, las emisiones de gases son menores como se puede ver en la figura 2.77. Adicionalmente, cuando el motor tiene un sistema de inyección de combustible programable, se puede configurar la mezcla para que las emisiones sean lo mínima posibles, a costa de potencia.

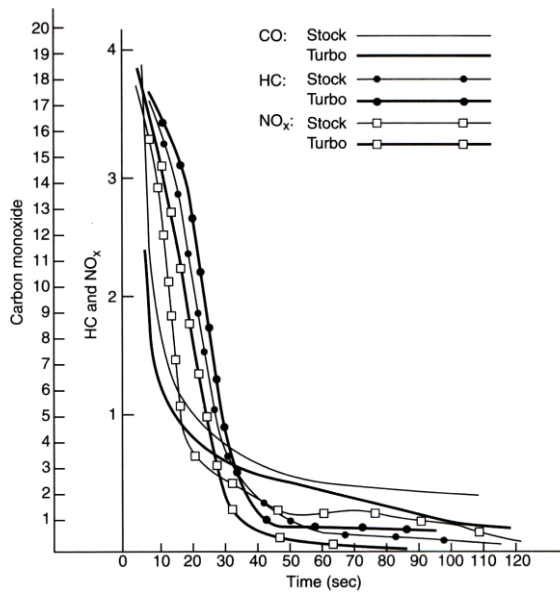


Figura 2.77 Emisiones en un motor atmosférico y uno turbo

### 2.6.2.3 Sistema de encendido

#### 2.6.2.3.1 Bujías

Las bujías son el elemento encargado de provocar el comienzo de la quema de la mezcla, y lo hacen mediante la generación de un arco voltaico entre sus electrodos. Debido al incremento de la presión y temperatura en la CC de los motores turbo, el grado térmico de la bujía debe ser correctamente seleccionado.

Una bujía de grado térmico caliente transfiere el calor de la CC de una manera lenta a la culata y posteriormente al sistema de refrigeración. Si la temperatura en la bujía es demasiado alta, la bujía incandescente podría iniciar la combustión antes de que salte la chispa favoreciendo al autoencendido. La temperatura que no hay que superar para que se produzcan estos efectos se sitúa entre 800 y 950° C.

Por otro lado las bujías frías, transfieren rápidamente el calor hacia la superficie donde se unen bujía y el motor. Ya que el calor llega mas fácilmente a la culata que está refrigerada, la bujía no se convierte en un punto caliente que favorezca el autoencendido por lo que para motores turbo, es altamente recomendable utilizar bujías frías uno o dos grados mas frías que las de fábrica.



**Figura 2.78 Bujías y sistema electrónico de retardo al encendido.**

#### 2.6.2.3.2 Dispositivos para retardar el encendido

Como se menciona anteriormente en la sección 2.2.2.4.2 y 2.2.2.5.1, el ángulo de avance al encendido debe reducirse a medida que la PS y velocidad del motor aumentan como lo indica la figura 2.37. Este ajuste en el encendido es realizado por la computadora del auto cuando este tiene turbo de fábrica. Pero, cuando se adapta un turbo, es necesario instalar un dispositivo que retarde el ángulo de encendido en función de las variables antes listadas. Estos dispositivos electrónicos ofrecen un limitado grado de regulación al sistema de ignición cuando este opera bajo sobrealimentación. Este dispositivo mejora las prestaciones del motor al régimen deseado, aumentando la PS, aun cuando el octanaje de la gasolina no es alto sin provocar autoencendido.

#### 2.6.2.4 Sistema de distribución

##### 2.6.2.4.1 Válvulas

La mayoría de las válvulas de fábrica soportan sin mayor problema las exigencias de la instalación del turbo. Sin embargo, se puede instalar válvulas de alto rendimiento con materiales que tienen mejores características como el titanio, que es más resistente y liviano. Debido a que las temperaturas son más elevadas, las cargas térmicas en las válvulas aumentan por lo que se puede modificar las válvulas originales para disipar mejor el calor, permitan un mejor flujo y para que exista un mejor enfriamiento por los gases que pasen por ellas como se muestra en la figura 2.79.

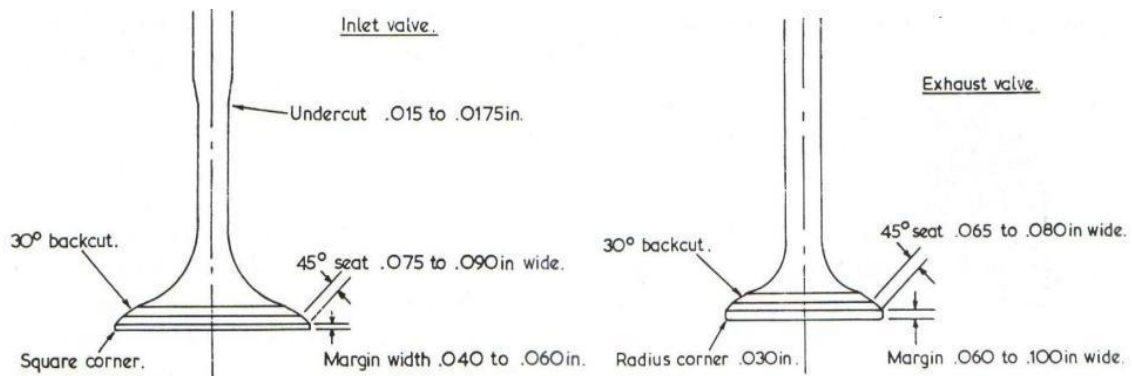


Figura 2.79 Modificación de las VA y VE para motores turbo.

Al igual que en los asientos (figura 2.72), las válvulas tienen un triple ángulo el cual debe asentar perfectamente en el asiento para que el sellado sea perfecto, en este caso solo la superficie que tiene el ángulo de 45° es la que está en contacto con el asiento, y así las restantes superficies ayudarán a que el flujo sea mayor. Para esto, el acabado superficial de las válvulas debe ser el mejor.

#### 2.6.2.4.2 Árbol de levas

El árbol de levas para motores turbo, no varía mucho con el árbol de levas para motores atmosféricos. Los árboles de alto perfil y duración en la admisión y escape con un traslape y alzada altos, no son nada recomendables en motores turbo. Esto se debe a que en motores atmosféricos, la contrapresión es muy pequeña en el conducto de escape en el momento en el periodo de traslape, consiguiendo así, un mejor llenado del cilindro con mezcla fresca aprovechando la inercia de las columnas de gases tanto de admisión como de escape. Sin embargo, con el turbo, la situación cambia significativamente ya que la contrapresión en el escape es mayor a la PS en la admisión por la restricción de la coraza e impulsor de la turbina. Por lo tanto, durante el periodo del traslape de válvulas, los gases de escape al estar a mayor presión entrarán al conducto de admisión. Cuando esto sucede, los gases de escape diluyen la carga de aire, ocupando volumen que debería estar siendo ocupado por una mezcla fresca de aire y combustible. Al mezclar los gases de escape y la mezcla fresca, la densidad del aire disminuye debido a las altas temperaturas, favoreciendo al autoencendido. Por lo tanto, para un rendimiento y prestaciones máximas del motor turbo, los árboles de levas deben cumplir tres aspectos fundamentales.

- El cruce o traslape de válvulas debe ser mínimo para que no existe reversión de gases de escape. El ángulo de avance a la apertura de la VA antes del PMS (AAA), y el ángulo de retardo al cierre de la VE después del PMS (RCE) deben tener la menor duración para alcanzar lo antes mencionado.

- El ángulo de retardo al cierre de VA después del PMI (RCA), y el ángulo de avance a la apertura de la VE antes del PMI (AAE), deben tener poca duración para que el ángulo de duración de la admisión y escape sea lo menor posible y así reducir el tiempo en que las válvulas están abiertas.
- Las levas deben permitir la reducción del tiempo en la que las válvulas no están en los asientos, cuando el pistón está en PMS, esto se logra con un perfil de leva redondeado que permita una apertura lenta de la VA, y además con un perfil de leva plano en la VE que permita un cierre rápido de ésta.

#### 2.6.2.4.3 Poleas regulables

Generalmente, los árboles de levas de fábrica se adaptan al perfil de un árbol de levas para un motor turbo. No obstante, fabricantes de accesorios manufacturan todo tipo de árboles para turbo para aplicaciones y motores específicos ya que aumentan la eficiencia volumétrica. Además, es muy recomendable instalar poleas regulables sobre todo si son motores con doble árbol de levas a la cabeza (DOHC), ya que la admisión y escape pueden ser regulados algunos grados independientemente uno del otro, para lograr un rendimiento óptimo en un motor. Estas pruebas se los realizan en un dinamómetro para encontrar el mejor reglaje en la distribución del motor. Para motores de un árbol de levas a la cabeza (SOHC), un árbol de levas para turbo es muy importante ya que por diseño la  $\eta_v$  del motor SOHC es menor a la del DOHC. Además la  $\eta_v$  en motores SOHC puede ser mejorada al regular los ángulos de admisión y escape por medio de una polea regulable. Estos ángulos varían con respecto a cada motor y aplicación pero generalmente, un avance de hasta  $3^\circ$  en la admisión y un retardo de hasta  $5^\circ$  en el escape, aumentan notoriamente el rendimiento del motor.

#### 2.6.2.5 Sistema de suministro de combustible

La inyección electrónica de combustible (IEC) es uno de los componentes más importantes en un motor, y se acentúa aun más su importancia con un sistema turbo. En motores turbo con carburadores, el combustible extra es entregado por el mismo carburador. A medida que más aire pasa a través del carburador, más grande es la caída de presión en el venturi, por lo que mayor combustible es inyectado por la boquilla. Sin embargo, en motores con IEC a las cuales se le ha adaptado un turbo, la computadora del motor (ECU), no puede manejar estos cambios, ya que no fue diseñada para eso. La razón para esto es que los sensores de flujo y presión de aire, así como también los inyectores fueron seleccionados para una capacidad de flujo determinada por el fabricante

del motor, y cualquier cambio substancial en dicha capacidad provocara un funcionamiento anormal de los sensores, y por ende del motor. Consecuentemente, los componentes de la IEC deberán ser calibrados y hasta modificados para un funcionamiento y rendimiento óptimo, debido a que existe una mayor masa de aire proveniente del turbo hacia el motor, y es imprescindible suplir la necesidad de más combustible para que la combustión sea completa. El flujo de combustible en la IEC es controlada principalmente por el pulso y el ciclo de trabajo del inyector, el tamaño del inyector, la presión con la que el combustible sale del inyector hacia la CC.

#### 2.6.2.5.1 Pulso y ciclo de trabajo del inyector

El tiempo disponible del inyector es limitado por el tiempo requerido para completar dos revoluciones del motor. A medida que la velocidad del motor aumenta, el tiempo disponible en el cual se debe completar la inyección de combustible disminuye. Por lo tanto, el inyector cada vez toma más y más de ese tiempo cuando el régimen aumenta. Eventualmente, llega un punto en el que el tiempo del ciclo del motor es igual al tiempo que el inyector necesita para suministrar la cantidad de combustible requerida. Cuando llega este punto crítico, el inyector está trabajando al 100% de su ciclo de trabajo. Sin embargo, el inyector no puede estar suministrando combustible el 100% del tiempo o sino se quemaría. Por lo que, los inyectores de fábrica generalmente tienen un ciclo de trabajo al 80 – 85 %

#### 2.6.2.5.2 Requerimientos de flujo del inyector

En motores turbo es imperativo un mayor flujo de combustible, y el método para calcular esta necesidad difiere de un motor a otro por lo que no existe un cálculo exacto. Sin embargo, la ecuación 2.14 determina la cantidad aproximada de flujo de combustible por cilindro.

$$F_{inyector} = \frac{P_{est} \times CEC}{N_{cilindros} \times N_{iny\_cilindro} \times T_{inyector}} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Donde  $F_{inyector}$  el flujo de combustible del inyector por cilindro expresado en libras por hora [lb./hr.],  $P_{est}$  es la potencia estimada que tendrá el motor turbo,  $N_{cilindros}$  es el número de cilindros,  $N_{iny\_cilindro}$  es el número de inyectores por cilindro,  $T_{inyector}$  es el ciclo de trabajo del inyector y CEC es el consumo específico de combustible del motor, que para una buena economía y rendimiento esta entre 0,50 a 0,60 [lb./HP.hr.]. Para que el sistema sea capaz de suministrar dicha cantidad de combustible, es posible aumentar el tamaño de los inyectores, instalar más inyectores o aumentar la presión de combustible.

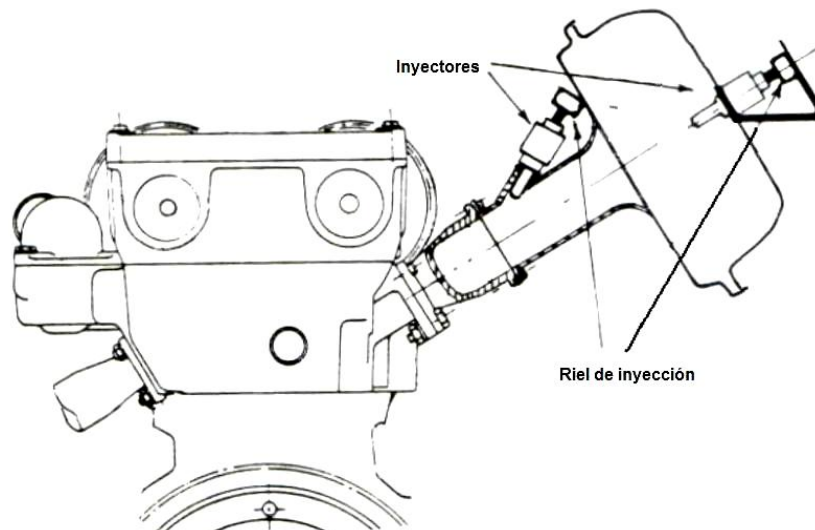
#### 2.6.2.5.3 Inyectores de mayor flujo

Inyectores de alto flujo que cumplan los requerimientos del sistema, son una de las alternativas más convenientes para suplir la necesidad. Sin embargo, el precio de estos es aproximadamente el doble o más de lo que costarían los de fábrica. Además de que por su mayor volumen, la instalación en los rieles y terminales originales del sistema no se acoplarían por lo que sería necesario instalar un sistema completo que si lo haga. Adicionalmente, este tipo de inyectores no están disponibles para motores no muy populares.

Con la instalación de inyectores más grandes, la ECU original del motor suministrará más combustible durante todo el régimen del motor bajo todas las condiciones. Esto no es aceptable, pues es importante mantener niveles de flujo de combustible bajos en bajo régimen del motor ya que el consumo aumentaría drásticamente. Esto puede ser controlado modificando los sensores, la ECU, o instalando controladores de las señales de los sensores.

#### 2.6.2.5.4 Inyectores adicionales

La instalación de inyectores adicionales ayuda al sistema a suministrar combustible solo cuando es necesario, es decir, cuando exista sobrealimentación. Cuando esto no sucede, el sistema de IEC funcionará como si no existiera modificación alguna. La instalación conlleva a modificaciones como perforar el colector de admisión para los alojamientos de los inyectores, un riel y conductos independientes, y un controlador electrónico de los inyectores adicionales. Al igual que los inyectores más grandes, la instalación está limitada por el espacio disponible en el motor, ya que lo ideal es ubicar un inyector adicional por cada cilindro para que el combustible sea suministrado de manera eficiente y equitativa a cada cilindro.



**Figura 2.80 Ubicación de los inyectores adicionales en el colector de admisión**



Si el espacio lo permite, los inyectores deben ser ubicados al inicio de los conductos del múltiple de admisión (1) de la figura 2.80, para que el combustible colecte calor del aire que está en los conductos ayudando a la vaporización y atomización del combustible y a la vez aumentando la densidad de la carga de aire. Adicionalmente, esto permite tiempo adicional para que el aire y combustible se mezclen mas homogéneamente obteniendo una mejor combustión y rendimiento del motor.

Sin embargo, cuando el espacio no permite la instalación de los inyectores de esta manera, es posible instalar uno o dos inyectores adicionales antes del cuerpo de aceleración en la tubería en dirección del flujo de la carga de aire. La ventaja de esta instalación, es que la mezcla aire y combustible puede atomizarse durante una mayor cantidad de tiempo, permitiendo una mezcla homogénea. El ángulo de inclinación del inyector no puede superar los 45° como se muestra en la figura 2.81

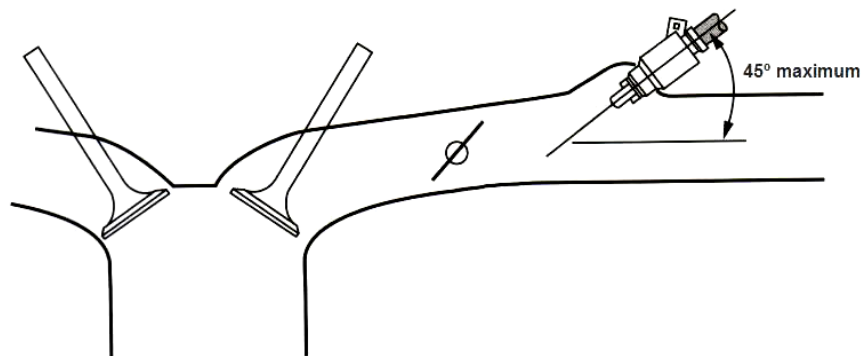


Figura 2.81 Ubicación de los inyectores adicionales en la tubería antes del cuerpo de aceleración

#### 2.6.2.5.5 Presión del sistema

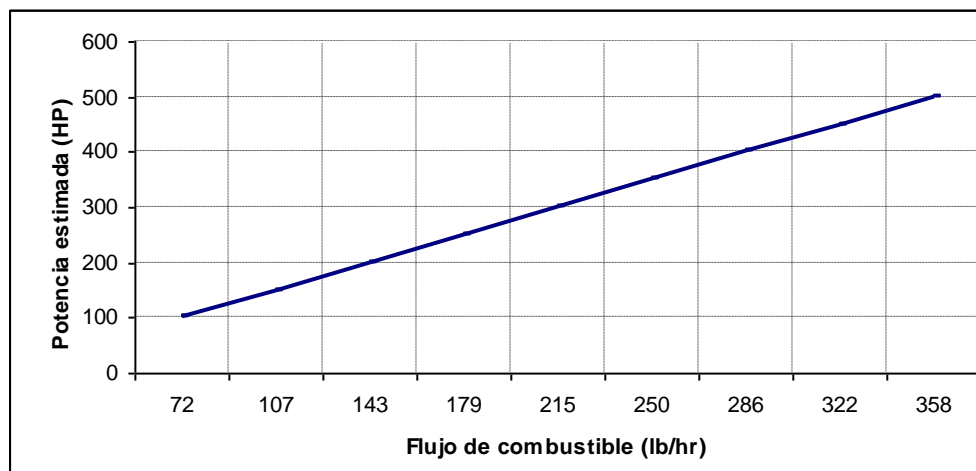
Al incrementar la presión de combustible, aumenta el flujo de combustible a través del inyector. Generalmente, las bombas de combustible funcionan a una presión de 2.5 [bar], y para lograr mas flujo se aumentan hasta una presión máxima de 4 [bar]. Los inyectores se comercializan por su capacidad de flujo y a una presión determinada, y mediante bombas de combustible de mayor presión o aumentadores de presión se logra un flujo mayor en los inyectores. La ecuación 2.15 determina el flujo del inyector a una presión mayor.

$$F_{iny\_pres} = F_{inyector} \times \sqrt{\frac{PI_{p\_s}}{PI_{p\_r}}} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

Donde  $F_{iny\_pres}$  el flujo de combustible del inyector a la presión revisada expresado en [lb./hr.],  $PI_{p\_s}$  es la presión de combustible revisada que se desea aplicar, e  $PI_{p\_r}$  es la presión de combustible estándar del fabricante del inyector.

#### 2.6.2.5.6 Bomba de combustible

Cuando el rango de aplicación es alto o extremo, el sistema de suministro de combustible original no abastecerá la alta cantidad de combustible requerida. En una variación de la ecuación 2.14, la cantidad de combustible necesario será la potencia estimada por el consumo específico de combustible, por lo que la bomba tiene que manejar al menos estos flujos. Además hay que considerar que un sobre suministro de combustible por seguridad. En la figura 2.82, están los requerimientos de la bomba de combustible para una potencia estimada. En el caso de no cumplir con los requerimientos, es necesario instalar una bomba eléctrica adicional conectada en paralelo con una toma de combustible independiente, o en su defecto una bomba de mayor capacidad.

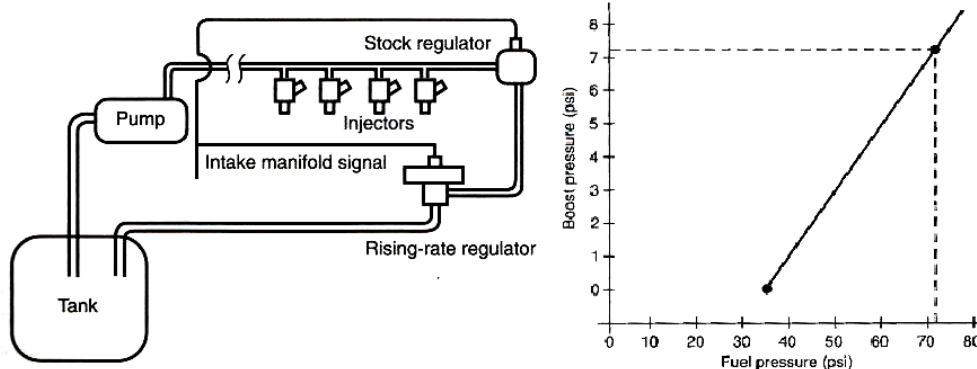


**Figura 2.82 Flujo de la bomba de combustible**

#### 2.6.2.5.7 Reguladores y aumentadores de presión

En motores turbo, existe una restricción en el flujo del inyector cuando existe PS en el múltiple de admisión ya que ésta impide que el combustible salga libremente como lo hace en motores atmosféricos. Esta restricción ocasiona una disminución del flujo en aproximadamente 25%. Para evitar este problema, es necesario instalar un regulador de presión el cual aumenta la presión del combustible a medida que la PS aumenta para compensar la pérdida en el flujo por la restricción. Esto garantiza un flujo constante no importa la presión que exista en el múltiple de admisión.

Los aumentadores de presión, o comúnmente llamadas *dosadoras de presión*, aumentan significativamente la presión de combustible conforme aumenta la PS. Esta instalado en la línea de retorno de combustible al tanque como lo muestra (1) de la figura 2.83. Este dispositivo esta conectado a la PS y cuando ésta aumenta cierra el paso de retorno de combustible aumentando la presión en el riel que es desfogada por los inyectores. Este dispositivo está limitado por la capacidad de la bomba de combustible. En (2) se aprecia como este dispositivo aumenta la presión de combustible.



**Figura 2.83 Aumentador de presión de combustible**

#### 2.6.2.5.8 Computadora del motor y dispositivos electrónicos

Al instalar un turbo en motor que originalmente era atmosférico, la ECU ni los sensores sobre todo el flujo y presión de aire no están diseñados para este tipo de aplicación. Razón por la que hay que instalar sensores de mayor capacidad y modificar la ECU para que esta funcione correctamente ajustando los mapas de inyección y encendido. La solución mas fácil es sustituir la ECU por una igual pero en versión turbo, y estas solo existen si es que el motor tiene su versión en turbo. En el caso de que esto no ocurra, existen algunas alternativas para modificar el funcionamiento de la ECU para que la operación sea óptima.

- Reprogramar la ECU original del motor en la fábrica. Esta opción es la más recomendable pero a la vez una de las más costosas.
- Instalar un chip que altere el funcionamiento de la ECU. Esta opción es buena siempre y cuando se conozca la aplicación específica y precisamente esa aplicación exista en el mercado.
- Instalar controladores de las señales de los sensores. Mas conocidos como computadoras *piggyback*, estos dispositivos interceptan y cambian las señales de los sensores hacia el ECU y viceversa, enviando una señal modificada, ésta es una de las aplicaciones mas usadas.
- Instalar una ECU adicional. Es una de las mejores alternativas en costo beneficio ya que mediante una computadora portátil es posible modificar todos los parámetros de funcionamiento de la ECU original a gusto del usuario.
- Controladores independientes de inyección. Estos dispositivos manejan la inyección electrónica independientemente de la ECU y además controlan los inyectores adicionales.



**Figura 2.84 Dispositivos electrónicos para sistemas de turbo**

### 2.6.2.6 Sistema de lubricación

Los turbos son diseñados para trabajar con el aceite del motor, por lo que se pueda realizar una modificación en cualquier punto del sistema de lubricación original. Conforme al principio de Pascal que dice que la presión de un fluido se ejerce por igual en todos los puntos, es posible tomar cualquier punto que no sea de retorno de aceite para la línea del turbo.

#### 2.6.2.6.1 Línea de aceite desde el motor hacia el turbo.

La línea de aceite desde el motor hacia el turbo puede ser tomada de cualquier punto del sistema, generalmente de las conductos de lubricación hacia la culata. Con una perforación cuidadosa y una adaptación con un nepló, se puede tomar aceite de ese conducto. Sin embargo, al reducir el flujo de lubricante hacia la culata, puede causar deficiencia de lubricación en el sistema de distribución. Por esta razón, uno de los métodos más comunes y eficaces es tomar la línea en el acople donde esta el sensor para medir la presión de aceite por medio de la instalación de un nepló T. Con este tipo de instalación, la lubricación del motor no es afectada en ningún lugar.

