



Universidad del Azuay

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz

**DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA
SOBREALIMENTADOR CON TURBO COMPRESOR, EN UN
MOTOR OTTO.**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz**

Autor

Pablo David Segarra Coello

Director

Ing. Fernando Guerrero Palacios

Cuenca, Ecuador

2007

DEDICATORIA

A mis Padres por la ayuda que siempre me dieron, para poder culminar mis estudios y carrera universitaria, por el apoyo y respaldo que tuve en los buenos y malos momentos de mi vida; A mis amigos por la confianza y motivación que siempre me brindaron para poder culminar con mis metas y proyectos.

Pablo Segarra Coello.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad del Azuay; a los profesores de la Escuela de Ing. Automotriz que compartieron sus conocimientos, a mi director de Tesis Ing. Fernando Guerrero por el apoyo brindado durante el proceso para la culminación del trabajo de graduación, a los talleres SpeedMotors por la ayuda dada para la elaboración del proyecto.

RESUMEN

El principal problema de pérdida de potencia de los motores Otto es la falta de presión en el aire que llega al interior de los cilindros; esto se da en lugares altos, como en la ciudad de Cuenca que se encuentra a 2500 metros sobre el nivel del mar; Para solucionar esta pérdida se utiliza los sobrealimentadores que son sistemas que utilizan los gases de escape del motor, que por medio de un turbo compresor generan una presión de aire en el múltiple de admisión; de esta forma, se compensa la pérdida de presión para que el motor funcione óptimamente.

ABSTRACT

The principal problem of the loss of the power in the motors Otto is the loss of pressure in the air which reaches the cylinders; this occurs in high places, like in the city of Cuenca basin that is to 2500 meters on the level of the sea; In order to solve this lost overloaders are used. Those systems are used by exhaust gases of the motor, which through turbo compressor generates an air pressure in the admission manifold. In this way the loss of pressure is compensated so that the motor works optimally.

Índice de contenidos

Dedicatoria.	ii
Agradecimiento.	iii
Resumen.	iv
Abstract.	v
Índice de contenidos.	vi
Índice de Ilustraciones y Cuadros.	ix
Índice de Anexos.	x
Introducción.	1

CAPITULO 1: FUNDAMENTOS TEORICOS.

1.1 La Sobrealimentación.	2
1.2 Esquema del sistema sobrealimentador.	5
1.2.1 Ciclos de funcionamiento del Turbo.	8
1.2.1.1 Funcionamiento a ralentí y carga parcial inferior.	8
1.2.1.2 Funcionamiento a carga parcial media.	8
1.2.1.3 Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga.	8
1.3 Mantenimiento preventivo y Averías.	8
1.3.1 Falta de lubricación y/o insuficiencia de aceite.	9
1.3.2 Contaminación en el sistema de lubricación.	12
1.3.3 Objetos extraños en el sistema de escape o sistema de aire.	14
1.3.4 Utilización incorrecta.	17

CAPITULO 2: DISEÑO Y SELECCIÓN.

2.1 Datos y medidas del motor.	20
2.2 Cálculo de la pérdida de potencia a 2500 msnm. (Pp).	21
2.2.1 Porcentaje de pérdida de potencia.	23
2.3 Rendimiento térmico (η_t).	23
2.3.1 Rendimiento térmico a 2500 msnm (η_{t2}).	24
2.3.2 Rendimiento mecánico (η_m).	25
2.3.3 Rendimiento del diagrama (η_d)	25
2.3.4 Rendimiento útil a 2500 msnm. (η_{u2}).	25
2.3.5 Consumo específico de combustible (Gpe2) a 2500 msnm.	26
2.3.6 Potencia efectiva (Ne).	26
2.4 Rendimiento volumétrico (η_v).	27

2.5 Selección del turbocompresor.	29
2.5.1 Relación de presión (PR).	29
2.5.2 Flujo de aire necesario (CFM).	30
2.5.2.1 Límite de bombeo.	30
2.5.2.2 Línea de estrangulación o límite máximo.	32
2.5.2.3 Líneas de velocidad del eje del turbocompresor.	32
2.5.2.4 Área de porcentaje de eficiencia.	32
2.5.3 Cálculos para determinar el turbocompresor para el motor.	32
2.5.3.1 Relación de potencia y variación de la presión atmosférica.	32
2.5.3.1.1 Cálculo de la Relación de Presión. (PR).	32
2.5.3.1.2 Cálculo del Flujo de aire necesario (CFM).	34
2.5.3.1.3 Cálculo de la presión en el múltiple de admisión (Map).	35
2.5.4 Gráfica del Turbo compresor.	37
2.5.5 La relación A/R.	38
2.6 Relación de compresión	38
2.7 Cálculo del incremento de potencia.	42

CAPITULO 3: CONSTRUCCION DEL SISTEMA.

3.1 Sistema de escape de gases.	44
3.1.1 Múltiple de escape.	44
3.1.2 Tubo principal de escape.	45
3.1.3 Terminal o silenciador de escape.	46
3.1.4 Válvula de descarga (<i>waste gate</i>).	47
3.1.4.1 Calibración de la válvula de descarga.	49
3.2 Sistema de admisión de aire.	50
3.2.1 Intercambiador de calor (<i>Intercooler</i>).	52
3.2.2 Válvula de alivio (<i>Blow-off</i>).	55
3.3 Sistema de lubricación.	57
3.3.1 Radiador de aceite.	58
3.3.2 Selección del Radiador de Aceite.	58
3.3.3 Conexión de cañerías.	59
3.4 Sistema de alimentación de combustible.	61
3.5 Modificaciones adicionales en el motor.	61
3.5.1 Relación de compresión.	61
3.5.2 Los Pistones, cojinetes de biela y bancada a usarse.	62

CAPITULO 4: PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

4.1 Generalidades	63
4.2 Tablas de comparación de niveles de potencia, estándar y modificado.	63
4.2.1 Tabla de nivel de tiempo máximo, de 0 a 100 Km/h; Aceleración.	63
4.2.2 Tabla de nivel de tiempo máximo, en cada cambio de marcha.	64
4.2.3 Tabla de nivel de tiempos, en carretera con pendiente de 30°.	65
4.3 Tablas de comparación de niveles de consumo de combustible.	66
4.4 Niveles de emisiones de gases.	67

CONCLUSIONES FINALES Y RECOMENDACIONES.	69
--	-----------

GLOSARIO DE SIMBOLOS.	70
--	-----------

BIBLIOGRAFIA.	73
--------------------------------	-----------

ANEXOS.	74
--------------------------	-----------

Índice de Ilustraciones y Cuadros

Figura 1.1: Gráfico de aspiración de un motor.	3
Figura 1.2: Turbocompresor seccionado.	4
Figura 1.3: Funcionamiento de un turbocompresor.	6
Figura 1.4: Temperaturas de funcionamiento del turbocompresor.	7
Figura 1.5 a 1.12: Falta de lubricación y/o insuficiencia de aceite.	10
Figura 1.13 a 1.18: Contaminación en el sistema de lubricación.	13
Figura 1.19 a 1.21: Objetos extraños en el sistema de escape.	15
Figura 1.22 a 1.24: Utilización incorrecta.	18
Figura 2.1: Mapa de un turbocompresor.	31
Figura 2.2: Grafica del turbo compresor.	37
Figura 2.3: Grafica de la relación A/R.	38
Figura 3.1: Múltiple de escape conformado.	44
Figura 3.2: Múltiple de escape con tubos de acero.	44
Figura 3.3: Múltiple de escape del sistema.	45
Figura 3.4: Tubo principal de escape.	45
Figura 3.5: Junta Flexible de escape.	46
Figura 3.6: Terminal de escape.	46
Figura 3.7: turbinas valvulares.	47
Figura 3.8: Válvula de descarga externa.	47
Figura 3.9: Ubicación de la válvula de descarga.	48
Figura 3.10: Funcionamiento de la válvula de descarga.	48
Figura 3.11: Componentes de la válvula de descarga.	49
Figura 3.12: Juntas, bridas y cañerías de aluminio del sistema de aire.	50
Figura 3.13: Sistema de admisión de aire.	50
Figura 3.14: Relación de volumen y densidad de aire.	52
Figura 3.15: Intercambiador de calor <i>KingMaster HKS</i>	53
Figura 3.16: Ubicación del Intercambiador de calor.	55
Figura 3.17: Válvula de alivio <i>Blow-Off</i>	56
Figura 3.18: Conexión de la válvula de alivio.	56
Figura 3.19: ubicación del radiador de aceite.	58
Figura 3.20: kit de refrigeración de aceite.	59
Figura 3.21: Conexión del circuito de lubricación.	60
Figura 3.22: empaque del cabezote.	61
Figura 4.1: Niveles de emisiones de gases de escape.	67

Tabla 2.1: Manual de datos técnicos del Motor GM.	20
Tabla 2.2: Variación de la densidad del aire según la altura.	21
Tabla 2.3: Relación altura con temperatura, presión y densidad.	22
Tabla 3.1: Características de los Radiadores de aceite.	58
Tabla 4.1: Aceleración de 0 a 100 Km/h.	63
Tabla 4.2: Niveles de tiempo en cada cambio de marcha.. . . .	64
Tabla 4.3: Tiempo Máximo en Pendiente.	65
Tabla 4.4: Consumo de combustible.	66
Tabla 4.5: Límites máximos de emisiones de gases.. . . .	67
Tabla 4.6: Niveles de emisiones del motor sobrealimentado.	68

Índice de Anexos

Anexo 1: Fotografías del Sistema sobrealimentador en el motor.	74
Anexo 2: Lista de precios de los componentes utilizados en el sistema.	76

Segarra Coello Pablo David
Trabajo de graduación
Ing. Fernando Guerrero
septiembre del 2007

DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA SOBREALIMENTADOR CON TURBO COMPRESOR, EN UN MOTOR OTTO.

INTRODUCCIÓN

A partir del descubrimiento de los motores térmicos, el hombre cada vez busca mas fuentes de energía y combustibles para poder emplearlos en dichos motores con la finalidad de incrementar la potencia, rendimiento y disminuir el consumo de combustible con una menor emanación de gases contaminantes; uno de los elementos fundamentales para el funcionamiento de los motores es el aire que ingresa al mismo, pero al ser éste un gas que cambia de propiedades según en el lugar en el que se encuentra, por lo que los motores nunca van a tener el mismo rendimiento cuando funcionan en lugares al nivel del mar donde la presión atmosférica es mayor, que en lugares situados a 2500 msnm, para solucionar estos problemas de presión de aire se ha implementado sistemas sobrealimentadores.

La instalación del sobrealimentador se puede realizar en cualquier motor a gasolina efectuando algunos cambios, esto implicará realizar modificaciones a los sistemas de: escape, admisión, lubricación, refrigeración y en la relación de compresión del motor. Todas estas modificaciones se realizarán basadas en cálculos teóricos, para garantizar la vida útil del motor, según la concepción original de los fabricantes.

En el contenido de esta tesis, se encontrará como primer punto todas las especificaciones de funcionamiento, mantenimiento y fallas de estos sistemas. Posteriormente se realizará todos los cálculos teóricos de los diferentes componentes para su óptimo desempeño; realizados estos cálculos, se pasará al diseño y la construcción del sistema en el motor; detallando todas sus partes que le componen; finalmente se realizaran las calibraciones necesarias para poder realizar las pruebas de funcionamiento finales en el vehículo sobrealimentado.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEORICOS

1.1 La sobrealimentación

El uso de elementos que sirvan para sobrealimentar los motores, viene dado por la necesidad de aumentar la potencia sin tener que incrementar la cilindrada. Aumentar la potencia depende de la cantidad de mezcla aire combustible quemado en cada ciclo de trabajo y del número de revoluciones.

Pero tanto en motores Diesel como en los de gasolina, por mucho que aumentemos el combustible que hacemos llegar al interior de la cámara de combustión, no conseguimos aumentar su potencia si este combustible no encuentra aire suficiente para quemarse; así pues, solo conseguiremos aumentar la potencia, sin variar la cilindrada ni el régimen del motor, si conseguimos colocar en el interior del cilindro un volumen de aire (motores Diesel) o de mezcla (aire y gasolina para los motores de gasolina) mayor que la que hacemos entrar en una "aspiración normal" (motores atmosféricos).

En regiones situadas a grandes altitudes o con climas muy calurosos, existe la necesidad de compensar la disminución de la densidad de aire producida por una disminución de la presión atmosférica ocasionada por la altitud y una disminución de las moléculas de oxígeno por el aumento de temperatura. Para solucionar todas estas pérdidas se utilizan los sistemas sobrealimentadores.

En el caso de los motores de gasolina, la sobrealimentación, presenta un problema inicial que ha de tenerse en cuenta. Como se ha visto, en la combustión de los motores de gasolina, el problema que acarrea sobrepasar una cierta presión de compresión puede ocasionar problemas de autoencendido, bien por autoencendido o por detonación.

Este problema es debido al aumento de temperatura que sufre la mezcla de aire-combustible dentro del cilindro en la carrera de compresión del motor que será tanto mayor cuanto mayor sea el volumen de mezcla (precisamente es lo que provoca la sobrealimentación). La solución para este problema consiste en reducir la relación

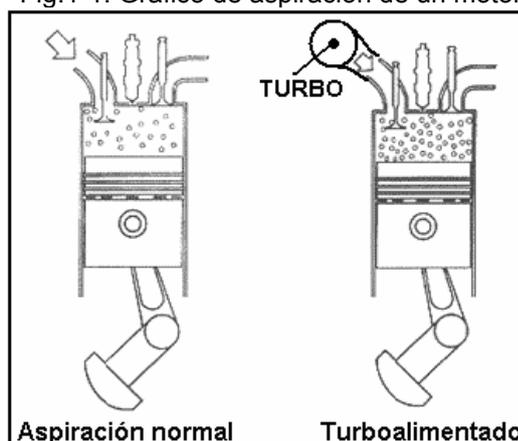
de compresión por debajo de 10:1 con el fin de que no aumente demasiado la presión y con ello la temperatura de la mezcla que puede provocar el autoencendido o la detonación.

Otro problema que se debe considerar a estos motores lo representa el aumento de las cargas térmicas y mecánicas. Debido a que las presiones durante el ciclo de trabajo en un motor sobrealimentado son mayores, esto se traduce en unos esfuerzos mecánicos y térmicos por parte del motor que hay que tener en cuenta a la hora de su diseño y construcción, reforzando las partes mecánicas más proclives al desgaste y mejorando la refrigeración del motor.

El motor de combustión interna es clasificado como una máquina consumidora del aire. Esto significa que la potencia obtenida de un motor dado es determinada por la cantidad de aire que aspira en un cierto periodo de tiempo, y no por la cantidad de combustible utilizada. Esto es porque el combustible que es quemado requiere aire con el cual se mezcla para completar el ciclo de combustión. Una vez que la relación aire/ combustible alcanza un cierto punto, la adición de más combustible no producirá más potencia, solamente humo negro.

Cuanto más denso el humo negro, mayor es el desperdicio de combustible. Por lo tanto, aumentando el combustible más allá del límite de la relación aire/ combustible, sólo resulta en un consumo excesivo del mismo.

Fig.1-1. Gráfico de aspiración de un motor



Fuente: <http://www.turbodina.com.ar/tecnica/motores.php>, Acceso: 14 de diciembre de 2006

Los sistemas sobrealimentadores son instalados en motores para aumentar la densidad del aire dentro de la cámara de combustión del motor. Debido a este aumento de volumen y masa del aire comprimido, se puede inyectar más combustible para producir una mayor potencia en un determinado motor. La versión

sobrealimentada de un motor también mantendrá un nivel de potencia mayor que su versión no sobrealimentada, cuando se opera en altitudes sobre el nivel del mar.

Un turbocompresor es básicamente una bomba de aire diseñada para operar utilizando la energía de los gases de escape originalmente desperdiciadas por los motores no turbo cargados. Estos gases hacen girar el rotor de la turbina (caliente) acoplado a través de un eje al rotor del compresor (frío), que al girar aspira un gran volumen de aire filtrado y lo pasa comprimido al motor.

El turbocompresor, a pesar de la precisión con que es construido, es un equipo muy sencillo y durable, sin embargo, exige mantenimientos y cuidados como cualquier otro componente del motor.

La energía térmica, la velocidad y presión de los gases de escape del motor son utilizadas para hacer girar el rotor de la turbina. La velocidad de rotación del conjunto rotativo y rotor del compresor es determinada por la forma y tamaño del rotor y la carcasa de la turbina. La carcasa actúa como un caracol dirigiendo el flujo del gas para los álabes del rotor de la turbina, haciéndolo girar. Como el rotor del compresor está acoplado al eje y rotor de la turbina, éstos giran con la misma velocidad. El aire filtrado es aspirado por el rotor y la carcasa del compresor, donde es, comprimido y distribuido a través del colector de admisión para la cámara de combustión.

Hay un gran número de beneficios obtenidos de la alimentación turbo. La combustión es más completa y más limpia. La presión positiva del aire en la admisión (por arriba de la presión atmosférica) beneficia al motor de diversas maneras. Durante el cruce de las válvulas del motor, cuando las válvulas de escape y admisión están simultáneamente abiertas, el aire limpio pasa a través de la cámara de combustión "lavando" los cilindros y eliminando todo el gas quemado restante, enfriando los cilindros, pistones, válvulas y gases de escape. La quema completa del combustible más el enfriamiento del motor, ayudan a extender la vida del motor.

Muchos turbocompresores son utilizados para lo que se llama normalización o compensación de la altitud del motor naturalmente aspirado. Debido a esto, decimos que el turbocompresor fue adecuado solamente para mejorar la combustión con un moderado aumento de potencia, sin incremento del débito de

combustible. Con exceso de aire disponible para la combustión, el motor producirá mayor potencia a nivel del mar y en altitudes.

Con una adecuada elección del turbocompresor y regulaciones del motor, es posible aumentar con seguridad la potencia del mismo en hasta un 50%, con poco o ningún cambio de componentes del motor. Es importante la elección correcta del turbocompresor y regulaciones del motor para que no se excedan los límites de diseño del motor. La falla en la elección puede llevar a un sobrecalentamiento del motor, presiones y temperaturas excesivas en la cámara de combustión que afectan la vida del motor causando fallas en los componentes, tales como: pistones, camisas, válvulas, cojinetes, casquillos, etc.

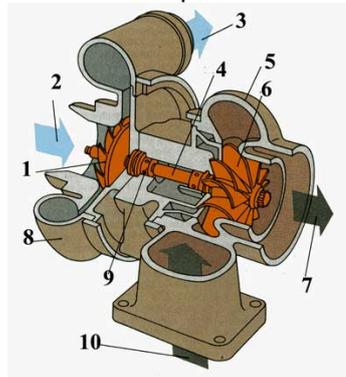
1.2 Esquema del sistema sobrealimentador.

