



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

**ESCUELA DE INGENIERÍA EN MECÁNICA
AUTOMOTRIZ**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE
UN MOTOR REPOTENCIADO CON TURBO E INYECCIÓN
DE GASOLINA**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de

Ingeniero en Mecánica Automotriz

Autores

Flavio Rodolfo Gordillo Calva

Alexander Santiago Sánchez Mocha

Director

José Fernando Muñoz Vizhñay

Cuenca- Ecuador

2013

DEDICATORIA

A Dios por haberme dado salud y fuerza para llegar a cumplir mis objetivos; a mis padres por ser parte fundamental en mi vida, por los valores infundados, por sus consejos, por estar constantemente apoyándome; a mis hermanos y hermana por estar siempre motivándome para seguir adelante; a mis familiares y amigos que me brindaron su apoyo durante mi carrera universitaria y el desarrollo de este trabajo final.

Flavio Rodolfo Gordillo Calva

El presente trabajo se lo dedico con mucho cariño a mis padres Sr José Sánchez Márquez y Sra. Lorena Mocha Gálvez que siempre estuvieron conmigo en cada uno de los buenos y malos momentos de mi vida universitaria, brindándome todo su apoyo incondicional. De igual forma a mi esposa, hijo y amigos por toda la confianza brindada para conseguir con éxitos cada una de mis metas personales y profesionales.

Alexander Santiago Sánchez Mocha

AGRADECIMIENTOS

Presentamos nuestros agradecimientos a la Universidad del Azuay, a la escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz, a su planta docente y amigos por sus enseñanzas y estar presentes en esta etapa de formación académica.

Damos un agradecimiento especial a nuestro director de tesis ingeniero Fernando Muñoz, quien nos brindó su apoyo incondicional para la elaboración de este trabajo.

De igual manera agradecemos a los responsables y encargados del taller de Ingeniería Mecánica Automotriz de la universidad por prestarnos sus instalaciones y ayudarnos en la elaboración de los elementos de la maqueta de nuestra tesis.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA	II
AGRADECIMIENTOS	III
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS	XIV
ÍNDICE DE ANEXOS.....	XVI
INTRODUCCIÓN	1

CAPITULO I_ SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN

1.1 Generalidades	2
1.2 Sistema de sobrealimentación	3
1.2.1 Constitución del turbocompresor	3
1.2.1.1 Carcasas.....	4
1.2.1.2 Eje de turbina y compresor.....	5
1.2.2 Funcionamiento del turbocompresor.....	6
1.2.3 Ciclos de funcionamiento del turbocompresor.....	7
1.2.3.1 Funcionamiento a ralentí y carga parcial	8
1.2.3.2 Funcionamiento a carga parcial media	8
1.2.3.3 Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga	8
1.2.4 Mantenimiento del turbocompresor	8
1.2.5 Comprobaciones en los turbocompresores.....	9
1.2.5.1 Control de la presión de suministro del turbo	10
1.2.5.2 Verificación de juego axial del eje	11
1.2.5.3 Verificación de juego radial del eje.....	12
1.3 Tipos de sistemas de sobrealimentación.....	13
1.3.1 Turbocompresores	13
1.3.1.1 Turbocompresores de geometría fija.....	14
1.3.1.2 Turbocompresores de geometría variable	19
1.3.2 Compresores volumétricos	21
1.3.2.1 Compresores de hélice (sprintex)	21
1.3.2.2 Compresor “G” (Volkswagen)	22
1.3.2.3 Compresor de Paletas	22
1.3.2.4 Compresor de lóbulos (Roots).....	23