#### 2.6.2.6.2 Línea de aceite desde el turbo hacia el cárter

Como se mencionó anteriormente en la sección 2.3.5.3, la línea de drenaje debe ser lo mas vertical posible, ya que el aceite sale sin presión del turbo. Es necesario realizar una perforación en el cárter lo más cerca del turbo y por encima del nivel de aceite dentro del cárter (Figura 2.52)

#### 2.6.2.6.3 Aceites para motores turbo

Los motores con turbos adaptados funcionan correctamente con los aceites recomendados por el fabricante. Sin embargo, se considera las condiciones de operación climáticas a las que va a funcionar el motor. Generalmente, hay que evitar aceites con altos rangos de grado de

viscosidad SAE, ya que los aditivos que ayudan a que un aceite sea multigrado, son los que podrían crear defectos en el turbo. La utilización de aceites sintéticos o minerales difiere de su paliación puesto que los aceites sintéticos se distinguen de los minerales por su base de fabricación, se caracterizan por unas propiedades más estables en cuanto a viscosidad (rango amplio de SAE) y por una untuosidad superior, por lo que su vida útil es más larga.

En motores turbo, que además se haga uso habitual de su máximo rendimiento se recomienda usar aceites sintéticos (10W-40 SAE) por su mejor capacidad para soportar altas cargas en altas temperatura y en el turbocompresor, debido a que su untuosidad y gran fluidez en frío ayuda a la lubricación inicial hasta que la presión de aceite este establecida. Además, su gran capacidad de durar combinada con la mejor resistencia a las altas temperaturas permite que se consuman en menor cantidad. Sin embargo, el costo del aceite sintético es mucho mas elevado que el mineral, lo cual se ve compensado con cambios de aceite de hasta 6000 [Km.]. Ya que no todos los motores son iguales, el desgaste del aceite se puede acelerar originando una degradación apresurada en la viscosidad del aceite, provocando daños directos en el turbo. Por esta razón, no es recomendable extender los cambios de aceite en motores con turbo, y es necesario un chequeo del nivel y calidad de aceite muy frecuente.

Por otro lado, aceites minerales no son tan tolerantes a altas temperaturas como los sintéticos. Al usarlos, generalmente el 20W-50, el precio es mucho más accesible, pero su desgaste será mayor. Por esa razón, el tiempo entre cambio de aceite se reduce hasta máximo 2500 [Km.], dependiendo de la condición del aceite, el cual debe ser chequeado constantemente.

#### 2.6.2.6.4 Radiador de aceite

Por las elevadas temperaturas de funcionamiento del turbo, el aceite al pasar por este aumenta su temperatura, y dependiendo del grado de viscosidad del aceite, podría perder sus propiedades, provocando una falla importante en todo el sistema. Dicha degradación de la viscosidad es más evidente en aceites minerales, y para evitar este inconveniente, se instala radiadores de aceite.

#### 2.6.2.6.5 Fallas por falta de aceite

El momento de apagar el motor, la circulación de aceite por el sistema es suspendida, no obstante el turbo sigue girando a mas de 100,000 [RPM] debido a su inercia rotacional. Si a esa velocidad existe una falta de aceite, el turbo sin lugar a dudas fallaría. Por eso recomendable no apagar inmediatamente el motor después de su uso, y esperar un tiempo hasta que el turbo disminuya considerablemente su velocidad. Para evitar esperar este tiempo, existe en el mercado un accesorio llamado "*Turbo Timer*" que sirve para mantener circulando el aceite en el turbo durante un lapso de tiempo después del apagado del motor. Algunos modelos funcionan con sensores que detectan la

intensidad en el uso del turbocompresor para permitir la lubricación forzada del mismo por un tiempo prudencial después del apagado del motor.

## CAPÍTULO III

### SELECCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR Y ACCESORIOS

#### 3.1 ESPECIFICACIONES DEL VEHÍCULO

Las especificaciones del vehículo de prueba están detalladas en la tabla 3.1

**Tabla 3.1** Especificaciones del vehículo de prueba

Marca.	Chevrolet
Modelo.	Corsa
Año de fabricación.	1999
Código del motor.	GM C16NE
Disposición.	Frontal, longitudinal
Número de cilindros.	4 en línea
Número de válvulas por cilindro.	2
Diámetro del pistón.	79,5 [mm.]
Carrera del pistón.	81 [mm.]
Desplazamiento.	1,598 [lt.]
Relación de compresión.	9,4 : 1
Tipo de aceite.	SAE 20W-50
Dimensiones de la llanta.	205/45R16
Presión de alimentación de combustible.	3,0 ± 0.2 [Bar]
Régimen máximo de revoluciones del motor.	6375 [RPM]
Régimen de ralentí.	950 ± 50 [RPM]
Peso nominal del vehículo.	987 [Kg.]

Fuente: Chevrolet. Guía del propietario Corsa. Sección 6

El motor es refrigerado por agua, con un sistema de inyección de combustible multipórtico (MPFI) con un inyector por cilindro. El sistema de distribución es comandado por un árbol de levas a la cabeza (SOHC).

#### 3.2 SELECCIÓN DEL TURBOCOMPRESOR

##### 3.2.1 PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO

La aplicación que se le va a dar al motor y por ende al sistema de turbocompresor es el parámetro mas determinante en la selección del

turbo, ya que los sistemas pueden ser diseñados para cualquier tipo de aplicación.

### 3.2.1.1 Parámetros de funcionamiento del turbo a ser instalado

- Rango de sobrealimentación. De acuerdo a la tabla 2.2, la sobrealimentación del sistema será media. La operación normal del sistema será de hasta 7 [psi] de PS máxima para el uso cotidiano, y de hasta 12 [psi] de PS máxima cuando se requiera alto rendimiento. Para las pruebas de campo, la presión de trabajo será de 7 [psi].
- Tamaño de las carcazas. Ya que la aplicación requerida es un máximo rendimiento del sistema a una velocidad media del motor, la relación A/R de las carcazas será de 0,60 a 0,70, pues debido a la altura, el tiempo de retardo aumenta. Una carcaza de relación A/R muy alta combinada con la altura generaría sobrealimentación a partir de las 5500 [RPM]. Por esa razón, se tratará de compensar la falta de presión en la altura con carcazas relativamente más pequeñas. Se estima que con este cambio, el turbo generará PS a partir de las 3500 [RPM], lo cual para el uso cotidiano donde el régimen del motor no es alto, el consumo de combustible no aumentará significativamente.
- Eficiencia máxima del compresor. La  $\eta_c$  máxima cambia de un turbo a otro. La eficiencia del compresor es la única variable iterativa del proceso de selección ya que esta cambia con respecto de un mapa de compresor a otro. Para este caso, la  $\eta_c$  es del 72%.
- Tecnología de fabricación. Debido a los constantes avances en el desarrollo de turbos, y esperando que el uso del sistema sea a largo plazo se ha optado por utilizar turbos con cojinetes de bolas (sección 2.3.6.2). Además, este tipo de turbos tiene un tiempo de retardo menor, por lo que es ideal para su utilización en la altura ya que bajo dichas condiciones atmosféricas el *turbo lag* aumenta.

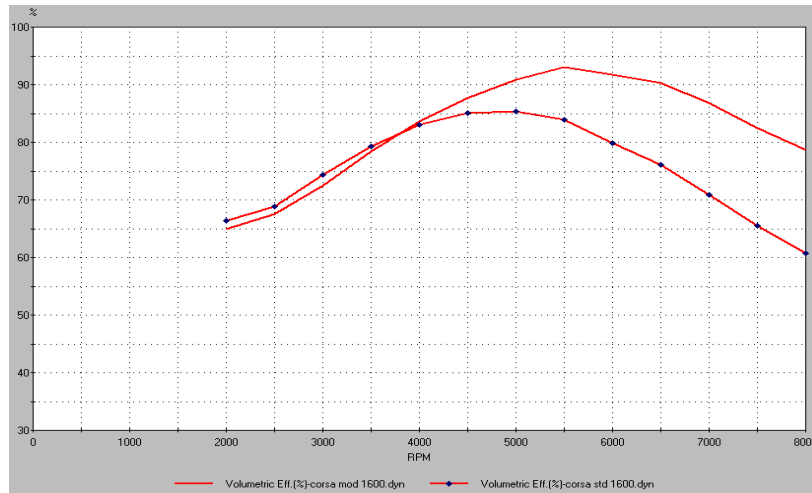
- Válvula de descarga. Por motivos económicos y de instalación, se ha optado por usar válvula de descarga interna.

### **3.2.1.2 Parámetros de funcionamiento del motor a ser turbocargado**

Para que el motor funcione correcta y fiablemente para las condiciones de uso antes mencionadas es necesario realizar ciertas modificaciones que permitan un alto rendimiento.

- Velocidad del motor. El régimen máximo del motor estándar es de 6375 [RPM], momento en el cual la computadora del auto corta la inyección a fin de proteger el motor. Debido a que la aplicación del turbo es para un funcionamiento óptimo en media y altas revoluciones del motor, es necesario instalar al motor componentes como pistones, bielas y anillos mas resistentes que permiten elevar la banda de revoluciones. Además, una modificación en la ECU del motor permitirá que el corte de combustible sea de 7500 [RPM]. Por lo tanto, debido a estas modificaciones que están detalladas en la sección 4.2, se tendrá un régimen máximo de funcionamiento del motor a 7000 [RPM].
- Eficiencia volumétrica. De acuerdo a la sección 2.2.1.4 la  $\eta_v$  máxima de un motor con las características del motor de prueba es de 85% lo cual es corroborado con el simulador DYNO2000 como se muestra en la figura 3.1. Para un mejor rendimiento del motor, se realizarán modificaciones como: Maquinar y pulir los conductos de admisión y escape para aumentar su diámetro y mejorar el acabado superficial. Esto permitirá que el flujo de aire ingrese en mayor cantidad al motor y circule libremente. Reemplazar el árbol de levas original por uno diseñado exclusivamente para el motor C16NE con turbo. Estas modificaciones aumentaran la  $\eta_v$  del motor como lo indica la siguiente figura.





**Figura 3.1 Eficiencia volumétrica del motor de prueba**

- Desplazamiento del motor. Debido a las modificaciones del motor detalladas en la sección 4.2, el volumen de la CC varía lo que incrementa el desplazamiento.

El cambio de relación de compresión de los pistones de 9,4:1 a 8,5:1 aumenta el cilindraje como lo muestra la ecuación 3.1.

$$V_{D\_RC} = \frac{V_D}{RC_2 - 1} - \frac{V_D}{RC_1 - 1} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde:  
 $V_{D\_RC}$  Volumen desplazado modificado debido al cambio de RC [lt].  
 $V_D$  Volumen desplazado original del motor.  
 $RC_1$  Relación de compresión de fábrica del motor.  
 $RC_2$  Relación de compresión modificada del motor.

Por lo tanto para pistones de RC de 8.5 a 1, tenemos:

$$V_{D\_RC} = \left( \frac{1598}{8,5-1} - \frac{1598}{9,4-1} \right) = 23 \text{ cm}^3$$

Una junta de culata de 1 [mm.] mayor de espesor, aumenta el cilindraje como lo indica la ecuación 3.2

$$V_{D\_JC} = \frac{\pi \times D_P^2 \times I_{E\_JC} \times N_{cilindros}}{4} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:  
 $V_{D\_JC}$  Volumen desplazado debido al incremento del espesor de la culata [mm.].  
 $D_P$  Diámetro del pistón [mm.].  
 $I_{E\_JC}$  Incremento del espesor de la culata [mm.].  
 $N_{cilindros}$  Número de cilindros.

Por lo que para un incremento del espesor de la culata de 1 [mm.] tenemos:

$$V_{D\_JC} = \frac{\pi \times 79,5^2 \times 1 \times 4}{4} = 19,9 \text{ cm}^3$$

Consecuentemente el volumen desplazado del motor modificado es:

$$V_{D\_MOD} = V_D + V_{D\_RC} + V_{D\_JC} = 1640,9 \text{ cm}^3$$

### 3.2.1.3 Condiciones ambientales de operación

El motor será utilizado en la ciudad de Quito que tiene las siguientes condiciones atmosféricas:

- Altitud. La ciudad esta ubicada a 2800 [m.s.n.m.].
- Presión atmosférica. La ciudad tiene una presión atmosférica de 547,7 [mm. Hg] o  $P_{ATM} = 10,591$  [psia].
- Temperatura. La temperatura promedio es  $T_{AMB} = 15$  [°C].
- Humedad relativa. La humedad relativa promedio es del 40%.
- Densidad del aire. Haciendo referencia a la tabla 2.6, para estas condiciones atmosféricas, la densidad del aire es  $\rho = 0,901$  [Kg./m<sup>3</sup>].

## 3.2.2 CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DEL COMPRESOR

El objetivo principal de seleccionar correctamente el compresor del turbo es que este funcione con la mayor eficiencia en el rango de revoluciones en el cual será usado. Para poder realizar esta selección se recurre a los mapas de flujo del compresor los cuales son facilitados solo por algunos fabricantes. Esta herramienta es imperativa para poder determinar el compresor ideal para un motor.

### 3.2.2.1 Relación de presión en el compresor

Para determinar la relación de presión en el compresor ( $RP_C$ ) se utiliza la ecuación 3.3.

$$RP_C = \frac{P_E}{PS_{ABS}} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde:

- $P_E$             Presión absoluta del aire antes de ingresar al compresor [psia].  
 $PS_{ABS}$         Presión de sobrealimentación absoluta [psia].

Para determinar  $P_E$  y  $PS_{ABS}$  se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$P_E = P_{ATM} - \Delta P_1 \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$$PS_{ABS} = P_{ATM} + PS \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde:

$P_{ATM}$  Presión atmosférica (10,591 [psia]).  
 $PS$  Presión de sobrealimentación manométrica deseada máxima (12 [psig]).

$\Delta P_1$  Caída de presión por vacío provocada en el filtro de aire. Al tener instalado un filtro de aire de competencia el valor es de 1 [psig].

Entonces para el vehículo y condiciones atmosféricas de prueba, la relación de presión en el compresor es de:

$$P_E = 10,591 - 1 = 9,591 \text{ [psia]}$$

$$PS_{ABS} = 10,591 + 12 = 22,591 \text{ [psia]}$$

$$RP_C = \frac{22,591}{9,591} = 2,355$$

### 3.2.2.2 Temperatura del aire después al compresor

Para calcular el incremento de la temperatura debido al compresor, se utiliza la ecuación 3.6

$$\Delta T_{C\_°K} = \frac{T_{AMB\_°K} \times \left( RP_C^{\gamma-1/\gamma} - 1 \right)}{\frac{\eta_c}{100}} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

$\Delta T_{C\_°K}$  Incremento de la temperatura debido al compresor. [°K].

$T_{AMB\_°K}$  Temperatura ambiente del aire [°K].

$\eta_c$  Eficiencia del compresor.

$\gamma$  Es la relación entre la capacidad del aire de calentarse a presión constante y la capacidad del aire de calentarse a temperatura constante que para el aire es de 1.395.

Por lo que para la aplicación deseada, tenemos:

$$\Delta T_{C\_°K} = \frac{(15 + 273) \times \left( 2,355^{\frac{1,395-1}{1,395}} - 1 \right)}{\frac{72}{100}} = 109,816 \text{ } ^\circ K$$

Finalmente para calcular la temperatura del aire después del compresor ( $T_C$ ), se utiliza la ecuación 3.7

$$T_C = T_{AMB} + \Delta T_{C\_°K} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Entonces:

$$T_C = 15 + 109,816 = 124,816 \text{ } ^\circ C$$

### 3.2.2.3 Relación de densidad en el compresor

La relación de densidad en el compresor ( $R\rho_C$ ) se calcula con la ecuación 3.8

$$R\rho_C = RP_C \times \frac{T_{AMB\_°K}}{T_C\_°K} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Entonces:

$$R\rho_C = 2,355 \times \frac{15 + 273}{124,816 + 273} = 1,705$$

La relación de densidad es de aproximadamente 1,7, lo que significa que la densidad aumento 1,7 veces su valor, es decir que la densidad del aire al salir del compresor ( $\rho_C$ ) será:

$$\rho_C = \rho \times R\rho_C \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Entonces:

$$\rho_C = 0,901 \times 1,705 = 1,536 \quad [\text{Kg./m}^3]$$

### 3.2.2.4 Flujo de entrada de aire al motor

#### 3.2.2.4.1 Flujo de entrada de aire volumétrico al motor

Para calcular el flujo de entrada de aire volumétrico se utiliza la ecuación 3.10.

$$V_a = \frac{N \times V_D \times \eta_v}{5663} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Donde:

$V_a$  Flujo de aire volumétrico [cfm].

$N$  Velocidad del motor [RPM].

$\eta_v$  Eficiencia volumétrica a la velocidad del motor específica.

Por lo que para los datos de las secciones 3.2.1.2, tenemos:

$$V_a = \frac{7200 \times 1,6409 \times 87}{5663} = 181,504 \text{ cfm}$$

El flujo de aire volumétrico varia independiente de las condiciones atmosféricas, es decir que el motor aspira la misma cantidad de aire ya sea a nivel del mar que a una altura considerable. Sin embargo, para conocer la cantidad en masa de aire que ingresa al motor se trabaja con el flujo de aire másico.

#### 3.2.2.4.2 Flujo de entrada de aire másico al motor

Para calcular el flujo de entrada de aire másico al motor ( $W_a$ ) se usa la ecuación 3.11.

$$W_a = V_a \times \rho_c \times 0,062427 \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Entonces:

$$W_a = 181,504 \times 1,536 \times 0,062427 = 17,409 \text{ lb./min.}$$

Este valor es la cantidad de aire que entra al motor, y es el valor que va en el eje de las abscisas en los mapas de flujo de compresor, sin embargo estos mapas son hechos a condiciones específicas, para lo que hay que realizar una corrección ya que las condiciones de operación son distintas a las normales.

### 3.2.2.4.3 Flujo de entrada de aire másico al motor corregido

Las condiciones a las que los mapas son realizados son:

- Presión atmosférica a nivel del mar: 14,696 [psia].
- Temperatura de prueba: 303 °[K]

Por la tanto la ecuación 3.12 sirve para calcular el flujo de aire másico corregido ( $W_{COR}$ ).

$$W_{COR} = \frac{W_a \times \left( \frac{T_{AMB} - ^\circ K}{303} \right)^{0.5}}{\frac{P_E}{14,7}} \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Entonces:

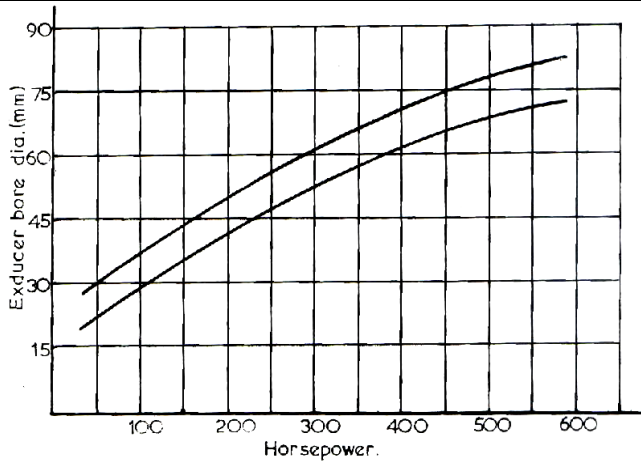
$$W_{COR} = \frac{17,409 \times \left( \frac{15 + 273}{303} \right)^{0.5}}{\frac{9,591}{14,696}} = 26,007 \text{ lb/min}$$

El valor de  $W_{COR} = 26,007$  [lb./min.] es el valor que se debe dibujar en el eje de las abscisas en los mapas de flujo del compresor.

### 3.2.3 CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE LA TURBINA

Los parámetros determinantes en la elección de la turbina son las dimensiones de la carcasa o relación A/R. Además, las dimensiones del impulsor de la turbina afectan directamente al tiempo de retardo del turbo y su desempeño en la banda de velocidad del motor. Una turbina con diámetro del exductor alto no será capaz de impulsar la turbina en bajas velocidades del motor debido a su mayor peso e inercia, pero una vez alcanzada cierta velocidad y debido a su mayor capacidad de flujo, su rendimiento será alto. Por otro lado, una turbina con diámetro del exductor bajo, optimizará el desempeño de la turbina en bajas velocidades del motor, pero en el tercio alto de la banda de velocidad, su eficiencia se

reducirá ya que por su tamaño no soporta grandes flujos de gases de escape. Esto produce aumento excesivo de la velocidad del turbo, provocando daños en los ejes y los impulsores. En la figura 3.2 se muestra una guía para seleccionar el diámetro del exductor aproximado para una aplicación específica. Se ubica el punto deseado de acuerdo a las aspiraciones de la aplicación en base a la potencia estimada. El punto deberá ser ubicado entre las dos curvas, lo que permite al usuario tener un diámetro del exductor mínimo y uno máximo.



**Figura 3.2 Diámetro del exductor de la turbina**

La aspiración de la aplicación es llegar como máximo a los 200 [HP], por lo que las dimensiones del exductor deberán estar entre 40 y 50 [mm.].

### 3.2.4 COMPORTAMIENTO ESTIMADO DEL TURBO

Los valores de  $RP_C$  y de  $W_{COR}$  antes calculados son para las condiciones extremas del motor, es decir a plena carga y a una velocidad del motor de 7200 [RPM], ya que el objetivo principal de la aplicación del turbo, es que este sea lo más eficiente posible a un régimen medio alto de velocidad del motor. Sin embargo, para apreciar el comportamiento del turbo a lo largo de toda la banda de velocidad del motor, es necesario realizar el mismo cálculo considerando que la eficiencia volumétrica y la presión de sobrealimentación varían conforme la velocidad del motor aumenta.

Con estos datos es posible diagramar la curva  $RP_C$  vs.  $W_{COR}$  en los mapas de flujo de compresor de los turbos, y además el comportamiento de todas las variables a medida que la velocidad del motor aumenta. En la tabla 3.2 se muestra el resultado de los cálculos aplicando todas las ecuaciones antes detalladas para rango de velocidad del motor de 250 [RPM].

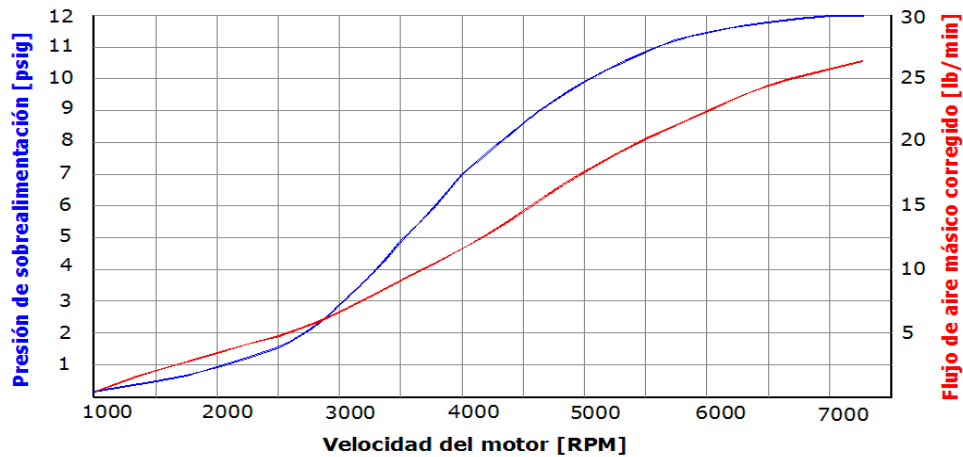
**Tabla 3.2** Resultados del cálculo para toda la banda de velocidad del motor

N	$\eta_v$	PS	$RP_C$	$T_c$	$R_p$	$\rho$	$V_a$	$W_a$	$W_{cor}$
---	----------	----	--------	-------	-------	--------	-------	-------	-----------

RPM	%	Psig		°C		Kg./m <sup>3</sup>	cfm	lb./min	lb./min
1000	55	0,12	1,117	27,707	1,070	0,964	15,937	0,959	1,432
1250	57	0,24	1,129	29,011	1,077	0,970	20,645	1,251	1,868
1500	59	0,48	1,154	31,588	1,091	0,983	25,644	1,574	2,352
1750	61	0,72	1,179	34,126	1,106	0,996	30,932	1,924	2,874
2000	63,5	0,96	1,204	36,625	1,120	1,009	36,799	2,319	3,464
2250	65,5	1,32	1,242	40,305	1,142	1,029	42,703	2,742	4,096
2500	67,5	1,68	1,279	43,906	1,163	1,048	48,897	3,198	4,777
2750	69,5	2,16	1,329	48,591	1,191	1,073	55,380	3,709	5,540
3000	71,5	2,88	1,405	55,388	1,232	1,110	62,153	4,306	6,433
3250	75	3,84	1,505	64,056	1,286	1,158	70,629	5,107	7,630
3500	78,4	4,92	1,617	73,327	1,345	1,212	79,510	6,014	8,985
3750	81	5,88	1,717	81,187	1,396	1,258	88,014	6,913	10,327
4000	83,7	6,96	1,830	89,647	1,453	1,309	97,011	7,930	11,846
4250	86	7,92	1,930	96,858	1,503	1,354	105,907	8,952	13,374
4500	87,7	8,64	2,005	102,093	1,540	1,387	114,353	9,902	14,793
4750	89,5	9,24	2,068	106,349	1,570	1,414	123,183	10,876	16,248
5000	90,9	9,84	2,130	110,513	1,600	1,441	131,695	11,850	17,702
5250	92	10,32	2,180	113,782	1,623	1,463	139,953	12,780	19,091
5500	93	10,8	2,230	116,998	1,647	1,484	148,211	13,730	20,511
5750	92,5	11,16	2,268	119,375	1,665	1,500	154,115	14,429	21,556
6000	91,8	11,4	2,293	120,945	1,676	1,510	159,599	15,048	22,479
6250	91	11,64	2,318	122,502	1,688	1,521	164,800	15,646	23,372
6500	90,3	11,76	2,330	123,277	1,694	1,526	170,074	16,202	24,203
6750	88,8	11,88	2,343	124,048	1,699	1,531	173,681	16,602	24,801
7000	87,7	12	2,355	124,816	1,705	1,536	177,882	17,061	25,487
7200	87	12	2,355	124,816	1,705	1,536	181,504	17,409	26,006

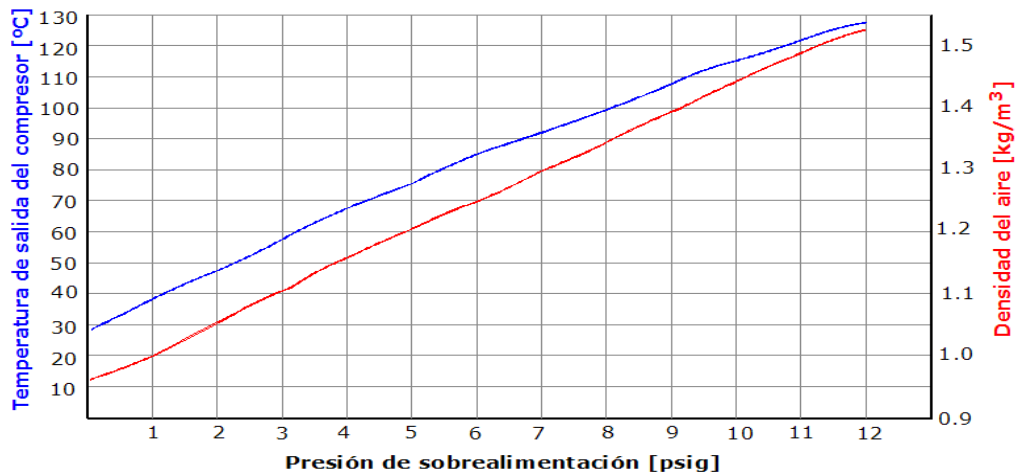
Fuente: Autor

La figura 3.3 muestra la manera en que la presión de sobrealimentación aumenta en función de la velocidad del motor. Hasta aproximadamente 3500 [RPM] la sobrealimentación esta por debajo del 35% de su máxima capacidad y no es sino hasta pasado las 5500 [RPM] donde la PS esta por encima del 90%. Esto es debido al *turbo lag* que es mas evidente en ciudades a una altura considerable. Por otro lado, el aumento en el flujo de aire es uniforme y constante, siendo los valores máximos proporcionales a la PS máxima.