Un sistema sobrealimentador con turbo compresor, esta formado por varias partes y subsistemas, para su funcionamiento; todos estos deben estar en perfecta coordinación para su óptimo desempeño.

La parte principal del sistema, es propiamente el turbo compresor, que es el encargado de generar la presión de aire en el interior del motor; el cual esta sometido a grandes presiones de trabajo, temperaturas muy elevadas y a frecuencias de giro por el rango de las 100.000 rpm; por lo que, su construcción y forman son de acabados muy finos y precisos.

La forma constructiva de un turbo compresor es básicamente dos turbinas, que son solidarias por un eje común, que se encuentran en el interior del cuerpo del mismo. El siguiente gráfico nos indicará las diferentes partes que forman el turbo compresor.

Fig. .1.2 turbocompresor seccionado

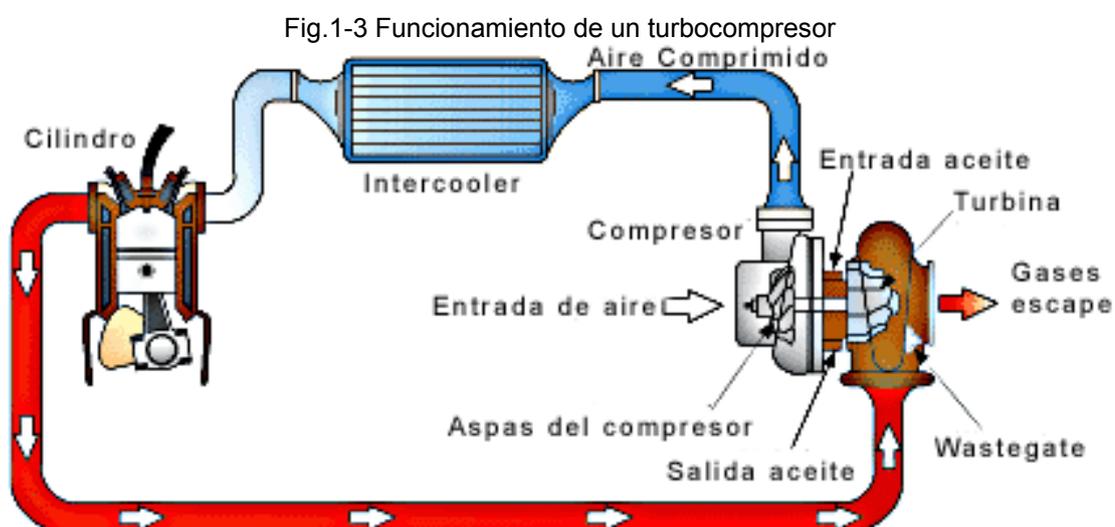


Fuente: <http://www.automecanico.com/auto2007/turbo1.html>, Acceso: 20 de Diciembre del 2006

La figura 1.2 nos indica un turbocompresor seccionado, con sus diferentes elementos, flujos de aire y flujos de gases de escape; que nombraremos a continuación:

- 1- Rodete turbina.
- 2- entrada de flujo de aire atmosférico.
- 3- Salida de flujo de aire comprimido.
- 4- Eje principal.
- 5- Carcasa de escape.
- 6- Rodete compresor.
- 7- Salida de flujo de gases de escape.
- 8- Carcasa de admisión.
- 9- Cojinetes de rodamiento.
- 10- Entrada de flujo de gases de escape.

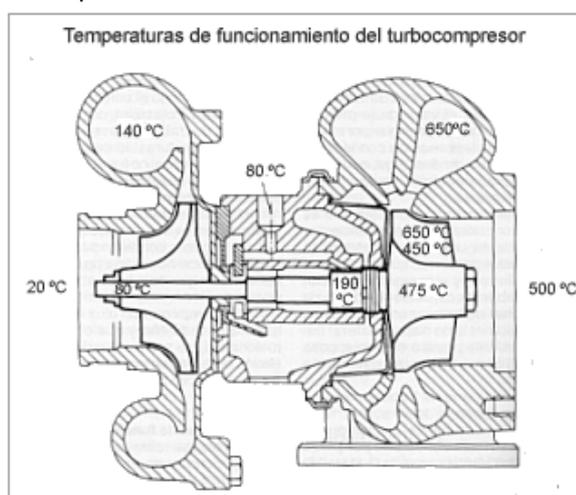
El funcionamiento de un turbo compresor es el siguiente: por la entrada de la carcasa de escape 10, entran los gases provenientes del motor, los cuales hacen girar el rodete compresor 6, transmitiendo el movimiento por el eje principal 4, produciendo el giro del rodete turbina 1; al girar este, aspira el aire por el conducto de la entrada de la carcasa de admisión 2 comprimiendo el aire, dejando al aire comprimido salir por el conducto de salida del flujo de aire comprimido 3, de esta manera conseguimos el incremento de presión y caudal de aire deseado, en el interior de los cilindros del motor.



Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html,
Acceso: 20 de Diciembre del 2006

Las temperaturas de funcionamiento 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 las que están en contacto con el aire de aspiración solo alcanzan los 80 °C, estas diferencias de temperatura concentrada en una misma pieza (eje común) determinan valores de dilatación diferentes, lo que produce dificultades a la hora del diseño de un turbo y la elección de los materiales que soporten estas condiciones de trabajo adversas.

Fig.1-4 temperaturas de funcionamiento del turbocompresor



Fuente: www.mecanicavirtual.org/turbo2.htm, Acceso: 20 de diciembre del 2006

El turbo se refrigera en parte además del aceite de engrase, por el aire de aspiración cediendo una determinada parte de su calor al aire que fuerza a pasar por las aletas del compresor. Este calentamiento del aire no resulta nada favorable para el motor, ya que no sólo dilata el aire de admisión de forma que le resta densidad y con ello riqueza en oxígeno, sino que, además, un aire demasiado caliente en el interior del cilindro dificulta la refrigeración de la cámara de combustión durante el barrido al entrar el aire a una temperatura superior a la del propio refrigerante líquido.

Los motores Otto, en los cuales las temperaturas de los gases de escape son entre 200 y 300°C más altas que en los motores Diesel, suelen ir equipados con carcasas centrales refrigeradas por agua. Cuando el motor está en funcionamiento, la carcasa central se integra en el circuito de refrigeración del motor. Tras pararse el motor, el calor que queda se expulsa utilizando un pequeño circuito de refrigeración que funciona mediante una bomba eléctrica de agua controlada por un termostato.

1.2.1 Ciclos de funcionamiento del Turbo

1.2.1.1 Funcionamiento a ralentí y carga parcial inferior:

En estas condiciones el rodete de la turbina de los gases de escape es impulsada por medio de la baja energía de los gases de escape, y el aire fresco aspirado por los cilindros no será precomprimido por la turbina del compresor, simple aspiración del motor.

1.2.1.2 Funcionamiento a carga parcial media:

Cuando la presión en el colector de aspiración (entre el turbo y los cilindros) se acerca a la atmosférica, se impulsa la rueda de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es precomprimido y conducido hacia los cilindros bajo presión atmosférica o ligeramente superior, entrando a funcionar el turbo como sobrealimentador del motor.

1.2.1.3 Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga:

En esta fase continua aumentando la energía de los gases de escape sobre la turbina del turbo y se alcanzara el valor máximo de presión en el colector de admisión que debe ser limitada por un sistema de control (válvula de descarga). En esta fase el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión que no debe sobrepasar los 0,9 bar en los turbos normales generalmente.

1.3 Mantenimiento preventivo y Averías.

Para mantener la vida y el desempeño del turbocompresor se debe observar principalmente, como buena práctica de mantenimiento, el sistema de filtración de ACEITE y AIRE. Se ha demostrado que el mayor porcentaje de fallas en turbocompresores son causados por falta de aceite, insuficiencia o restricción del flujo de aceite e impurezas del aceite. La segunda mayor incidencia es causada por la entrada de objetos extraños en los rotores del compresor y / o turbina.

Lo importante en el análisis de fallas es determinar la causa exacta del problema antes de remover y sustituir la unidad. La falla inicial y seguida de reincidencias,

pueden ser del tipo que resultan en daños caros del motor. También pueden ocurrir daños irreparables en la imagen del producto.

Frecuentemente se sustituye la unidad sin resolver el problema, resultando en una reincidencia de la falla, pérdida de tiempo y de dinero. Es importante recordar que la mayoría de las fallas en turbocompresores son causadas por deficiencia en los procedimientos de operación, falla de mantenimiento, mantenimiento inadecuado, prácticas de reparación incorrectas y falta de mantenimiento preventivo.

A pesar del gran desarrollo y mejoría en la durabilidad y desempeño de los turbocompresores en los últimos años, todavía existen situaciones de operación y ambiente que pueden resultar en la falla del turbocompresor. Existen varias y diferentes causas de fallas de turbos, estas pueden ser agrupadas en 4 categorías principales:

- Falta de lubricación y/o insuficiencia de aceite.
- Contaminación en el sistema de lubricación.
- Objetos extraños en el sistema de escape o en la entrada de aire.
- Utilización incorrecta.

1.3.1 Falta de lubricación y/o insuficiencia de aceite.

El turbo nunca debe operar con el motor a plena carga con presión de aceite menor que 2,068 bar. (30 PSI). El turbo es más sensible a la insuficiencia de aceite que el motor debido a la alta velocidad de rotación del eje y a la relativamente pequeña área de contacto con los cojinetes.

La falta de presión y flujo de aceite durante el inicio del funcionamiento del motor tiene efectos dañinos en los cojinetes del turbo. Si el funcionamiento fuera normal durante la partida del motor, es lógico que no habrá problemas. Sin embargo, existen condiciones anormales. Esto ocurre, por ejemplo, cuando se enciende el motor después del cambio de aceite y filtro, o sea, cuando el sistema de lubricación está vacío. Pueden suceder condiciones similares cuando el motor permaneció parado por un largo período de tiempo, en este caso el aceite del sistema de lubricación tiende a escurrir para el cárter.

Antes de dar marcha al motor, debe ser estrangulado hasta que se observe la estabilización en la presión del aceite. El mismo procedimiento debe ser seguido

cuando se da la partida en tiempo frío, pues el lubricante puede estar congelado y necesitar de un largo tiempo para fluir. Los cojinetes del turbo se pueden dañar si el atraso en el flujo de aceite excediera los 30 segundos y mucho más rápidamente si el motor fuera acelerado muy por encima de la rotación de marcha lenta.

Cuando el aceite está degradado, o no tiene presión o volumen suficiente para la lubricación adecuada de la cojinetes y el eje del turbo. Puede ser por distintas causas como:

A) Causas:

- Nivel de aceite del cárter fuera de la especificación
- Fuga de aceite en las conexiones del turbo o agregados
- Obstrucción en las tuberías / canales de lubricación de la carcasa central
- Exceso de aceite carbonizado en la galería de la carcasa central
- Exceso de temperatura a la salida de los gases
- Aceite lubricante inadecuado

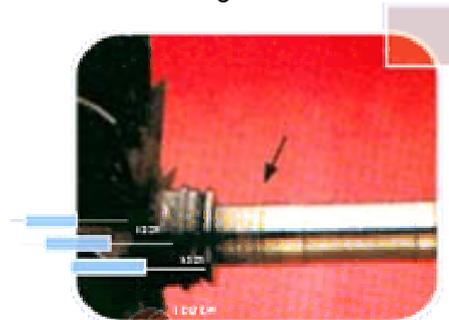
B) Consecuencias:

- Puede existir desgaste en los cojinetes radiales, cuello del eje y chumacera de apoyo, como indica los gráficos.

Fig.1-5



Fig. 1-6

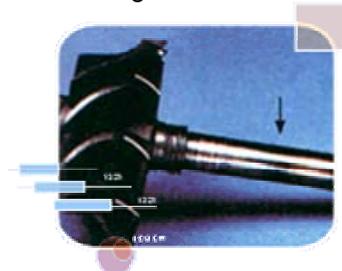


- Huellas de bronce y azulado en los cuellos de los ejes

Fig. 1-7



Fig. 1-8



- Desgaste en los alojamientos de las cojinetes radiales en la carcasa Central

Fig. 1-9

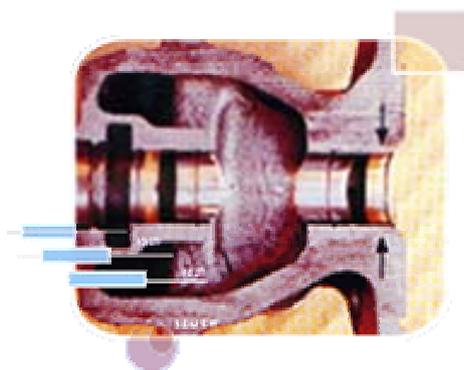
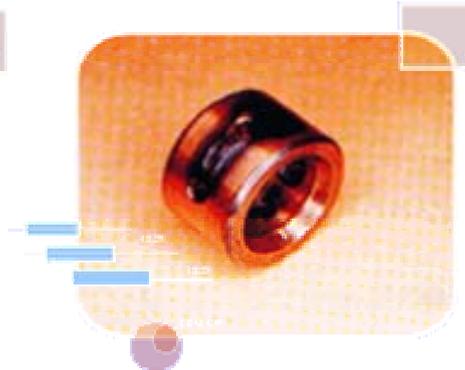


Fig. 1-10

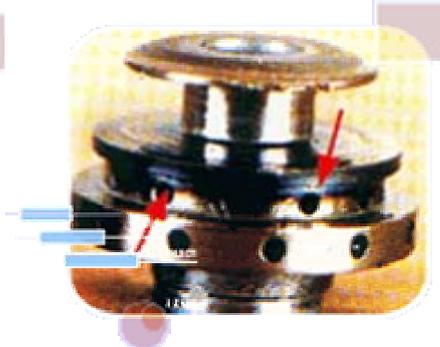


- Desgaste en las superficies de sello del plato del compresor y azulado del collarín.

Fig. 1-11



Fig. 1-12



C) Síntomas:

- Fuga de aceite
- Ruido
- Pérdida de potencia
- Exceso de humo
- Consumo excesivo de aceite

El procedimiento de partida que se recomienda realizar, en el primer encendido del motor después de un cambio de aceite y filtro, es el siguiente:

- gire el motor, si es posible, sin dar partida hasta que el filtro y el sistema de aceite estén completos (llenos) y la presión de aceite se establece en el manómetro.
- encienda y gire el motor en marcha lenta durante el tiempo necesario para obtener la estabilidad en la presión de aceite, de lo contrario, la falla de los cojinete será el resultado de la falta de aceite.

- Se deberá llenar el filtro de aceite con lubricante limpio antes de colocarlo, esto reducirá el tiempo de giro del turbo sin aceite.

El procedimiento de partida que se recomienda realizar, en el motor después de la instalación del turbo, es el siguiente:

- Asegúrese de que la tubería de entrada y drenaje de aceite estén limpias antes de ser conectadas. Si se utilizan mangueras, asegúrese de que no estén secas, no estén deterioradas y desescamándose en la parte interna. Si se usa tubería de metal, asegúrese de que no existe restricción o doblado.
- Asegúrese de que el tubo de aceite esté limpio a nivel de operación. El filtro de aceite debe ser completado con aceite limpio para minimizar el tiempo de giro del motor.
- Deje el tubo de drenaje desconectado del turbo y gire el motor sin dar partida hasta que el aceite fluya por la carcasa central. El flujo estable de aceite indica que las burbujas de aire salieron de la galería de aceite. Se puede utilizar un embudo para regresar el aceite para el tubo de drenaje.

1.3.2 Contaminación en el sistema de lubricación.

Cuando existen impurezas en el lubricante. El aceite contaminado o sucio va a desgastar los cojinetes del turbo mucho antes que los cojinetes del motor, porque el eje del turbo gira en una velocidad mucho mayor que el motor. Cuando este tipo de falla es encontrada en el turbo, la causa de la contaminación debe ser localizada y corregida antes de la instalación de otro turbo, si esto no fuera hecho, el segundo turbo va a fallar rápidamente y con la posibilidad de daños en el motor. Además de esto, si el contaminante fuera suficientemente grande para obstruir el paso del aceite, puede resultar en una falla por insuficiencia de aceite.

Análisis de muestras de aceite en los cambios periódicos de filtro pueden ayudar a prevenir este tipo de falla. El cambio de aceite y filtro no debe extenderse nunca más allá de los intervalos recomendados por el fabricante del motor. Cuando existen impurezas en el aceite puede ser por distintas causas como:

A) Causas:

- Filtro de aceite saturado
- Lubricante recuperado
- Motor reacondicionado con impurezas en las galerías
- Aceite carbonizado por alta temperatura
- Partículas provenientes del desgaste de otros componentes del motor
- Residuo de combustión incompleta

B) Consecuencias:

- Ralladuras / desgaste en las cojinetes radiales.

Fig. 1-13

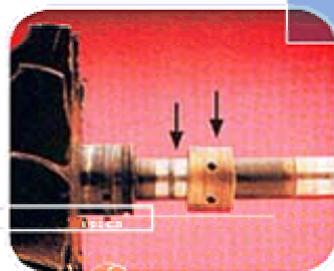


Fig. 1-14



- Ralladuras / desgaste en la cojinetes de apoyo y collarín.

Fig. 1-15

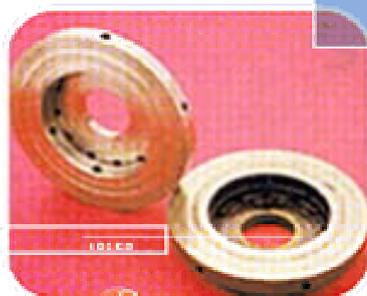
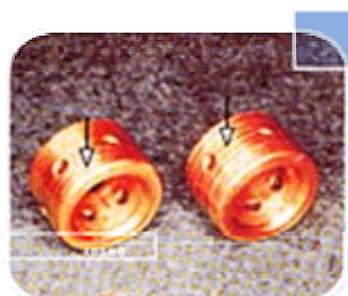


Fig. 1-16



- Desbalanceo (fricción de los rotores en la carcaza).

Fig. 1-17

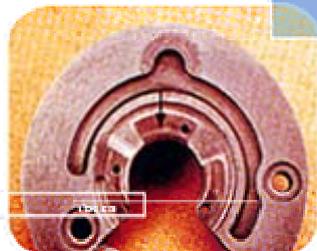


Fig. 1-18



- Ruptura de componentes

C) Síntomas:

- Fuga de aceite
- Ruido
- Pérdida de potencia
- Exceso de humo
- Consumo excesivo de aceite

1.3.3 Objetos extraños en el sistema de escape o sistema de aire.

La entrada de polvo (partículas sólidas) en la carcasa del compresor por una falla del sistema de filtración puede dañar seriamente, por erosión, los alabes del rotor del compresor y resultarán en un deterioro del turbocompresor y del desempeño del motor.