1.3.2.5	Ventajas y desventajas de los compresores volumétricos	24
1.3.3	Compresor comprex	24
1.3.3.1	Ventajas y desventajas de compresor Comprex	25
1.3.3.2	Sistema biturbo.....	25
1.4	Sistema de admisión de aire	28
1.4.1	Caja de filtros	29
1.4.2	Filtros de aire.....	30
1.4.2.1	Filtro de papel microfibra.....	31
1.4.2.2	Filtro metálico lavable.....	31
1.4.2.3	Filtros de poliéster	32
1.4.2.4	Filtros de alto flujo	32
1.4.3	Tuberías	33
1.4.4	Conexiones al múltiple de admisión o turbocargador	34
1.4.5	Modificaciones que se realizan en el sistema de admisión de aire.....	34
1.4.5.1	Filtro de aire	35
1.4.5.2	Cañerías del sistema de admisión de aire	36
1.4.5.3	Válvula de alivio (blow off)	36
1.5	Sistema de refrigeración de aire	38
1.5.1	Intercambiador de calor o Intercooler	38
1.5.1.1	Intercooler Aire/Aire	39
1.5.1.2	Intercooler Aire/Agua.....	39
1.5.1.3	Criogénico	40
1.5.2	Ventajas y desventajas del intercooler	40
1.5.2.1	Ventajas	40
1.5.2.2	Desventajas.....	41
1.6	Sistema de lubricación.....	41
1.6.1	Radiador de aceite	42
1.7	Sistema de escape	43
1.7.1	Tipos de escape	44
1.7.2	Múltiple de escape.....	45
1.7.3	Tubo principal de escape	45
1.7.4	Terminal o silenciador de escape.	46
1.8	Averías en el sistema de sobrealimentación	46
1.8.1	Fallas en sistema de admisión de aire	46

1.8.2	Fallas en sistema de refrigeración de aire	46
1.8.3	Fallas en sistema de lubricación	47
1.8.4	Fallas en sistema de escape	47
1.9	Ventajas e inconvenientes del sistema de sobrealimentación.	47
1.9.1	Ventajas de la turbo alimentación	47
1.9.1.1	Mayor incremento de potencia	48
1.9.1.2	Disminución del ruido del motor.....	48
1.9.1.3	Reducción de gases contaminantes	48
1.9.1.4	Menor consumo de combustible.....	48
1.9.2	Inconvenientes de la turbo alimentación	49
1.9.2.1	Deficiente reacción a bajas revoluciones	49
1.9.2.2	Mantenimiento más exigente.....	49
1.9.2.3	Mayor Espacio.....	49

CAPÍTULO II._ CÁLCULOS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR EN SUS CONDICIONES ESTÁNDAR

2.1	Generalidades	50
2.2	Ficha técnica del motor Otto	51
2.3	Cálculo del rendimiento térmico del motor (η_t).....	51
2.3.1	Rendimiento térmico a 2 500 metros sobre el nivel del mar	52
2.4	Cálculo del rendimiento mecánico del motor (η_m).....	53
2.4.1	Par motor (Md) y Potencia efectiva (Pe) o Potencia al freno (Pf).....	54
2.4.2	Potencia indicada (Pi).....	56
2.5	Cálculo del rendimiento volumétrico del motor (η_v).....	56
2.5.1	Caudal Teórico (Qt).....	57
2.5.2	Masa Teórica (mt)	58
2.6	Cálculo del rendimiento útil del motor(η_u).....	58
2.7	Consumo específico de combustible (Gpe) a 2 500 metros de altura.....	59
2.8	Trabajo teórico o trabajo indicado (Ti).....	60
2.8.1	Cantidad de calor aportado al ciclo para su transformación en trabajo (Q1)	
	60	
2.8.2	Rendimiento teórico o rendimiento indicado (η_i).....	61

2.9 Trabajo útil (Tu).....	62
2.10 Flujo de ingreso de aire a ralentí	62
2.11 Flujo de ingreso de aire a media carga	63
2.12 Flujo de ingreso de aire a plena carga	64
2.13 Medición de valores de hidrocarburos (HC) y niveles de CO.....	65
2.13.1 Valores de Hidrocarburos (HC).....	66
2.13.2 Niveles de CO	67
2.14 Valores lambda (λ)	69
2.15 Diagrama presión volumen teórico	70
2.15.1 Obtención de temperatura de aire de admisión	70
2.15.1.1 Obtención de presión inicial en el sistema	71
2.15.2 Proceso de admisión (0-1)	71
2.15.3 Proceso de Compresión (1-2).....	73
2.15.4 Proceso de explosión (2-3) Adición de calor a volumen constante	76
2.15.5 Proceso de Expansión Isotrópica (3-4) Gas Ideal.....	80
2.15.6 Proceso de evacuación de calor a volumen constante (4-1).....	82
2.15.7 Construcción de diagrama teórico de motor en sus condiciones estándar	83