**Figura 3.3 PS y  $W_{COR}$  en función de la velocidad del motor**

En la figura 3.4 se aprecia con claridad como se eleva la temperatura del aire al salir del compresor cuando la PS aumenta. Pese a este calentamiento del aire, la densidad se incrementa uniformemente, considerando que se opera en la ciudad de Quito. Por lo que a una PS de 5 [psig], la densidad del aire en el colector de admisión se equipara con la del nivel del mar ( $1,2 \text{ [Kg./m}^3\text{]}$ ), ocasionando que el motor opere como si estuviera a 1 atmósfera de presión, aumentando el rendimiento en por lo menos un 25%.



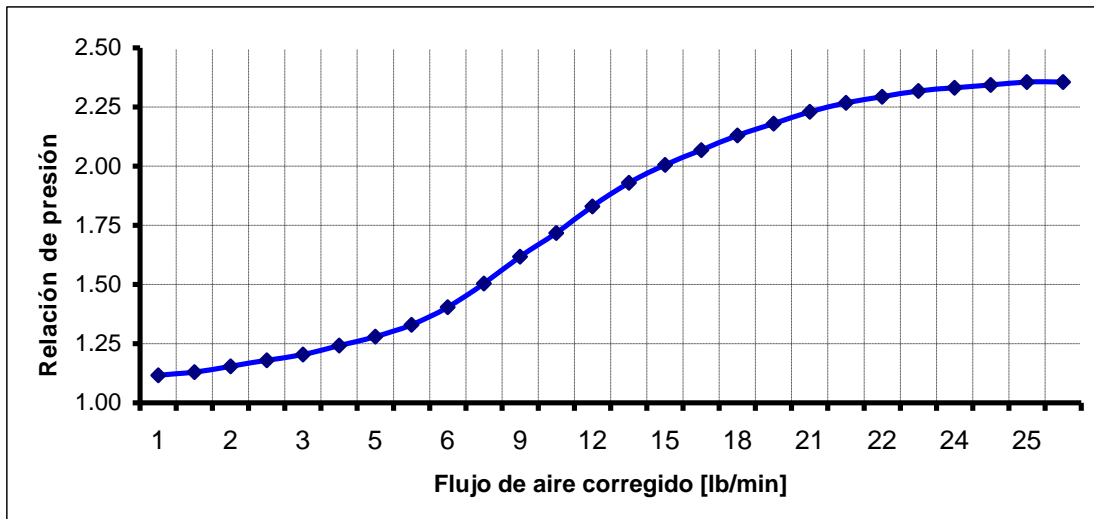
**Figura 3.4  $T_C$  y  $\rho$  en función de la presión de sobrealimentación**

### 3.2.5 UBICACIÓN DE DATOS EN LOS MAPAS DE COMPRESOR

La curva de la figura 3.5 muestra como la relación de presión y el flujo de aire corregido están relacionados. El súbito pico a partir de una RP de 1,5 se debe al *turbo lag* y a las condiciones atmosféricas, y a partir de una RP de 2, la proporción en la que aumentaba la RP se reduce. Esto es debido a que el flujo de aire en el turbo se estabiliza en el ultimo tercio de la curva originado por la válvula de descarga. En esta zona, la presión de sobrealimentación estará fluctuando debido a que las pulsaciones de los gases de escape provocan un funcionamiento no uniforme de la válvula de descarga, que para este caso limitará la PS a 12 [psig].



Estos datos son los necesarios ubicar en los mapas de flujo del compresor; esto principalmente permitirá definir la eficiencia en la que los puntos críticos están ubicados. Adicionalmente, se podrá conocer si la curva está dentro de los límites de oscilación y estrangulación, a más de conocer la velocidad a la que el turbo girará lo que proporcionará una idea de cual será los esfuerzos a los que los ejes y cojinetes estarán sometidos. Para la aplicación a la que va a ser sometido el vehículo de prueba, es necesario que el último tercio de la curva este en las zonas de máxima eficiencia.



**Figura 3.5 Relación de presión en función del flujo de aire corregido**

En el mercado nacional, la comercialización de turbos para su utilización en motores ECH es casi nula. Los pocos que se pueden encontrar son antiguos y por la escasez tienen un precio elevado. Esta situación no favorable, obliga a buscar turbos en mercados internacionales como Brasil, Estados Unidos o Argentina donde la comercialización y fabricación de turbos es mucho mayor permitiendo encontrar una gran variedad y a precios relativamente bajos.

Lastimosamente, no todas las marcas de turbos difunden las características técnicas de estos. Prácticamente todos los fabricantes limitan la información disponible al cliente a aplicaciones específicas de los autos comercializándolos en kits de turbo. Esto se debe a que la gran mayoría de los potenciales compradores de turbos no les es imprescindible este tipo de información.

Por lo tanto para la consecución del presente proyecto, la información técnica de los fabricantes de turbos limita las posibles opciones, por lo que solo se considerarán aquellos que dispongan de esta información.

En el anexo 2 se presenta mapas de compresor de posibles turbos a ser seleccionados en diferentes marcas cuya comparación y análisis serán determinadas en la siguiente sección.

### 3.2.6 INTERPRETACIÓN DE LOS DATOS UBICADOS EN LOS MAPAS DE COMPRESOR

Los mapas de flujo de compresor enseñan la eficiencia y velocidad del turbo para un punto específico. En la tabla 3.3 se muestra los resultados de la ubicación de los datos en los mapas, con la eficiencia y velocidad para velocidades del motor específicas.

**Tabla 3.3** Eficiencia y velocidad del turbo para velocidades específicas del motor

Turbocompresor		EFICIENCIA DEL COMPRESOR [%] / VELOCIDAD DEL TURBO [RPM]									
		Régimen del motor [RPM]									
Marca	Serie	3000		4000		5000		6000		7200	
Mitsubishi	TD04H-16T	62	90000	66	122000	73	128000	76	142000	76	146000
	TD04H-18T	65	88000	70	115000	75	135000	77	145000	75	153000
Greddy	TD04-E46	Oscilación		Oscilación		72	89000	74	9700	76	99000
	TD04B S-3	Oscilación		Oscilación		Oscilación		68	102000	71	105000
Turbonetics	T3 super 60	60	80000	65	110400	70	118000	72	130000	72	134000
KKK	K04	71	100000	70	135000	72	150000	72	165000	69	175000
	K24	71	75000	71	107000	72	120000	73	125000	75	130000
Garrett Serie T	T25 55 Trim	70	90000	71	123000	sobre velocidad		Sobre velocidad		Sobre velocidad	
	T25 60 Trim	67	90000	68	130000	71	145000	70	160000	Sobre velocidad	
	T3 40 Trim	67	70000	72	112000	70	133000	Sobre velocidad		Sobre velocidad	
	T3 45 Trim	70	70000	73	105000	72	123000	70	137000	60	160000
	T3 50 Trim	68	75000	73	101000	75	117000	73	135000	70	143000
	T3 60 Trim	65	70000	68	102000	72	115000	74	128000	73	133000
Garrett Serie GT	GT2252	68	90000	70	125000	77	140000	78	155000	75	170000
	GT2259	70	75000	71	105000	74	120000	74	134000	72	140000
Garrett Serie GT-R	GT2554R	60	87000	74	120000	70	135000	71	150000	68	160000
	GT2560R	65	79000	68	112000	70	123000	71	133000	72	137000

Fuente: Autor

El objetivo principal de la aplicación es que el compresor del turbo sea lo más eficiente posible a velocidades altas del motor, y que mantenga una eficiencia mínima del 65% a lo largo de la banda de velocidad del motor. Adicionalmente, la velocidad de funcionamiento del turbo no debe ser muy alta para aumentar su vida útil. Analizando las

alternativas en la tabla 3.3, y de acuerdo a los requisitos antes mencionados en la sección 3.2.1.1. se ha optado por realizar una preselección considerando las mejores opciones. En la tabla 3.4 se muestra los posibles turbos a escoger con sus principales características.

**Tabla 3.4** Características de los turbos preseleccionados

Turbocompresor		Características del turbo						
		Relación A/R Compresor / Turbina	Diámetro exductor (mm)	Tipo de cojinetes	Válvula de descarga	Ubicación	Precio	Disponibilidad
Marca	Serie							
Mitsubishi	TD04H-16T	0,57 / 0,57	N/D	Lisos	Interna	Japón	\$990	60 días
	TD04H-18T	0,57 / 0,57	N/D	Bolas	Interna	Japón	\$1100	60 días
Turbonetics	T3 Super 60	0,63 / 0,60	57	Lisos	Externa	USA.	\$442	30 días
KKK	K24	0,84 / 0,70	N/D	Lisos	Externa	Alemania	\$840	45 días
Garrett	T3 60 Trim	0,63 / 0,48	57	Lisos	Externa	Quito	\$500	Inmediata
	GT2259	0,42 / 0,56	50.3	Lisos	Externa	USA.	\$700	30 días
	GT2560R	0,60 / 0,64	53	Bolas	Interna	Canadá	\$600	45 días

Fuente: Autor

- Mitsubishi TD04H-16T. Excelentes prestaciones, eficiencia y velocidad del turbo, y prácticamente cumple todos los requerimientos de la aplicación. Sin embargo, el precio es muy elevado por lo que no se considerará esta alternativa.
- Mitsubishi TD04H-18T. Al igual que el modelo 16T, cumple todos los requerimientos de la aplicación pero el precio es muy elevado.
- Turbonetics T3 Super 60. El precio y las prestaciones son excelentes, pero al tener válvula de descarga externa, la instalación se dificulta. Además, debido a las características de la tecnología de fabricación de este tipo de turbos, el retardo del turbo es elevado considerando además que es soportado en cojinetes lisos.
- KKK K24. La relación A/R tanto del compresor como de la turbina, son muy elevados, por lo que no se considerará esta opción ya que el tiempo de retardo sería muy alto.
- Garrett T3 60 Trim. Una excelente alternativa por precio, eficiencia, disponibilidad y velocidad del turbo. Sin embargo, por su tecnología de fabricación no moderna, comparado con la serie GT, y además de contar con cojinetes lisos el tiempo de retardo es elevado.
- Garrett GT2259. Al pertenecer a la serie GT de Garrett, el turbo posee excelentes características de funcionamiento, eficiencia y

velocidad. Pese a tener cojinetes lisos, tiene una gran respuesta para disminuir el *turbo lag* debido a su baja relación A/R. La instalación se tornaría dificultosa por la adaptación de una válvula de descarga externa. Además, si un futuro es necesario aumentar la presión de sobrealimentación, el turbo resultaría muy pequeño para la aplicación.

- Garrett GT2560R. La nueva serie GT-R de Garrett, garantiza la disminución del tiempo de retardo del turbo por los cojinetes de bolas. La baja velocidad de operación del turbo mejora la vida útil de sus componentes, y permite con facilidad elevar la presión de sobrealimentación. Aunque el tiempo de disponibilidad es alto, cumple con todos los requerimientos mencionados en la sección 3.2.1.1.

### **3.2.7 TURBOCOMPRESOR SELECCIONADO**

El turbo seleccionado es de marca Garrett serie GT2560R. Este turbo ha sido seleccionado ya que cumple con todos los requisitos necesarios para la aplicación deseada descritos en la sección 3.2.1.1. Además, el precio es muy accesible comparado con turbos de mayores prestaciones. Adicionalmente, este turbo permite un funcionamiento normal a nivel del mar, así como también fiabilidad cuando la presión de sobrealimentación esta por encima de los 12 [psi] ya que la velocidad crítica del eje no es excedida. Su enfriamiento por agua permite que el aceite no aumente drásticamente su temperatura evitando así la instalación de un radiador de aceite.

La válvula integrada facilita notablemente la instalación ya que no será necesaria la modificación del colector de escape para adaptar una válvula de descarga externa. Su sustentamiento en cojinetes de bolas reduce el tiempo de retardo del turbo, y aumenta su vida útil ya que reduce la fricción en los ejes. Aunque el diámetro del exductor esta 3 [mm.] por encima de lo recomendado, la relación A/R de la carcasa está dentro de los límites requeridos anteriormente.

En la figura 3.6 se muestra un diagrama de flujo en el que se resume el proceso de selección de un turbocompresor.

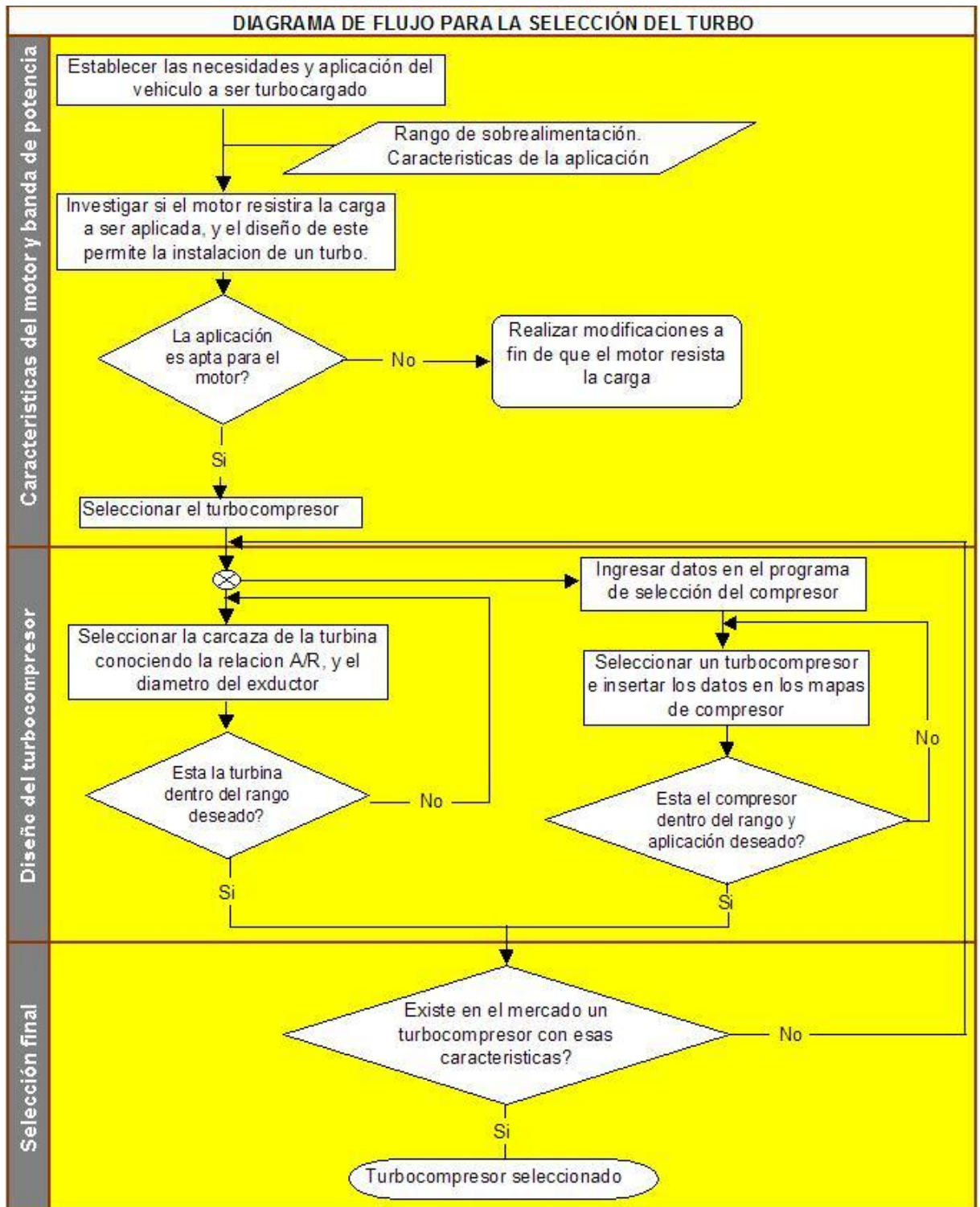


Figura 3.6 Diagrama de flujo para la selección del turbo

### 3.3 SELECCIÓN DE LOS ACCESORIOS DEL TURBOCOMPRESOR

La correcta selección de los accesorios del turbocompresor ayudan a crear un sistema eficiente que optimice y mejore las características del aire que proviene del turbo. Para esta aplicación particular es imperativo reducir las caídas de presión que se originan en las tuberías e interenfriador que conectan al turbo con el cuerpo de aceleración del motor. Además, el enfriamiento intermedio de la carga de aire es fundamental para conseguir un incremento considerable en el rendimiento del motor.

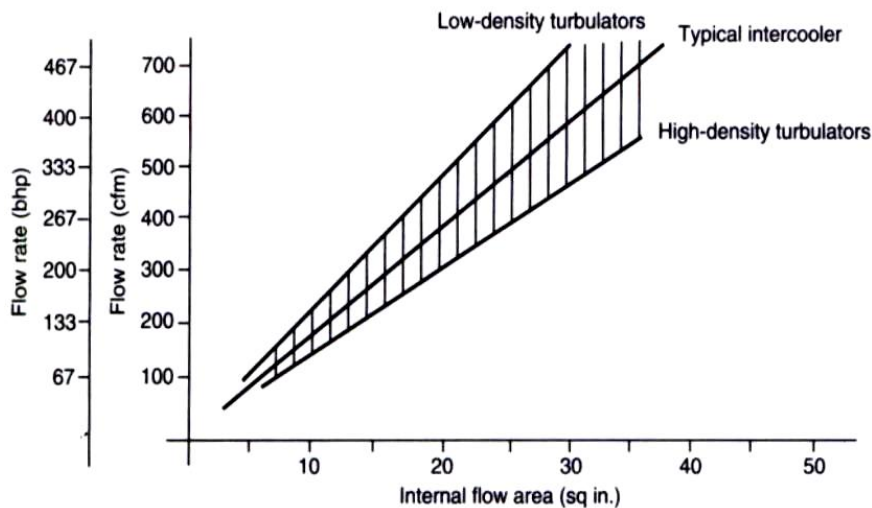
### **3.3.1 INTERENFRIADOR**

Ya que la prioridad de la aplicación es minimizar las caídas de presión, se ha optado por seleccionar un interenfriador aire - aire de paneles verticales. Este IE tiene pérdidas de presión de 0,2 a 0,5 [psi] por cada 15 [psi] de presión, según las especificaciones del fabricante; ya que los IE de paneles horizontales disponibles en el mercado tienen una caída de presión del 10% de la PS de entrada. Estas variaciones a más de depender del diseño propio del IE, dependen también de la cantidad de laminillas de los paneles, y de la masa de aire que entra hacia el IE.

Para el montaje e instalación del IE en el vehículo de prueba, se ha decidido modificar el guardachoque y soporte del guardachoque delantero para que el IE reciba aire directamente en el frente del auto. Por medio de una inspección previa del espacio disponible en la parte frontal del vehículo, las dimensiones máximas totales y admisibles del IE son de 700 [mm.] de largo, 400 [mm] de ancho y 76 [mm] de espesor. Además, las entradas y salidas deberán estar ubicadas en extremos opuestos para facilitar la instalación y montaje con las tuberías y mangueras.

Para determinar el tamaño de la coraza del interenfriador, se utiliza la figura 3.7, en la que los variables del eje de las ordenadas son la potencia estimada o el flujo volumétrico. Debido a que este mapa fue diseñado para su utilización a nivel del mar, y además no se toma en cuenta el valor de la densidad del aire, para los cálculos se tomará la potencia máxima estimada como variable del eje de las ordenadas.

La distribución de las laminillas en los paneles del interenfriador es determinante para llegar a un equilibrio entre pérdidas de presión y eficiencia. El trabajo de las laminillas es reducir el flujo laminar de la carga de aire, ocasionando que cada molécula de aire choque con las paredes de las laminillas e intercambie calor con ellas. Si la distribución de las laminillas es muy densa, el intercambio de calor y eficiencia aumenta a costa de una caída de presión mayor. Contrariamente, una pequeña cantidad de laminillas disminuirá considerablemente las pérdidas de presión, pero el intercambio de calor también será mínimo.



**Figura 3.7 Área interna de flujo estimada del interenfriador**

Una vez que se ha determinado el área interna de flujo, se puede calcular las dimensiones de la coraza. Con la mayoría de las corazas, aproximadamente un 45% del aire proveniente del turbo es capaz de entrar directamente en las laminillas interiores. La ecuación 3.13 se utiliza para encontrar el área de la cara de la carcasa que choca con el aire que viene del turbo.

$$Area_{cara\_aire\_turbo} = \frac{A_{int\_flujo}}{0,45} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Con la ecuación 3.14 es posible calcular el ancho de esta cara, que cambia de sentido dependiendo de la configuración de los paneles del interenfriador. Este valor está en función del espesor del IE. Los valores de estos son de 2 pulgadas hasta 4 pulgadas con incrementos de 0.5 pulgadas según el estándar de los fabricantes.

$$Ancho_{cara\_aire\_turbo} = \frac{Area_{cara\_aire\_turbo}}{Espesor_{IE}} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

En la tabla 3.5 se muestra un resumen de los cálculos para distintos espesores de corazas para una potencia estimada máxima de 200 [HP].

**Tabla 3.5 Dimensiones del interenfriador**

Densidad de las laminillas	Área interna de flujo. Cm <sup>2</sup>	Área <sub>cara_aire_turbo</sub> Cm <sup>2</sup>	Ancho de la coraza (cm.)			
			Espesor del interenfriador (cm.)			
			5,08	6,35	7,62	8,89
Baja	80,75	179,2	35,3	28,2	23,5	20,2
Normal	106,5	236,6	46,6	37,3	31,0	26,6
Alta	129	286,7	56,4	45,1	37,6	32,2

Fuente: Autor

Para determinar el largo o altura de los paneles (dependiendo de la configuración), se utiliza la ecuación 3.15.

$$H_{panel} = \frac{Area_{cara\_aire\_turbo}}{A_{panel} \times N_{paneles}} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Cada uno de los fabricantes tiene un método de fabricación diferente siendo las variables la densidad de las laminillas, las dimensiones de la coraza, el número y ancho de los paneles, por lo que existen un sinnúmero de opciones viables. A continuación en la tabla 3.6 se muestra las posibles configuraciones de longitud de la coraza, variando el ancho de cada panel y el número de estos. El cálculo se ha hecho en base a una distribución de laminillas de los paneles normal. Por lo tanto el valor del área de la cara de la carcaza que choca con el aire que viene del turbo es de 236,6 [cm<sup>2</sup>].