Los daños en los alabes, cuando no son uniformes, llevan a movimientos irregulares del eje (desbalanceo), que dañarán los cojinetes y consecuentemente el turbo. La ingestión de arena o polvo causan también daños excesivos en las demás partes del motor, como pistones, anillos, camisas, etc.

La entrada de grandes objetos como arandelas, tornillos, tuercas, piedras y herramientas, etc., destruirán completamente el turbo y muchas veces causarán severos daños al motor.

La obstrucción o restricción en el sistema de filtración del aire, resultante de un mantenimiento deficiente, llevará a una reducción de presión y volumen de aire en la entrada del compresor de turbo, llevando a la pérdida de desempeño. Restringiendo la entrada del aire, será reducido también el flujo del aire hacia el motor y a una condición de sobrealimentación de combustible, que llevará al motor a trabajar con temperaturas excesivas y con humo negro; La obstrucción del filtro resulta en una disminución de la presión entre el filtro y la entrada del compresor, principalmente en régimen de marcha lenta. El cambio adecuado del filtro de aire puede prevenir y corregir los problemas mencionados.

Cuando alguna impureza o material extraño penetra en el sistema de cojinetes, produce un desgaste en el cuello de la carcasa central, cojinete y ejes. Los contaminantes impregnados en la superficie de los cojinetes actúan como abrasivo, dañando las piezas. Cuando el desgaste en los cuellos del eje y la carcasa y en los

cojinetes se vuelve excesivo, los rotores (ambos) comienzan a raspar en las carcazas y la rotación del turbo disminuye, como consecuencia, el desempeño del turbo y del motor disminuyen y se percibirá una pérdida en la potencia, así como humo excesivo, ruido y fuga de aceite para una o ambas carcazas terminales.

Cuando algún material de procedencia externa al turbo choca contra los rotores. Puede ser por materiales olvidados en las tuberías, durante el mantenimiento o instalación. Otras causas pueden ser:

A) Causas:

Por el lado del compresor:

- Ausencia de filtro de aire
- Daños en las mangueras del aire (rota / rasgada)
- Resecamiento de las mangueras (desescamado interno)

Por el lado de la turbina:

- Materiales provenientes del motor (válvula, pistón, etc.)
- Materiales provenientes del colector (residuos de fundición)

B) Consecuencias:

- Deformación / rotura de los alabes de los rotores.

Fig. 1-19



Fig. 1-20



Fig. 1-21



- Desbalanceo (fricción de los rotores en las carcazas)
- Desgaste de componentes internos
- Rotura del eje

C) Síntomas:

- Pérdida de potencia
- Ruido
- Fuga de aire
- Exceso de humo

El procedimiento de partida que se recomienda realizar, para la revisión de fuga de aire y ruido. Es el siguiente:

Con el motor en funcionamiento, verifique el turbo en relación al ruido o vibración fuera de lo común. Esto puede indicar un mal funcionamiento del conjunto eje-rotor. Si se percibiera alguna condición sospechosa, pare el motor inmediatamente, para proteger el turbo y el motor de daños mayores. Examine el turbo conforme el procedimiento de inspección recomendado. Si fuera evidente cualquier daño, el turbo deberá ser removido y sustituido.

Si el turbo fuera considerado funcional, esto es, sin averías, proceda al chequeo del sistema de aire como con el motor parado, de la siguiente manera:

- Revise si no existe restricción de paso de aire en el filtro de aire.
- Observe si todas las abrazaderas de las mangueras están en orden y apretadas.
- Revise la junta del colector de admisión.
- Observe si no hay rajaduras o deterioros en todas las mangueras.

Terminada esta revisión, proceda al chequeo con el motor en marcha lenta, Las fugas de aire entre el turbo y el motor se pueden verificar por el tacto y a través de la aplicación de una pequeña cantidad de aceite o espuma de jabón a lo largo de la tubería, conexiones y mangueras. Observe si aparecen burbujas.

Las fugas de gas entre el motor y la entrada del turbo también podrán producir cambios en el nivel de ruido y reducir el desempeño del turbo.

El procedimiento que se recomienda realizar, para la revisión de fallas en el sistema de escape. Es el siguiente:

- Cheque la existencia de fugas en la junta del colector.
- Verifique si los tornillos del colector están apretados.

- Verifique si existen rajaduras o porosidad en el colector.
- Verifique la existencia de fugas en la junta de la brida de la entrada de gases de la turbina.
- Verifique si los tornillos de la brida de la turbina están debidamente apretados

Las fugas de gases de escape son detectadas a través de la decoloración por calentamiento del área de la fuga. Mucha atención con la aparente fuga de aceite. La mayoría de las veces en que el turbocompresor se encuentra sucio de aceite, no existe fuga. Este aceite es proveniente del sistema de recirculación de gases del cárter.

Antes de retirar el turbocompresor del vehículo, se debe hacer una verificación completa en todo el sistema involucrado. Muchos turbocompresores son removidos innecesariamente, creyendo que está con defecto. Sin embargo, la causa de la falla detectada, puede ser proveniente de problemas en otros componentes del motor.

Después de tomar las acciones recomendadas, el turbo y las tuberías relacionadas con la falla, deberán ser limpiados en caso de que tengan residuos de aceite. Así, será posible andar con el vehículo y comprobar que el problema fue solucionado.

En caso de que el problema persista, es muy posible que el turbo haya sido dañado como consecuencia de los problemas relacionados. En este caso, retire el turbo y proceda al análisis.

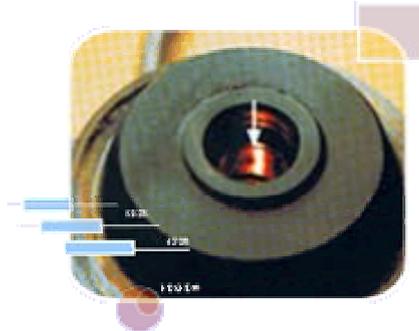
1.3.4 Utilización incorrecta.

A diferencia de los motores convencionales, los motores sobrealimentados exigen otro tipo de utilización y manejo, cuando un sistema sobrealimentador es utilizado sin las precauciones necesarias, además del uso inadecuado. Por ejemplo Apagar el motor inmediatamente luego de un largo tiempo de trabajo, sin esperar que el motor este en ralenti, al estar el turbo a elevadas temperaturas y con una presión de aceite baja, se puede correr los siguientes riesgos:

A) Consecuencias:

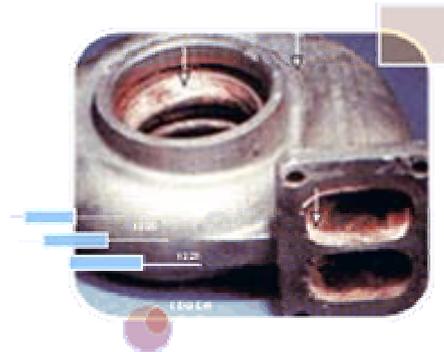
- Ralladura en la carcaza de la turbina

Fig. 1-22



- Decoloración interna de la carcaza de la turbina y álabes del rotor.

Fig. 1-23



- Carbonización del aceite en la región del canal de centrifugación del eje y galerías de retorno del aceite.

Fig. 1-24

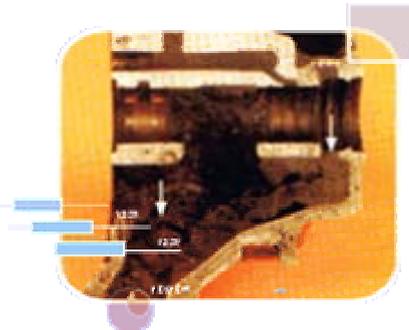


Fig 1-5 a 1-24, Fuente: [www. forums.audiworld.com/s4/messages/1046677.phtml](http://www.forums.audiworld.com/s4/messages/1046677.phtml), acceso: 18 de diciembre del 2006.

Se recomienda después de una utilización severa del motor con recorridos largos a altas velocidades, no parar inmediatamente el motor sino dejarlo encendido en

ralentí un mínimo de 60 seg. para garantizar una lubricación y refrigeración óptima para cuando se vuelva arrancar de nuevo. El cojinete del lado de la turbina puede calentarse extremadamente si el motor se apaga inmediatamente después de un uso intensivo del motor. Teniendo en cuenta que el aceite del motor arde a 221 °C de esta manera puede carbonizarse el turbo.

En la actualidad existen un dispositivo electrónico llamado " control de turbo " ("turbotimer"), este aparato sirve para retrasar el apagado del motor después de haber conducido, mediante un circuito electrónico programable para el tiempo de apagado del vehículo, permitiendo al turbo y al motor enfriarse. No debemos olvidarnos que el turbo está sometido a grandes esfuerzos térmicos y que su eje y rodamientos necesitan enfriarse.

CAPITULO 2

DISEÑO Y SELECCIÓN

2.1 Datos y medidas del motor

El diseño y la instalación del sistema sobrealimentador con turbocompresor, se lo desarrollará en un motor de un vehículo CHEVROLET CORSA modelo 2001 con sistema de inyección multipunto, el mismo que tiene las siguientes características:

Tabla 2-1. Manual de datos técnicos del Motor GM.

MOTOR	
Tipo	C14NE
Cilindraje	1389 CC
Potencia máxima (cv / RPM)	85.4 / 6000
Torque Máximo (N.m / RPM)	113,5 / 3000
Orden de encendido	1-3-4-2
Diámetro interior del cilindro	77,6 mm
Carrera del émbolo	73.4 mm
Relación de compresión	9,4 : 1
Número de Válvulas	8
Número de cojinetes de bancada	5
Revoluciones en ralentí	950 ± 50 RPM
Angulo total de apertura de la válvula de escape	240°
Angulo total de apertura de la válvula de admisión	217°
Relación de transmisión de la caja de cambios	
1° marcha	3,73 : 1
2° marcha	2,14 : 1
3° marcha	1,41 : 1
4° marcha	1,21 : 1
5° marcha	0,89 : 1
Reversa	3,31 : 1
Relación de transmisión grupo cónico	4,19 : 1

Fuente: Mirasol Cuenca.

2.2 Cálculo de la pérdida de potencia a 2500 msnm. (Pp)

Los motores de combustión interna son diseñados para funcionar en diferentes alturas y condiciones climáticas, pero por la variación del estado del aire puede aumentar o disminuir la potencia, con un tipo de aire denso y frío mas aire será aspirado por consiguiente aumentando la potencia, mientras que un aire húmedo contiene menos oxígeno que un aire seco por lo que reduce la potencia. Por ejemplo, el rendimiento de un vehículo es mucho mayor cuando funciona al nivel del mar, que en lugares a 2500 msnm.

Tabla 2-2. Variación de la densidad del aire según la altura.

Altura (m)	Temperatura ° K	Presión		Densidad kg/m ³
		mmHg	Bar	
0	288	760	1.013	1,225
200	286,8	742	0,989	1,202
400	285,4	725	0,966	1,179
600	284,4	707	0,942	1,156
800	282,9	690	0,920	1,134
1000	281,6	674	0,898	1,112
1200	280,3	658	0,877	1,090
1400	279	642	0,856	1,070
1600	277,7	626	0,834	1,048
1800	276,4	611	0,814	1,027
2000	275,1	596	0,794	1,007
2200	273,8	582	0,776	0,987
2400	272,5	567	0,756	0,967
2600	271,2	553	0,737	0,947
2800	269,9	539	0,718	0,928
3000	268,6	526	0,701	0,909

Fuente: Giacosa, Dante, (1984) *Motores Endotérmicos*, p.186.

Luego de analizar los motores endotérmicos en un banco de pruebas y en cámaras donde es posible variar la presión y temperatura del aire, se ha determinado que la potencia es directamente proporcional a la presión barométrica e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta.

Para tener una relación de la variación de potencia en diversas condiciones de temperatura y presión ambiente, se utiliza la presión estándar de 760 mm Hg y la temperatura de 15 °C, se utiliza entonces la siguiente fórmula:

$$P_o = P_e \frac{p_o}{p} \sqrt{\frac{T}{T_o}} \quad 1$$

P_o = Potencia en atmósfera estándar (cv).

P_e = Potencia obtenida al freno a 2500 msnm (cv).

p = Presión atmosférica ambiente (bar).

p_o = Presión normal de 760 mm de mercurio.

T = Temperatura ambiente °K.

T_o = Temperatura absoluta 288 °K.

Tabla 2-3. Relación altura con temperatura, presión y densidad.

Altura (m)	0	2500
Temperatura (°K)	288	271.85
Presión (bar)	1.013	0.746
Densidad del aire (Kg/m ³)	1.225	0,957

Fuente: Giacosa, Dante, (1984) *Motores Endotérmicos*, p.186.

Despejando P_e de la fórmula anterior tenemos que:

$$P_e = P_o \frac{p}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T}}$$

$$P_e = 85,4CV \frac{0.746bar}{1.013bar} \sqrt{\frac{288^\circ K}{271.85^\circ K}}$$

$$P_e = 64,7 cv$$

Para obtener el valor de P_e en Hp, tenemos que **1 Hp ~ 1,013 cv.**

Por lo tanto, el motor a 2500 msnm tendría una potencia de $P_e = 63,96 Hp$.

La pérdida de potencia P_p que tendría el motor es la siguiente:

$$P_p = P_o - P_e \quad P_p = 85,4 cv - 64,7 cv$$

$P_p = 20,7 cv$ de pérdida de potencia a 2500 msnm.

¹Giacosa, Dante, (1984) *Motores Endotérmicos*, p.185.

2.2.1 Porcentaje de pérdida de potencia.

El porcentaje de pérdida de potencia, se obtiene relacionando la potencia original del motor, con la potencia obtenida a 2500 msnm. Mediante una regla de tres.

$$\text{Porcentaje real de la potencia a 2550 msnm} = (100\% \times P_e) / P_o$$

$$(100\% \times 64,7 \text{ cv}) / 85,4 \text{ cv} = \mathbf{75,8\%}$$

Por lo tanto, el porcentaje de pérdida de potencia **%Pp** es :

% Pp = 100 % - 75.8 % = 24.2 % es el porcentaje calculado de pérdida de potencia a 2500 msnm.

2.3 Rendimiento térmico (η_t) .

El rendimiento térmico se obtiene de los ciclos ideales, esto quiere decir, que es el resultado de un proceso donde no existen pérdidas de calor o sea a calor constante. No tiene relación con la cilindrada del motor, sino solamente con la relación de compresión; de esta manera mientras mas elevada sea mejor será su rendimiento.

η_t = Rendimiento térmico.

Rc = Relación de compresión.

α = Constante de gas ideal con calor específico constante (1,33 para motores a gasolina).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}} \quad ^2$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{9.4^{1.33-1}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{2.09}$$

$$\eta_t = \mathbf{0,52}$$

$$\eta_t = \mathbf{52\%}$$

²Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.72.

2.3.1 Rendimiento térmico a 2500 msnm (η_t 2) .

Cuando la altura sobre el nivel del mar aumenta, la densidad del aire disminuye, produciendo que la presión inicial de compresión sea menor, con lo cual el rendimiento térmico disminuye.

η_{t_2} = Rendimiento térmico a 2500 msnm.

Rc = Relación de compresión.

α = Constante de gas ideal con calor específico constante (1,33 para motores a gasolina).

“ δ = Es la relación entre la densidad del aire que entra a formar parte de la mezcla aire-combustible (para nuestro caso a 2500 msnm) para la densidad del aire a 760 mm Hg.”³

$$\delta = \frac{\text{Densidad del aire aspirado}}{\text{Densidad del aire a 760 mm Hg.}} \quad 3$$

$$\delta = \frac{0.957 \text{ Kg/m}^3}{1.225 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\delta = 0,78$$

$$\eta_{t_2} = \delta \left(1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}} \right) \quad 4$$

$$\eta_{t_2} = 0,78 \left(1 - \frac{1}{9.4^{1.33-1}} \right)$$

$$\eta_{t_2} = \mathbf{0,41}$$

$$\eta_{t_2} = \mathbf{41\%}$$

³Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.76.

⁴Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.77.

2.3.2 Rendimiento mecánico (η_m).

“El rendimiento mecánico es la relación entre el trabajo efectivo disponible en el volante motor y el trabajo teórico o indicado. En el trabajo efectivo se toma en cuenta las pérdidas mecánicas por fricción de los componentes en movimiento como el conjunto biela – manivela y los órganos auxiliares como bomba de aceite, bomba de agua, alternador, etc. Según estos factores que intervienen en el motor y sus acoplamientos el valor del rendimiento mecánico fluctúa entre valores del 80 y 90 % para motores a gasolina. Teniendo en cuenta que para los cálculos que realizaremos, se utiliza el valor mínimo en atención a que un motor rápido y de pequeña cilindrada pierde rendimiento mecánico, dicho valor es necesario para el cálculo del rendimiento útil.”⁵

2.3.3 Rendimiento del diagrama (η_d).

“Es un grado de calidad, obtenido por la comparación entre el diagrama real y el diagrama teórico y su valor esta comprendido entre el 75 y 90%.”⁶

El valor del rendimiento del diagrama lo tomaremos en un porcentaje de 80% para efectuar los cálculos del rendimiento útil.

2.3.4 Rendimiento útil a 2500 msnm. (η_{u_2})

Conocido también como rendimiento efectivo del motor, es un valor calculado mediante el producto de los rendimientos obtenidos del motor, es un factor importante para calcular el consumo específico del combustible y poder determinar el tipo de turbocompresor que se va a utilizar.

η_{u_2} = Rendimiento útil a 2500 msnm.

η_{t_2} = Rendimiento térmico a 2500 msnm.

η_d = Rendimiento del diagrama.

η_m = Rendimiento mecánico.

^{5,6}Pugo Pablo, Diego Torres, Tesis de grado, "Selección de un turbo cargador ", Cap I, pag 5.

$$\eta_{u_2} = \eta_{t_2} \times \eta_d \times \eta_m \quad 7$$

$$\eta_{u_2} = 0,41 \times 0,8 \times 0,8$$

$$\eta_{u_2} = \mathbf{0,26}$$

$$\eta_{u_2} = \mathbf{26\% \text{ de rendimiento útil a 2500 msnm}}$$

2.3.5 Consumo específico de combustible (Gpe2) a 2500 msnm.

Está indicado por la cantidad de combustible absorbido por el motor en gramos por cada caballo vapor – hora de potencia útil, puede cambiar de valor al variar el número de revoluciones por minuto y la carga.

Gpe2 = Consumo específico de combustible a 2500 msnm (gr /cv- h).

Qe = Poder calorífico de la gasolina , (10550 cal/kg).⁸

η_{u_2} = Rendimiento útil a 2500 msnm.

$$Gpe2 = \frac{632300cal}{Qe \times \eta_{u_2}} \text{ en gr. /cv-h} \quad 9$$

$$Gpe2 = \frac{632300cal}{10550cal / Kg \times 0.26} = 230,514 \text{ gr. /cv- h}$$

2.3.6 Potencia efectiva (Ne)

El par disponible en el eje motor y la potencia que genera este par, es la potencia efectiva o llamada también potencia al freno, porque se mide con un dispositivo frenante que se aplicado al eje motor, este se opone al par motor y permite medir su valor. (Giacosa 121).