Capítulo III._ CÁLCULOS DE ADECUACIÓN DEL SISTEMA DE TURBO ALIMENTACIÓN

3.1 Generalidades	85
3.2 Cálculos para determinar el turbo cargador para el motor	85
3.2.1 Análisis de la Relación de Presión	86
3.2.2 Cálculo del Flujo de aire necesario	87
3.2.3 Cálculo de la presión en el múltiple de admisión según la potencia (MAP)	89
3.3 La relación A/R (Área /Radio)	90
3.4 Cálculo del incremento de potencia	91
3.5 Gráfica de selección del turbocompresor	92
3.5.1 Descripción de los parámetros presentes en la gráfica de selección del turbocompresor	92
3.5.1.1 Límite de bombeo.....	93

3.5.1.2	Línea de velocidad del turbocompresor	94
3.5.1.3	Área de porcentaje de eficiencia.....	94
3.5.1.4	Límite máximo	94
3.5.2	Turbo compresor escogido	94
3.5.2.1	Características de turbocompresor seleccionado.....	95
3.6	Selección del intercambiador de calor.....	96
3.6.1	Cálculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor	97
3.6.2	Grado de intercambio de calor (Φ).....	98
3.6.3	Cálculo de la temperatura de salida del intercooler.....	99
3.7	Sistema de refrigeración de aceite	99

CAPÍTULO IV._ CONSTRUCCIÓN DEL BANCO Y SUS COMPONENTES

4.1	Generalidades	101
4.2	Consideraciones para la modificación de los elementos internos del motor 101	
4.3	Modificaciones del sistema de admisión.....	102
4.3.1	Enfriador de aire (Intercooler).....	103
4.3.2	Cañerías de aluminio	104
4.3.3	Filtro de Aire	105
4.3.4	Válvula de alivio o blow off.....	105
4.3.5	Indicadores de panel de instrumentos	106
4.3.6	Flujo de funcionamiento en sistema sobrealimentado.....	107
4.4	Modificación del sistema de escape	109
4.4.1	Múltiple de Escape	109
4.4.2	Tubo de escape	110
4.5	Modificaciones del sistema de refrigeración de aire	112
4.6	Modificaciones en el sistema de lubricación.....	113
4.6.1	Kit de refrigeración de aceite	113
4.6.2	Radiador de aceite	116
4.6.3	Modificación del cárter	117

CAPÍTULO V._ PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SOBREALIMENTADOR EN EL MOTOR OTTO

5.1	Generalidades	119
5.2	Consumo específico de combustible (<i>Gpe</i>) a 2 500 metros de altura.....	119
5.2.1	Cálculo del rendimiento útil del motor(<i>ηu</i>).....	120
5.2.2	Cálculo de potencia efectiva (<i>Pe</i>).....	121
5.2.3	Cálculo de potencia indicada (<i>Pi</i>).....	122
5.3	Pruebas finales en banco dinamométrico	123
5.4	Verificaciones de trabajo teórico.....	124
5.5	Verificaciones de trabajo Útil.....	125
5.6	Prueba de emisión de gases	126
5.6.1	Valores lambda (λ)	127
5.7	Diagrama final presión – volumen	127
5.7.1	Obtención de temperatura de aire de admisión	128
5.7.2	Obtención de presión inicial en el sistema	128
5.7.3	Proceso de admisión (0-1).....	129
5.7.4	Proceso de Compresión (1-2)	130
5.7.5	Proceso de explosión (2-3) Adición de calor a volumen constante	133
5.7.6	Proceso de Expansión Isotrópica (3-4) Gas Ideal.....	137
5.7.7	Proceso de evacuación de calor a volumen constante (4-1).....	139
5.7.8	Construcción de diagrama teórico de motor en sus condiciones finales .	140
5.8	Pruebas comparativas finales, en motor estándar y sobrealimentado.	142
5.8.1	Comparación de niveles máximos de potencia y par motor, en motor estándar y sobrealimentado	142
5.8.2	Comparación de niveles de consumo de combustible, en motor estándar y sobrealimentado	143
5.8.3	Comparación de emisión de gases, en motor estándar y sobrealimentado 144	
5.8.4	Comparación de tiempos de aceleración desde 0 a 100 km/h, en motor estándar y sobrealimentado	145
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	146
	BIBLIOGRAFÍA	150