**Tabla 3.6** Longitud de los paneles del interenfriador en centímetros

Número de paneles	Ancho de cada panel (cm.)						
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
5	118,30	94,64	78,87	67,60	59,15	52,58	47,32
10	59,15	47,32	39,43	33,80	29,58	26,29	23,66
15	39,43	31,55	26,29	22,53	19,72	17,53	15,77
20	29,8	23,66	19,72	16,90	14,79	13,14	11,83
25	23,66	18,93	15,77	13,52	11,83	10,52	9,46
30	19,72	15,77	13,14	11,27	9,86	8,76	7,89
35	16,90	13,52	11,27	9,66	8,45	7,51	6,76
40	14,79	11,83	9,86	8,45	7,39	6,57	5,92

Fuente: Autor

De acuerdo a todos estos precedentes se ha seleccionado un interenfriador con las siguientes características de acuerdo al fabricante:

**Tabla 3.7** Especificaciones del interenfriador seleccionado

Disposición de los paneles	Vertical
Disposición de las tomas de entrada y salida de aire	Opuestas Invertidas
Distribución laminillas	Normal
Largo total [cm.]	66,04
Ancho total [cm.]	25,4
Espesor [cm.]	7,62
Longitud de la coraza [cm.]	49,53
Ancho de la coraza [cm.]	15,24
Area frontal [cm <sup>2</sup> .]	754,84
Longitud de los paneles [cm.]	15,24
Ancho del panel [cm.]	0,53
Número de paneles	32
Área interna de flujo [cm <sup>2</sup> .]	278



Eficiencia @ 12 psi. [%]	80
Caída de presión @ 12 psi. [psi]	0,35

Fuente: ETD Motors

El intercooler seleccionado tiene una configuración de paneles vertical lo que permite una notable disminución en la caída de presión. A pesar de que el área interna de flujo es aproximadamente 17,5% mayor al necesario, el fabricante especifica una caída máxima de presión de 0,5 [psi] por cada 15 [psi]. Además, ya que por el diseño del interenfriador, el área frontal y espesor del IE es de mayor tamaño lo que favorece una mejor eficiencia, sin aumentar las caídas de presión.

### **3.3.2 VÁLVULAS**

#### **3.3.2.1 Válvula de alivio**

La selección de la válvula de alivio depende de la cantidad de PS en el sistema al momento de cerrar la válvula mariposa del cuerpo de aceleración. La mayoría de válvulas en el mercado soportan hasta 20 [psi]. Si la presión de trabajo fuera mayor, sería necesaria una válvula que cumpla con estas prestaciones. Por lo tanto, se ha seleccionado una válvula de alivio de marca SPA Turbo por su facilidad de instalación, tamaño y precio.

#### **3.3.2.2 Válvula de descarga**

Para facilidad de instalación, se ha optado por instalar una válvula de descarga interna o integrada al turbo. El turbo seleccionado cuenta con dicha válvula que de acuerdo al fabricante y sus especificaciones, cumple con todas las exigencias necesarias para la aplicación.

### **3.3.3 TUBERÍAS**

Para la instalación se procederá a instalar conductos de hierro fundido de 2 pulgadas de diámetro. La longitud del diseño de las tuberías será lo mas corto posible para minimizar pérdidas, además se evitará dobleces muy pronunciados. Las uniones y conexiones se realizarán con mangueras de caucho especiales para motores turbo que se encuentran en el medio, y aseguradas en sus dos extremos con abrazaderas de bronce como se indicó en la sección 2.4.3.3.

## **3.4 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE TURBOCOMPRESOR**

Con todos estos precedentes se puede estimar el funcionamiento del sistema del turbocompresor, sin embargo, es necesario suponer algunos valores, sobre todo los que no son especificados por los fabricantes.

### 3.4.1 COMPORTAMIENTO DEL AIRE DESDE EL TURBO HASTA EL INTERENFRIADOR.

Una vez calculado el comportamiento del aire al pasar por el turbo, existe una pérdida de presión hasta llegar al interenfriador, lo cual afecta la densidad y comportamiento del aire.

Primeramente se estima una pérdida de presión desde la salida del compresor hasta la entrada al intercooler ( $\Delta P_2$ ) que será igual a 0,5 [psig]. Por lo tanto la PS absoluta a la entrada del IE se calcula con la ecuación 3.16.

$$PS_{ANTES\_IE} = PS_{ABS} - \Delta P_2 \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Entonces:

$$PS_{ANTES\_IE} = 22,591 - 0,5 = 22,091 \text{ [psia]}$$

Debido al cambio en la PS existe una nueva relación de presión entre la presión del aire a la salida del turbo y a la entrada del interenfriador ( $RP_{\Delta P_2}$ ). Para determinar esta relación se utiliza la ecuación 3.17.

$$RP_{\Delta P_2} = \frac{PS_{ANTES\_IE}}{PS_{ABS}} \quad \text{Ecuación 3.17}$$

Por lo que:

$$RP_{\Delta P_2} = \frac{22,091}{22,591} = 0,978$$

Al ser un valor menor que uno, indica que la densidad del aire va a disminuir. Se asume que la temperatura del aire desde el turbo hasta el IE se mantendrá constante por la velocidad con la que pasa el aire por los conductos. Por lo tanto, al existir una variación mínima en la temperatura, se asume también que la relación de presión es igual a la relación de densidad (Ecuación 3.8). Además, por seguridad y aislamiento de los conductos serán recubiertos con un material que impida la transferencia de calor con el exterior. Para calcular la densidad del aire antes de entrar al interenfriador ( $\rho_{ANTES\_IE}$ ) se usa la ecuación 3.18.

$$\rho_{ANTES\_IE} = RP_{\Delta P_2} \times \rho_C \quad \text{Ecuación 3.18}$$

Entonces:

$$\rho_{ANTES\_IE} = 0,978 \times 1,536 = 1,502 \text{ [Kg./m}^3\text{]}$$

### 3.4.2 COMPORTAMIENTO DEL AIRE AL PASAR POR EL INTERENFRIADOR

Una vez que el aire llega al interenfriador, existe un cambio drástico en la temperatura de este, y por lo tanto un aumento de la densidad. Para calcular la temperatura del aire al salir del IE, y que se considerará constante hasta llegar al motor, se utiliza la ecuación 3.19.

$$T_{MOTOR} = T_C \times \left(1 - \frac{\eta_{IE}}{100}\right) \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Donde:

$T_{MOTOR}$  Temperatura del aire al ingresar al motor.

$\eta_{IE}$  Eficiencia del interenfriador especificada por el fabricante.

Por lo que:

$$T_{MOTOR} = 124,816 \times \left(1 - \frac{80}{100}\right) = 24,963 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La PS disminuye al pasar por el interenfriador y que de acuerdo al fabricante existe una caída de presión ( $\Delta P_{IE}$ ) de 0,3 [psi]. Por lo tanto la PS absoluta a la salida del IE ( $PS_{DESPUES\_IE}$ ) se calcula con la ecuación 3.20.

$$PS_{DESPUES\_IE} = PS_{ANTES\_IE} - \Delta P_{IE} \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Entonces:

$$PS_{DESPUES\_IE} = 22,091 - 0,3 = 21,791 \text{ [psia]}$$

Debido al cambio en la presión de sobrealimentación existe una nueva relación de presión entre la presión del aire a la entrada del IE y la salida del interenfriador ( $RP_{\Delta P2}$ ). Para determinar esta relación se utiliza la ecuación 3.21.

$$RP_{IE} = \frac{PS_{DESPUES\_IE}}{PS_{ANTES\_IE}} \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Por lo que:

$$RP_{IE} = \frac{21,791}{22,091} = 0,986$$

En consecuencia de un cambio de temperatura y presión, es necesario calcular la relación de densidad en el interenfriador ( $R\rho_{IE}$ ), y se lo hace con la ecuación 3.22.

$$R\rho_{IE} = \left(\frac{T_C + 273}{T_{MOTOR} + 273}\right) \times RP_{IE} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Entonces:

$$R\rho_{IE} = \left( \frac{124,816 + 273}{24,963 + 273} \right) \times 0,986 = 1,317$$

Con esta relación de densidad, es posible calcular la densidad del aire al salir del interenfriador ( $\rho_{DESPUES\_IE}$ ) con la siguiente ecuación.

$$\rho_{DESPUES\_IE} = R\rho_{IE} \times \rho_{ANTES\_IE} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

Entonces:

$$\rho_{DESPUES\_IE} = 1,502 \times 1,317 = 1,979 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

### 3.4.3 COMPORTAMIENTO DEL AIRE DESDE EL INTERENFRIADOR HASTA EL MOTOR

Al igual que en la sección 3.4.1, se estima una pérdida de presión desde la salida del interenfriador hasta la entrada la válvula mariposa ( $\Delta P_3$ ) que será igual a 0.5 [psig]. Por lo tanto la PS absoluta en el cuerpo de aceleración ( $PS_{MOTOR}$ ), y por lo tanto la presión que entrará al motor la entrada, se calcula con la ecuación 3.24

$$PS_{MOTOR} = PS_{DESPUES\_IE} - \Delta P_3 \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Entonces:

$$PS_{MOTOR} = 21,791 - 0,5 = 21,291 \text{ [psia]}$$

Debido al cambio en la presión de sobrealimentación existe una nueva relación de presión entre la presión del aire a la salida del interenfriador y a la entrada al motor ( $RP_{\Delta P_3}$ ). Para determinar esta relación se utiliza la ecuación 3.25.

$$RP_{\Delta P_3} = \frac{PS_{MOTOR}}{PS_{ANTES\_IE}} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Por lo que:

$$RP_{\Delta P_2} = \frac{21,291}{21,791} = 0,978$$

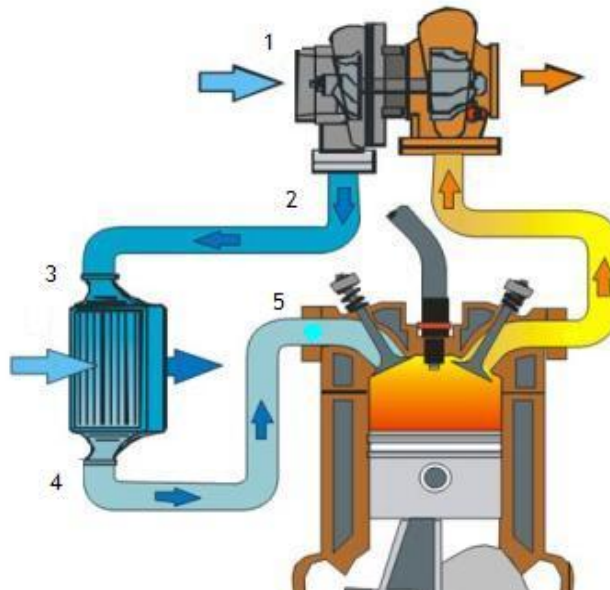
Para determinar la densidad con la que el aire va a entrar al motor ( $\rho_{MOTOR}$ ) se aplica el mismo concepto que la sección 3.4.1, y se calcula con la ecuación 3.26.

$$\rho_{MOTOR} = RP_{\Delta P_3} \times \rho_{DESPUES\_IE} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Entonces:

$$\rho_{ANTES\_IE} = 0,978 \times 1,979 = 1,933 \text{ [Kg./m}^3\text{]}$$

En la figura 3.17 se indica como el aire pasa a través de todo el sistema y además en la tabla 3.8 se resume el comportamiento de la presión, temperatura y densidad del aire a lo largo de todo el sistema de sobrealimentación.



**Figura 3.8 Resumen del comportamiento del aire a través del sistema**

**Tabla 3.8** Resumen del comportamiento del aire a través del sistema

Referencia	Presión [psia]	Temperatura [°C]	Densidad [Kg./m <sup>3</sup> ]
1	10,591	15	0,901
2	22,591	124,816	1,536
3	22,091	124,816	1,502
4	21,791	24,963	1,979
5	21,291	24,963	1,933

Fuente: Autor

### 3.4.4 SOFTWARE DE SELECCIÓN

Para facilitar el cálculo se ha realizado un software capaz de realizar todos estos cálculos de una manera rápida y sencilla. El programa utilizado fue MathCad Profesional versión 2001 y 4D Engine (TM) versión 6.8.2. Las corridas de los programas están adjuntas en el anexo 1, además el software está disponible en el disco compacto adjunto.

Para acceder al programa se ingresará con el archivo ejecutable: *Turbo.exe* y en la pantalla de inicio se seleccionará la opción *File* en la barra de herramientas, y se accederá utilizando la opción *Procesar*. Se

ingresarán los siguientes datos de acuerdo al procedimiento de cálculo realizado de acuerdo a las secciones 3.2 y 3.4.

- Datos de las condiciones ambientales donde se operará el turbo.
- Datos del vehículo de prueba.
- Datos de las aspiraciones reales del turbocompresor.
- Datos de las aspiraciones reales del sistema de turbocompresor.

Obteniéndose como resultados los puntos críticos de operación del turbo para que el usuario pueda ubicarlos en los mapas de flujo de compresor, y estos son:

- Relación de presión en el compresor.
- Flujo de aire másico corregido en libras por minuto.

Adicionalmente, el software calcula el comportamiento del aire a través del sistema, obteniéndose un resumen similar a la tabla 3.8.

Finalmente, el usuario del programa puede imprimir los datos iniciales y los resultados de una manera rápida y sencilla.

## **CAPÍTULO IV**

### **INSTALACIÓN Y PRUEBAS DE CAMPO**

#### **4.1 DETERMINACION DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR**

El vehículo de prueba cumple con las condiciones requeridas para la instalación del turbocompresor. Sin embargo, es necesario modificar algunos componentes del motor y sistemas anexos para que la adaptación del sistema y su funcionamiento sean óptimos.

##### **4.1.1. PISTONES**

Se ha seleccionado pistones forjados de una aleación de aluminio (AlSi 18), de geometría cóncava cuya relación de compresión es de 8,5:1. Estos pistones son de marca IAPPEL y fabricados específicamente para su utilización en motores turbo, los cuales son mostrados en la figura 4.1.

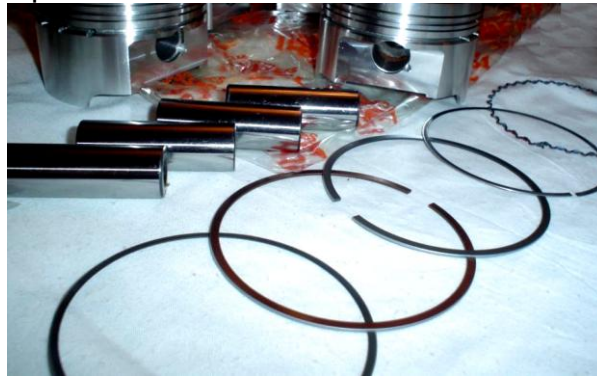


**Figura 4.1 Pistones de aluminio forjado de marca IAPEL**

#### **4.1.2. PERNO Y AROS DEL PISTÓN**

Se ha seleccionado pernos o bulones igualmente de la marca IAPEL los cuales fueron adquiridos en forma conjunta con los pistones. El material de fabricación es acero nitrurado y de acuerdo a especificaciones del fabricante soporta todas las cargas inerciales y de potencia de un motor turbo.

Igualmente los aros del pistón fueron adquiridos en IAPEL, fabricados exclusivamente para los pistones antes mencionados garantizando su funcionamiento óptimo en motores turbo ya que el aro de compresión es fabricado de hierro nodular. En la figura 4.2 se muestra los pernos y aros del pistón.



**Figura 4.2 Perno y aros del pistón**

#### **4.1.3. BIELAS Y COJINETES**

Las bielas seleccionadas son de marca OPEL y son las utilizadas en los motores alemanes OPEL sobrealimentados. Su material es de hierro fundido y según las especificaciones de fábrica soportan hasta 8000 [RPM], las que son mostradas en la figura 4.3. Los cojinetes de bancada y de biela igualmente son de marca OPEL adquiridos conjuntamente con las bielas para garantizar su correcto acoplamiento.



**Figura 4.3 Bielas marca OPEL**

#### **4.1.4. COMPARACIÓN ENTRE CONJUNTO PISTÓN BIELA**

La diferencia entre los componentes adquiridos y los que estaban instalados en el motor es notoria, ya que los pistones son cóncavos y el vástago de la biela es mas grueso lo que aumenta su inercia y por lo tanto su resistencia. Las diferencias son apreciadas más claramente en las siguientes figuras.



**Figura 4.4 Comparación entre el conjunto pistón – biela**

#### **4.1.5. CIGÜEÑAL**

El cigüeñal no tenía defectos ni daños por lo que se decidió no reemplazarlo. Sin embargo, para el acoplamiento con las bielas mediante los cojinetes fue necesario rectificar los muñones para que las tolerancias sean las especificadas por el fabricante. Además, se procedió a balancear el conjunto del cigüeñal, volante y polea a fin de garantizar la no presencia de vibraciones hasta 10000 [RPM].





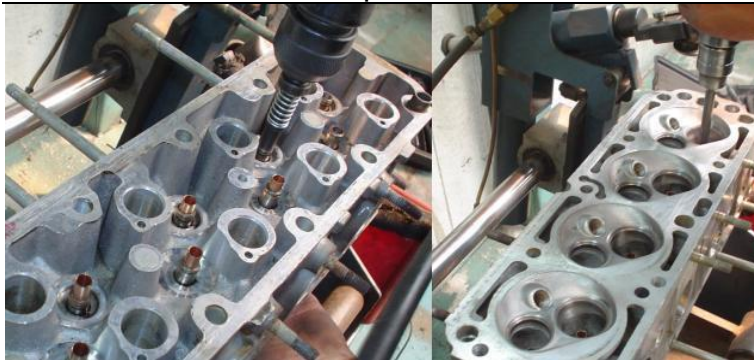
**Figura 4.5 Rectificación del cigüeñal**

#### **4.1.6. BOMBA DE ACEITE Y DE AGUA**

Pese a que las bombas de agua y aceite no presentaban averías o daños cuando el motor fue desarmado, se procedió a cambiarlas por unas nuevas de fábrica. Todo esto fue realizado para garantizar que la presión de trabajo de las bombas de agua y aceite este dentro de los tolerancias permisibles para el motor y el turbo.

#### **4.1.7. CULATA Y JUNTA DE CULATA**

Después de una inspección visual, se concluyó que la culata estaba en buenas condiciones por lo que se procedió a pulir los conductos de admisión y escape para que estos no presenten resistencia al fluido de gases. Además, las imperfecciones en la CC fueron eliminadas para evitar autoencendido. Las guías y asientos de válvulas fueron rectificadas a fin de que el acoplamiento de las válvulas esté dentro de las tolerancias permisibles como se muestra en la figura 4.6.



**Figura 4.6 Rectificación de la culata**

A fin de que la disminuir la relación de compresión del motor, se optó por instalar una junta de culata adicional al original; es decir, se instalaron dos juntas de culata originales de fábrica. Lastimosamente, en el mercado no fue posible adquirir juntas especiales como se describió en la sección 2.6.1.3.2.

#### **4.1.8. BLOQUE DEL MOTOR**

Debido a la instalación de los pistones forjados, fue necesario el reemplazo de las camisas, cuya tolerancia tuvo que ser ajustada de acuerdo a los nuevos pistones y aros del pistón. Además, el huelgo de los aros o comúnmente llamada "luz", fue 10% más de lo normal; esto se debe a que el turbo genera una presión y temperatura superior, lo cual expande los aros del pistón. Con esa sobre medida del huelgo, es posible tener un margen de seguridad mayor de una futura falla en los aros.



**Figura 4.7 Instalación y rectificación de camisas en el bloque del motor**

#### **4.1.9. CÁRTER DEL MOTOR**

En el cárter del motor se realizó una modificación a fin de canalizar el retorno de aceite proveniente del turbo. Para esto se perforó una de las paredes superiores del cárter a fin de acoplar un neplo, el cual está conectado con la manguera de retorno como se muestra en la figura 4.8.



**Figura 4.8 Neplo acoplado al cárter para retorno de aceite**

#### **4.2 MODIFICACION DE LOS SISTEMAS ANEXOS**

##### **4.2.1 SISTEMA DE ADMISIÓN**

Debido a la nueva ubicación del filtro de aire debido a la instalación del turbo, todo el sistema de depuración de la toma de admisión fue removido, pues en su lugar estarán ubicadas las mangueras y tuberías del sistema del turbo. El colector de admisión y el cuerpo de aceleración no fueron modificados debido al alto precio que significa realizar esta

modificación. No obstante, se instaló un filtro de aire cónico de alto rendimiento para un mejor flujo de aire y una menor caída de presión.

Adicionalmente, en los motores atmosféricos, existen mangueras que están conectadas desde la tapa de válvulas del motor hacia el cuerpo de aceleración; estas mangueras mediante el vacío ocasionado en el colector de admisión, permite el retorno de exceso de gases del motor hacia la admisión. Al instalar un sistema de turbo, la presión en el colector será mayor que la atmosférica, por lo que estas mangueras en lugar de desfogar gases, permitirán el ingreso de aire a mayor presión al motor. Esta situación ocasionará daños muy marcados en el motor, específicamente el soplado de la junta de la culata.

Para evitar este problema, las mangueras no pueden ir conectadas al colector de admisión. Debido a que el motor necesita ese desfogue de gases, se debe instalar un pequeño filtro de aire que va conectado a la manguera, y que permitirá la normal evacuación de gases al ambiente. Adicionalmente, los conductos a los cuales iban conectadas estas mangueras en el colector de admisión deben ser bloqueados, a fin de evitar una fuga de aire.

#### 4.2.2 SISTEMA DE ESCAPE

Se ha optado por instalar un colector de escape de hierro fundido fabricado específicamente para la aplicación en motores turbo. Dicho colector es de marca SPA Turbo y fue adquirido en Brasil. La decisión por la que se seleccionó este colector fue por el precio y además por la facilidad de instalación ya que se acopla sin ningún problema al motor y al turbo.



**Figura 4.9 Colector de escape para motor Chevrolet Corsa**

El tubo de escape que se acopla al turbo debe ser fabricado a medida, de acuerdo al posicionamiento del turbo dentro del motor, para posteriormente acoplarlo con el resto del sistema de escape. El diámetro de la tubería de escape es de 2,5 [pulg.] de acuerdo a la tabla 2.9, manteniendo el catalizador y silenciadores para ajustarse a las normas ambientales de ruido y contaminación. Además, ya que el turbo tiene la válvula de descarga integrada, no fue necesario un conducto adicional, facilitando notablemente la instalación. En la figura 4.10 se aprecia el tubo de escape del turbo o comúnmente conocido como “*downpipe*”.



**Figura 4.10** Tubo de escape del turbo o “*downpipe*”

### **4.2.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN**

#### **4.2.3.1 Válvulas, balancines, resortes y propulsores**

El momento que el motor es modificado para pasar de atmosférico a turbo, es imperativo que todas los componentes, sobre todo las piezas móviles se encuentren en un excelente estado.



**Figura 4.11** Componentes de la distribución del motor

Es por esa razón, que se decidió reemplazar todos los componentes de la distribución que incluyen las válvulas, balancines, resortes, propulsores, seguros y guías por nuevos de fábrica, para así garantizar el correcto funcionamiento del motor y la fiabilidad del mismo.

#### **4.2.3.2 Árbol de levas.**

Se optó por instalar un nuevo árbol de levas para aumentar la eficiencia volumétrica del motor, y para que el cruce de válvulas sea el correcto para el funcionamiento del sistema. Por esta razón, se contacto con el personal técnico de SPA Turbo en Sao Paolo - Brasil, ya que esta empresa se dedica a la fabricación de componentes del motor para alto rendimiento. Su especialización son vehículos de las principales líneas

ensambladoras de ese país como son la General Motors y la Volkswagen. Gracias a esto, SPA Turbo diseña y fabrica componentes de competencia para el vehículo de prueba de esta investigación; por lo que, consecuentemente fue adquirido un árbol de levas específicamente fabricado para el motor C16NE con turbo.

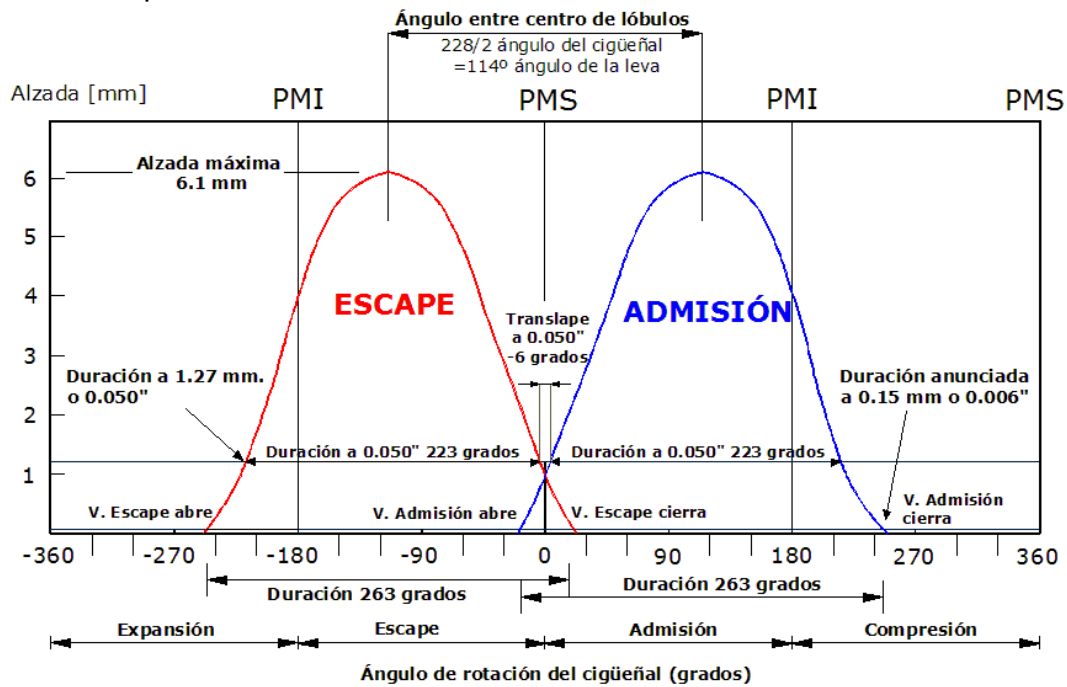


Figura 4.12 Diagrama del árbol de levas adquirido

#### 4.2.3.3 Polea de distribución

Para una configuración óptima del árbol de levas adquirido, fue necesaria la instalación de una polea de distribución regulable, la cual permite avanzar o retardar el ángulo de ubicación del árbol hasta en  $10^\circ$ . De igual manera, la polea fue adquirida en SPA Turbo, Brasil, para que el funcionamiento de el conjunto árbol de levas – polea, sea lo mas óptimo posible.