Como la potencia obtenida al freno (Pe) es de 64,7 cv, podemos afirmar que la potencia efectiva (Ne) también tiene este valor, esté es:

$$\mathbf{Potencia \text{ obtenida al freno } (P_e) = Potencia \text{ efectiva } (N_e) = 64,7 \text{ cv}}$$

⁷⁻⁹ Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.73-74.

⁸ <http://www.km77.com/tecnic/a/alternativas/alcohol/texto.asp>, acceso: 15 de Octubre de 2006.

2.4 Rendimiento volumétrico (η_v).

El rendimiento volumétrico está directamente relacionado con la potencia del motor ya que es la relación entre el peso de los gases efectivamente introducidos en el motor y el peso de la carga completa del cilindro.

“ η_v = Rendimiento volumétrico.”¹²

Para poder obtener el valor de caudal de aire que ingresa al motor (Q_r), se lo realiza de una forma practica, se conecta un scanner al motor el cual nos indicara el caudal de aire que ingresa a determinadas revoluciones por minuto, este valor es el siguiente:

“ $Q_r = 8,2$ gal/seg ingresa al motor a 3700 rpm (m^3 /seg).”¹³

m_{real} = Masa de aire real.

$m_{teórica}$ = Masa de aire teórica.

V = Volumen (cm^3).

Q_t = Caudal de aire teórico que ingresa al motor a 3700 rpm (cm^3 /seg ó m^3 /seg).

V_u = Volumen unitario (cm^3).

N_c = Número de cilindros.

La equivalencia de: 1 gal = 3785 cm^3

$Q_r = 0.031 m^3$ /seg

De la tabla 2.2, obtenemos que el valor de la densidad del aire d_a a 2500 msnm es de:

$d_a = 957gr/m^3$ a 0,746 bar

¹² Giacosa, Dante, (1978) *Motores Endotérmicos*, p.127.

¹³ Dato obtenido mediante diagnóstico electrónico del motor Chevrolet corsa activo, Mirasol Cuenca, 14 de diciembre del 2006

$$d = \text{densidad} \frac{\frac{m_{real}}{seg}}{Qr} \quad 14$$

$$957 \text{ gr /m}^3 = \frac{m_{real} / seg}{0.031065 \text{m}^3 / seg}$$

$$m_{real} = 29.7 \text{ gr}$$

El caudal teórico (**Qt**) aspirado a **3700 rpm**, obtenemos en función del siguiente cálculo:

$$Qt = Vu \times \frac{3700 \text{ aspiraciones}}{2 \text{ min}} \times Nc$$

$$Qt = 347,25 \frac{\text{cm}^3}{\text{aspir.}} \times \frac{3700 \text{ aspir.}}{2 \text{ min}} \times 4 \text{cil.}$$

$$Qt = 2569650 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Qt = 42827,5 \text{ cm}^3/\text{seg}$$

$$Qt = 0,0428 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$d = \frac{\frac{m_{teórica}}{seg}}{Qt}$$

$$957 \text{ gr /m}^3 = \frac{m_{teórica} / seg}{0.0428 \text{m}^3 / seg}$$

$$m_{teórica} = 40,9596 \text{ gr}$$

¹⁴ Bosch. Robert (1996) *Manual de la Técnica del Automóvil*, p.178.

$$\eta_v = \frac{m_{real}}{m_{teórico}} \quad 15$$

$$\eta_v = \frac{29,7 \text{ gr}}{40,9596 \text{ gr}}$$

$$\eta_v = 0,725$$

El rendimiento volumétrico (η_v) del motor sin turbo compresor a 2500 msnm es del **72,5 %**, este rendimiento como ya la explicamos anteriormente es la relación entre la masa real y la masa teórica de aire que ingresa al motor. “El valor del rendimiento volumétrico para los motores turbo alimentados esta entre el 80 y 90 %.” ¹⁵

Para nuestro estudio tomaremos un valor medio de $\eta_v = 85\%$.

2.5 Selección del turbocompresor

El turbocompresor se define por el caudal de aire que necesita el motor. Mediante gráficas o llamados también mapas de compresión se indica el rendimiento de un turbo, dichas gráficas o mapas son proporcionados por los fabricantes de los turbocompresores. Los mapas describen como estimar los valores de la relación de presión y del flujo de aire necesario (CFM) para el tipo de motor en el que se instalará el turbo cargador, describiendo el rendimiento del turbo cargador como es: eficiencia, flujo de aire, capacidad de aspiración y la velocidad del eje del turbo.

2.5.1 Relación de presión (PR).

Relaciona la presión de salida de aire del turbo (P2) con la presión de entrada de aire (P1), las unidades pueden expresarse en bar ó en psi.

$$PR = P2/P1 \quad 16$$

¹⁵ Giacosa, Dante, (1978) *Motores Endotérmicos*, p.127.

¹⁶ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:17 de Oct 2006

2.5.2 Flujo de aire necesario (CFM).

Es la masa de aire que fluye a través del compresor y del motor, puede expresarse en kg/seg (lb/min) o también en unidades de volumen m³/seg (ft³/min); el volumen de aire se convierte en masa de aire multiplicando por la densidad del aire. Donde:

Ne = Potencia del motor medida en el banco de pruebas en kw ó Hp.

14,7 = Relación estequiométrica aire/ combustible.

Gpe = Consumo específico de combustible en kg/kw h ó lb/Hp h.

Constante para obtener la relación de presión y del flujo de aire necesario CFM en lb/min

$$\text{CFM} = \text{Potencia (Hp)} \times \text{Relación} \frac{\text{aire}}{\text{comb.}} \times \text{Consumo Específico de Combustible} \frac{\text{lb / Hp} \times \text{h}}{60}$$

Por lo tanto:

$$\text{CFM} = \text{Ne} \times 14,7 \times \text{Gpe} \text{ en lb/min}$$

17

El valor de CFM en lb/min es necesario para la interpretación o ubicación de dicho punto en el mapa del turbo cargador; por lo que se tiene que realizar la conversión indicada.

2.5.2.1 Límite de bombeo.

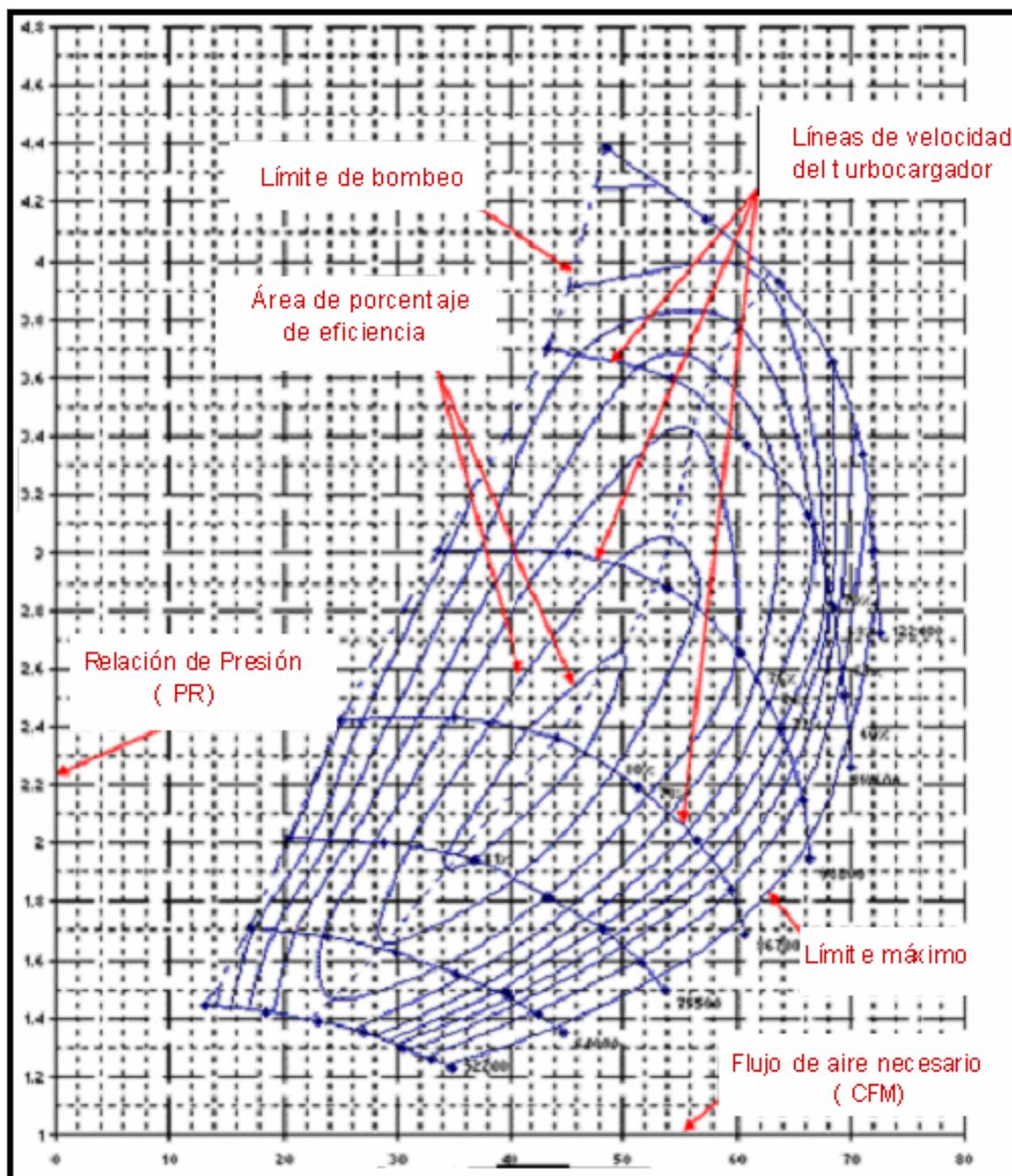
Es la línea izquierda que limita al turbocompresor (fig 2.1), si pasamos un punto a la parte izquierda de está línea representa una región de flujo inestable ya que el compresor tiene un flujo con variaciones altas en la presión, lo que puede ocasionar serios daños en el compresor por exceso de presión.

Existen dos situaciones comunes referentes a esta línea; la primera es cuando no hay suficiente flujo de presión (poca carga), indicando que el compresor es demasiado grande para el motor; la segunda indica que cuando la válvula del acelerador se cierra y no entra al motor el flujo de presión aportado por el compresor

¹⁷ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:17 de Oct 2006

indica un nivel de sobrecarga para lo cual se puede utilizar una válvula de alivio de presión en el conducto de entrada de aire; pero lo mas aconsejable es determinar un punto en el mapa que se encuentra cerca de está línea y al lado derecho.

Fig.2.1 Mapa de un turbocompresor



Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html,
Acceso: 17 de Oct 2006

2.5.2.2 Línea de estrangulación o límite máximo.

Es la línea que delimita la parte derecha del mapa (fig 2.1), define el punto donde la eficiencia decae en un 58%, disminuyendo el flujo de presión por lo que el motor necesita un compresor mas grande.

2.5.2.3 Líneas de velocidad del eje del turbocompresor.

Indican las velocidades constantes del eje del turbo cargador, están ubicadas en relación al flujo de presión.

2.5.2.4 Área de porcentaje de eficiencia.

Son regiones concéntricas que indican la eficiencia del turbo cargador, las áreas de la mitad indican la mayor eficiencia del turbo cargador.

2.5.3 Cálculos para determinar el turbocompresor para el motor.

2.5.3.1 Relación de caballos de fuerza y variación de la presión atmosférica.

Con los valores de 63,96 Hp y la presión atmosférica de 0,746 bar. (10,82 psi) en funcionamiento del motor a 2500 msnm; el sistema sobrealimentador por causa de los conductos y uniones de los tubos de admisión sufre pérdidas de presión, por lo que se realiza el siguiente análisis:

2.5.3.1.1 Cálculo de la Relación de Presión. (PR)

$$PR = P2/P1$$

Donde:

PR = Relación de presión.

P2 = Presión de salida de aire del compresor (bar ó psi).

P1 = Presión de entrada de aire al compresor (bar ó psi).

“La presión de salida de aire del compresor P2 se determina por medio de un manómetro colocado en la salida del compresor del turbo, los fabricantes de turbo cargadores indican un valor constante de 0,689 bar a 0,8268 bar (10 psi a 12 psi) bien; a este valor tenemos que sumarle la presión atmosférica a la altura sobre el nivel del mar, para nuestro caso es a 2500 msnm la presión atmosférica P es de

0,746 bar (10,82 psi). Por restricciones causadas por el filtro de aire y los conductos de admisión la presión atmosférica sufre una depresión de 0,0689 bar (1 psi) en la presión de entrada de aire al compresor P1:"¹⁸

$$P1 = 0,746 \text{ bar} - 0,0689 \text{ bar}$$

$$P1 = 10,82 \text{ psi} - 1 \text{ psi}$$

$$P1 = 0,677 \text{ bar}$$

$$P1 = 9,82 \text{ psi}$$

Con todas estas modificaciones debemos obtener una nueva PR en la cual se adiciona a la presión del turbo la presión atmosférica, debido a que el manómetro utilizado en la medición de la presión del turbo no considera la presión atmosférica, de esta manera se obtienen valores mas reales de la relación de presión PR:

La equivalencia de: 1 bar = 14,5037 psi

$$PR = \frac{P2 + P}{P1} \quad 19$$

Para el valor de presión a la salida del turbo compresor P2, tomamos el valor medio del rango de presión que da el fabricante del turbo compresor, que es de P2 = 0,75 bar ò 11 psi.

$$PR = \frac{(0,75\text{bar} + 0,746\text{bar})}{0,677\text{bar}}$$

$$PR = 2,2$$

$$PR = \frac{(11\text{psi} + 10,82\text{psi})}{9,82\text{psi}}$$

$$PR = 2,2$$

¹⁸http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:17 de Oct 2006

¹⁹http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:17 de Oct 2006

2.5.3.1.2 Cálculo del Flujo de aire necesario (CFM).

Una regla general para todos los turboscompresores aplicados en motores de gasolina es, que generan de 9,5 a 10,5 Hp por cada lb/min de flujo de aire, por ejemplo un motor de 400 Hp requiere de 36 a 44 lb/min de flujo de aire.

El factor de conversión es **1kw = 1,35962 cv**, **1kg = 1000gr**

Donde:

$$Gpe2 = 230.514 \frac{gr}{cv * h} * \frac{1kg * 1.3596cv}{1000gr.kw} * \frac{1h}{3600seg}$$

$$Gpe2 = 8,349 \times 10^{-5} \text{ kg/ kw seg}$$

Ahora realizamos la transformación de CV a kw de la potencia.

$$\text{Potencia efectiva} = Ne = \frac{64,7cv * 1kw}{1.35962cv}$$

Ne = 47,58 kw de potencia efectiva

CFM = Ne x 14,7 x Gpe2 en kg/ h

$$CFM = (47,58kw) \times (14,7) \times (8,7 \times 10^{-5} \text{ kg/ kw seg})$$

$$CFM = 0,06 \text{ kg/ seg}$$

El factor de conversión es **1kg = 2,2046 lb**, **1kg = 1000gr**, **1HP = 1.013 cv**,

donde:

$$Gpe2 = 230.514 \frac{gr}{CV \times h} \frac{1Kg}{1000gr} \frac{2.2046lb}{1Kg} \frac{1.013CV}{1Hp} \frac{1h}{60 \text{ min}}$$

$$Gpe2 = 8,46 \times 10^{-3} \text{ lb/Hp min}$$

CFM = Ne x 14,7 x Gpe2 = lb/min

$$CFM = (63,96 \text{ Hp}) \times (14,7) \times (8,46 \times 10^{-3} \text{ lb/Hp min})$$

$$CFM = 7,954 \text{ lb/min}$$

2.5.3.1.3 Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (Map)

Es la presión absoluta en el múltiple de admisión y tiene relación con la potencia requerida del motor.

Donde:

CFM = Flujo de aire en lb/min.

“**R** = Constante de gases.(639,6)”²⁰

“**T2** = Temperatura en el múltiple de admisión (130 °F).”²¹

η_v = rendimiento volumétrico para motores turbo alimentados.

n = Revoluciones por minuto a la potencia máxima.

Vt = Cilindraje total en plg³.

Vt = 1.389 cm³, para poder utilizar la fórmula de Map lo transformaremos

en plg³ de la siguiente manera:

$$1 \text{ plg}^3 = 16,3871 \text{ cm}^3$$

$$X = 1.389 \text{ cm}^3$$

$$\text{Por lo tanto, } V_t = 84,76 \text{ plg}^3.$$

$$\text{Map} = \frac{\text{CFM} \times R \times (460 + T_2)}{\eta_v \times \left(\frac{n}{2}\right) \times V_t} \quad 22$$

$$\text{Map} = \frac{7,954 \text{ lb/min} \times 639.6 \times (460 + 130^\circ\text{F})}{0,725 \times \left(\frac{6000}{2}\right) \times 84,76 \text{ plg}^3}$$

$$\text{Map} = 13,887 \text{ psi } \acute{o} \text{ 0,9574 bar}$$

²¹ Valor obtenido de la practica en el motor.