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Turbo Compresor para Motores Gasolina	2
Figura 1.2 Cuerpos del turbocompresor	3
Figura 1.3 Carcasa de Turbina del turbocompresor	4
Figura 1.4 Carcasa Central del Turbocompresor	4
Figura 1.5 Carcasa de compresor del turbocompresor	5
Figura 1.6 Eje de turbocompresor	6
Figura 1.7 Funcionamiento de turbocompresor	6
Figura 1.8 Temperaturas de funcionamiento del turbocompresor	7
Figura 1.9 Control de la presión de suministro del turbo.....	10
Figura 1.10 Reglaje de juego axial del eje del turbocompresor	11
Figura 1.11 Reglaje de juego axial del turbocompresor	12
Figura 1.12 Reglaje de juego radial del eje del turbocompresor.....	12
Figura 1.13 Turbocompresor Geometría Fija.....	14
Figura 1.14 Válvula reguladora de presión	16
Figura 1.15 Electroválvula de regulación	17
Figura 1.16 Regulación de la presión de control	17
Figura 1.17 Calibración de válvula de descarga	18
Figura 1.18 Funcionamiento del turbocompresor de geometría variable	20
Figura 1.19 Compresor de hélice	21
Figura 1.20 Compresor volumétrico tipo “G”	22
Figura 1.21 Compresor volumétrico de paletas	23
Figura 1.22 Compresor volumétrico de lóbulos.....	23
Figura 1.23 Funcionamiento de compresor Comprex.....	24
Figura 1.24 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a bajas revoluciones	26
Figura 1.25 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a Media Carga.....	26
Figura 1.26 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a Plena Carga.....	27
Figura 1.27 Sistema Biturbo con un turbocompresor t un compresor volumétrico.	28
Figura 1.28 Caja del filtro.	29

Figura 1.29 Filtro de aire.....	30
Figura 1.30 Filtro de papel microfibra	31
Figura 1.31 Filtro metálico lavable	31
Figura 1.32 Filtros de poliéster	32
Figura 1.33 Filtros de alto flujo	33
Figura 1.34 Múltiple de admisión	33
Figura 1.35 Conexiones al múltiple de admisión o turbocargador	34
Figura 1.36 Elementos del sistema de admisión.	35
Figura 1.37 Filtro Cónico.....	35
Figura 1.38 Cañerías del sistema de admisión de aire.	36
Figura 1.39 Funcionamiento de válvula Blow Off con mariposa de aceleración cerrado.....	37
Figura 1.40 Funcionamiento de válvula Blow Off con mariposa de aceleración abierta.....	37
Figura 1.41 Funcionamiento del intercooler	39
Figura 1.42 Intercooler refrigerado por agua	40
Figura 1.43 Intercooler Criogénico	40
Figura 1.44 Funcionamiento del sistema de lubricación.....	41
Figura 1.45 Radiador de aceite.....	43
Figura 1.46 Partes de un tubo de escape	43
Figura 1.47 Tubo de escape 4 a 1	44
Figura 1.48 Tubo de escape 4.2	45
Figura 2.1 Resultados obtenidos en banco dinamométrico.....	55
Figura 2.2 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor	57
Figura 2.3 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a ralentí.	63
Figura 2.4 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a media carga.	64
Figura 2.5 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a plena carga	65
Figura 2.6 Resultados de analizador de gases a 800 rpm.....	67
Figura 2.7 Resultados de analizador de gases a 800 rpm.....	68
Figura 2.8 Resultados de analizador de gases a 800 rpm.....	69

Figura 2.9 Resultados obtenidos en lectura de scanner automotriz en temperatura	70
Figura 2.10 Resultados obtenidos en lectura de scanner automotriz de presión..	71
Figura 2.11 Resultados obtenidos en lectura de scanner automotriz de presión..	84
Figura 3.1 Relación A/R	91
Figura 3.2 Gráfica de selección del turbocompresor	93
Figura 3.3 Turbocompresor seleccionado GT 1548.....	95
Figura 3.4 Rendimiento del mapa del turbocompresor seleccionado.	96
Figura 3.5 Intercooler del Hyundai H1	97
Figura 3.6 Radiador de Aceite	100
Figura 4.1 Elementos del sistema de Admisión.....	103
Figura 4.2 Enfriador de aire (Intercooler).....	104
Figura 4.3 Filtro de aire cónico	105
Figura 4.4 Instalación de válvula de alivio (blow off).....	106
Figura 4.5 Indicadores de temperatura del aceite y presión del sistema sobrealimentado	107
Figura 4.6 Disposición de elementos de sobrealimentación en motor.....	107
Figura 4.7 Flujo de circulación de aire en sistema de admisión sobrealimentado	108
Figura 4.8 Múltiple de escape	109
Figura 4.9 Construcción de múltiple de escape	110
Figura 4.10 Construcción de múltiple de escape y base del turbo	110
Figura 4.11 Múltiple de Escape Modificado.....	110
Figura 4.12 Tubo de escape con silenciador	111
Figura 4.13 Acoplamiento del tubo de escape al turbo.....	111
Figura 4.14 Tubo de escape con sensor de oxígeno.....	112
Figura 4.15 Zona flexible de tubo de escape.....	112
Figura 4.16 Acople fijo al block del motor	114
Figura 4.17 Acople para filtro de aceite y cañerías de presión	114
Figura 4.18 Ubicación de radiador de aceite en sistema de sobrealimentación.	114
Figura 4.19 Sistema de lubricación de motor sobrealimentado	115
Figura 4.20 Modificación de cárter	118
Figura 5.1 Resultados finales obtenidos en banco dinamométrico	124
Figura 5.2 Resultados de analizador de gases a 800 rpm.....	126