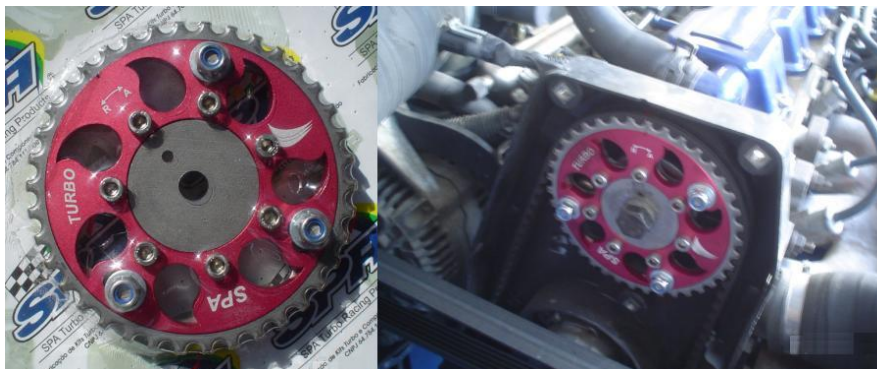
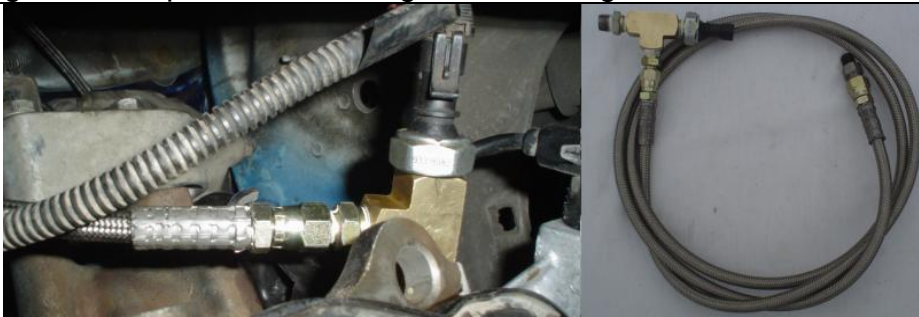


Figura 4.13 Polea de distribución regulable

#### 4.2.4 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

El sistema de lubricación del motor fue modificado a fin de tener una línea de aceite limpio para que pueda lubricar el turbo. Se optó por manufacturar un neplo en forma de T para enroscarlo en el interruptor de señal de presión de aceite, ya que este recibe directamente aceite de la bomba. Es posible tomar el aceite de algún otro lugar como por ejemplo el bloque o la culata, pero en el caso de que esto suceda, es probable que de exista una falta de lubricación en los elementos de la distribución o el turbo. Además, la manguera que dirige el aceite hacia el turbo, es una manguera especial R-15 la cual es muy flexible y esta recubierta de acero inoxidable. Esto permite que la manguera sea fiable a la elevada presión y temperatura del aceite. Además, por esta misma razón los neplos en los cuales va acoplada la manguera, es decir el neplo T y el neplo con rosca de entrada de aceite del turbo, deben ser sellados a alta presión para así garantizar que no existan fugas en la manguera.



**Figura 4.14** Línea y neplo de aceite

#### **4.2.5 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

Al instalar el colector de escape y el turbo, existe un espacio mínimo entre el turbo y el radiador, por lo que una vez puesto en funcionamiento y por las vibraciones propias del motor, era muy probable que estos elementos choquen. Para solucionar este problema fue necesario adquirir un nuevo radiador de menor longitud a fin de poder ubicarlo a una distancia prudente del turbo. Además, fue necesaria la instalación de nuevas bases y soportes para su normal acoplamiento. Debido a que el radiador adquirido es de la misma marca pero de modelo distinto que el original, la mayoría de las mangueras pudieron conectarse sin ningún problema. Adicionalmente, fue necesario adaptar una extensión en la manguera que va desde el radiador al motor a fin de que funcione correctamente, como se ve en la figura 4.15



### Figura 4.15 Adaptación de las mangueras del radiador

Ya que el turbo seleccionado es refrigerado por agua, es necesario que existan líneas de refrigeración hacia el turbo, y de retorno hacia el depósito de refrigerante del motor. Por esta razón, se realizaron modificaciones a fin de satisfacer esta necesidad. Primeramente, se acopló un nepló en el radiador, el que está conectado a la manguera que refrigera el turbo. Además, se realizó un corte en una de las mangueras de retorno hacia el depósito, instalando un nepló T, permitiendo la instalación de la manguera de retorno de refrigerante proveniente del turbo. Finalmente, se recubrió las mangueras con cinta de aluminio resistente a altas temperaturas pues estas mangueras están muy próximas al colector de escape y a la turbina del turbo. Todo este proceso se observa en la figura 4.16.



Figura 4.16 Adaptación de las mangueras de refrigeración del turbo

## 4.2.6 SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

### 4.2.6.1 Sistema independiente de inyección electrónica

Como se mencionó en el capítulo 2, en motores turbo es imperativo un mayor flujo de combustible, y se aplicará la ecuación 2.14 para determinar la cantidad aproximada de flujo de combustible por cilindro.

Por lo que, la potencia máxima estimada como se dijo anteriormente es de 200 [HP], el consumo específico de combustible (CEC) típico de un motor turbocargado es de 0,55 [lb./HP.hr.], el número de cilindros es cuatro considerando un número de inyectores por cilindro de uno. Finalmente, el ciclo de trabajo de los inyectores será del 80 %. Reemplazando estos datos en la ecuación 2.14 tenemos:

$$F_{inector} = \frac{200 [HP] \times 0,55 [lb / HP.hr]}{4 \times 1 \times 0,8} = 34,375 [lb / hr]$$

Es necesario que cada inyector sea capaz de suministrar 34,375 [lb./hr.] de combustible para mantener una mezcla lo suficientemente rica para obtener el mayor rendimiento sin arriesgar la fiabilidad del motor. Para transformar las unidades de libras por hora a centímetros cúbicos por minuto (unidad con la que se comercializan los inyectores) se multiplica por un factor como lo muestra la ecuación 4.1.

$$F_{inyector} \left[ \frac{cm^3}{min} \right] = F_{inyector} \left[ \frac{lb}{hr} \right] \times 10.5 \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Por lo que:

$$F_{inyector} \left[ \frac{cm^3}{min} \right] = 34,375 \left[ \frac{lb}{hr} \right] \times 10,5 = 360,93 \left[ \frac{cm^3}{min} \right]$$

Los inyectores de fábrica del vehículo de prueba son de 200 [cm<sup>3</sup>/min] por lo que no abastecerían los requerimientos necesarios para un correcto funcionamiento. Actualmente en los mercados internacionales existen inyectores del caudal requerido de flujo; no obstante, como se mencionó previamente, este tipo de inyectores sin un controlador electrónico aumentarían el consumo de combustible en bajo régimen del motor, además de su precio elevado. Por lo tanto, se optó por instalar un sistema independiente de inyección electrónica con dos inyectores adicionales para evitar reprogramar la computadora del vehículo permitiendo que este funcione normalmente en bajo régimen del motor (es decir cuando no existe presión de sobrealimentación). Este sistema, al ser independiente, funcionará solo cuando exista PS manteniendo la mezcla correcta en todo la banda de velocidad del motor. El caudal de flujo de los inyectores adicionales se determina de la siguiente manera:

El flujo total de combustible que necesita el motor, es decir de los cuatro inyectores sería de:

$$F_{inyector\_total} = F_{inyector} \times 4 = 1443,75 \text{ cm}^3 / \text{min} \text{ [cm}^3/\text{min.]}$$

Sustrayendo este valor para la capacidad nominal de flujo de los inyectores del motor del vehículo de prueba, obtenemos la diferencia en [cm<sup>3</sup>/min.] que es necesario compensar:

$$\text{Diferencia de flujo} = 1443,75 - (200 \times 4) = 443,75 \text{ cm}^3 / \text{min}$$

Por lo que es necesario instalar un inyector adicional de al menos 443,75 [cm<sup>3</sup>/min.], o dos de 221,87 [cm<sup>3</sup>/min.]; consecuentemente, fueron adquiridos 2 inyectores adicionales de 250 [cm<sup>3</sup>/min.], los cuales suplirán sin ningún problema la necesidad de combustible adicional. La instalación de los inyectores fue realizada en la tubería antes de ingresar al cuerpo de aceleración siguiendo las recomendaciones antes mencionadas como se ve en la figura 4.17.





Figura 4.17 Inyectores adicionales y controlador electrónico

El controlador electrónico fue adquirido en SPA Turbo en Brasil, de la marca Digipulse y de la serie Pressure. Este dispositivo, o gerenciador electrónico de inyectores adicionales, basa su funcionamiento en una sincronización entre el sistema de encendido del motor, el pulso de inyección que varía de acuerdo al régimen del motor, y la cantidad de combustible inyectada y corregida, que cambia directa y proporcionalmente con la variación de la presión de sobrealimentación generada por el turbo. A medida de la PS aumenta, el pulso de inyección también aumenta de acuerdo a los ajustes realizados en este dispositivo. Gracias a esto, es posible conseguir una igualdad en la distribución de combustible para todos los cilindros para cualquier PS y velocidad del motor. Los ajustes de este sistema, son realizados en tiempo real, y con la ayuda de accesorios como un manómetro de presión de sobrealimentación, y un medidor de la mezcla aire - combustible, se puede obtener la optimización del rendimiento con el menor consumo de combustible posible.

#### 4.2.6.2 Presión de combustible

La bomba de combustible del vehículo de prueba tiene una presión nominal de 3 [bar] o 45 [psi] aproximadamente. Esta presión es suficiente para suministrar combustible a los cuatro inyectores de fábrica. Sin embargo, al instalar dos inyectores adicionales, la bomba tendrá que suministrar combustible a seis inyectores, o un caudal de flujo de 1444 [cm<sup>3</sup>/min], que es 45% más que lo de fábrica. Para que la presión en cada uno de los seis inyectores sea la misma, y así optimizar el sistema, la presión de combustible en el sistema debe ser aumentada. Por lo tanto, ha sido instalado un aumentador de presión con regulación de marca SPA Turbo en la línea de retorno de combustible.

#### 4.2.7 SISTEMA DE CONTROL ELECTRÓNICO DEL MOTOR

Para que el motor tenga un mejor desempeño en el tercio alto del régimen de velocidad del motor, se optó por instalar un chip para que el corte de inyección de combustible este a las 7500 [RPM]. Sin embargo,

para las pruebas se establecerá como velocidad máxima del motor las 7000 [RPM].

## 4.2.8 OTRAS MODIFICACIONES

### 4.2.8.1 Dirección hidráulica

Los conductos del fluido de la dirección hidráulica desde el depósito de almacenamiento hacia la bomba y viceversa tenían un contacto directo con el turbo, por lo que fue imperativo su re-posicionamiento a fin de mantener este accesorio funcionando correctamente. Para esto, los conductos fueron redireccionados por la parte superior del compartimiento del motor, específicamente por la parte superior del electro ventilador como lo muestra la figura 4.18, evitando el contacto con la superficie caliente del turbo.



Figura 4.18 Modificación de los conductos de la dirección hidráulica

### 4.2.8.2 Carrocería del vehículo

La carrocería del vehículo, específicamente el guardachoque y soporte del guardachoque delantero tuvieron que ser modificados debido a que la instalación y posicionamiento del interenfriador. Por su tamaño y geometría fue necesario fabricar e instalar un soporte especial que esta acoplado al compacto del vehículo. La toma de aire frontal del guardachoque tuvo que ser agrandada para que el IE no choque con este, y además para que el aire proveniente del exterior tenga contacto con toda la coraza del IE.



Figura 4.19 Modificación del guardachoque delantero para la instalación del interenfriador

## 4.3 PROCEDIMIENTO DE INSTALACIÓN

### 4.3.1 PREINSTALACIÓN

Para una instalación del sistema de turbo fue necesario modificar y fabricar las siguientes piezas:

- Fabricación de neoplos para la entrada y salida de aceite del turbo.
- Fabricación de neoplos para la entrada y salida del líquido refrigerante del turbo.
- Fabricación del neoplo T a conectarse en el interruptor del aceite.
- Fabricación del neoplo a acoplarse en el cárter del motor.
- Perforación y adaptación de la rosca en el cárter del motor.
- Modificación del soporte del guardachoque.
- Modificación del guardachoque.
- Fabricación y adaptación de las bases para el interenfriador.
- Modificación de los conductos de la dirección hidráulica.
- Modificación de la carrocería para las bases del nuevo radiador.
- Selección y adquisición de mangueras para el radiador.
- Perforación y adaptación del neoplo en el radiador.
- Selección y adquisición de mangueras, neoplos, abrazaderas de los conductos de refrigeración del turbo.
- Fabricación de las juntas del turbo.
- Diseño de las tuberías del sistema del turbo.

- Selección y adquisición de las mangueras, codos, reductores y abrazaderas que unen las tuberías del sistema.
- Fabricación de los soportes de la tubería en el sistema.
- Fabricación del neplo en el colector de admisión.
- Perforación y adaptación en la tubería de los inyectores adicionales.
- Perforación y adaptación en la tubería de la válvula de alivio.
- Perforación y adaptación en la tubería del conducto de presión para la válvula de descarga.
- Adaptación en el bloque de cilindros del soporte de la válvula de descarga.



Figura 4.20 Piezas del sistema de turbo

#### 4.3.2 INSTALACIÓN DEL TURBO, INTERENFRIADOR Y TUBERÍAS

- Desconectar el cable negativo de la batería.
- Retirar los elementos del sistema de admisión de aire.
- Vaciar el líquido refrigerante del radiador y reservorio.
- Retirar electro ventilador, radiador y mangueras originales.
- Retirar colector de escape original.
- Retirar guardachoque y faros delanteros.
- Retirar mangueras de vacío del motor al múltiple de admisión.
- Retirar sensor de oxígeno del colector original e instalarlo en el colector de escape para turbo.

- Retirar protector del cárter.
- Montar colector de escape para turbo con la junta de escape.
- Montar turbocompresor con la junta especial.
- Montar interenfriador en las bases previamente fabricadas.
- Instalar tubería que sale del compresor del turbo con su respectiva junta y mangueras hasta llegar al interenfriador.
- Acoplar codo de manguera con el interenfriador.
- Instalar tubería que sale del interenfriador hacia el cuerpo de aceleración con las mangueras y abrazaderas respectivas.
- Acoplar sensor de temperatura en la manguera que se conecta al cuerpo de aceleración.
- Instalar tubería de escape o “*downpipe*” y tubería de admisión de aire con filtro de aire de alto rendimiento, con sus respectivas juntas y soportes.
- Taponar conductos que previamente eran utilizados para desfogue de gases del motor hacia el colector de admisión.
- Instalar filtro de aire para las mangueras de desfogue del motor.
- Montar radiador, electro ventilador, y mangueras de refrigeración.



**Figura 4.21** Instalación del sistema de turbocompresor

#### **4.3.2.1 Instalación del sistema de lubricación del turbo**

- Retirar interruptor de presión de aceite.
- Montar neplo T, e instalar el interruptor de presión de aceite.
- Instalar neplos en el turbo con sus respectivas juntas.
- Instalar manguera R15 desde el neplo T hacia el neplo del turbo.

- Instalar manguera de retorno de aceite hacia el cárter, y asegurarlas con abrazaderas.

#### **4.3.2.2 Instalación del sistema de refrigeración del turbo**

- Montar neplós en el turbo.
- Instalar manguera de entrada de refrigerante en el neplo previamente adaptado en el radiador, y asegurar con abrazaderas.
- Realizar un corte en la manguera de retorno de refrigerante al reservorio y montar neplo T.
- Instalar manguera de retorno de refrigerante desde el turbo hacia el neplo T, y asegurar con abrazaderas.

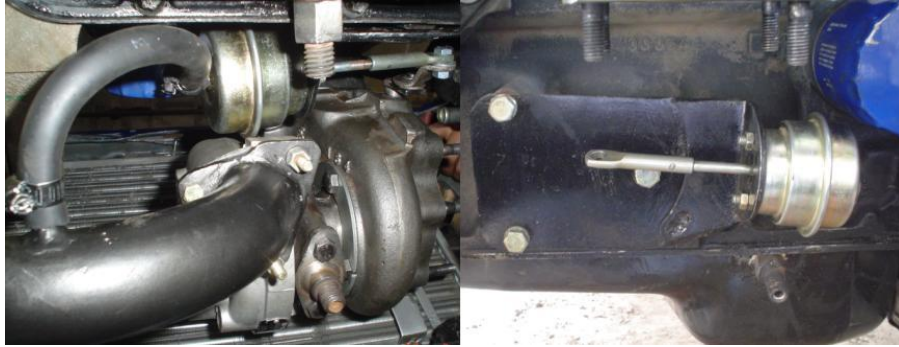
### **4.3.3 INSTALACIÓN DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS**

#### **4.3.3.1 Instalación de válvula de alivio**

- Montar la válvula de alivio por medio de una manguera en el acople previamente fabricado en la tubería, asegurar con abrazaderas.
- Montar neplo en el colector de admisión.
- Instalar manguera flexible de 3/16" de diámetro interno entre neplo y la válvula de alivio, asegurar con abrazaderas.

#### **4.3.3.2 Instalación de válvula de descarga**

- Montar válvula de descarga en el soporte previamente fabricado en el bloque de cilindros.
- Acoplar válvula de descarga con el turbo.
- Instalar manguera flexible de 3/16" de diámetro interno entre conducto en la tubería previamente fabricado y válvula de descarga, asegurar con abrazaderas.



**Figura 4.22 Instalación de la válvula de descarga**

#### **4.3.3.3 Instalación de sistema de control de presión de sobrealimentación**

- Cortar manguera entre conducto de la tubería previamente fabricado y válvula de descarga, instalar acople del sistema de “*boost controller*”, asegurar con abrazaderas.
- Montar “*boost controller*” en el compartimiento del motor.
- Conectar manguera entre el acople y el mecanismo de “*boost controller*”.

#### **4.3.3.4 Instalación de manómetro de presión y reloj de mezcla aire combustible**

- Cortar la manguera que conecta el múltiple de admisión hacia la válvula de alivio e instalar neplo T.
- Montar manómetro en la cabina del conductor.
- Conectar manguera entre manómetro y neplo T.
- Conectar cables del sensor de oxígeno al reloj medidor de acuerdo al manual de instalación provisto por el fabricante.
- Montar reloj medidor en la cabina del conductor.

### **4.3.4 INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA INDEPENDIENTE**

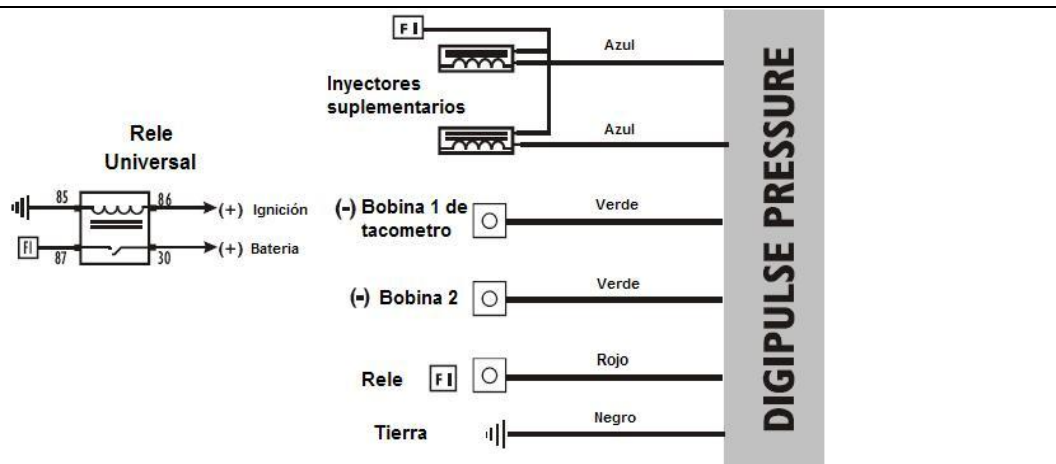
#### **4.3.4.1 Inyectores adicionales**

- Montar inyectores en las bases de la tubería previamente fabricadas.

- Retirar tapón en el riel de combustible original.
- Conectar mangueras de los inyectores a un neplo T.
- Conectar manguera desde el riel al neplo T.
- Asegurar con abrazaderas.

#### 4.3.4.2 Controlador electrónico

- Montar controlador en la cabina del piloto.
- Seguir diagrama de instalación eléctrica de la figura 4.23.

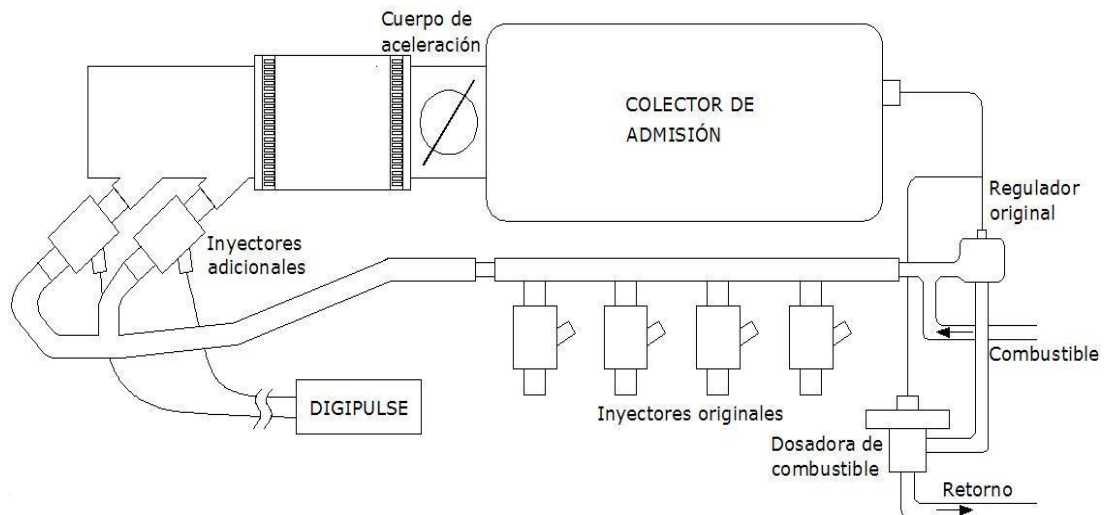


**Figura 4.23 Diagrama eléctrico de instalación del controlador electrónico**

#### 4.3.4.3 Dosadora de combustible

- Cortar manguera de retorno de combustible al tanque.
- Instalar dosadora de combustible, asegurar mangueras con abrazaderas.
- Montar dosadora en el compartimiento del motor.
- Cortar manguera de presión de aire del colector de admisión, e instalar un neplo T.
- Conectar manguera de 3/16" desde el neplo T hasta la dosadora de combustible.





**Figura 4.24 Diagrama del sistema de inyección electrónica independiente**

#### **4.3.5 CONSIDERACIONES PREVIAS AL ENCENDIDO DEL MOTOR**

- Revisar niveles de aceite y refrigerante.
- Usar combustible del más alto octanaje posible.
- Conectar el cable negativo de la batería.
- Desconectar interruptor de la bobina.
- Desconectar manguera de retorno de aceite al cárter.
- Dar puntos de arranque al motor hasta que la manguera de retorno de aceite al cárter empiece a gotear aceite.
- Conectar interruptor de la bobina y manguera de retorno.
- Encender motor y chequear por fugas de cualquier fluido.

#### **4.4 PROTOCOLO DE PRUEBAS**

Las pruebas a realizarse para el análisis del presente proyecto serán ejecutadas con los siguientes procedimientos:

##### **4.4.1 DINAMOMETRO DE RODILLOS**

Por medio de este método es posible medir la potencia y el torque en las ruedas del vehículo. Este dispositivo se encuentra situado en la ciudad de Quito, en la empresa Cerdex.

##### **4.4.1.1 Parámetros técnicos**

Los parámetros técnicos son las características del vehículo y del medio donde se realizaron las pruebas, por lo que los de interés para este proyecto son:

- *Presión atmosférica.* La presión de trabajo es de 10,591 [psia].
- *Presión de sobrealimentación.* En la prueba con el vehículo atmosférico será la presión de vacío, y cuando el motor este turbocargado, la presión de sobrealimentación será de 7 [psi].
- *Dimensiones de la llanta.* Para las dos configuraciones del motor, la dimensión de la llanta es de 205/45R16.
- *Tipo de combustible.* El combustible utilizado para las dos configuraciones del motor fue *gasolina súper de 89 octanos*.
- *Tipo de aceite.* El aceite utilizado en el motor para las pruebas fue SAE 20W-50, mineral, grado API SJ.

#### **4.4.1.2 Parámetros a medirse**

Los parámetros a medirse son la potencia y torque del motor medido a las ruedas del vehículo.