²⁰⁻²² http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso: 17 de Oct 2006

Nuevamente volveremos a calcular la relación de presión (PR), pero se tomara en cuenta la perdida de presión entre el compresor y las uniones hacia el conducto de admisión. Esta perdida se de por la distancia, curvas y restricciones que tiene el sistema de alimentación. Se la denomina Δp la cual tiene un valor medio de perdida de presión de 2 psi.

$$\Delta p = 2 \text{ psi} \approx 0,137 \text{ bar} \quad ^{23}$$

$$\text{“ } P_2 = M a p + \Delta p \text{”} \quad ^{23}$$

$$P_2 = 0,9574 \text{ bar} + 0,137 \text{ bar}$$

$$P_2 = 13,887 \text{ psi} + 2 \text{ psi}$$

$$\mathbf{P_2 = 1,0944 \text{ bar}}$$

$$\mathbf{P_2 = 15,887 \text{ psi}}$$

Este valor de presión P2 es el que brinda el turbo compresor al motor, el cual utilizaremos posteriormente para encontrar el incremento de potencia en el motor.

$$P_1 = 0.677 \text{ bar}$$

$$P_1 = 9,82 \text{ psi}$$

$$PR = P_2/P_1$$

$$PR = P_2/P_1$$

$$PR = 1,0944 \text{ bar} / 0.677 \text{ bar}$$

$$PR = 15,887 \text{ psi} / 9,82 \text{ psi}$$

$$\mathbf{PR = 1,6}$$

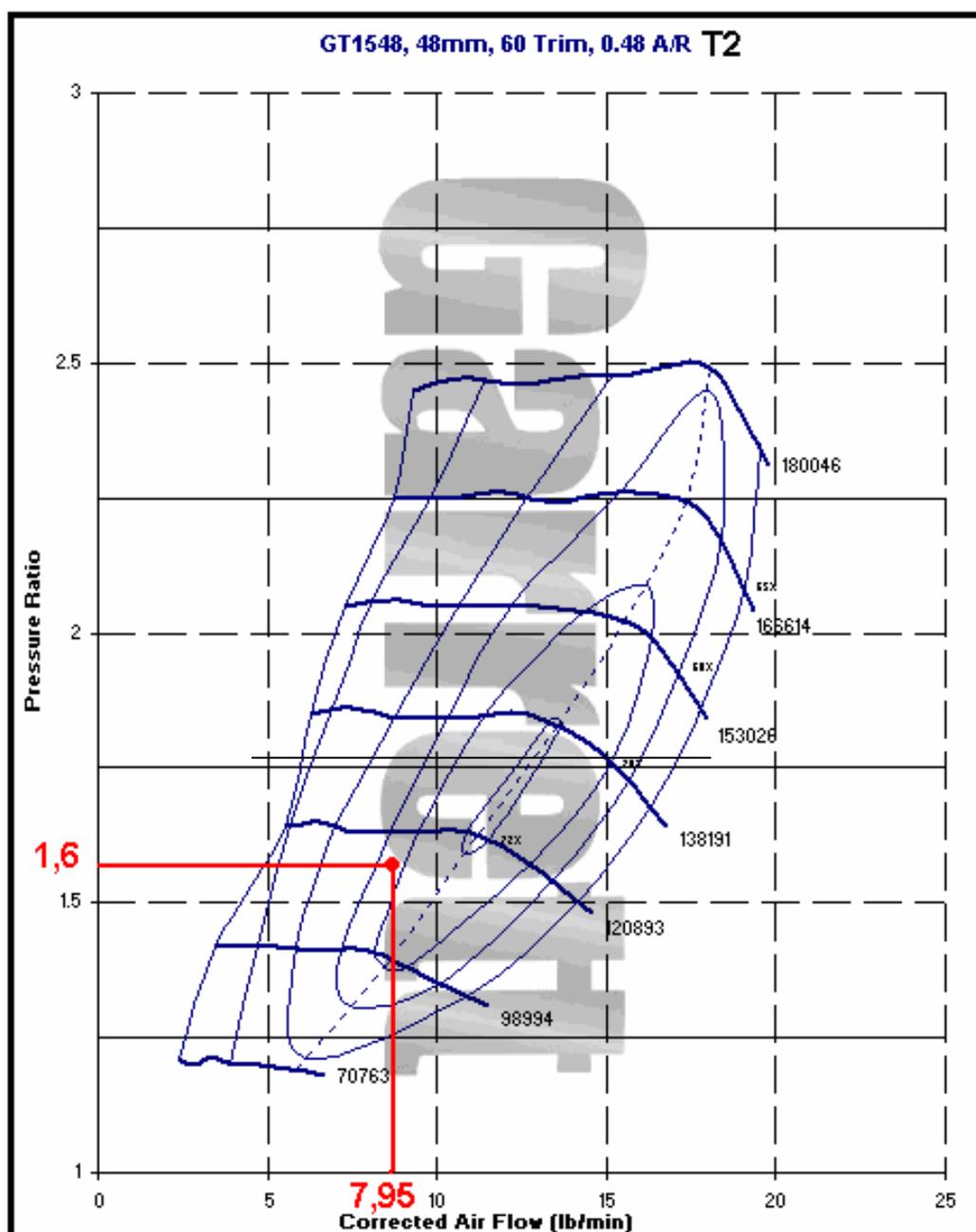
$$\mathbf{PR = 1,6}$$

2.5.4 Gráfica del Turbo compresor

Los turbo compresores según su modelo, tienen graficas con los valores y áreas de funcionamiento, con los datos obtenidos de relación de presión (PR) y flujo de aire necesario (CFM), nos ubicamos en la grafica del turbo compresor que vamos a utilizar y marcamos los puntos obtenidos respectivamente, la relación de presión PR en el eje vertical y el valor del flujo de aire necesario en el eje horizontal de la grafica del turbo compresor, el punto de intersección nos indicara si el modelo de turbo seleccionado es el adecuado para montar en nuestro sistema sobrealimentador.

²³ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:17 de Oct 2006

Fig.2-2 Grafica del turbo compresor



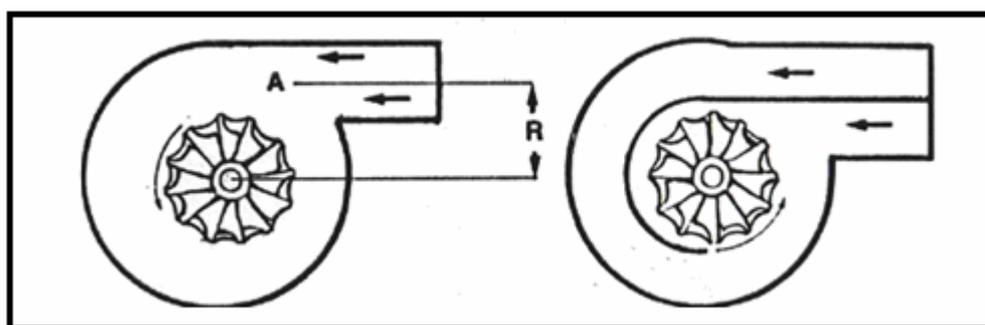
Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html,
Acceso: 17 de Oct 2006

En la Figura. 2-2 podemos observar la grafica del turbo compresor a usar, el punto obtenido es el resultado de la intersección de los valores obtenidos de **PR = 1,6** y **CFM = 0,06 Kg/ seg (7,954 lb/min)**, el rendimiento del turbo según la grafica sera del 68%, éste gráfico corresponde al turbo seleccionado para nuestro motor, de marca *Garrett* tipo **T2 GT1548, 0.48 A/R 60Trim**.

2.5.5 La relación A/R.

Es la división entre el diámetro del conducto de entrada de aire para la distancia desde el centro del conducto hasta el centro de eje de la turbina (Fig. 2-3). Esta relación es muy importante para poder determinar la velocidad de giro del eje del turbo compresor. Una relación A/R menor restringe el paso de los gases de escape por la turbina produciendo un aumento en la velocidad de giro del eje de la turbina, produciendo una mayor presión de aire a la salida del turbo compresor.

Fig.2-3 Grafica de la relación A/R



Fuente: Tomlinson. Bob. (1997) *Turbomania*, p 63.

En los turbo compresores los valores de A/R van de 0.4, 0.6 hasta 0.9; turbos con relaciones A/R altas; como por ejemplo 0,9 necesitan mayores revoluciones del motor para obtener un incremento en la presión del turbo, debido a que necesita mayor presión de los gases de escape. Si se desea que el turbo cargador gire a revoluciones bajas, se seleccionará una relación A/R alta, mientras que una relación A/R baja provocará que el turbo cargador produzca un incremento de presión a menores revoluciones del motor. Para nuestro sistema utilizaremos una relación A/R baja de 0,48 ; ya que es un motor de pequeña cilindrada (1400 cc) con este valor obtendremos un sistema sobrealimentador que brindara la presión de aire al motor partir de las 2000 rpm.

2.6 Relación de compresión.

Lo primero que se debe calcular para poder realizar algún tipo de cambio en la relación de compresión es la presión de compresión (P_c). Realizaremos una comparación entre el motor de aspiración normal y el turbo alimentado.

Donde:

P_c^1 = Presión de compresión del motor de aspiración normal.

P = Presión atmosférica a 2500 msnm, Tabla 2.2

Rc = Relación de compresión. Tabla 2.1

El exponente “ y “ de 1,5 es el valor politrópico de una compresión por émbolo.

$$P_c^1 = P \times R_c^y \quad 24$$

$$P_c^1 = 0,746 \text{ bar} \times 9,4^{1,5}$$

$$P_c^1 = 21,5 \text{ bar}$$

Presión de compresión (P_c^2) del motor turboalimentado:

P_c^2 = Presión de compresión del motor con turbocompresor

P2 = Presión de salida del aire por el compresor, Pág. 18

Rc = Relación de compresión

$$P_c^2 = P_2 \times R_c^y$$

$$P_c^2 = 1,0944 \text{ bar} \times 9,4^{1,5}$$

$$P_c^2 = 31,5 \text{ bar}$$

Ahora tenemos un aumento de la presión de compresión de un 31,5%, ya que la presión de compresión del motor de aspiración natural es de 21,5 bar y la del motor turboalimentado es de 31,5 bar, ocasionando una mayor suavidad del encendido de la mezcla.

Para mantenernos sin modificaciones o para realizarlas en la relación de compresión debemos calcular la relación de compresión que debe existir en el motor turboalimentado.

Donde:

R_c^1 = Relación de compresión del motor con turbocompresor.

P_c^1 = Presión de compresión del motor de aspiración normal.

²⁴ Miralles De Imperial. Juan. (1989), *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, p35.

P2 = Presión de salida del aire por el compresor, Pág. 19

Y = 1,5 valor politrópico de una compresión por émbolo.

$$\boxed{Rc^1 = \left(\frac{Pc^1}{P2} \right)^{\frac{1}{y}} \quad 25}$$

$$Rc^1 = \left(\frac{21.5 \text{ bar}}{1.0944 \text{ bar}} \right)^{\frac{1}{1.5}}$$

$$\mathbf{Rc^1 = 7,3}$$

Tenemos que realizar cambios en la relación de compresión para evitar efectos de autoencendido y picado en el motor, una solución pueden ser aumentando el volumen de la cámara de compresión mediante un incremento en el espesor del empaque del cabezote, se puede calcular la medida de la siguiente manera:

Donde:

Vc = Volumen de la cámara de combustión.

Vu = Volumen del cilindro.

Rc = Relación de compresión estándar.

$$\boxed{Rc = \frac{Vu + Vc}{Vc} \quad 26}$$

Despejando el volumen de la cámara (Va) tenemos:

$$Vc = \frac{Vu}{Rc - 1}$$

$$Vc = \frac{0.347 \text{ lit}}{9.4 - 1}$$

$$Vc = 0,0413 \text{ lit}$$

²⁵ Miralles De Imperial. Juan. (1989), *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, p37.

²⁶ Sanz González, Ángel, (1981) *Tecnología de la Automoción 2.2*, p.18.

El volumen que debemos aumentar **Z** es igual a:

Donde:

Rc^1 = Relación de compresión del motor con turbo cargador.

V_u = Volumen del cilindro.

V_c = Volumen de la cámara de combustión.

Z = Volumen que se debe aumentar.

$$Z = \frac{V_u - (Rc^1 - 1) \times V_c}{Rc^1 - 1} \quad 27$$

$$Z = \frac{0.347 \text{ lit} - (7,3 - 1) \times 0.0413 \text{ lit}}{7,3 - 1}$$

$$Z = 0,01377 \text{ lit}$$

$$Z = 13,77 \text{ cm}^3$$

Ahora, calcularemos la altura que debemos aumentar para no tener problemas de picado y autoencendido de la mezcla en el motor.

Donde:

Z = Volumen que se debe aumentar.

d = Diámetro del pistón 7,76 cm.

H = Altura a aumentar en el empaque.

$$H = Z \frac{4}{\pi \times d^2} \quad 28$$

²⁷ Miralles De Imperial. Juan. (1989), *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, p38.

²⁸ Miralles De Imperial. Juan. (1989), *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, p38.

$$H = 20,3 \text{ cm}^3 \frac{4}{\pi \times (7.76 \text{ cm})^2}$$

$$H = 0,291 \text{ cm}$$

$$\mathbf{H = 2,91 \text{ mm.}}$$

De esta manera hemos logrado obtener de una manera teórica el aumento de volumen en la cámara de combustión, disminuyendo la relación de compresión. El aumento de 2,91 mm en el espesor del empaque de la cámara de combustión se lo realizará en el capítulo III colocando dos empaques de cabezote.

2.7 Cálculo del incremento de potencia.

Para obtener el incremento de potencia teórico, nos basamos en los datos obtenidos en los cálculos anteriores, un dato adicional es el de la refrigeración del intercambiador de calor que tiene el sistema sobrealimentador, este dato es tomado de una forma practica relacionando la temperatura del aire antes de la entrada del intercambiador de calor y después, este valor es de 310,2 °K .²⁹

P2 = Presión generada por el turbo cargador 1,0944 bar (15,887 psi).

P_o = Potencia en atmósfera estándar (cv).

Pt = Potencia a 6000rpm en 2500 msnm con el sistema sobrealimentador.

po= Presión normal de 760 mm de mercurio (1,013 bar).

Ts = Temperatura de salida del aire de admisión después del intercambiador de calor. "19 °C / 172,91 °K " ²⁹

T_o= Temperatura absoluta 288 °K. tabla 2.2

²⁹ Dato obtenido en el Cap III del intercambiador de calor del sistema. Pag 54.

$$P_t = P_o \frac{P_2}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_s}}$$

$$P_t = 85,4 CV \frac{1.0944 bar}{1.013 bar} \sqrt{\frac{288^\circ K}{306,87^\circ K}}$$

$$P_t = 119 \text{ CV}$$

La potencia teórica obtenida en el motor, con el sistema de sobrealimentación escogido para el motor es de 119 CV a 2500 msnm.

El porcentaje de incremento de potencia, se obtiene relacionando la potencia original del motor y la potencia obtenida con el sistema sobrealimentador. Mediante una regla de tres.

$$(100\% \times P_t) / P_e$$

$$(100\% \times 119 \text{ cv}) / 85,4 \text{ cv} = \%$$

139,34 % - 100 % = **39,34 %** es el porcentaje calculado de incremento de potencia a **2500 msnm**. Con el sistema sobrealimentador.

CAPÍTULO 3

CONSTRUCCION DEL SISTEMA

3.1 Sistema de escape de gases

En los motores que son turbo alimentados, el sistema de escape de gases tiene mucha importancia, para el desempeño del turbo compresor; ya que el principio de funcionamiento del mismo esta basado en el flujo de gases de escape que circulan por el turbo. Los materiales, formas y dimensiones de los componentes tienen que ser los adecuados, por que el sistema de gases de escape de un motor sobrealimentado es muy complejo a diferencia de un motor atmosférico.

3.1.1 Múltiple de escape

El múltiple de escape es el componente que esta ubicado entre la salida de los gases de escape del cabezote y el turbo compresor, posee unos conductos para que todos los gases de escape salgan de los cilindros y sean conducidos hacia el turbo. El múltiple de escape va sujeto al cabezote mediante pernos y es el soporte base para el turbo compresor.

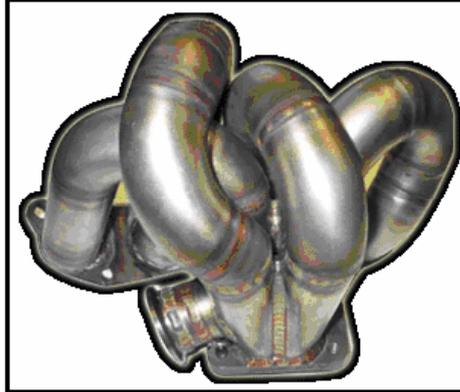
Fig.3.1 Múltiple de escape conformado



Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html,
Acceso: 20 de enero 2007

El múltiple es de acero conformado (Fundición) generalmente, existen otros formados mediante tubos de acero soldados los cuales poseen curvas suaves y precisas a fin de mejorar la salida de los gases.

Fig.3.2 Múltiple de escape con tubos de acero



*Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech103.html, Acceso:20 de enero 2007

Para nuestro motor utilizaremos un múltiple de acero hecho a medida artesanalmente, el cual está formado en su totalidad por tubos y planchas de acero inoxidable y soldado con electrodos de alta temperatura para dicho material; para efectos de durabilidad y protección se le da un tratamiento de templado y cromado. Como indica la figura:

Fig.3.3 Múltiple de escape del sistema



Fuente: creación del Autor.

3.1.2 Tubo principal de escape

El tubo principal de escape es el componente que va conectado desde la salida del turbo compresor hasta el Terminal de escape, este va sujeto mediante pernos al turbo compresor, es el encargado de conducir los gases de escape hacia el Terminal o silenciador de escape, generalmente está compuesto por un tubo de acero, de diámetro entre 2 y 3 pulgadas.

Fig.3.4 Tubo principal de escape



Fuente: creación del Autor

Cuando el motor se encuentra encendido y al estar el tubo principal de escape sujeto directamente con el motor, este transmite todas las vibraciones hacia la carrocería, produciendo una fatiga al conductor, por este motivo se monta un componente de amortiguación en el tubo principal de escape, el cual está formado por una cimbra en su interior y cubierto por una manguera metálica, este componente absorbe las vibraciones provenientes del motor y brinda confort al conductor.

Fig.3.5 Junta Flexible de escape

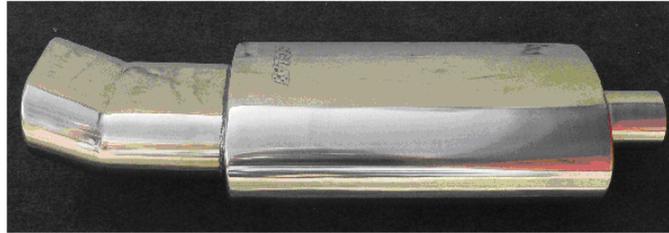
Fuente: [http:// www.airpowersystems.com.au/.../up_pipe.htm](http://www.airpowersystems.com.au/.../up_pipe.htm), Acceso:25 de enero 2007

3.1.3 Terminal o silenciador de escape.

Los gases de escape emiten una presión considerable una vez realizada la combustión en el motor. Si estos gases salieran directamente del motor el ruido provocado sería muy alto y molesto. Por tal motivo, el motor envía los gases al múltiple de admisión, este los junta los hace pasar por el turbo y envía posteriormente a la tubería de escape, allí los gases en forma de humo pasan por el silenciador o resonador el cual está compuesto por celdas metálicas en forma tubular y con agujeros conocidos como colmenas, para así salir expulsados hacia el exterior con un nivel de ruido tolerable.

En la figura 3.5 observamos el terminal de escape que montaremos en nuestro vehículo, el cual tiene un diámetro de 2,5 pulgadas, en su interior esta conformado por una malla metálica relleno con lana de vidrio para reducir en el nivel de ruido del sistema, este ira ubicado al final del sistema de escape.