Figura 5.3 Resultados de analizador de gases a 2500 rpm.....	127
Figura 5.4 Resultados obtenidos con equipo de medición de temperatura.....	128
Figura 5.5 Resultados de presión obtenidos en lectura de scanner automotriz..	128
Figura 5.6 Diagrama teórico real de motor en sus condiciones finales	141

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Ficha técnica del motor	51
Tabla 2.2 Valores de la densidad del aire en función de variación de la altura ...	53
Tabla 2.3 Rendimiento mecánico según el tipo de motor	54
Tabla 2.4 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí.....	66
Tabla 2.5 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí.....	68
Tabla 2.6 Tabla de datos para la obtención de volumen específico relativo y energía interna específica.....	72
Tabla 2.7 Tabla de datos para la obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 2.....	74
Tabla 2.8 Tabla de datos para obtención de volumen específico relativo y temperatura en el punto 3.....	79
Tabla 2.9 Tabla de datos para obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 4.....	81
Tabla 2.10 Valores reales de motor Otto en sus condiciones estándar	83
Tabla 3.1 Dimensiones del compresor y turbina.....	95
Tabla 4.1 Características de los radiadores	116
Tabla 5.1 Rendimiento mecánico según el tipo de motor.....	121
Tabla 5.2 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina.	126
Tabla 5.3 Datos para la obtención de volumen específico relativo y energía interna específica.....	130
Tabla 5.4 Datos para la obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 2.....	131
Tabla 5.5 Tabla de datos para obtención de volumen específico relativo y temperatura en el punto 3.....	136
Tabla 5.6 Tabla de datos para obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 4.....	138
Tabla 5.7 Valores reales de motor Otto en sus condiciones finales.....	140
Tabla 5.8 Valores obtenidos en el banco dinamométrico	142
Tabla 5.9 Valores de consumo específico de combustible	143

Tabla 5.10 Comparación de Emisiones de gases a 800 rpm.....	144
Tabla 5.11 Pruebas de aceleración.....	145

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1 Banco de Pruebas	152
Anexo 2 Lista de costos	153

Barros
04/10/13

RESUMEN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UN MOTOR REPOTENCIADO CON TURBO E INYECCIÓN DE GASOLINA

En este trabajo de graduación se realizó el estudio e implementación de un sistema de sobrealimentación en un motor Otto, con los objetivos de disminuir la pérdida de potencia debido a la altitud en la que opera el motor, reducción de las emisiones contaminantes, establecer criterios técnicos para la instalación del turbocompresor y analizar el correcto funcionamiento del sistema de sobrealimentación. Esto se logró gracias a una correcta selección del turbocompresor y de modificaciones en los sistemas auxiliares. Una vez efectuadas cada una de las pruebas prácticas y técnicas se comprobó un mejor desempeño del motor en sus condiciones finales, obteniendo así; un incremento de potencia de un 50% con respecto de su valor inicial y una notable disminución de emisiones.

Palabras Claves: válvula wastegate, motor repotenciado, turbo garret GT 1548, banco de pruebas dinamométrico, válvula blow off, consumo específico de combustible.



Ing. Mauricio Barros.