#### **4.4.1.3 Protocolo de la prueba**

- Retirar guardachoque delantero.
- Colocar vehículo en la posición correcta, es decir, que el eje delantero este sobre los rodillos.
- Anclar el vehículo, y setear los parámetros de funcionamiento del sistema.
- Encender el motor y colocar transmisión en cuarta marcha.
- Acelerar a fondo desde las 2000 [RPM] hasta el corte de inyección.
- Recopilar datos proporcionados por el software.

#### **4.4.2 PRUEBAS DE RUTA**

Por medio de estas evaluaciones será posible determinar el consumo de combustible del vehículo de prueba. Las pruebas serán realizadas en las avenidas de la ciudad de Quito y carreteras aledañas.

#### **4.4.2.1 Parámetros técnicos**

- *Presión atmosférica.* La presión de trabajo promedio es de 10,591 [psia].
- *Ubicación de la prueba.* Las pruebas fueron realizadas tanto en ciudad como en carretera.
- *Presión de sobrealimentación.* En la prueba con el vehículo atmosférico será la presión de vacío, y cuando el motor este turbocargado, la presión de sobrealimentación será de 7 [psi].
- *Dimensiones de la llanta.* Para las dos configuraciones del motor, la dimensión de la llanta es de 205/45R16.
- *Peso del vehículo.* El peso del vehículo sin pasajeros es de 994.2 [Kg.] sin turbo, y de 1015.8 [Kg.] con el sistema de turbo.
- *Tipo de combustible.* El combustible utilizado para la prueba fue *gasolina extra* de 83 octanos y *súper* de 89 octanos. Sin embargo, para la prueba con motor turbocargado, el combustible será únicamente *gasolina súper*.
- *Tipo de aceite.* El aceite utilizado en el motor para las pruebas es SAE 20W-50, mineral, grado API SJ.
- *Velocidad máxima del vehículo.* La velocidad máxima del vehículo en ciudad fue de 80 [Km./h], y en carretera de 120 [Km./h].
- *Velocidad del motor.* La velocidad promedio del motor en ciudad fue de 2500 [RPM], siendo como máximo de 4000 [RPM] durante muy cortos intervalos de tiempo. Para carretera fue de 3500 [RPM], siendo como máximo de 5000 [RPM] durante intervalos de tiempo cortos.

#### **4.4.2.2 Parámetros a medirse**

Los parámetros a medirse son el consumo de combustible en kilómetros por galón [Km./gal] y para las distintas configuraciones de las pruebas, es decir con los distintos tipos de combustible, y para su utilización en rutina diaria y carretera.

#### **4.4.2.3 Diseño de registro**

El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.

#### **4.4.3 PRUEBAS DE RENDIMIENTO**

Por medio de estas pruebas se determinó las prestaciones del vehículo, analizando la aceleración, recuperación, capacidad de adelantamiento, velocidad final y potencia útil. Las pruebas fueron realizadas en una vía recta y plana, siendo la mejor opción la carretera hacia la localidad de Jerusalén, ubicada en las afueras de Guayllabamba, aproximadamente a 40 kilómetros al norte de la ciudad de Quito.

##### **4.4.3.1 Parámetros técnicos**

- *Presión atmosférica.* La presión de trabajo es de 11.5 [psia].
- *Temperatura.* La temperatura ambiente y de la pista es variable.
- *Sentido de giro de la prueba.* Las pruebas fueron realizadas en los dos sentidos de la pista. Debido a la muy ligera inclinación de la pista, se consideró de subida y de bajada, obteniendo como resultado el promedio de ambos datos.
- *Presión de sobrealimentación.* En la prueba con el vehículo atmosférico será la presión de vacío, y cuando el motor este turbocargado, la presión de sobrealimentación será de 7 [psi].
- *Dimensiones de la llanta.* Para las dos configuraciones del motor, la dimensión de la llanta es de 205/45R16.
- *Peso del vehículo.* El peso del vehículo sin pasajeros es de 994.2 [Kg.] sin turbo, y de 1015.8 [Kg.] con el sistema de turbo.
- *Tipo de combustible.* El combustible utilizado para la prueba fue *gasolina extra de 83 octanos y súper de 89 octanos*. Sin embargo, para la prueba con motor turbocargado a PS de 7 [psi], el combustible será únicamente gasolina súper.
- *Tipo de aceite.* El aceite utilizado en el motor para las pruebas fue SAE 20W-50, mineral, grado API SJ.

##### **4.4.3.2 Instrumentación utilizada**

- *Balanza.* Dispositivo utilizado para determinar la masa del vehículo y ocupantes.

- *Acelerómetro G-TECH*. Dispositivo para medir la potencia del vehículo a partir de la aceleración. Además, permite determinar el tiempo utilizado para alcanzar 0 a 60 millas por hora, el tiempo y velocidad en el cuarto de milla o 402 metros.
- *Tacómetro*. Para determinar la velocidad del motor.
- *Velocímetro*. Para determinar la velocidad del vehículo.
- *Termómetro*. Para determinar la temperatura ambiente.
- *Cámara de video*. Para grabar y reproducir la secuencia de las pruebas. Este dispositivo estuvo fijo al volante a fin de observar los eventos en el tablero del vehículo.
- *Scanner General Motors TECH 2*. Dispositivo que va conectado a la computadora del vehículo a fin de almacenar la variación de todos los sensores del motor en tiempo real en cada una de las pruebas.
- *Computadora portátil y cables*. Permite almacenar los datos obtenidos por el scanner y capturarlos en tiempo real.
- *Cronómetro*. Para registrar los tiempos.

#### **4.4.3.3 Prueba de aceleración por distancia**

La prueba consiste en determinar el tiempo que le toma al vehículo alcanzar cierta distancia. Dicha distancia esta dada en intervalos de 100 metros, empezando en 100 hasta un máximo de 700 metros. Además, se registró la velocidad del motor y del vehículo en el momento de alcanzar dicha distancia. Adicionalmente, se registró la velocidad del motor al momento de arrancar, al igual que la marcha de la transmisión al momento de alcanzar cada objetivo.

##### **4.4.3.3.1 Diseño de registro**

El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.

#### **4.4.3.4 Prueba de aceleración por velocidad**

La prueba consiste en determinar el tiempo que le toma al vehículo alcanzar cierta velocidad. Dicha velocidad esta dada en intervalos de 20 [Km./h], empezando en 40 hasta un máximo de 160 [Km./h]. Además, se registró la velocidad del motor y marcha de la transmisión en el momento de alcanzar dicha velocidad. Adicionalmente, se registró la distancia que le toma al vehículo alcanzar cada objetivo.

#### 4.4.3.4.1 Diseño de registro

El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.

---

#### 4.4.3.5 Prueba de recuperaciones

La prueba consiste en determinar el tiempo que le toma al vehículo alcanzar cierta distancia al acelerar a fondo en cuarta velocidad de la transmisión a una velocidad inicial de 30 [Km./h]. Dicha distancia está dada en intervalos de 100 metros, empezando en 100 hasta un máximo de 800 metros. Además, se registro la velocidad real del vehículo y del motor al momento de empezar la prueba, al igual que la velocidad del vehículo, velocidad del motor y marcha de la transmisión al momento de alcanzar cada objetivo.

##### 4.4.3.5.1 Diseño de registro

El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.

#### 4.4.3.6 Prueba de adelantamientos

La prueba consiste en determinar el tiempo que le toma al vehículo alcanzar cierta velocidad al acelerar a fondo en una determinada marcha y a una velocidad específica. Los tiempos fueron registrados para velocidades en intervalos de 20 [Km./h], empezando 20 [Km./h] mas que la velocidad inicial, hasta un máximo de 140 [Km./h]. Además, se registro la velocidad real del vehículo y del motor al momento de empezar la prueba, al igual que la velocidad del motor y marcha de la transmisión en el momento de alcanzar dicha velocidad. Adicionalmente, se registró la distancia que le toma al vehículo alcanzar cada objetivo. Las velocidades iniciales y marchas son las siguientes:

- 20 [Km./h] en 2<sup>da</sup> velocidad de la transmisión.
- 40 [Km./h] en 3<sup>ra</sup> velocidad de la transmisión.
- 60 [Km./h] en 4<sup>ta</sup> velocidad de la transmisión.
- 80 [Km./h] en 5<sup>ta</sup> velocidad de la transmisión

##### 4.4.3.6.1 Diseño de registro

**El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.**

#### 4.4.3.7 Prueba de acelerómetro

La prueba consiste en recopilar los datos proporcionados por el acelerómetro, a fin de comparar con otras pruebas realizadas. Además, se registró la velocidad del motor al momento de arrancar.

##### 4.4.3.7.1 Diseño de registro

El diseño de registro está contemplado en el anexo 3.

### 4.5 EJECUCIÓN DE LAS PRUEBAS DE CAMPO

#### 4.5.1 PRUEBAS EN EL DINAMÓMETRO DE RODILLOS

- Motor atmosférico

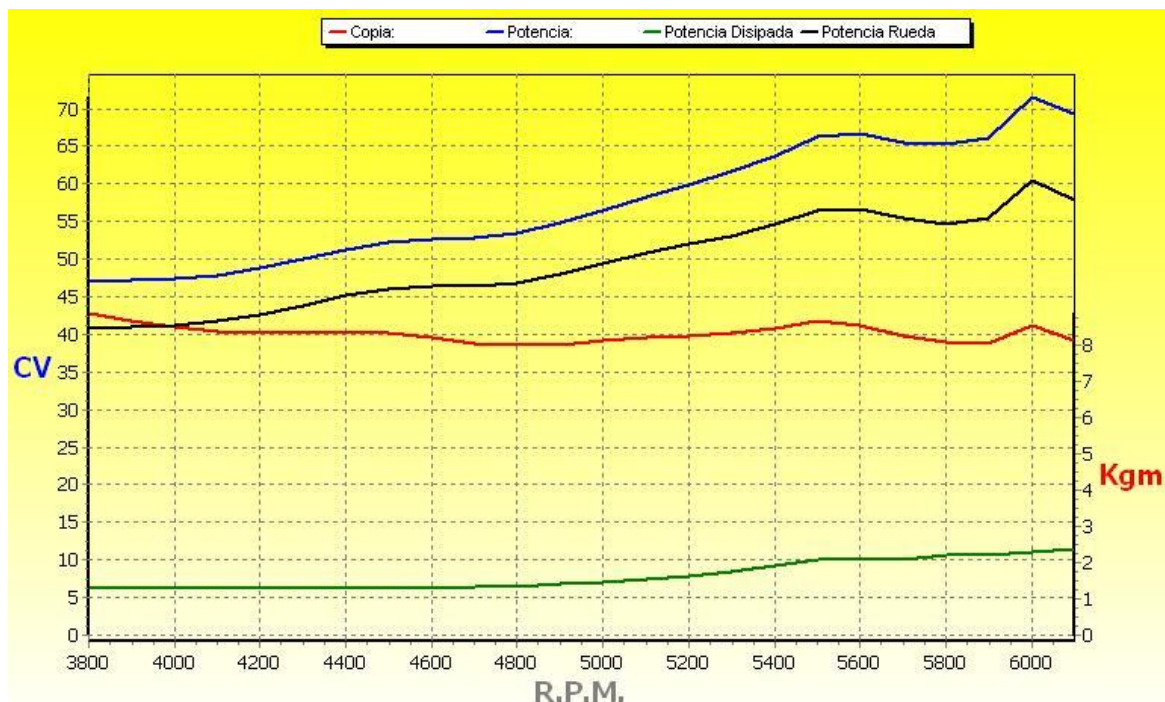


Figura 4.25 Prueba en el dinamómetro con motor atmosférico

**Tabla 4.1** Resultados de la prueba en el dinamómetro con motor atmosférico

Medición prestaciones	Parámetros medidos	Condiciones atmosféricas	
		Quito a 2800 m.s.n.m.	Nivel del mar
Motor al volante de inercia	Potencia máxima:	70,3 [HP] @ 6000 [RPM]	95 [HP] @ 6000 [RPM]
	Torque máximo:	8,9 [Kg.m] @ 3800 [RPM]	12 [Kg.m] @ 3800 [RPM]

	<i>Potencia máxima disipada:</i>	10,8 [HP]	10,8 [HP]
	<i>Torque máximo disipado:</i>	1,4 [Kg.m]	1,4 [Kg.m]
<i>A las ruedas del vehículo</i>	<i>Potencia máxima:</i>	59,5 [HP] @ 6000 [RPM]	84,2 [HP] @ 6000 [RPM]
	<i>Torque máximo:</i>	7,5 [Kg.m] @ 3800 [RPM]	11,6 [Kg.m] @ 3800 [RPM]

Fuente: Autor

- **Motor turbocargado con presión de sobrealimentación de 7 [psi]**

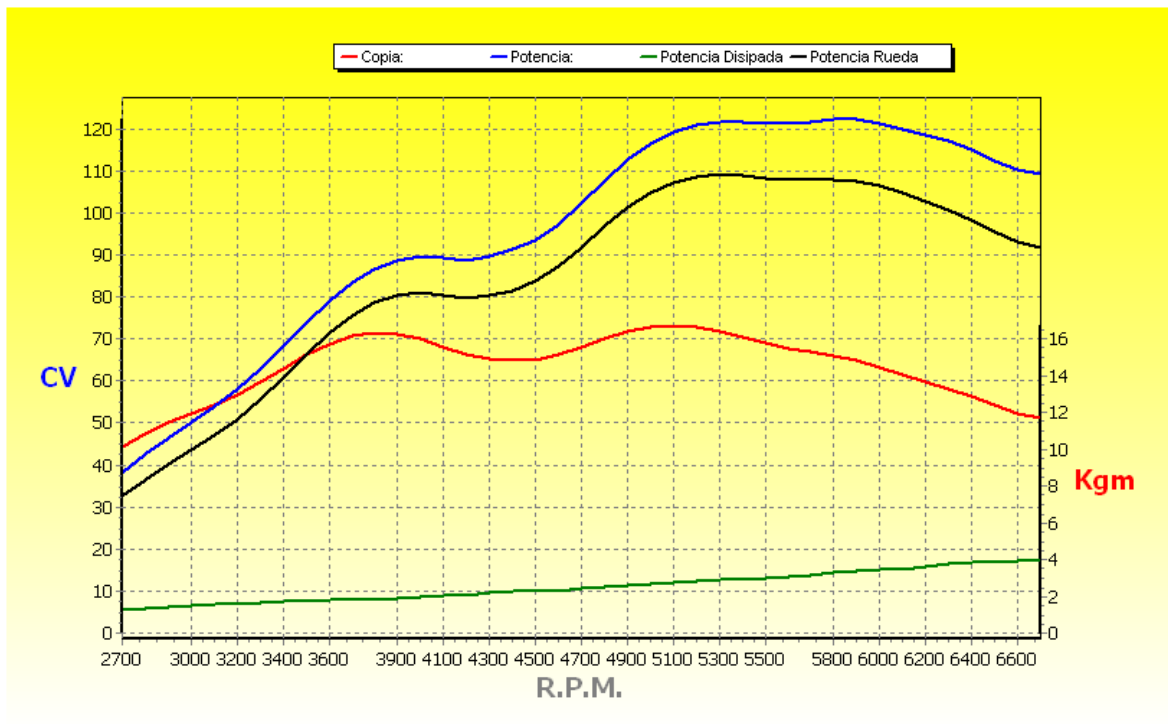


Figura 4.26 Prueba en el dinamómetro con motor turbo

**Tabla 4.2** Resultados de la prueba en el dinamómetro con motor turbo

Medición prestaciones	Parámetros medidos	Condiciones atmosféricas	
		Quito a 2800 m.s.n.m.	Nivel del mar
<i>Motor al volante de inercia</i>	<i>Potencia máxima:</i>	120,9 [HP] @ 5900 [RPM]	145,1 [HP] @ 5900 [RPM]
	<i>Torque máximo:</i>	16,8 [Kg.m] @ 5000 [RPM]	20,1 [Kg.m] @ 5000 [RPM]
	<i>Potencia máxima disipada:</i>	17,7 [HP]	17,7 [HP]
	<i>Torque máximo disipado:</i>	2,6 [Kg.m]	2,6 [Kg.m]
<i>A las ruedas del vehículo</i>	<i>Potencia máxima:</i>	103,2 [HP] @ 5900 [RPM]	127,4 [HP] @ 6600 [RPM]
	<i>Torque máximo:</i>	14,2 [Kg.m] @ 5000 [RPM]	17,5 [Kg.m] @ 5000 [RPM]

Fuente: Autor



## 4.5.2 PRUEBAS DE RUTA Y RENDIMIENTO

Los datos recopilados en las pruebas de ruta y rendimiento están contemplados en el anexo 4.

## 4.6 ANALISIS DE RESULTADOS

### 4.6.1 DINAMOMETRO DE RODILLOS

Con la ecuación 4.2 es posible calcular el incremento de la potencia y el torque con los datos obtenidos en la sección 4.5.1.

$$\text{Porcentaje de incremento } [\%] = \frac{X_2 - X_1}{X_1} \times 100 \quad \text{Ecuación 4.2}$$

Para el análisis comparativo del consumo de combustible entre el motor atmosférico y el motor turbo a 7 [psi], se utilizaron la Tabla 4.1 y 4.2, y la ecuación 4.2. Ejemplo de cálculo para el aumento de potencia a las ruedas del motor medido en la ciudad de Quito a 2800 [m.s.n.m.]:

$$\text{Porcentaje de incremento } [\%] = \frac{110,1 - 59,5}{59,5} \times 100 = 85,04\%$$

Resultando la tabla 4.3

**Tabla 4.3** Comparación de resultados de las pruebas en el dinamómetro

Medición prestaciones	Porcentaje de incremento de:	Condiciones atmosféricas	
		Quito a 2800 m.s.n.m.	Nivel del mar
Motor al volante de inercia	Potencia máxima:	71,49%	52,72%
	Torque máximo:	88,76%	68,00%
	Potencia máxima disipada:	63,89%	63,89%
	Torque máximo disipado:	85,71%	85,71%
A las ruedas del vehículo	Potencia máxima:	74,03%	51,64%
	Torque máximo:	89,33%	51,38%

Fuente: Autor

Los resultados enseñan el aumento de las prestaciones del motor. Adicionalmente, se aprecia como el incremento del torque del motor es más del 15% mayor que el incremento de la potencia, y esto se debe a las características propias del motor C16NE, el cual es reconocido por tener un gran torque.

Además, el incremento de las prestaciones del motor en Quito a 2800 [m.s.n.m.] es aproximadamente 20% mayor que el motor utilizado a nivel del mar. Esto se debe el turbo recompensa rápidamente la baja densidad del aire por la presión atmosférica, recuperando aproximadamente un 30% de potencia perdida por este fenómeno. De hecho, el turbo gira más rápido en la altura porque el aire es mas liviano y

existe menos fricción entre los alabes, el aire y la carcasa presentando menor resistencia a girar, aumentando su velocidad. Por esta razón, el incremento de potencia y torque es mayor en la altura, lo que no sucede a nivel del mar; sin embargo, las prestaciones del motor siempre serán mayores a nivel del mar pero no en la misma relación que si el motor fuera atmosférico. (Figura 2.66).

Los resultados de este análisis fueron realizados a 7 [psi] en la configuración turbo. No obstante, debido a los componentes instalados en el motor, es posible aumentar la presión de sobrealimentación hasta las 12 [psi] y 15 [psi], y además mejorando el octanaje del combustible, se espera que el incremento de las prestaciones del motor supere el 100%. Para la consecución del presente proyecto, no se realizarán pruebas en dichas presiones pues todas las pruebas de campo han sido realizadas con una misma presión de sobrealimentación.

#### 4.6.2 PRUEBAS DE RUTA

Con la ecuación 4.3 es posible calcular el consumo de combustible del vehículo con los datos obtenidos en la sección 4.5.2.

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{\text{Pr omedio dis tancia recorrida}}{\text{Pr omedio de combustible usado}} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

Ejemplo de cálculo para el consumo de combustible en motor atmosférico cuando es usado en ciudad y con gasolina súper:

$$\text{Consumo de combustible} = \frac{361,43}{10,33} = 34,98 \left[ \frac{\text{km}}{\text{gal}} \right]$$

Resultando la tabla 4.4.

**Tabla 4.4** Consumo de combustible en [Km./gal]

Configuración del motor	Atmosférico		Turbo
Tipo de combustible	<i>Extra</i>	<i>Super</i>	<i>Super</i>
<i>Ciudad</i>	34,04	34,98	32,56
<i>Carretera</i>	35,71	37,54	32,04

Fuente: Autor

Ejemplo de cálculo para la diferencia del consumo de combustible en motor atmosférico y turbo cuando es usado en ciudad y con gasolina súper.

$$\text{Diferencia } [\%] = \frac{34,98 - 32,56}{32,56} \times 100 = 7,42 \%$$

Resultando la tabla 4.5.

**Tabla 4.5** Porcentajes de la comparación del consumo de combustible entre las dos configuraciones del motor

Comparaciones	Ciudad	Carretera
Turbo vs. Atmosférico (Extra)	4,54%	7,42%
Turbo vs. Atmosférico (súper)	11,44%	17,15%

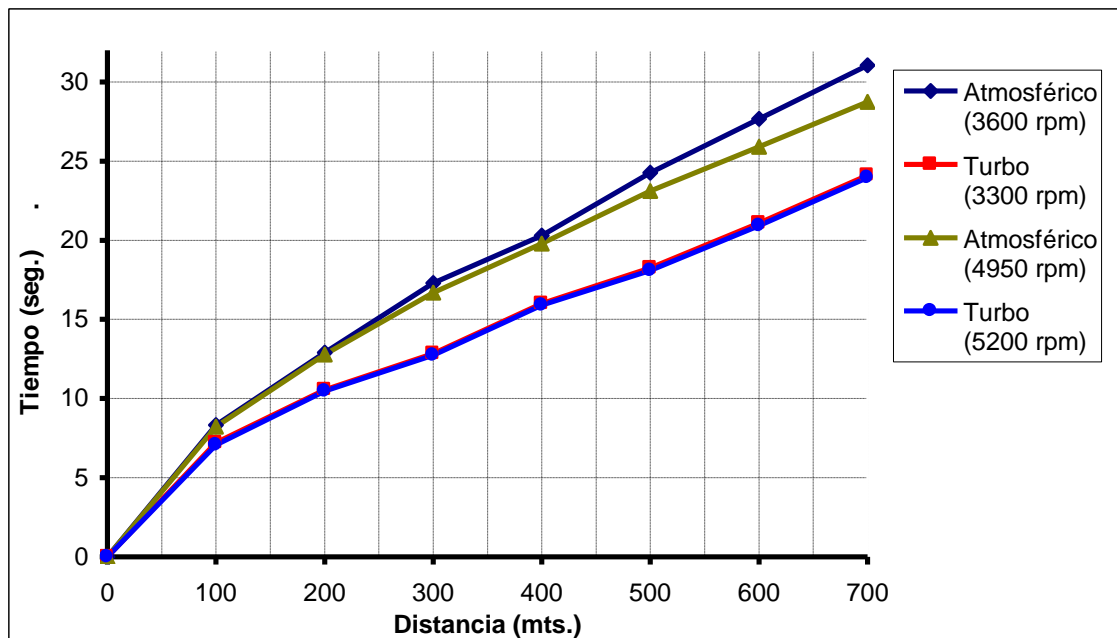
Fuente: Autor

La tabla 4.5 enseña el incremento del consumo de combustible al ser instalado un sistema de turbo. El incremento en el consumo es mayor al comparar el motor turbo utilizando gasolina súper con el motor atmosférico utilizando gasolina extra, ya que el motor tiene un menor consumo de combustible y rendimiento al usar gasolina súper. Si la presión de sobrealimentación aumentaría, de igual manera lo haría el consumo de combustible. Además, si la PS es reducida, también lo será el consumo de combustible. Adicionalmente, si el motor es operado sin que genere sobrealimentación el consumo de combustible será afectado en un porcentaje mínimo.

#### 4.6.3 PRUEBAS DE RENDIMIENTO

##### 4.6.3.1 Aceleración por distancia

Para realizar la comparación entre las configuraciones de motor atmosférico respecto al motor turbo, se realizó la gráfica de tiempo versus distancia.



**Figura 4.27** Gráfico comparativo en la prueba de aceleración por distancia

La figura 4.27 muestra claramente como el sistema de turbo provoca la disminución del tiempo en alcanzar cierta distancia. Además se aprecia cómo afecta la velocidad y forma de arrancar el vehículo desde una velocidad inicial cero, la cual es mucho más notoria en el motor atmosférico. En el motor turbo, el momento del arranque requiere de mayor pericia de parte del conductor, pues se pierde fácilmente la tracción al arrancar producto del aumento del torque.

Para el análisis comparativo entre las dos configuraciones del motor, se utilizaron los datos obtenidos en la sección 4.5.2, la ecuación 4.4 para calcular el promedio y la ecuación 4.2 para obtener los porcentajes, los cuales están comparados con el promedio de los tiempos de las pruebas con motor atmosférico.

$$X_{PROMEDIO} = \frac{\sum_0^n (X_0 + X_1 + \dots + X_n)}{n} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Ejemplo de cálculo para una distancia de 400 metros:

$$Tiempo_{PROMEDIO\_ATMOSFÉRICO\_400METROS} = \frac{19,80 + 20,29}{2} = 20,04 \text{ [seg.]}$$

$$Tiempo_{PROMEDIO\_TURBO\_400METROS} = \frac{16,01 + 15,89}{2} = 15,95 \text{ [seg.]}$$

$$Porcentaje \text{ de decremento } [\%] = \frac{20,04 - 15,95}{20,04} \times 100 = 20,41 \%$$

Resultando la tabla 4.6.