Fig.3.6 Terminal de escape



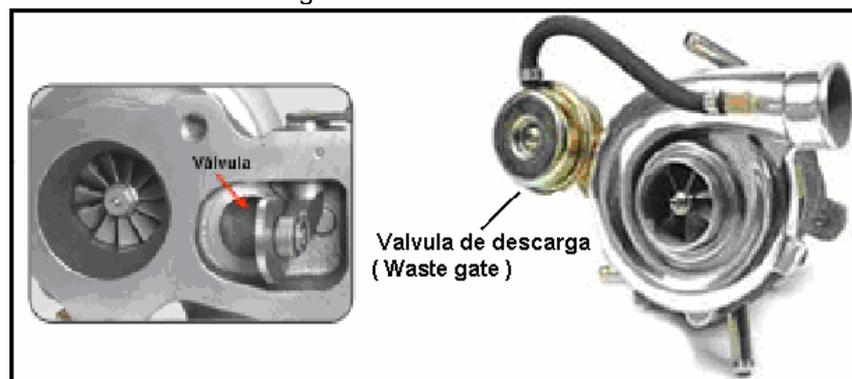
Fuente: creación del autor

3.1.4 Válvula de descarga (*waste gate*).

Para evitar el aumento excesivo de vueltas del turbo como consecuencia de una mayor presión de los gases a medida que se aumenten las revoluciones del motor, se hace necesaria una válvula de seguridad llamada válvula de descarga (*waste gate*), ésta es la encargada de regular la presión que genera la turbina, o sea la presión de turbo, esta presión es la que marca el manómetro del turbo compresor. En los sistemas sobrealimentadores tenemos dos tipos de válvulas de descarga que son:

A) turbinas valvulares: Son aquellas turbinas que ya traen incorporadas la válvula de descarga. Como indica la figura:

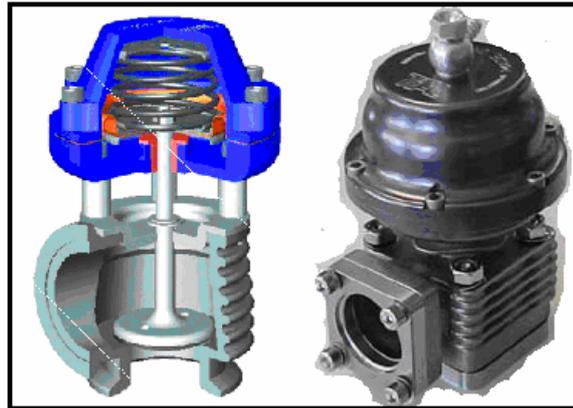
Fig.3.7 turbinas valvulares.



Fuente: [http:// www.turbokits.com.au/.../up_pipe.htm](http://www.turbokits.com.au/.../up_pipe.htm), Acceso:25 de enero 2007

B) válvulas de descarga externas: Son aquellas que el cuerpo o núcleo principal esta separado de la turbina, y que por medio de un adaptador se conectan al múltiple de escape.

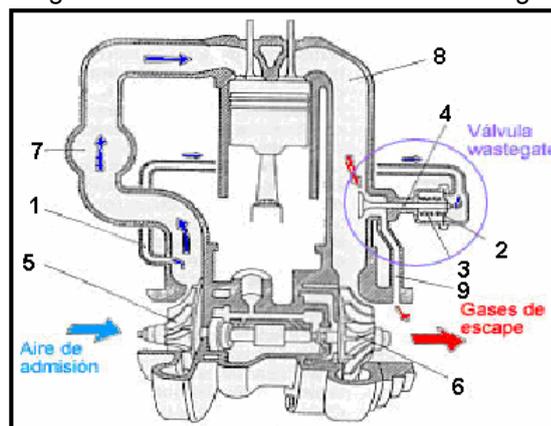
Fig.3.8 Válvula de descarga externa.



Fuente: www.autodoplnky.cz/aktuality-shop/turbosmart, Acceso:25 de enero 2007

Su método de funcionamiento o accionamiento es muy simple y sencillo, trabaja 100% con principios de fuerza por presión, está directamente ligada al sistema de escape antes de la turbina y después de la misma. Esta válvula está situada en derivación, y manda parte de los gases de escape directamente a la salida del escape sin pasar por la turbina.

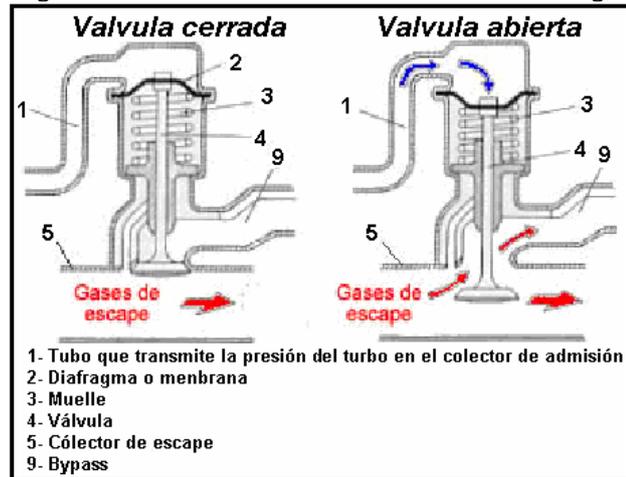
Fig.3.9 Ubicación de la válvula de descarga



Fuente: http://www.airpowersystems.com.au/.../up_pipe.htm, Acceso:25 de enero 2007

La válvula de descarga en la figura 3-9 esta formada por una cápsula sensible a la presión compuesta por un muelle (3), una cámara de presión y un diafragma o membrana (2). El lado opuesto del diafragma esta permanentemente condicionado por la presión del múltiple de admisión al estar conectado al mismo por la cañería (1). Cuando la presión del múltiple de admisión supera el valor máximo de seguridad, desvía la membrana y comprime el muelle de la válvula despegándola de su asiento. Entonces los gases de escape no pasan por la turbina del sobrealimentador y pasan por el bypass (9)) hasta que la presión de alimentación desciende y la válvula se cierra. Como indica la figura 3-10.

Fig.3.10 Funcionamiento de la válvula de descarga.

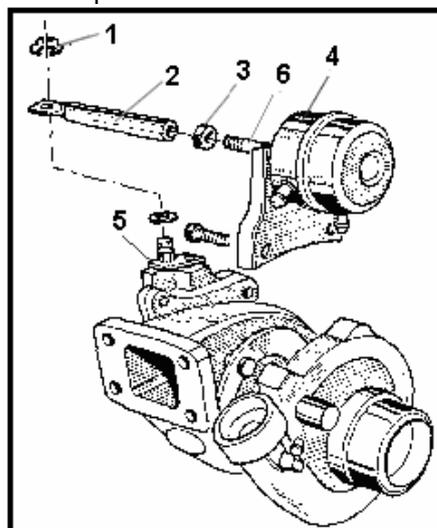


Fuente: [http:// www.pisteros.com/.../Turbocompresores.htm](http://www.pisteros.com/.../Turbocompresores.htm), Acceso:25 de enero 2007

3.1.4.1 Calibración de la válvula de descarga.

El turbo que utilizaremos en nuestro motor es de tipo turbina valvular, como indica la figura 3.11, para la calibración de la presión del turbo, tendremos simplemente que atornillar o desatornillar el vástago (2) del actuador de la válvula (4). Cuanto más corto sea el vástago, más presión se necesita para abrir la válvula y por consiguiente hay más presión de turbo. Para realizar esta operación –Fig 3.11- primero se retira el clip (1) que mantiene el vástago (2) en el brazo de la válvula (5), se afloja la tuerca (3) manteniendo bien sujeta la zona roscada (6) para que no gire y dañe la membrana del interior de la válvula, de esta forma se puede girar el vástago para calibrar la presión. Cuando finalmente se obtiene la presión de soplado deseada -1,094 bar (15,887 psi)- que obtuvimos en el capítulo II, se aprieta la tuerca y se coloca el clip (1).

Fig.3.11 Componentes de la válvula de descarga.



Fuente: [http:// www.mecanicavirtual.org/turbo2.htm](http://www.mecanicavirtual.org/turbo2.htm), Acceso:25 de enero 2007

Es de mucha importancia la colocación de la válvula de descarga en el sistema sobrealimentar, por que esta nos permitirá tener el control de la presión el turbo, al no tener la válvula de descarga instalada, el sistema funcionaría igual pero la presión generada por el compresor nunca cortaría, llegando a niveles de presión sobre elevados que el motor no puede soportar, logrando la rotura del mismo. En el caso en que la válvula de descarga fallase, se origina un exceso de presión sobre la turbina que la hace girar cada vez más, lo que puede provocar que la lubricación sea insuficiente y se rompa la película de engrase entre el eje común y los cojinetes donde se apoya. Aumentando la temperatura de todo el conjunto y provocando que se fundan o agripen estos componentes.

3.2 Sistema de admisión de aire

En los motores sobrealimentados el sistema de admisión de aire es muy diferente al sistema de un motor convencional, ya que el aire que ingresará al motor tendrá un trayecto diferente al del normal. Luego de pasar el aire por el turbo el sistema se encuentra bajo presión de aire, para evitar fugas se conectan las cañerías con bridas de presión y con juntas de caucho resistentes. El turbo al momento de generar la presión de aire también calienta éste, por estar en contacto con los gases escape. Para disipar en parte la temperatura del aire en el sistema, las cañerías del mismo son generalmente de aluminio, por ser un material buen disipador del calor.

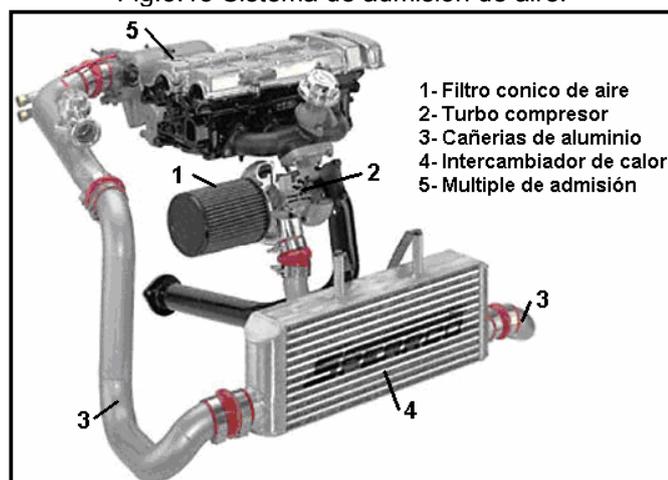
Fig.3.12 Juntas, bridas y cañerías de aluminio del sistema de aire.



Fuente: [http:// www.alibaba.com/catalog/10962683/Turbo](http://www.alibaba.com/catalog/10962683/Turbo), Acceso: 9 de febrero 2007

El sistema de aire como incida la figura 3.13, comienza por el filtro de aire (1) que se conecta con el compresor del turbo (2), al salir de este por medio de conductos de aluminio (3) lleva el aire comprimido a través del intercambiador de calor (4) para posteriormente ingresar el aire comprimido por el múltiple de admisión (5) hacia el motor.

Fig.3.13 Sistema de admisión de aire.



Fuente: <http://www.customstreetdesigns.com/bigshot.asp?ProductID=4800>, Acceso: 9 de febrero 2007

La medida del diámetro de la tubería de aluminio depende de las características del turbo que montemos en el sistema, en el capítulo II seleccionamos un turbo de marca *Garrett* tipo **T2 GT1548, 0.48 A/R 60Trim**. El código 60Trim nos indica en milímetros el diámetro de salida del aire comprimido por el turbo, éste valor nos da el diámetro de la tubería a usarse en el sistema, teniendo una tolerancia de $\pm 0,5''$, Donde:

La equivalencia de: 1" = 25,4 mm

Por lo tanto 60mm equivale a 2,36"

Tolerancia: 2,36" – 0,5" = **1,86" = 47,24 mm**

 2,36" + 0,5" = **2,86" = 72,64 mm**

Entonces tenemos que la medida de la tubería a usarse debe tener un diámetro entre 1,86" a 2,86", estos valores se deben respetar en el momento de instalar el sistema, ya que al exceder la medida de los conductos, el turbo no generaría la presión de aire suficiente para presurizar el sistema de admisión. En la instalación practica se instalo tubería de 63,5 mm – equivalente a 2,5 " -.

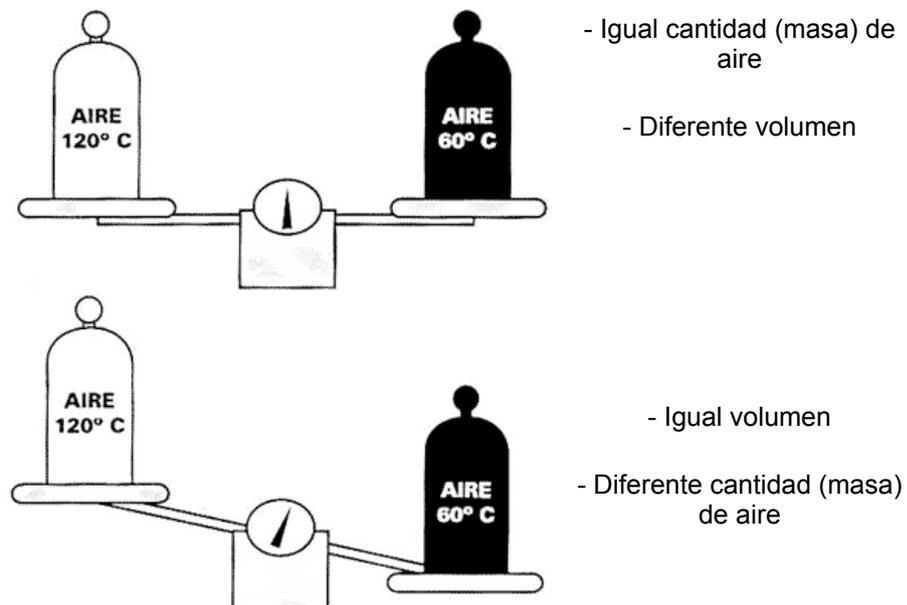
En el sistema de admisión también debemos tomar en cuenta al cabezote del motor que debe ser modificado, para no generar obturaciones al ingresar el aire por sus conductos, por lo tanto, se deberá ensanchar y pulir los mismos, en fin todos los trabajos que beneficien el ingreso del aire y evitan las turbulencias que se generan en el cabezote original.

3.2.1 Intercambiador de calor (*Intercooler*).

En el momento que el motor realiza el trabajo de compresión y explosión de la mezcla dentro del cilindro, se alcanzan temperaturas de 1000 a 2000 °C, los cuales son disipados una parte a las paredes de refrigeración del cilindro y a la culata. Los gases de escape tienen una temperatura alrededor de 800 °C y como estos al salir por el tubo de escape inciden directamente en la turbina del turbocompresor, después de algunos minutos de funcionamiento el calor transferido también calentará al compresor, por consiguiente elevará la temperatura del aire de admisión por encima del valor natural ambiente.

El aire caliente tiene una densidad menor que el frío, esto significa que una misma cantidad de aire ocupa más espacio estando caliente que estando frío. Al enfriar el aire disminuye la densidad de éste por lo que para el mismo volumen de los cilindros se puede introducir mayor masa de aire (fig 3-14) y así mejorar el rendimiento del motor.

Fig.3.14 Relación de volumen y densidad de aire.



Fuente: <http://www.turbodina.com.ar/tecnica/posenfriador.php>, Acceso: 9 de febrero 2007

Por lo tanto, es necesario enfriar el aire una vez pasado el compresor para llegar a la cámara en condiciones aceptables. La refrigeración del aire de admisión se realiza por medio de un intercambiador de calor, enfriador aire – aire (*intercooler*).

Que es simplemente un pequeño radiador por el cual fluye el aire comprimido y es enfriado por el aire del ambiente. De ésta manera el aire ocupa menos espacio y es posible introducir más mezcla aun de aire/combustible en el cilindro y además evita la detonación (explosión antes de producirse la chispa de la bujía).

El aire de admisión con el sistema sobrealimentador ya no se encuentra a la temperatura ambiente T1 de 271,85 °K - dato obtenido a 2500 msnm de la tabla 2.2- , ni a la presión atmosférica P1 sino a la presión que genera el turbo P2, en nuestro caso tenemos que la temperatura alcanzada para la admisión T2 será de:

T2 = Temperatura en la admisión con sobrealimentador en °C (°K).

T1 = Temperatura teórica del aire a 2500 msnm en °C (°K).

P2 = Presión de salida de aire del compresor (bar ó psi). – 15,887 psi – Cap II

P1 = Presión de entrada de aire al compresor (bar ó psi). – 9,82 psi – Cap II

X = Exponente adiabático, para nuestro cálculo se tomo un valor de x = 1,6, en relación al valor de la relación de presión -PR = 1,6- que obtuvimos en el capítulo II.

$$T2 = \left(\frac{P2}{P1} \right)^{\frac{1}{X}} \times T1 \quad 34$$

$$T2 = \left(\frac{15.887 \text{ psi}}{9.82 \text{ psi}} \right)^{\frac{1}{1.6}} \times 271.85^{\circ}\text{K}$$

$$T2 = 325,595^{\circ}\text{K} = 52,44^{\circ}\text{C}$$

El grado de intercambio de calor “Φ” es de vital importancia en el intercambiador de calor, relaciona la refrigeración del aire de admisión a la variación de temperatura aire de admisión – aire de refrigeración, En automóviles el valor del grado de intercambio de calor ” Φ es de 0,4 a 0,7 “³⁵. donde:

$$\Phi = (T2 - \Delta T) / (T2 - Ta) \quad 35$$

³⁴ Millares De Imperial. Juan. (1989) *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, p 19.

³⁵ Bosch. Robert (1996) *Manual de la Técnica del Automóvil* , p.421

T_2 = Temperatura de entrada del aire de admisión al intercambiador de calor
 $52,44\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($325,595\text{ }^{\circ}\text{K}$).

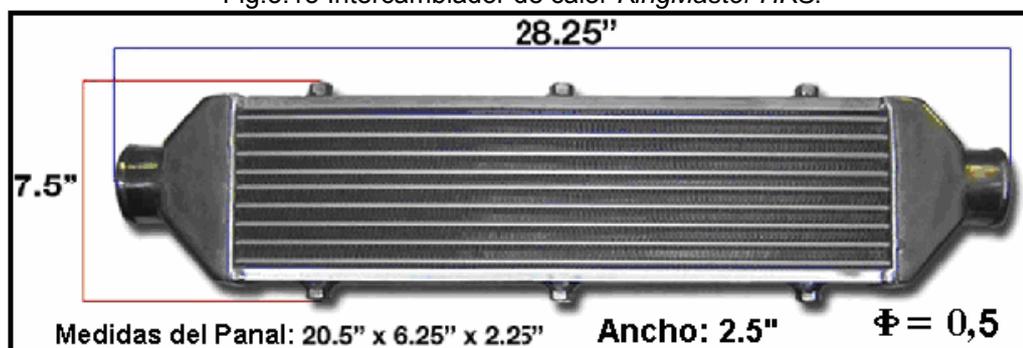
T_s = Temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor.

ΔT = valor de refrigeración del intercambiador de calor

T_a = Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor a 60 Km/h , 15°C ($288,15\text{ }^{\circ}\text{K}$). Dato obtenido de la práctica en el motor, a 2500 msnm .

El intercambiador de calor que utilizaremos en nuestro sistema sobrealimentador es de marca *KingMaster HKS*, el cual esta formado por un panel de aluminio de $20,5$ pulg. de largo, $6,5$ pulg. de alto y $2,25$ pulg. de ancho. Con grado de intercambio de calor de $\Phi = 0,5$

Fig.3.15 Intercambiador de calor *KingMaster HKS*.



Fuente: <http://www.turbodina.com.ar/tecnica/posenfriador.php>, Acceso: 9 de febrero 2007

Bien, ahora vamos a calcular el valor de refrigeración del intercambiador de calor ΔT . Despejando de la formula anterior Tenemos:

$$- \Delta T = (\Phi \times T_2) - (\Phi \times T_a) - T_2$$

$$- \Delta T = (0,5 \times 52,44\text{ }^{\circ}\text{C}) - [0,5 \times (15\text{ }^{\circ}\text{C})] - 52,44\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 33,72\text{ }^{\circ}\text{C}$$

El valor de refrigeración del intercambiador ΔT a una velocidad de 60 Km/h , es de $33,72\text{ }^{\circ}\text{C}$; esto nos indica que el intercambiador de calor o *intercooler* tiene la capacidad de refrigeración del aire de $33,72\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Relacionando la temperatura a la entrada del intercambiador de calor T_2 menos el valor de refrigeración del mismo ΔT , Obtenemos la temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor T_s .

$$T_s = T_2 - \Delta T = 52,44\text{ }^{\circ}\text{C} - 33,72\text{ }^{\circ}\text{C} = 18,72\text{ }^{\circ}\text{C} \approx 19\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Una prueba práctica que se realiza para saber la capacidad de refrigeración del intercambiador de calor, es tomando los valores de temperatura con un multímetro, en la entrada y salida del mismo, con el motor encendido y el vehículo en reposo, los valores obtenidos de esta prueba práctica fueron:

- Temperatura del aire de ingreso al intercambiador de calor $T_2 = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura del aire de salida del intercambiador de calor $T_s = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Capacidad de refrigeración del intercambiador de calor, con el vehículo en reposo $\Delta T = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La ubicación del intercambiador de calor en el vehículo, es de mucha importancia para su buen funcionamiento, ya que la refrigeración del aire comprimido que pasa por el intercambiador de calor, se da por el flujo de aire que corre por los paneles del mismo, esto se da cuando el vehículo está en marcha y el flujo de aire del ambiente pasa por los paneles. Es por eso que la ubicación del intercambiador es generalmente en la parte delantera del vehículo donde existe el mayor flujo de aire. En nuestro caso lo ubicamos en el guarda choqué delantero, como indica la figura:

Fig.3.16 Ubicación del Intercambiador de calor.



Fuente: Creación del autor

3.2.2 Válvula de alivio (*Blow-off*)

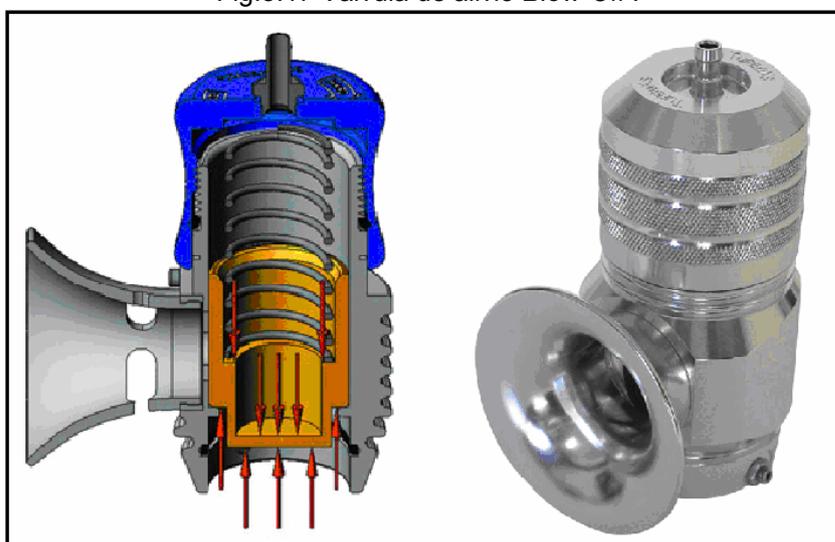
El turbo compresor genera la presión de aire en el sistema de admisión, es por eso que el sistema de admisión tiene que ser hermético en su totalidad para evitar fugas de presión y no perder potencia en el desempeño del motor, pero el sistema de admisión de aire está sometido a cambios e incrementos de presiones. Cuando levantamos el pie del acelerador, la presión de los gases de escape desaparece,

pero ésta no es la razón para que se pierda la presión de sobrealimentación de aire, porque la turbina está girando a altas revoluciones (Hasta 120.000 r.p.m.). El problema es que al hacer esto se cierra la mariposa de aceleración, por donde entra la presión de soplado, haciendo que la turbina se pare violentamente. Ese cierre violento es el culpable de esos tiempos muertos sin presión mientras se cambia de marcha y puede incluso ocurrir daños en el sistema como la rotura de mangueras, frenado del rotor de la turbina producido por el rebote de presión cuando dejamos de acelerar.

Para evitar esto, hay válvulas de alivio (*Blow-off*). que funcionan abriendo un camino alternativo para aliviar la presión de admisión cuando se necesita, descargando al sistema de forma segura y permitiendo que la turbina pierda velocidad tan despacio y gradualmente como sea posible.

Esta se localiza generalmente a la entrada del múltiple de admisión, antes de la válvula de aceleración y después del intercambiador de calor. Su método de funcionamiento o accionamiento es muy simple y sencillo, trabaja 100% con principios de fuerza por depresión.

Fig.3.17 Válvula de alivio *Blow-Off* .

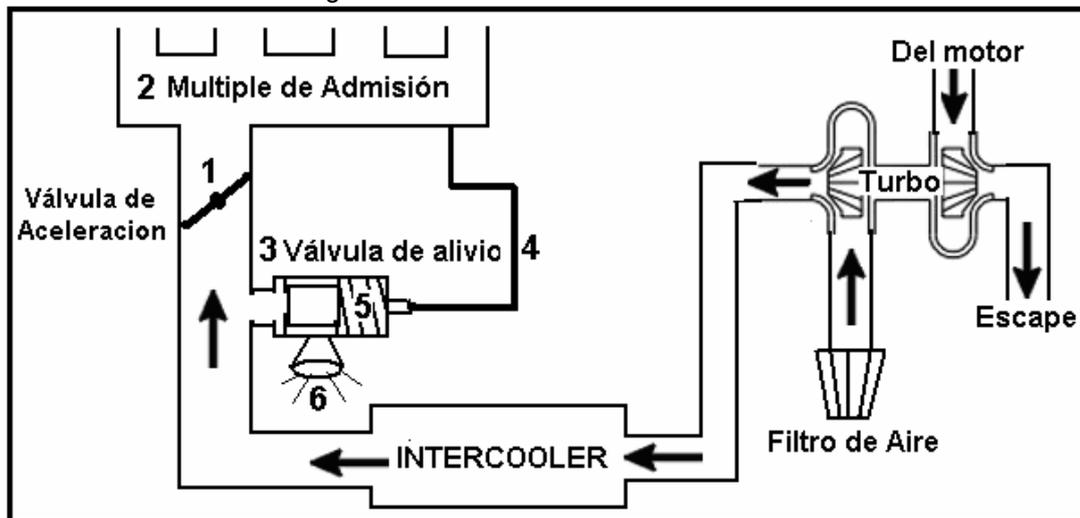


Fuente: [http:// www.autodoplky.cz/aktuality-shop/turbosmart](http://www.autodoplky.cz/aktuality-shop/turbosmart), Acceso: 9 de febrero 2007

En la figura 3.18 observamos la conexión y localización de la válvula de alivio; en el momento que dejamos de acelerar la válvula de aceleración (1) se cierra, produciendo una depresión en el múltiple de admisión (2), al estar la válvula de alivio (3) conectado mediante la cañería (4) al múltiple de admisión, crea esa fuerza

de succión sobre el muelle (5), abriendo el paso de aire en el interior de la válvula para producir la descarga de presión de aire hacia el exterior, por medio de la boca de desfogue (6).

Fig.3.18 Conexión de la válvula de alivio.



Fuente: Creación del Autor.

Existen diferentes tipos de válvulas de alivio en el mercado, para motores de competición, de pista, o de uso urbano; pero todas tienen el mismo rango de funcionamiento, siempre que el motor sea turbo cargado y exista depresión en el momento de cerrar la válvula de aceleración, éstas funcionarán adecuadamente.

3.3 Sistema de lubricación

El sistema de lubricación de un motor turbo alimentado, además de lubricar los componentes del motor, tiene la misión de lubricar el eje del turbo compresor, ya que este gira a más de 120.000 rpm. Sin una debida lubricación este se fundiría por la fricción y las elevadas temperaturas de funcionamiento.

El turbo nunca debe operar con el motor a plena carga con presión de aceite menor que 2,068 bar (30 PSI). El turbo es más sensible a la insuficiencia de aceite que el motor debido a la alta velocidad de rotación del eje y a la relativamente pequeña área de contacto con los cojinetes. Por lo que es necesario contar con un manómetro que nos indique la presión de aceite del motor. Se recomienda usar aceites de tipo sintético y tener mayor cuidado en los cambios de filtros y lubricante.

3.3.1 Radiador de aceite

El turbo al estar en contacto directamente con los gases de escape, eleva sus temperaturas de funcionamiento hasta por los 600 °C, estas temperaturas a su vez se transmiten al aceite que pasa por el eje del turbo compresor. El aceite caliente pasa rápidamente a perder las propiedades de viscosidad escapando fácilmente de los puntos de altas presiones. Teniendo en cuenta que el aceite del motor arde a 221 °C puede carbonizarse el turbo.

Para evitar y prevenir estos incrementos de temperatura en el aceite lo más recomendable es utilizar un intercambiador de calor, que es un pequeño radiador por el cual pasa el lubricante. De esta manera mantendremos la temperatura del aceite entre los 60 a 80 °C , manteniendo el aceite en los rangos de trabajo, evitando que se oxide y pierda sus propiedades lubricantes. El empleo del radiador o enfriador de aceite es indispensable en motores turboalimentados para garantizar su vida útil.

El radiador de aceite tiene que estar ubicado al frente del motor en la parte delantera del vehículo, con el propósito de que todo el flujo de aire atraviese el radiador de aceite; por consiguiente, enfriando el lubricante. Como indica la figura:

Fig.3.19 ubicación del radiador de aceite.



Fuente: Creación del Autor.

3.3.2 Selección del Radiador de Aceite.

El tamaño del radiador dependerá de la cantidad de aceite que se quiera refrigerar. El volumen de aceite de engrase del motor depende fundamentalmente de la cilindrada del motor, así que a mayor cilindrada del motor, mayor será el tamaño del

radiador. A los radiadores para diferenciarlos por su tamaño, se habla de número de "líneas", estas son las divisiones que tiene los radiadores de aceite por las cuales pasa el lubricante, cuanto mayor sea su número de líneas mayor será su tamaño y poder de refrigeración. Para la selección del radiador de aceite a usarse, nos basaremos en una tabla de características de los mismos (tabla 3.1), dependiendo de la cilindrada del motor se escogerá el radiador adecuado para nuestro motor.

Tabla 3.1 Características de los Radiadores de aceite

Radiadores MOCAL 235 Matrix Coolers				
Nº LINEAS	CAPASIDAD DE LUBRICANTE	CILINDRAGE DE HASTA		ENFRIAMIENTO °c
7	0,14 L	1000	1300	27 a 32
8	0,16 L	1300	1500	28 a 33
9	0,18 L	1500	1700	29 a 34
10	0,20 L	1700	1900	30 a 35
13	0,26 L	1900	2100	30 a 35
16	0,32 L	2100	2300	30 a 35
19	0,38 L	2300	2500	30 a 35
25	0,50 L	2500	3000	30 a 35
34	0,68 L	3000	3500	30 a 35
44	0,88 L	3500	4000	32 a 37
50	1 L	4000	Más	32 a 37

Fuente: www.mecanicavirtual.com, Acceso: 2 de Abril del 2007

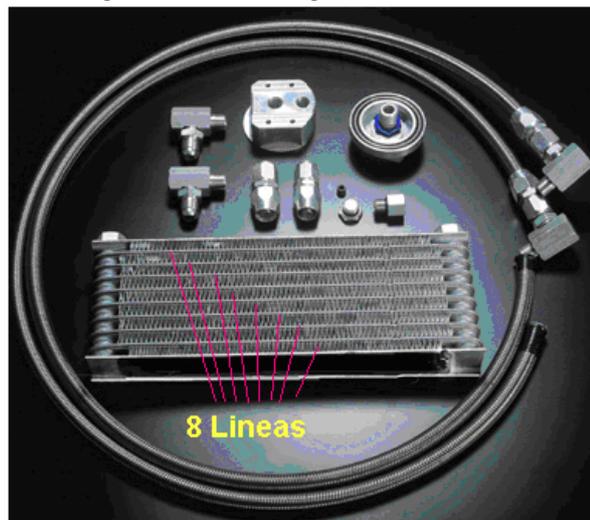
Relacionando el cilindraje de nuestro motor que es de 1.400 cc con la tabla anterior obtenemos que el radiador indicado es uno de 8 líneas, el cual tiene una capacidad de refrigeración de 28 a 33° C. Al instalar el radiador tenemos que tomar en cuenta que la cantidad de lubricante que llevara el motor se tendrá que aumentar 0,16 Litros que es el volumen que ocupa el radiador de aceite.

3.3.3 Conexión de cañerías

El circuito de lubricación de un motor turbo alimentado es diferente al de un motor convencional, ya que el aceite tiene que pasar por el radiador de aceite y por el turbocompresor. En los motores turbo alimentados que vienen de fabrica el circuito de lubricación ya viene dispuesto con las entradas y salidas para las cañerías de lubricación. Pero en nuestro caso para montar un sistema de turbo alimentador en un motor convencional, no tenemos las entradas y salidas para el lubricante.

Para solucionar este inconveniente existen en el mercado sistemas extras de acoples para la lubricación de sistemas de turbo alimentación. En nuestro motor se instalara un kit de lubricación y refrigeración marca *KingMaster* de 8 líneas de refrigeración. El kit esta formado por dos acoples, 5 mangueras de alta presión y un radiador de aceite, como indica la figura:

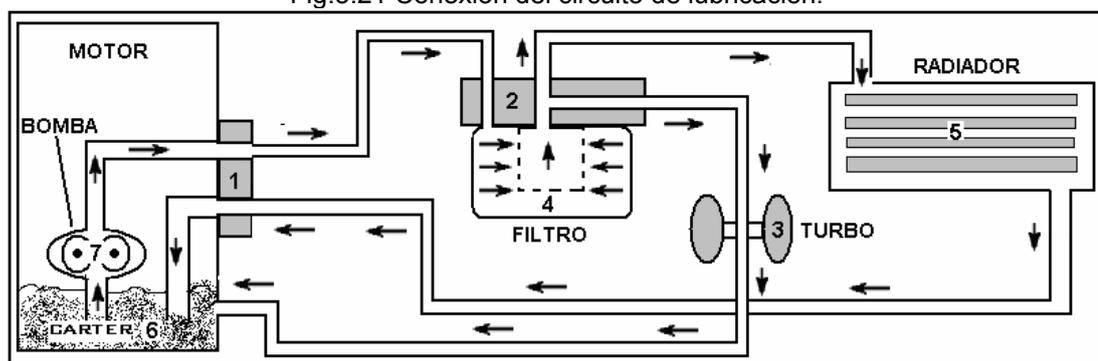
Fig.3.20 kit de refrigeración de aceite.



Fuente: www.kinhgmaster.com, Acceso 18 de diciembre del 2006.

Mediante los acoples del kit, podemos ubicar el filtro de aceite en otro lugar del compartimiento del motor, facilitando el manejo del mismo para futuros mantenimientos. La conexión de las cañerías para la lubricación del turbo y el paso del lubricante por el radiador de aceite es de la siguiente forma, como indica la figura:

Fig.3.21 Conexión del circuito de lubricación.



Fuente: Creación del Autor.

Mediante los acoples 1 y 2 podemos reubicar el filtro de aceite (4) en otro lugar, el acople 1 va roscado en el lugar del filtro de aceite en el motor. La bomba de aceite (7), que genera la presión de aceite, conecta mediante una cañería la base del filtro

del motor (1) con el nuevo soporte (2), el lubricante pasa por el filtro de aceite (4). En la base nueva (2) para el filtro existen dos salidas, una para el radiador de aceite (5) y otra para el turbo compresor (3). La salida del radiador se conecta a la entrada del acople 1, y la salida del turbo compresor se conecta al cárter (6).

3.4 Sistema de alimentación de combustible.

Los motores de combustión interna, utilizan gasolina como combustible. Pero para que se de el encendido del mismo, se necesita aire para que se de la combustión; la relación de mezcla aire/gasolina es de 14,7 : 1 (por cada kg de gasolina 14,7 kg de aire), esta relación se vería afectada al instalar un sistema sobrealimentador en el motor, pero al tener un sistema de inyección electrónica, que controla todos los parámetros del motor, mediante sensores indican al cerebro de control ECU la cantidad y presión de aire que ingresa al motor, y de esta forma se regule la alimentación de combustible por medio de los inyectores.

3.5 Modificaciones adicionales en el motor

Los motores turbo alimentados al estar siempre trabajando bajo presiones de aire superiores a la atmosférica. Se incrementa la presión de la mezcla en el interior de los cilindros y también las fuerzas de empuje sobre las cabezas de los pistones. Las modificaciones que se realizan para evitar este incremento de fuerzas en un motor turboalimentado, generalmente son las que nombraremos a continuación.

3.5.1 Relación de compresión

En nuestro motor la relación de compresión es de 9,4 :1 (tabla 2-1), esta relación es la indicada para el motor cuando trabaja sin un turbo compresor, al momento de conectar el sistema sobrealimentador en el motor, las presiones de alimentación se elevan por encima de la atmosférica, para evitar efectos de autoencendido y picado en el motor, tenemos que realizar cambios en la relación de compresión.

Una solución pueden ser aumentando el volumen de la cámara de compresión mediante un incremento en el espesor del empaque del cabezote. El cual ya lo calculamos en el capítulo II -punto 2.6-. El incremento en el espesor para la junta del cabezote es de 2,91 mm; la junta original del motor tienen un espesor de 1,54 mm, por lo que el nuevo empaque que se montará en el motor deberá ser la suma

de la junta original y el incremento calculado. Lo cual nos da un resultado de: $2,91\text{mm} + 1,54\text{mm} = 4,45\text{ mm}$ es la medida del empaque a utilizarse.