**Tabla 4.6** Tabla comparativa en la prueba de aceleración por distancia

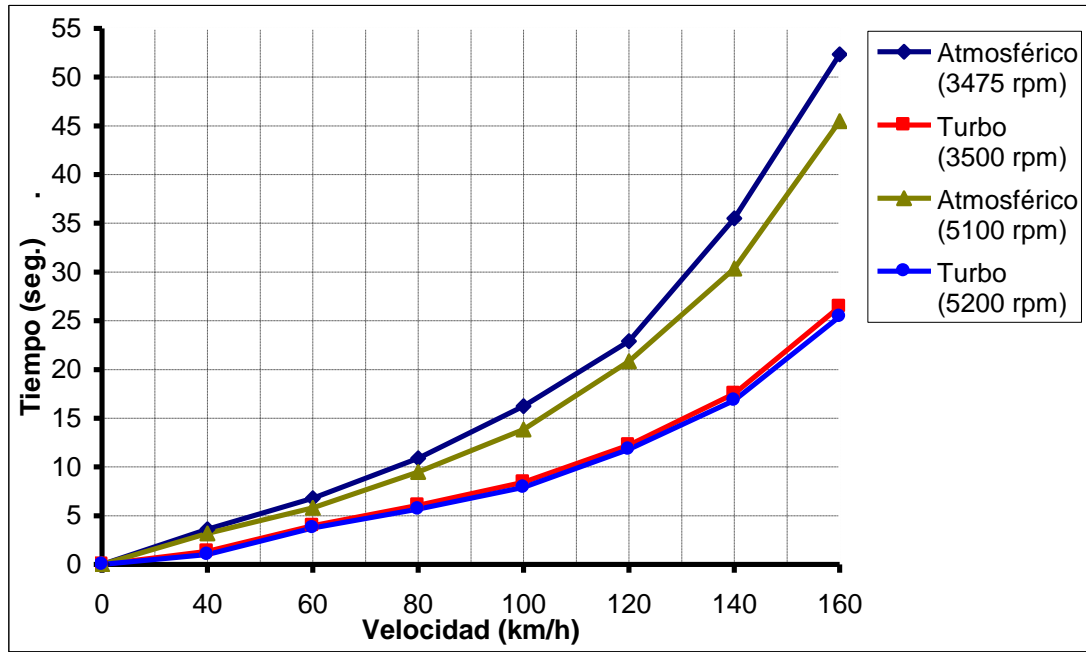
Distancia [mts.]	Porcentaje de decremento del tiempo
100	13,79%
200	18,12%
300	24,73%
400	20,41%
500	23,31%
600	21,61%
700	19,60%

Fuente: Autor

La tabla 4.6 muestra como se reduce el tiempo para alcanzar cierta distancia, siendo la mayor cifra el momento de alcanzar los 300 metros donde al auto le toma 24,73% menos del tiempo que anteriormente lo hacía. Los porcentajes se mantienen dentro del rango desde un 18 al 25% de decremento del tiempo.

#### 4.6.3.2 Aceleración por velocidad

La figura 4.28 muestra como el sistema de turbo provoca la disminución del tiempo en alcanzar una velocidad determinada, debido a la gran capacidad de aceleración. Al igual que otras pruebas, la velocidad y forma de arrancar el vehículo desde una velocidad inicial cero afecta de sobremanera notoriamente al motor atmosférico.



**Figura 4.28 Gráfico comparativo en la prueba de aceleración por velocidad**

Para el análisis comparativo entre las dos configuraciones del motor, se utilizaron los datos obtenidos en la sección 4.5.2, la ecuación 4.2 y 4.4 para obtener los porcentajes y promedios, los cuales están comparados con el promedio de los tiempos de las pruebas con motor atmosférico, resultando la tabla 4.7. Esta tabla muestra como disminuye el tiempo del motor turbo en alcanzar cierta velocidad. En el caso de la velocidad de 40 [Km./h], el porcentaje es tan alto porque el auto patina al momento de arrancar y después se estabiliza alrededor del 45%, lo que significa que prácticamente al auto le toma la mitad del tiempo en alcanzar cierta velocidad en comparación con el motor atmosférico.

**Tabla 4.7** Tabla comparativa en la prueba de aceleración por velocidad

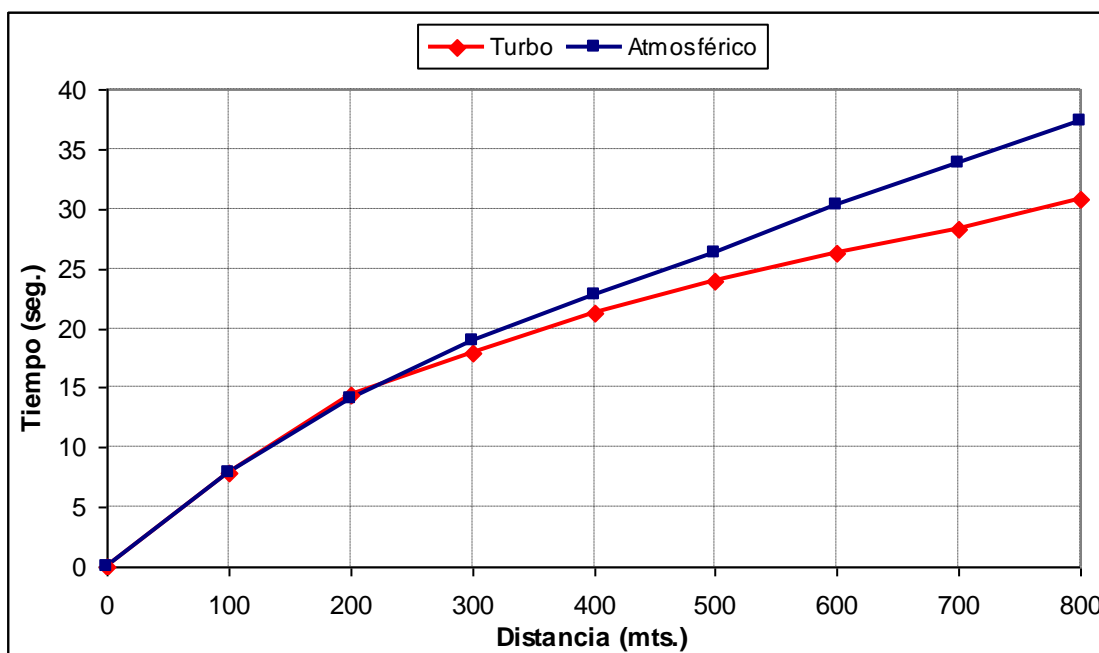
Velocidad [Km./h]	Porcentaje de decremento del tiempo
40	65,54%
60	38,68%
80	42,30%
100	45,67%
120	44,99%

140	47,81%
160	46,94%

Fuente: Autor

### 4.6.3.3 Recuperaciones

La figura 4.29 muestra la comparación del motor turbo y atmosférico al partir de una velocidad de 30 [Km./h]. Nótese como el tiempo permanece prácticamente igual hasta que llega el umbral de sobrealimentación donde el vehículo acelera rápidamente alcanzando los 800 metros.



**Figura 4.29 Gráfico comparativo en la prueba de recuperaciones**

Para analizar las dos configuraciones del motor, se utilizaron los datos obtenidos en la sección 4.5.2, la ecuación 4.2 y 4.4 para obtener los porcentajes y promedios, resultando la tabla 4.8

**Tabla 4.8** Tabla comparativa en la prueba de recuperaciones

Distancia [mts.]	Porcentaje de decremento del tiempo
100	-0,77%
200	-1,98%
300	5,70%
400	7,52%
500	9,87%
600	15,44%

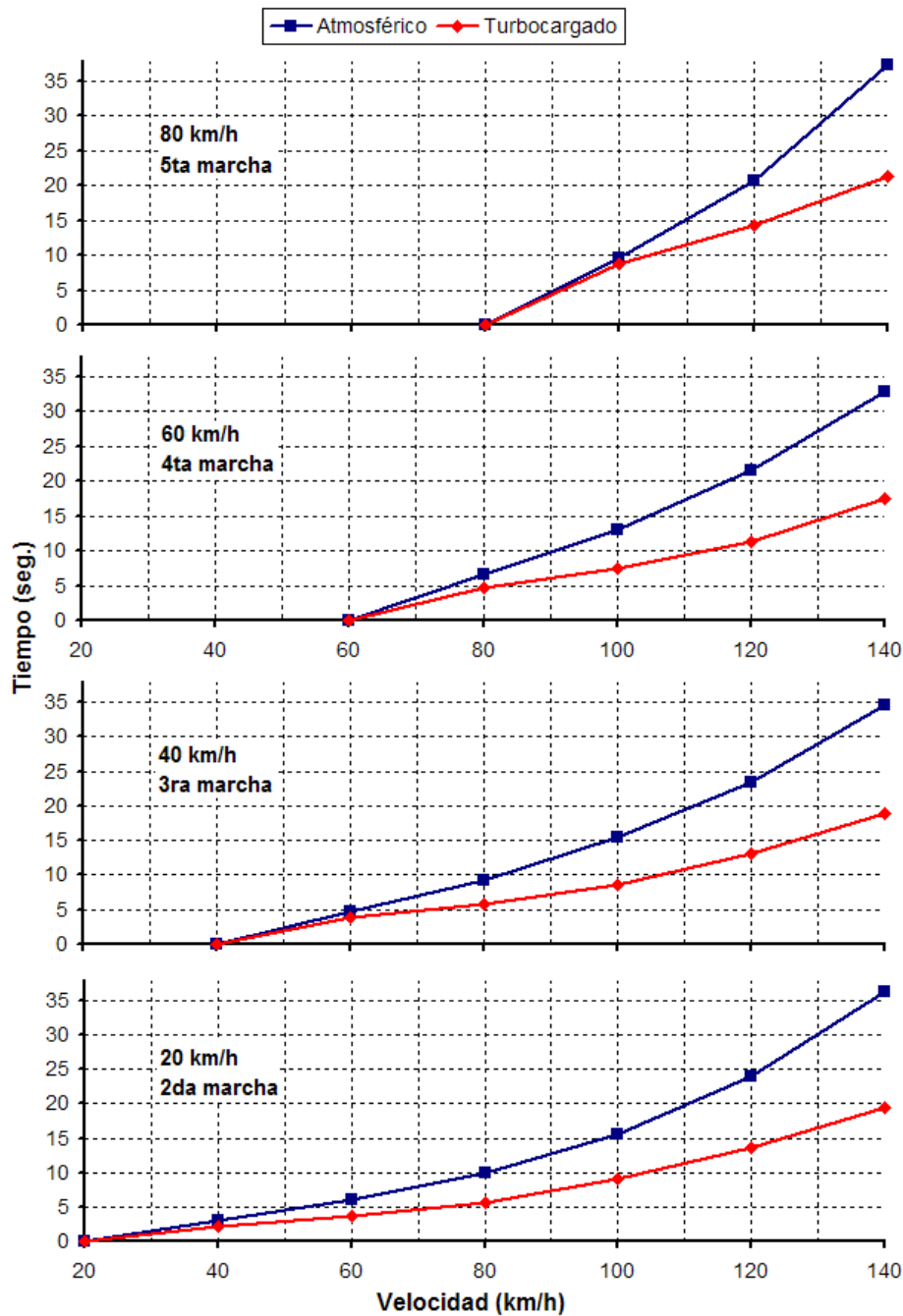
700	19,17%
800	21,22%

Fuente: Autor

En la tabla 4.8 se muestra claramente como hasta los 200 metros la diferencia es mínima, incluso le toma ligeramente más tiempo al motor turbo alcanzar dicha distancia. Esto se debe a que el motor turbo es un poco más pesado y además la restricción de gases provocada por la turbina impide que estos sean evacuados rápidamente disminuyendo la eficiencia volumétrica. Sin embargo, una vez que el turbo empieza a sobrealimentar, el tiempo que le toma alcanzar cierta distancia disminuye proporcionalmente llegando incluso a más del 21% en los 800 metros.

#### **4.6.3.4 Adelantamientos**

La figura 4.30 recopila toda la información obtenida en las pruebas de adelantamientos, y en todas, el tiempo disminuye a medida que se alcanza el umbral de sobrealimentación.



**Figura 4.30 Gráfico comparativo en la prueba de adelantamientos**

El tiempo necesario para alcanzar cierta velocidad a partir de cualquier marcha disminuye considerablemente, lo cual facilita un manejo óptimo el momento de realizar la maniobra de rebasar en carretera. En la tabla 4.9 se puede apreciar de una mejor manera los porcentajes, los cuales fueron calculados con las ecuaciones utilizadas en los anteriores literales.

**Tabla 4.9** Tabla comparativa en la prueba de adelantamientos

Velocidad [Km./h]	<i>Porcentaje de decremento del tiempo</i>			
	<i>2da marcha</i>	<i>3ra marcha</i>	<i>4ta marcha</i>	<i>5ta marcha</i>



	20 [Km./h]	40 [Km./h]	60 [Km./h]	80 [Km./h]
40	29,40%			
60	38,82%	17,42%		
80	42,73%	38,58%	27,78%	
100	42,03%	45,17%	42,14%	9,74%
120	43,77%	43,53%	47,54%	30,94%
140	46,15%	45,51%	47,00%	42,72%

Fuente: Autor

El momento de alcanzar la diferencia de 20 [Km./h] en cualquiera de las pruebas, la diferencia no es tan grande como la del promedio porque el motor está pasando por el umbral de sobrealimentación. Una vez que se ha alcanzado y sobrepasado ese umbral, la aceleración aumenta significativamente, estabilizándose en un tiempo promedio de 45% menos del tiempo utilizado en la configuración del motor atmosférico.

#### 4.6.3.5 Pruebas acelerómetro G-Tech

Con la ecuación 4.2 se generó la tabla 4.10 la cual muestra la diferencia entre las pruebas realizadas con las distintas configuraciones del motor.

**Tabla 4.10** Tabla comparativa en la prueba con el dinamómetro G-Tech

Datos del G-Tech	Diferencia
0 - 60 mph [seg.]	-35,17%
1/4 de milla [seg.]	-19,77%
Velocidad 1/4 milla [mph]	18,88%
Potencia [HP]	71,24%

Fuente: Autor

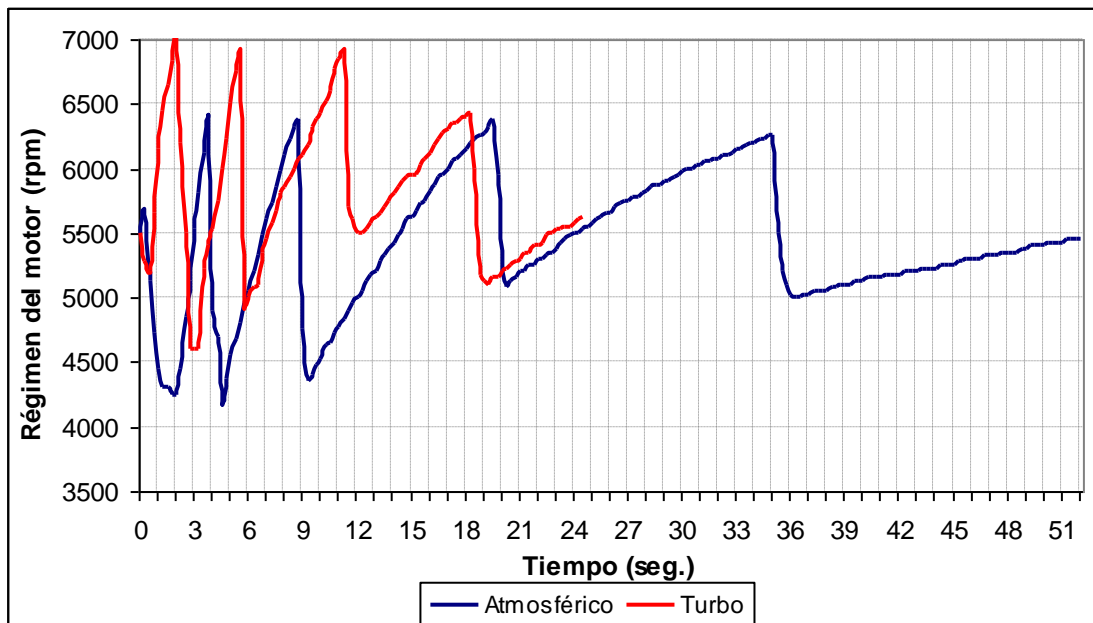
Los datos proporcionados por el acelerómetro G-Tech no difieren mucho de los obtenidos en las pruebas de campo y en el dinamómetro de rodillos, especialmente en la prueba de la medición de la potencia a las ruedas, donde el porcentaje de error es menos de 1% y se confirma con los valores obtenidos en la tabla 4.10 y la tabla 4.3

#### 4.6.4 DATOS RECOPIADOS POR EL SCANNER TECH 2

##### 4.6.4.1 Prueba de aceleración

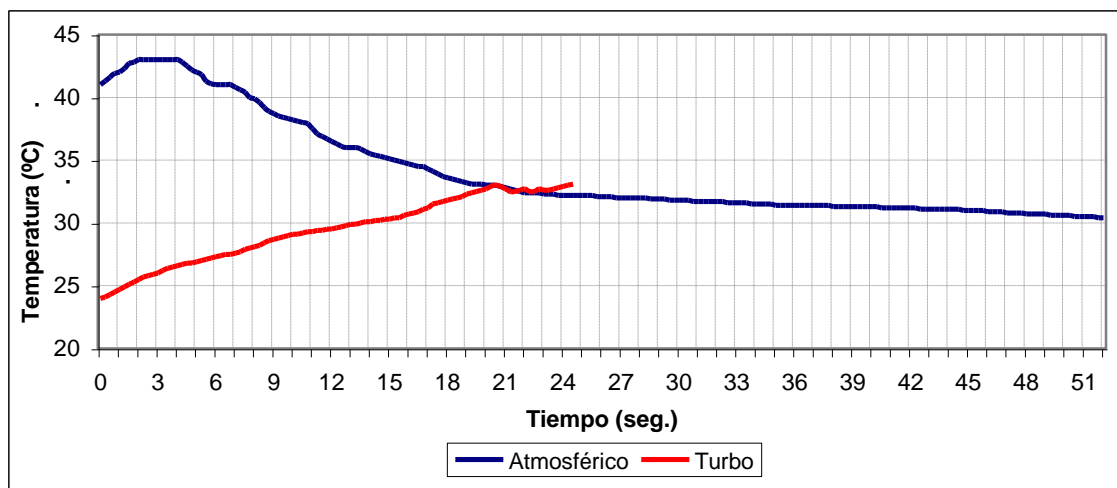
Los datos recopilados por el scanner TECH 2 muestran el comportamiento de ciertos sensores del motor a lo largo del tiempo utilizado para ejecutar una prueba. Para las siguientes gráficas se

realizaron pruebas de aceleración de 0 a 160 [Km./h] partiendo desde una velocidad inicial 0 [Km./h].



**Figura 4.31 Régimen del motor vs. Tiempo en pruebas de aceleración**

Esta gráfica muestra claramente como en el motor turbo se realiza los cambios de marcha más rápidamente debido al aumento de la aceleración del vehículo.

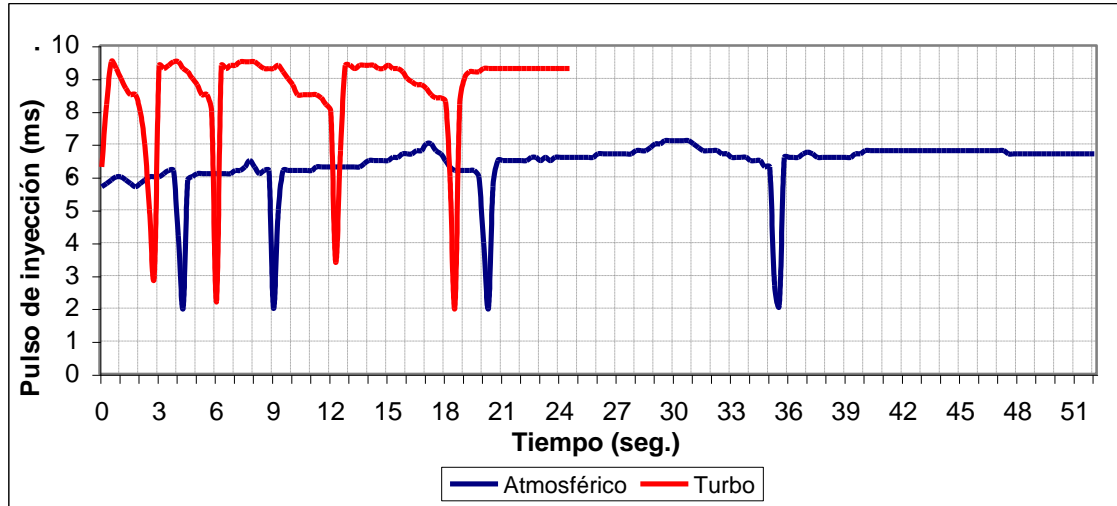


**Figura 4.32 Temperatura del aire de admisión vs. Tiempo en pruebas de aceleración**

Esta gráfica enseña como la temperatura del aire al momento de entrar al motor disminuye conforme avanza la velocidad, esto es producido porque a medida que la velocidad aumenta, existe una mejor refrigeración del motor por el aire proveniente del exterior. Por otro lado, la temperatura del aire al momento de la admisión en el motor turbo

aumenta debido a que por su naturaleza el turbocompresor calienta el aire al mismo tiempo que lo comprime.

La tasa de adición de calor al aire viene dada por la eficiencia del compresor, la cual no puede ser apreciada en la gráfica por la velocidad con la que las marchas son cambiadas, sin embargo, en cuarta y quinta velocidad la temperatura se empieza a mantener constante.

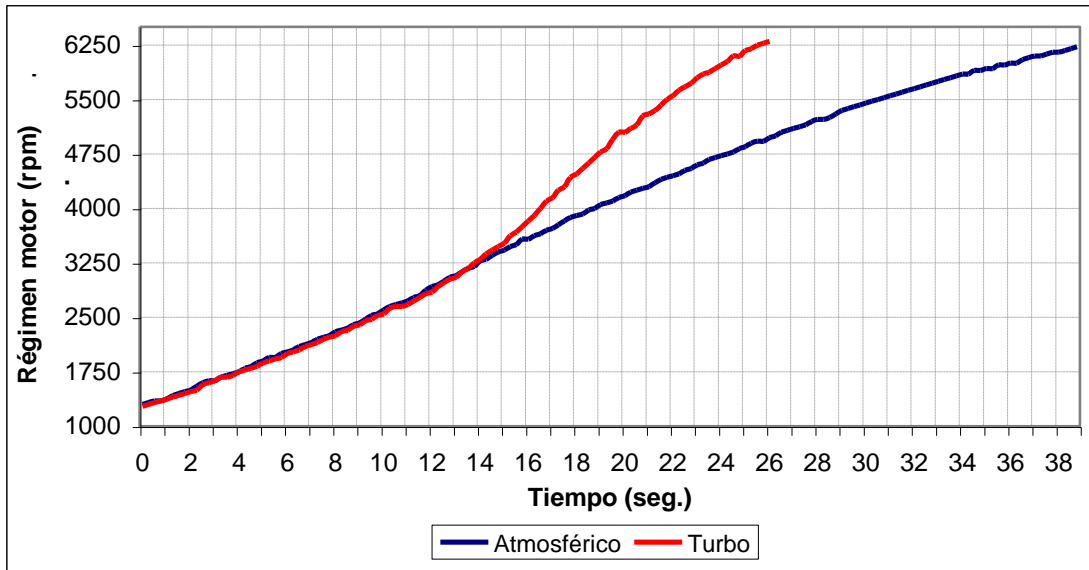


**Figura 4.33 Pulso de inyección vs. Tiempo en pruebas de aceleración**

En la figura 4.33 se aprecia como la computadora del auto trata de compensar la mezcla pobre aumentando el pulso de inyección, sin embargo, este aumento del pulso no es suficiente para que la mezcla sea rica para que el motor se desenvuelva de la mejor manera. En ese momento empieza a funcionar el sistema de inyección programable el cual es regulado y controlado con el reloj medidor de mezcla aire combustible, hasta obtener una mezcla saludable para el motor.

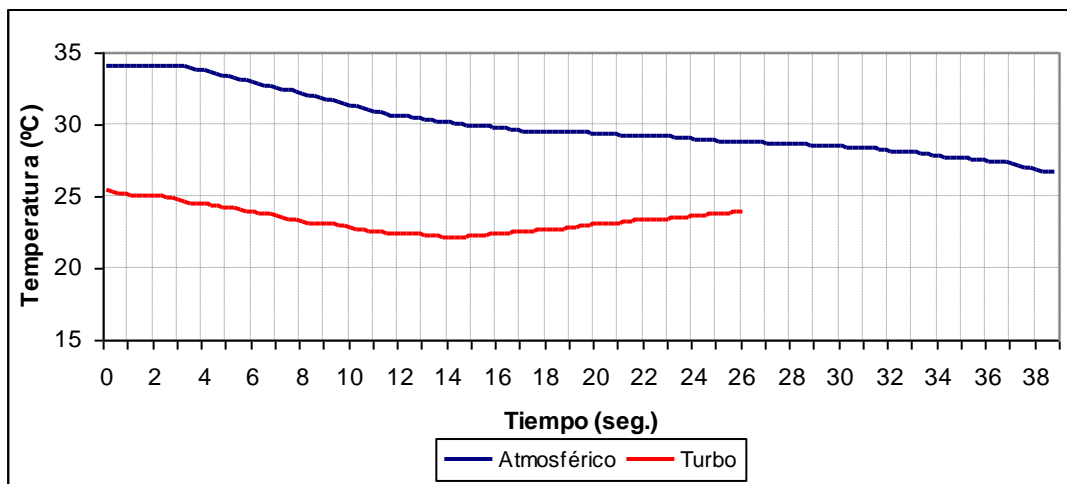
#### 4.6.4.2 Prueba de recuperación

Adicionalmente se realizaron pruebas de recuperación recopilando datos con el scanner TECH 2. Para las siguientes gráficas la velocidad inicial fue de 30 [Km./h] en cuarta marcha hasta alcanzar los 140 [Km./h].