Fig.3.22 empaque del cabezote.



Fuente: Creación del Autor.

Al estar sometido el motor a esfuerzos mayores por efecto del sobrealimentador, los empaques nuevos no resistirán; una solución es fabricar la junta en un solo cuerpo con la medida calculada de 4,45 mm en un material metálico como indica la figura 3.22, de esta forma se evita el soplado de los empaques del cabezote.

3.5.2 Los Pistones, cojinetes de biela y bancada a usarse.

Una de las preguntas mas frecuentes al instalar un sistema sobrealimentador en un motor, es la de si los componentes mecánicos del motor resistirán a las presiones de trabajo a las que se les somete con un turbo compresor; generalmente los vehículos de competición que vienen de fábrica con motores turbo alimentados, llevan componentes mecánicos como pistones, bielas, bancadas, etc. fabricados con materiales mucho mas resistentes que los de serie y dados un proceso de templado y forjado. Estos motores alcanzan presiones de soplado de turbo por encima de los 20 psi y llegan a niveles de 10000 revoluciones por minuto.

En nuestro motor no es necesario el reemplazo de estos componentes, ya que no se a incrementado el nivel de revoluciones del motor y la presión máxima de aire que generara el turbo compresor en el sistema alcanzará los 1,0994 bar de presión, éste valor sería semejante a la presión atmosférica a 0 msnm -1,013 bar, tabla 2.2-; por lo que nuestro sistema solo compensará la pérdida de presión en el aire a 2500 msnm.

CAPÍTULO 4

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

4.1 Generalidades

Al culminar con la construcción e instalación del sistema del sobrealimentación y calibrar la presión de alimentación de aire en el motor, procederemos a las pruebas finales de funcionamiento, para comprobar el incremento de potencia del motor a 2500 msnm.

4.2 Tablas de comparación de niveles de potencia, estándar y modificado

Para realizar las pruebas de incremento de potencia en el vehículo, lo esencial sería realizarlas sobre un banco dinamométrico, el cual nos da la potencia real del motor. Otras pruebas que se pueden realizar para determinar el nivel de potencia son:

- Nivel de tiempo máximo, de 0 a 100 km/h; Aceleración
- Nivel de tiempo máximo, de 1 marcha a 2 marcha y sucesivamente
- Nivel de tiempo máximo, en carretera con pendiente de 30° en una distancia X

Estas pruebas tienen relación con el peso/potencia del vehículo y los niveles de velocidad alcanzados en cierto tiempo.

4.2.1 Tabla de nivel de tiempo máximo, de 0 a 100 km/h; Aceleración

Esta prueba la realizamos en una carretera con una pendiente cero -totalmente horizontal-; entonces, arrancamos el vehículo de reposo a 0 km/h hasta alcanzar los 100 km/h; acelerando hasta las 5000 rpm en cada cambio de marcha, al culminar la prueba obtuvimos los siguientes valores:

Tabla 4.1 Aceleración de 0 a 100 km/h			
	Tiempo segundos (s)	Distancia metros (m)	Pendiente grados (°)
Vehículo estándar	15	392	0
Vehículo Sobrealimentado	9.6	290	0

Fuente: creación del Autor

Con los valores obtenidos podemos observar la ganancia de tiempo y distancia que el vehículo obtuvo en la prueba de aceleración de 0 a 100 km/h ; relacionando estos valores obtenemos:

$$\Delta \text{Tiempo} = \text{Tiempo estándar} - \text{Tiempo Sobrealimentado}$$

$$\Delta \text{Tiempo} = 15 \text{ segundos} - 9.6 \text{ segundos}$$

$$\Delta \text{Tiempo} = 5,4 \text{ segundos de ganancia en aceleración de 0 a 100 km/h}$$

4.2.2 Tabla de nivel de tiempo máximo, en cada cambio de marcha.

Para esta prueba se realizó el control de los tiempos y distancias recorridas del vehículo, en cada cambio de marcha a 5000 rpm, partiendo desde el reposo a 0 km/h, en esta prueba obtuvimos los siguientes datos:

Tabla 4.2 Niveles de tiempo en cada cambio de marcha

De reposo a 1 marcha			
	Tiempo	Distancia	Velocidad
Hasta 5000 rpm	segundos	Metros	km/h
Vehículo estándar	4,12	67	45
Vehículo sobrealimentado	2,54	50	55
De 1 marcha a 2 marcha			
	Tiempo	Distancia	Velocidad
Hasta 5000 rpm	segundos	Metros	km/h
Vehículo estándar	+5,39	197	70
Vehículo sobrealimentado	+3,67	180	79
De 2 marcha a 3 marcha			
	Tiempo	Distancia	Velocidad
Hasta 5000 rpm	segundos	Metros	km/h
Vehículo estándar	+4,87	350	95
Vehículo sobrealimentado	+2,54	345	110
De 3 marcha a 4 marcha			
	Tiempo	Distancia	Velocidad
Hasta 5000 rpm	segundos	Metros	km/h
Vehículo estándar	+5,12	490	105
Vehículo sobrealimentado	+3,01	540	128
De 4 marcha a 5 marcha			
	Tiempo	Distancia	Velocidad
Hasta 5000 rpm	segundos	Metros	km/h
Vehículo estándar	+5,82	660	120
Vehículo sobrealimentado	+4,23	800	142

Fuente: Creación del Autor

Tiempo total vehículo estándar: **25,32 segundos** / Velocidad **120 km/h**

Tiempo total vehículo sobrealimentado: **15,99 segundos** / Velocidad **142 km/h**

4.2.3 Tabla de nivel de tiempos, requeridos para alcanzar una distancia X; en carretera con pendiente de 30°

Esta prueba tiene la finalidad de determinar el incremento de potencia del vehículo cuando se encuentra funcionando en carreteras con subidas a una pendiente de 30°, esta prueba la realizamos en la carretera de Cuenca a Turi, en la cual obtuvimos los siguientes datos:

Tabla 4.3 Tiempo Máximo en Pendiente				
	Tiempo	Distancia	Velocidad	Pendiente
	segundos	metros	km/h	grados (°)
Vehículo estándar	9	0 a 100	50	30
	+20	100 a 500	100	30
	+25	500 a 1000	120	30
	+29	1000 a 2000	120	30
	Total:	1min 23s		
Vehículo sobrealimentado	Tiempo	Distancia	Velocidad	Pendiente
	segundos	metros	km/h	grados (°)
	5	0 a 100	60	30
	+14	100 a 500	115	30
	+20	500 a 1000	140	30
	+25	1000 a 2000	140	30
Total:	1min 4s			

Fuente: creación del Autor

Observando los valores obtenidos en la tabla, podemos observar que el vehículo estándar recorrió una distancia de 2 km en una carretera con una pendiente promedio de 30° en un tiempo de 1 minuto 30 segundos, mientras que el vehículo con el sistema sobrealimentador recorrió la misma distancia en un tiempo de 1 minuto 12 segundos. Relacionando estos valores podemos determinar una ganancia de tiempo en pendiente de:

Δ Tiempo: Tiempo estándar – Tiempo sobrealimentado

Δ Tiempo: 83 segundos - 64 segundos

Δ tiempo: 19 seg de ganancia en recorrido de 2km en pendiente 30°

4.3 Tablas de comparación de niveles de consumo de combustible.

Una de las ventajas principales de un motor con un sistema sobrealimentador es la disminución de consumo de combustible, ya que al tener un mejor llenado de los cilindros, el combustible al estar mezclado con la cantidad de aire necesaria, la combustión será mas eficaz; por lo tanto, no se requiere mayor incremento de combustible; se realizó una prueba de comparación de rendimiento del combustible en el vehículo, tomando las medidas de consumo de combustible en determinadas distancias en carretera. Los datos obtenidos son los siguientes:

Tabla 4.4 Consumo de combustible		
	Distancia	Combustible
	Kilómetros	Galones
Vehículo estándar	90	2
Vehículo sobrealimentado	90	1,6

Fuente: creación del Autor

Relacionando los valores mediante una regla de tres, obtenemos el consumo de combustible por galón:

Vehículo estándar:

2 galones 90 km

1 galón $X = (1 \text{ galon} \times 90 \text{ km}) / 2 \text{ galones}$

X = 45 km de recorrido por 1 galón de combustible.

Vehículo sobrealimentado:

1,6 galones 90 km

1 galón $X = (1 \text{ galon} \times 90 \text{ km}) / 1,6 \text{ galones}$

X = 56,25 km de recorrido por 1 galón de combustible.

Relacionando los valores de consumo de los dos vehículos obtenemos el porcentaje de ganancia de consumo de combustible:

45 km 100%

56,25 km $X = (56,25 \text{ km} \times 100 \%) / 45 \text{ km}$ $X = 125 \%$

= 125 % - 100 % = 25% en ahorro de combustible

4.4 Niveles de emisiones de gases

La finalidad de un motor sobrealimentado, es esencialmente compensar la pérdida de presión del aire, que existe cuando el motor funciona en lugares por encima de los 2500 msnm. Al compensar el aire en el motor, la mezcla de aire-combustible llega a ser la adecuada y la combustión se da en su totalidad, de esta forma en los gases de escape no se encuentran partículas sin combustionar.

En el vehículo sobrealimentado se realizó la prueba de emisiones de gases, en diferentes regímenes del motor; obteniendo los siguientes datos:

Figura 4.1 Niveles de emisiones de gases de escape



Fuente: Banco de emisiones de gases UDA

Los límites máximos de emisiones de gases de escape, están bajo el control del Instituto ecuatoriano de normalización INEN ; él cual nos da una tabla de niveles de emisiones según el año del vehículo. Controlando los niveles de Hidrocarburos HC y Monóxido de carbono CO.

AÑO	% CO Vol		ppm HC	
	0 a 1500 cc	1500 a 3000 cc	0 a 1500 cc	1500 a 3000 cc
2000 Y POSTERIORES	1	1	200	200
1990 a 1999	3,5	4,5	650	750
1989 Y ANTERIORES	5,5	6,5	1000	1200

Fuente: Instituto ecuatoriano de normalización INEN Norma NTE 2004

El año del vehículo en el cual se monto el sistema sobrealimentador es del 2001, esto nos indica que los niveles de CO y HC tienen que regirse a la primera fila de la tabla 4.5; EL bióxido de carbono CO₂ no está controlado por la norma INEN, pero este valor tiene que estar alrededor de 14.

En la tabla siguiente se muestra los límites de emisiones permitidos y los niveles de emisiones del motor con el sistema sobrealimentador.

Tabla 4.6 Niveles de emisiones del motor sobrealimentado.

GAS	Límites de emisiones			
	Norma INEN	Motor Turbo 930 rpm	Motor Turbo 1500 rpm	Motor Turbo 2500 rpm
Hidrocarburos HC ppm	200	202	131	88
Monóxido de carbono % CO	1	1,04	0,77	1,6
Bióxido de carbono CO₂	14	13	14,3	13,6

Fuente: Creación del autor

Relacionando los datos obtenidos del motor a diferentes revoluciones y comparando éstos con los valores máximos de emisiones según la norma INEN, podemos observar que todas las emisiones de HC, CO y CO₂ están por el nivel permitido e incluso por debajo de éstos.

CONCLUSIONES FINALES Y RECOMENDACIONES.

Con todas las pruebas realizadas en el vehículo anteriormente, podemos observar que realizando los cálculos necesarios, el diseño y la instalación correcta del sistema sobrealimentador en el vehículo, tenemos como resultado las siguientes conclusiones:

- Un incremento en la potencia del motor de un **39,34%**. -Capítulo II pag.45-.
- Un tiempo de 5,4 segundos de ganancia en aceleración de 0 a 100 km/h.
- Un tiempo de 19 seg. de ganancia en recorrido de 2km en pendiente 30°.
- Disminución notable en la emanación de gases contaminantes de escape.
- Un ahorro en el consumo de combustible del 25%.

Con los resultados anteriores, podemos decir como conclusión final que los sistemas sobrealimentadores, compensan la disminución de presión en el aire; cuando los motores funcionan a niveles de 2500 msnm; Brindando al motor una mayor potencia, un ahorro en el consumo de combustible y con una menor emanación de gases contaminantes.

Como recomendación principal cuando se realice un trabajo de sobrealimentación en un motor, se debe tener mucho cuidado en la parte analítica de cálculos de los componentes en el motor, por lo que estos son la base para la realizar la parte practica en el motor y no tener riesgos de sobre presiones, recalentamiento y esfuerzos mayores en el motor.

GLOSARIO DE SMOBOS

P_o = Potencia en atmósfera estándar.

P_p = pérdida de potencia.

P_e = Potencia obtenida al freno a 2500 msnm.

N_e = Potencia efectiva medida en el banco de pruebas.

p = Presión atmosférica ambiente.

p_o = Presión normal de 760 mm de mercurio.

P_2 = Presión de salida de aire del turbo.

P_1 = Presión de entrada de aire al turbo.

P_c = Presión de compresión.

P_c^1 = Presión de compresión del motor de aspiración normal.

P_c^2 = Presión de compresión del motor con turbo cargador.

T = Temperatura ambiente.

T_o = Temperatura absoluta 288 °K.

T_s = Temperatura de salida del aire de admisión del intercambiador de calor.

T_1 = Temperatura de aire real a la entrada del filtro.

T_2 = Temperatura en el múltiple de admisión.

Φ = Grado de intercambio de calor.

T_a = Temperatura del aire que atraviesa el intercambiador de calor.

ΔT : valor de refrigeración del intercambiador.

d_a = Densidad del aire a 760 mm de Hg.

η_t = Rendimiento térmico.

η_{t2} = Rendimiento térmico a 2500 msnm.

η_u = Rendimiento útil.

η_{u2} = Rendimiento útil a 2500 msnm.

η_m = Rendimiento mecánico.

η_d = Rendimiento del diagrama.

η_v = Rendimiento volumétrico.

RPM = Revoluciones por minuto.

n = Máximas revoluciones por minuto.

Rc = Relación de compresión.

Rc1 = Relación de compresión con turbo compresor.

Gpe = Consumo específico de combustible.

Gpe2 = Consumo específico de combustible a 2500 msnm.

Vc = Volumen del cilindro.

Vt = Cilindrada del motor.

Vu = Volumen unitario.

Va = Volumen de la cámara de combustión.

Nc = Número de cilindros.

d = Diámetro del pistón.

msnm = Metros sobre el nivel del mar.

α = Constante de gas ideal con calor específico constante.

δ = Es la relación entre la densidad del aire que entra a formar parte de la mezcla aire-combustible (para nuestro caso a 2500 msnm) para la densidad del aire a 760 mm Hg.

Qe = Poder calorífico de la gasolina.

m_{real} = Masa de aire real.

m_{teórica} = Masa de aire teórica.

Qt = Caudal de aire teórico que ingresa al motor a 3700 rpm.

R = Constante de gases.

Y = 1,5 valor politrópico de una compresión por émbolo.

Z = Volumen que se debe aumentar en la cámara de combustión.

H = Altura a aumentar en el empaque del cabezote.

PR = Relación de presión.

CFM = Flujo de aire necesario.

Map = Presión en el múltiple de admisión según la potencia.

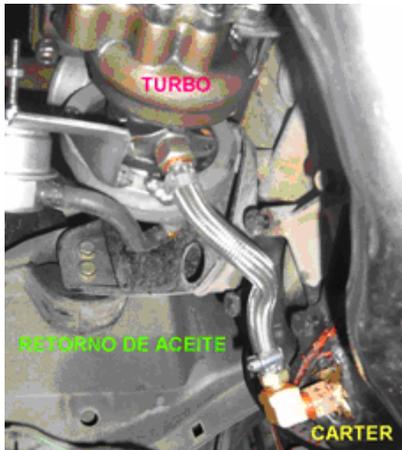
I = Constante de cálculo aplicada: un valor de 2 a motores de 2 tiempos y de 4 para motores de 4 tiempos.

BIBLIOGRAFÍA.

- BOSCH. Robert. Manual de la Técnica del Automóvil. España. Reverté. 1996. 881. 3ª edición.
- DE CASTRO. Miguel. Manual del Turbo. España. Ceac. 1989. 207. 2ª edición.
- ENCICLOPEDIA AUTODIDÁCTICA OCÉANO. Volumen II. España. Océano. 1987. 1120. 2ª edición.
- GIACOSA. Dante. Motores Endotérmicos. España. Dossat. 1978, 1984. 758. 3ª edición, 5ª edición.
- GILLIERI, Stefano, Preparación de Motores en Serie para Competición.
- GTZ. Tecnología del Automóvil, tomo 2. España. Reverté. 1985. 561. 20ª edición.
- MILLARES DE IMPERIAL. Juan. Turbo, Sobre Alimentación de Motores Rápidos. España. Ceac. 1989. 202. 5ª edición.
- MOTORES. Curso de Graduación Buenos Aires. Argentina. 2005.
- RUEDA. Jesús. Técnico en Mecánica y Electrónica Automotriz. Colombia. Codesis. 1999. 652. 1ª edición.
- SANZ GONZALEZ. Ángel. Tecnología de la Automoción 2.2. España. Don Bosco. 1981. 344.
- TOMLINSON. Bob. Turbo Mania. Estados Unidos. Cb Tech Dept. 1997. 171.
- Turbocargadores.http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_enter/turbo_tech103.html (Acceso: Septiembre de 2006).
- Poder Calorífico de la Gasolina http://www.km77.com/tecnica/alter_nativas/alohol/texto.asp, (acceso: 15 de Octubre de 2006.)

ANEXOS

Anexo 1: Fotografías del Sistema sobrealimentador en el motor.



Retorno de Aceite



Regulador de combustible



Válvula de alivio Blow-off



Filtro de Aceite



Sistema sobrealimentador en el motor



Temperatura a la salida del Turbo



Temperatura a la salida del Intercooler



Vehículo en el que se monto el sistema sobrealimentador



Turbo Garrett T2 A/R 0.48

Anexo 2: Lista de precios de los componentes utilizados en el sistema.

DESCRIPCION	COSTO \$
Turbo Garrett T2 A/R 48	500
Múltiple de escape	180
Tubo principal de escape	100
Junta Flexible de escape	54
Terminal de escape	80
Válvula de alivio (Blow- Off)	84
Tubería de admisión de Aluminio	340
Juntas de caucho	15
Bridas de presión	18
Intercooler HKS	294
Filtro de aire admisión	15
Válvula unidireccional Servofreno	24
Kit de radiador de aceite	325
Cañerías de aceite y neplos	65
empaques metálicos de Cabezote	120
Manómetro de presión del turbo	68
Regulador de combustible	45
Varios	100
TOTAL	2427