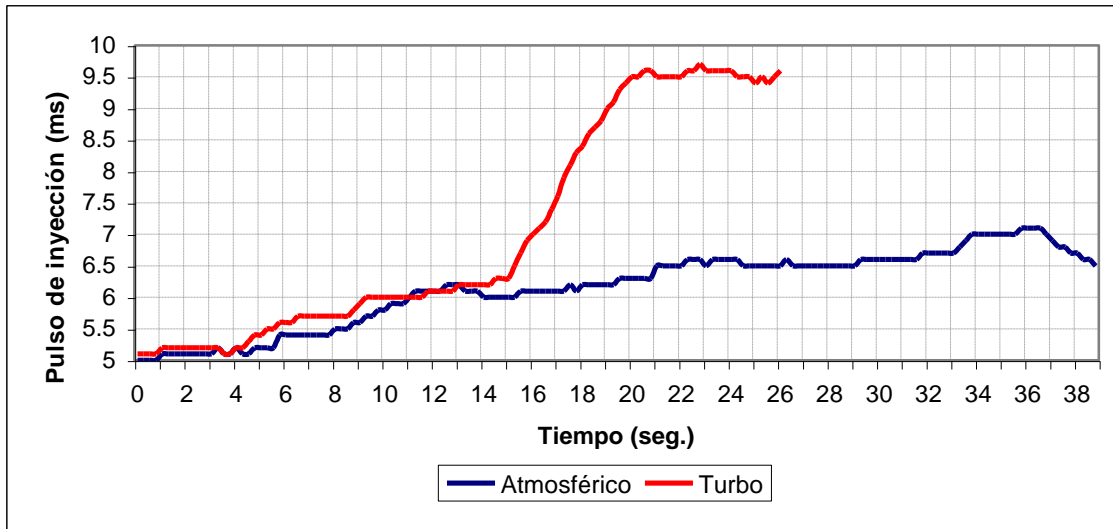
**Figura 4.34 Régimen del motor vs. Tiempo en pruebas de recuperación**

Con la figura 4.34 se muestra donde está ubicado el umbral de sobrealimentación, el cual es a las 3350 [RPM] que es donde el turbo empieza a generar PS. Debajo de ese régimen de sobrealimentación, el motor se comportará como si fuera atmosférico tal y como lo demuestra la figura. Por encima de dicha velocidad del motor, y con el acelerador a fondo, el turbo generará incremento de potencia y torque.



**Figura 4.35 Temperatura del aire de admisión vs. Tiempo en pruebas de recuperación**

En esta gráfica es posible evidenciar el funcionamiento del sistema de turbo, ya que hasta no llegar al umbral de sobrealimentación la temperatura disminuye. El momento en el que el turbo empieza a sobrealimentar, la temperatura del aire aumenta debido al principio de funcionamiento del turbo, y esta es enfriada por el interenfriador ya que el turbo a una presión de sobrealimentación de trabajo calienta el aire a aproximadamente 110 [°C] (programa de selección turbo).



**Figura 4.36 Pulso de inyección vs. Tiempo en pruebas de recuperación**

Finalmente, la figura 4.36 muestra como el consumo de combustible, ni el pulso de inyección no es afectado si el motor es operado por debajo del umbral de sobrealimentación. Por la misma razón, una vez que existe PS, por lo tanto una mezcla pobre, la computadora rápidamente aumenta el pulso de inyección para mantener una mezcla rica.

#### 4.6.5 RELACION PESO – POTENCIA

Para realizar la comparación entre la relación peso – potencia de las configuraciones de motor atmosférico respecto al motor turbo, es utilizada la ecuación 4.5

$$\text{Relación peso potencia} = \frac{\text{Peso vehículo}}{\text{Potencia a las ruedas}} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Resultando la tabla 4.11

**Tabla 4.11** Relación peso potencia de las dos configuraciones del motor

Configuración motor	Masa vehículo [Kg.]	Potencia ruedas [HP]	Relación peso potencia [Kg./HP]	Porcentaje de decremento
Atmosférico	994,2	59,5	16,709	<b>41,09%</b>
Turbo	1015,8	103,2	9,843	

Fuente: Autor

El peso incrementado en el vehículo por los componentes del sistema de turbocompresor es pequeño con relación al peso total del vehículo. Sin embargo, el incremento de potencia es alto afectando directamente en la relación peso potencia la cual disminuye hasta un

41,09%, siendo necesarios un caballo de fuerza para mover 9,8 kilogramos.

## **CAPÍTULO V**

### **ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO**

#### **5.1 ANÁLISIS ECONÓMICO**

En el capítulo primero del presente proyecto, se estableció como objetivo la selección e instalación de un sistema de turbocompresor en un motor atmosférico para su utilización y pruebas en la ciudad de Quito, para así incrementar el rendimiento del motor compensando la pérdida de potencia provocada por la altura. Bajo esta perspectiva el alcance del proyecto es el de un estudio experimental de este sistema para mejorar prestaciones técnicas en un motor. En otras palabras, la realización de un estudio económico que involucre el análisis de variables macroeconómicas, las condiciones de la industria, los riesgos de mercado, pronósticos de demanda, entre otros parámetros; no es aplicable.

#### **5.2 ANÁLISIS FINANCIERO**

El estudio financiero completo es relevante para determinar las condiciones previas a la introducción de un producto al mercado, estrategias de mercadotecnia y estrategias financieras, proyecciones de estados financieros así como los beneficios esperados evaluados mediante indicadores como el VAN y TIR. En el caso del presente estudio experimental llegaremos a un análisis comparativo entre las prestaciones técnicas y los costos operativos que involucran la operación de un motor al cual se le ha instalado un sistema de turbocompresor.

##### **5.2.1 ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE TURBOCOMPRESOR**

A continuación se presentan los costos de instalación de un sistema de turbo en un motor atmosférico de cuatro cilindros.

**Tabla 5.1** Costos de instalación del sistema turbo

#### COMPONENTES DEL SISTEMA TURBO

Cantidad	Detalle	Costo
1	Turbo Garrett GT2560R	\$600,00
1	Interenfriador aire – aire	\$300,00
1	Válvula de alivio	\$40,00
	Sistema de presurización turbo (tuberías, mangueras, abrazaderas, bridas, empaques)	\$180,00
1	Colector de escape	\$140,00
1	Chip para el sistema electrónico del motor	\$100,00
1	Manómetro de presión	\$60,00
1	Reloj medidor de mezcla aire – combustible	\$60,00
1	Controlador de presión	\$25,00
1	Manguera R15 para lubricación	\$50,00
	Mangueras varias sistema de refrigeración	\$30,00
	Neplos para lubricación y refrigeración	\$45,00
	<b>Subtotal componentes del sistema de turbo</b>	<b>\$1630,00</b>

#### COMPONENTES DEL MOTOR

4	Pistones forjados IAPPEL (perno del pistón)	\$250,00
4	Bielas OPEL	\$300,00
1	Juego de chaquetas de bancada y de biela	\$100,00
4	Juegos de rines	\$100,00
1	Árbol de levas SPA	\$150,00
1	Polea regulable SPA	\$75,00
	<b>Subtotal componentes del motor</b>	<b>\$975,00</b>

#### COMPONENTES DEL SISTEMA DE INYECCIÓN

2	Inyectores	\$160,00
1	Gerenciador electrónico (Digipulse)	\$250,00
	Mangueras y neplos	\$40,00
	<b>Subtotal componentes del sistema de inyección</b>	<b>\$450,00</b>

#### COSTOS DE INSTALACIÓN Y ADAPTACIONES

	Rectificadora	\$400,00
	Adaptaciones y soportes (Soldador)	\$125,00
	Montaje y desmontaje del motor	\$300,00
	Modificación guardachoque delantero	\$150,00
	<b>Subtotal costos de instalación y adaptaciones</b>	<b>\$975,00</b>

<b>TOTAL</b>	<b>\$4030,00</b>
--------------	------------------

Fuente: Autor

## 5.2.2 ANÁLISIS DE COSTOS OPERATIVOS

### 5.2.2.1 Consumo de combustible

El consumo de combustible se ve afectado principalmente por la presión de sobrealimentación del turbo, ya que al existir mayor cantidad de aire en la cámara de combustión, la computadora del auto y el sistema de inyección programable compensan la falta de combustible, y consecuentemente aumentando el consumo. Si la manera de conducir no permite que la presión de sobrealimentación se eleve, el consumo de combustible no se verá afectado. Sin embargo, para este análisis se considerará los datos adquiridos en las pruebas de ruta con una PS de 7 [psi]. Para el cálculo se utilizará una estimación de que el auto rodará 15000 [Km./año], y las ecuaciones 5.1 y 4.2.

$$\text{Costo consumo}_{\text{combustible}}_{\text{AÑO}} = \frac{\text{Kilometraje vehículo}_{\text{AÑO}} \times \text{Costo}_{\text{GALÓN\_SUPER}}}{\text{Promedio de consumo}}$$

### Ecuación 5.1

Resultando la tabla 5.2

**Tabla 5.2** Costos operativos (consumo de combustible)

Configuración del motor		Consumo [Km./gal]		Promedio [Km./gal]	Costo consumo combustible [USD/año]	Porcentaje de incremento
		Ciudad	Carretera			
Atmosférico		34,98	37,54	36,26	\$802,54	12,26%
Turbo		32,04	32,56	32,3	\$900,93	

Fuente: Autor

El costo de operar el vehículo (de la forma como se estipula en la sección 4.4.2) tiene un incremento de USD 98,39 al año, lo que equivale a un 12,26%. Estas cifras pueden cambiar dependiendo del estilo de conducción, precio del combustible, presión de sobrealimentación, y kilometraje por año.

#### 5.2.2.2 Cambios de aceite

Los cambios de aceite se acortan en un motor turbo como se mencionó en la sección 2.6.2.6.3 por lo que para un kilometraje al año de 15000 [Km.], existe un incremento en el costo de operación al cabo de un año. Para realizar este cálculo se utilizó las ecuaciones 5.2 y 4.2.

$$\text{Costo cambio}_{\text{aceite}}_{\text{AÑO}} = \frac{\text{Kilometraje vehículo}_{\text{AÑO}} \times \text{Precio}_{\text{CAMBIO\_ACEITE}}}{\text{Kilometraje máximo de cambio de aceite}}$$

### Ecuación 5.2

Resultando la tabla 5.3.

**Tabla 5.3** Costos operativos (cambio de aceite)

Configuración del motor	Kilometraje máximo para	Precio cambio aceite	Costo de cambio de aceite	Porcentaje de



	<i>cambio de aceite</i>		<b>[USD/año]</b>	<b>incremento</b>
<i>Atmosférico</i>	3000	\$15,00	\$75,00	
<i>Turbo (20W-50)</i>	2500	\$15,00	\$90,00	<b>20,00%</b>
<i>Turbo (aceite sintético)</i>	6000	\$40,00	\$100,00	<b>33,33%</b>

Fuente: Autor

El costo de operar el vehículo con cambios máximos de aceite de 2500 [Km.] con aceite mineral y 6000 [Km.] con aceite sintético aumentan 20% y 33,33% respectivamente pues el aceite tiene que estar en óptimas condiciones para la lubricación del turbo.

### **5.2.2.3 Sistema motriz, frenos, transmisión y suspensión del vehículo**

La suspensión, ejes, frenos, llantas sufrirán un desgaste normal dependiendo exclusivamente del estilo de conducción del vehículo. Si el vehículo es operado en la mayor parte del tiempo al máximo de sus prestaciones, y debido al aumento de potencia y torque las partes antes mencionadas, éstas sufrirán un mayor desgaste. Sin embargo, el cambio de estas partes depende de la calidad de cada uno de los componentes, siendo los más susceptibles los frenos y el embrague. Para un análisis de costos de estas partes es necesario probar cada uno de los componentes en un lapso de tiempo mayor, para así alcanzar un desgaste estimado.

### **5.2.3 ANÁLISIS DE COSTOS DE INSTALACIÓN DE OTROS SISTEMAS PARA EL AUMENTO DE POTENCIA**

Los costos de los siguientes sistemas son hechos de autos similares al vehículo de prueba (Corsa 1600 cm<sup>3</sup> C16NE), para su utilización en la ciudad de Quito a 2800 [m.s.n.m.].

#### **5.2.3.1 Preparación completa vehículo atmosférico**

A continuación se presentan los costos de instalación de una preparación completa del motor en un vehículo atmosférico similar al vehículo de prueba utilizado para la consecución de este proyecto. La preparación de este motor es considerada una de las mejores en la ciudad de Quito.

**Tabla 5.4** Costos de instalación de la preparación de un vehículo atmosférico

*COMPONENTES DEL MOTOR*

<b>Cantidad</b>	<b>Detalle</b>	<b>Costo</b>
4	Pistones forjados de alta compresión	\$300,00
4	Bielas forjadas	\$350,00
1	Juego de chaquetas de bancada y de biela	\$50,00
4	Juegos de rines	\$75,00
	Alivianamiento y balanceo del cigüeñal	\$130,00
	Preparación completa de culata	\$300,00
	Bujías, cables, bobina de alto rendimiento	\$250,00
1	Chip de competencia	\$150,00
1	Árbol de levas 286°	\$380,00
8	Propulsores fijos (Componentes distribución)	\$220,00
1	Polea regulable	\$120,00
	<b>Subtotal componentes del motor</b>	<b>\$2325,00</b>

#### *COSTOS DE INSTALACIÓN*

Rectificadora	\$400,00
Montaje y desmontaje del motor	\$300,00
Instalación de los componentes	\$250,00
<b>Subtotal costos de instalación y adaptaciones</b>	<b>\$950,00</b>

<b>TOTAL</b>	<b>\$3275,00</b>
--------------	------------------

Fuente: Propietario del vehículo en análisis.

#### **5.2.3.2 Instalación del sistema de óxido nitroso**

A continuación se presentan los costos de instalación de un sistema de óxido nitroso en un motor atmosférico similar al vehículo de prueba utilizado para la consecución de este proyecto.

**Tabla 5.5** Costos de instalación de un sistema de óxido nitroso

#### *COMPONENTES DEL SISTEMA DE ÓXIDO NITROSO*

<b>Cantidad</b>	<b>Detalle</b>	<b>Costo</b>
1	Sistema húmedo de óxido nitroso (Marca NOS)	\$800,00
	<i>Incluye:</i>	
1	Botella de 10 lb. con válvula.	
	Manguera R15	
2	Válvulas solenoides para combustible y óxido nitroso	
	Sistema electrónico de activación.	
2	Botones pulsadores	
	Neplos y acoples necesarios para la instalación.	
1	Llenado de tanque con óxido nitroso.	\$140,00
	<b>Subtotal componentes del sistema de turbo</b>	<b>\$940,00</b>

#### COMPONENTES DEL MOTOR

4	Pistones forjados para óxido nitroso	\$300,00
4	Bielas	\$220,00
1	Juego de chaquetas de bancada y de biela	\$50,00
4	Juegos de rines	\$50,00
1	Bomba de combustible mayor caudal	\$130,00
1	Árbol de levas 286°	\$320,00
1	Polea regulable	\$120,00
<b>Subtotal componentes del motor</b>		<b>\$1190,00</b>

#### COSTOS DE INSTALACIÓN

Rectificadora	\$450,00
Montaje y desmontaje del motor	\$300,00
Instalación	\$100,00
<b>Subtotal costos de instalación</b>	<b>\$850,00</b>

<b>TOTAL</b>	<b>\$2980,00</b>
--------------	------------------

Fuente: Propietario del vehículo en análisis.

### 5.2.4 ANÁLISIS COMPARATIVO ENTRE LOS SISTEMAS DE AUMENTO DE POTENCIA

Para efectuar el análisis comparativo de los sistemas se utilizó la medición de potencia por medio del acelerómetro G-Tech, debido a que estos vehículos se encuentran en estado activo de operación por parte de los propietarios.

En términos económicos es posible realizar una comparación entre los costos de instalación de cualquiera de los tres sistemas mencionados, los cuales son utilizados en la ciudad de Quito a 2800 [m.s.n.m.], ya que el objetivo es demostrar la eficiencia superior del motor turbo a esta altura, además los resultados serían diferentes si las condiciones atmosféricas fueran distintas (nivel del mar).

Partiendo de este análisis se infiere que la comparación en términos económicos debe cuantificar los efectos de la instalación de cada sistema y su incremento de prestaciones y relacionarlos a sus costos asociados, en otras palabras determinar el costo del incremento unitario de potencia del motor.

Para la comparación del incremento de potencia se utilizó la ecuación 4.2 y para obtener el costo de incremento de potencia se utilizó la ecuación 5.3

$$Costo_{POTENCIA} = \frac{Costo\ de\ instalación}{Incremento\ de\ potencia} \quad \text{Ecuación 5.3}$$

El incremento de potencia se comparó a partir de la potencia nominal del vehículo de prueba antes de instalar el turbo. La comparación

se realizó en iguales condiciones atmosféricas y de pista de los vehículos en análisis, resultando la tabla 5.5.

**Tabla 5.6** Análisis comparativo entre los sistemas

<b>Configuración CORSA 1600 cm3</b>	<i>Preparación atmosférico</i>	<i>Sistema de óxido nitroso</i>	Turbo a 7 [psi]
<i>Potencia a las ruedas [HP]</i>	85,5	87,7	102,40
<i>Incremento de potencia [HP]</i>	25,7	27,9	42,60
<b>Porcentaje de incremento</b>	42,98%	46,66%	71,24%
<i>Costo de instalación</i>	\$3275,00	\$2980,00	\$4030,00
<b>Costo potencia [USD/HP]</b>	<b>127,43</b>	<b>106,81</b>	<b>94,60</b>

Fuente: Autor

En la tabla 5.6 se aprecia que pese a que el precio de instalación del sistema de turbocompresor es más elevado que las otras preparaciones para el incremento de potencia, el beneficio en ciudades ubicadas en la altura es mayor (94,60 [USD/HP]). Adicionalmente, el motor del vehículo está preparado para soportar hasta 15 [psi] de presión, con lo cual se espera prestaciones aún mayores que las obtenidas.

Pese a que la preparación del motor atmosférico es muy alta y eficiente, no logra igualar las prestaciones del motor con turbo, además su maniobrabilidad es muy inestable y dificultosa para la conducción en ciudad debido al alto traslape valvular ocasionado por el árbol de levas. Adicionalmente, debido a la elevada relación de compresión de este motor (aproximadamente 11:1), es imprescindible la utilización de combustible con mayor octanaje para evitar el autoencendido. Sin embargo, para cualquier tipo de competencia acorde al reglamento de ANETA, este vehículo entra en la categoría de hasta 1605 [cm<sup>3</sup>], contrariamente a los otros dos motores con los sistemas en análisis que entrarían a la categoría de vehículos sobrealimentados, obligatoriamente teniendo que competir con vehículos con mayores prestaciones.

Con la instalación del sistema de óxido nitroso, el aumento de potencia es muy significativo pero por la naturaleza de este sistema, solo puede ser usado durante cortos intervalos de tiempo, pero su maniobrabilidad y consumo de combustible en ciudad en normal, y el incremento drástico de potencia solo ocurrirá cuando el conductor así lo requiera. No obstante, el costo por rellenar el tanque con el gas es

relativamente alto (140 USD), lo que a lo largo del tiempo no resulta beneficioso en términos económicos.

Igualmente, los costos operativos de las distintas configuraciones son similares por las altas exigencias que deben cumplir los motores, e igualmente los sistemas de transmisión, frenos, suspensión, y llantas sufren un desgaste acorde al estilo de conducción y calidad de las piezas.

Sin embargo, los resultados serían distintos si las pruebas fueran hechas a nivel del mar, donde los motores atmosféricos recuperan la potencia perdida debido a la densidad del aire. Por lo tanto, el sistema de turbocompresor es el más eficiente (costo - beneficio) para la operación en ciudades ubicadas en la altura, ya que es el único sistema que aumenta y recupera la densidad del aire.

## **CAPÍTULO VI**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **6.1 CONCLUSIONES**

- El turbo seleccionado es de marca Garrett serie GT2560R, el cual cumple con todos los requisitos técnicos para la instalación en un vehículo de 1600 cm<sup>3</sup> para su operación en la ciudad de Quito.
- El motor no presentó ningún problema de fiabilidad de sus componentes internos, ni de los sistemas anexos como refrigeración, lubricación, y encendido.

- Con la instalación de sistema de turbocompresor se incremento la potencia a las ruedas en un 71% a las 6000 [RPM], y un aumento del 88% en el torque a las 5000 [RPM] cuando el vehículo es operado en la ciudad de Quito a 2800 [m.s.n.m.].
- La instalación del interenfriador en el sistema de turbocompresor condujo a que exista una remoción de calor del aire del sistema, permitiendo que el aire ingrese con mayor densidad al motor a 30 [°C].
- Las condiciones atmosféricas conllevan a que el tiempo de retardo sea mayor al a utilizarlo en la altura, pero debido al diseño del sistema de presurización que incluye la longitud, ángulo y sección de las tuberías, y además a la tecnología de fabricación del turbo (cojinetes de bolas), permitieron que el umbral de sobrealimentación sea a las 3400 [RPM].
- La presión de sobrealimentación en las pruebas fue de 7 [psi], y el motor no presentó problemas de autoencendido. Adicionalmente, de acuerdo al mapa de flujo del compresor y a los cálculos realizados el turbo funcionará eficientemente hasta los 12 [psi] de presión, por lo que se espera incrementos aún mayores utilizando combustible de mejor octanaje y controlando el autoencendido.
- Por medio de la instalación del sistema de turbocompresor, y por medio de la ejecución de las pruebas de campo, el tiempo necesario para alcanzar cierta distancia fue disminuido hasta en un 20%.
- La aceleración del vehículo aumentó sustancialmente, y eso quedó demostrado con la ejecución de las pruebas de campo donde su obtuvo una reducción de hasta un 45% de los tiempos necesarios para alcanzar una velocidad determinada.

- Mediante el sistema de control de presión y a la válvula de descarga es posible regular la PS de una manera fácil y rápida, lo cual permite alcanzar versatilidad al operar el vehículo en cualquier configuración.
- El sistema de inyección independiente ayuda a mantener la mezcla de aire y combustible lo más rica posible cuando la presión de sobrealimentación aumenta, permitiendo la optimización del sistema de turbocompresor.
- El sistema de turbo es el que tiene mayor costo beneficio al momento de potenciar un motor en la altura, ya que fue comparado con otros sistemas como óxido nitroso y preparación completa de motor, en vehículos con motores similares.
- Los costos operativos aumentan ya que el consumo de combustible del motor se incrementó en un 7,42% para su operación en ciudad y un 17,15% para carretera. Sin embargo, el consumo no se ve afectado si el motor es operado por debajo del umbral de sobrealimentación, o al no operarlo a plena carga del motor, es decir, sin que el turbo genere sobrealimentación.
- Los costos de mantenimiento, específicamente los costos por cambio de aceite aumentan en un 20% ya que el aceite debe estar en las mejores condiciones para la lubricación del turbo.
- El sistema de frenos, suspensión, transmisión y sustentación del vehículo no sufrirán un desgaste significativo. El desgaste depende exclusivamente del estilo de conducción del conductor, sin embargo, el embrague y el sistema de frenos son los más afectados por la instalación del turbo.
- El software de selección es una herramienta que permite calcular rápidamente los parámetros necesarios y puntos críticos para la selección de un turbo en cualquier condición atmosférica.

## 6.2 RECOMENDACIONES

- Al momento de instalar el sistema de turbo, no deben ingresar impurezas o rebabas a los impulsores o cuerpo de cojinetes del turbocompresor.
- Antes de encender el motor turbocargado por primera vez, es imperativo que el cuerpo de cojinetes del turbo esté correctamente lubricado.
- El motor turboalimentado debe estar por lo menos 30 segundos prendido en ralentí antes de su normal operación para garantizar se lubricación, de igual manera y por la misma razón, el motor debe permanecer prendido por lo menos 30 segundos antes de apagarlo.
- Para incrementar la presión de sobrealimentación, es necesario e imprescindible que el motor no opere en mezcla pobre, y que no exista autoencendido (octanaje del combustible, relación de compresión, sistema de encendido).
- Es altamente recomendable el control continuo de filtro de aire, inyectores, aceite y líquido refrigerante, asegurando que estos cumplan con las cantidades mínimas permitidas y que se encuentren en el mejor estado y calidad posible.
- Es recomendable que debido al aumento de torque del motor, se tomen todas las medidas necesarias el momento de su operación en piso húmedo o mojado, pues es muy viable que el auto pierda tracción.
- Si el sistema de frenos no es mejorado, es recomendable tomar las precauciones necesarias para que el vehículo se detenga completamente, ya que la distancia de frenado aumenta por el incremento de potencia.



- Si el vehículo es trasladado a lugares donde exista mayor presión atmosférica o a nivel del mar, el sistema de inyección programable deberá ser reconfigurado para su correcto funcionamiento.

## **ANEXOS**