JUNTA ACADÉMICA



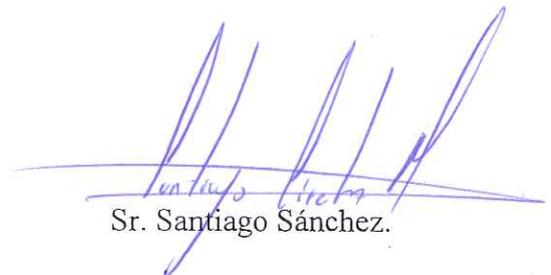
Ing. Fernando Muñoz

DIRECTOR



Sr. Flavio Gordillo.

ESTUDIANTE



Sr. Santiago Sánchez.

ESTUDIANTE

ABSTRACT

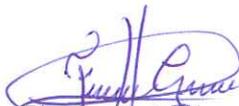
DESIGN AND CONSTRUCTION OF A DIDACTIC BANK FOR A POWERED ENGINE WITH TURBO AND FUEL INJECTION

In this graduate work we performed the study and implementation of a supercharger system on an Otto engine, with the objectives of reducing the power loss due to the altitude at which the engine operates, by reducing the contaminating emissions, establishing technical criteria for the turbocharger installation and analyzing the correct operation of the supercharging system. This was achieved through proper selection of the turbocharger and of modifications in the auxiliary systems. After making each of the practical and technical tests, a better engine performance in its final terms was proven; as a result, obtaining a power increase of 50% compared to its initial value, as well as a significant decrease in emissions.

Keywords: wastegate, repowered engine, GT 1548 turbo garret, dynamometer bank test, blow off valve, specific fuel consumption.



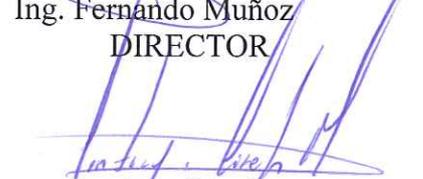
Ing. Mauricio Barros
ACADEMIC BOARD



Flavio Gordillo
STUDENT



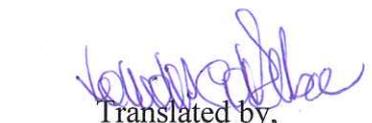
Ing. Fernando Muñoz
DIRECTOR



Santiago Sánchez
STUDENT



UNIVERSIDAD DEL
AZUAY
DPTO. IDIOMAS



Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

Gordillo Calva Flavio Rodolfo
Sánchez Mocha Alexander Santiago
Trabajo de Graduación
Ing. José Fernando Muñoz Vizhñay
Noviembre del 2013

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO DE UN MOTOR REPOTENCIADO CON TURBO E INYECCIÓN DE GASOLINA

INTRODUCCIÓN

La irregular geografía en la que se encuentra ubicado el Ecuador forma variaciones muy notables en cuanto a la altura sobre el nivel del mar de algunas ciudades del país; lo cual altera directamente en el rendimiento de los automotores a gasolina.

La ciudad de Cuenca se encuentra ubicada a 2 500 metros sobre el nivel del mar, lo que origina pérdida de presión y oxígeno; en estas condiciones el funcionamiento de un motor se ve alterado en cuanto al consumo de combustible, emisión de gases y especialmente disminución de su potencia; es por ello, que aparece la necesidad de mejorar la potencia y rendimiento del motor Otto en lugares predominantemente altos con respecto al nivel del mar, lo cual se logrará mediante la incorporación de un sistema de sobrealimentación de aire.

CAPITULO I

SISTEMAS DE SOBREALIMENTACIÓN

1.1 Generalidades

Con la finalidad de optimizar el rendimiento que puede tener un motor Otto, se ha presentado la posibilidad de mejorar su alimentación, mediante la instalación de ciertos elementos, los cuales logran un mejor llenado de los cilindros en cada una de las etapas de funcionamiento del motor; gracias a estos cambios se obtiene mejores resultados en cuanto a la potencia que puede alcanzar el motor sin necesidad de modificar la cilindrada inicial del mismo.

Es por esta razón que en los motores Otto a gasolina o diesel, por más que se ingrese combustible a su cámara de combustión, no se logra un incremento de su potencia; debido a que este combustible no encuentra la cantidad necesaria de moléculas de oxígeno para su combustión, razón por la cual el uso de los elementos de sobrealimentación como turbocompresores (figura 1.1), mejora notablemente esta situación, al hacer llegar una mayor cantidad de moléculas de oxígeno (motores diesel); como una mezcla más rica de aire-gasolina (motores gasolina) logra elevar notablemente la potencia de los motores Otto.



Figura 1.1 Turbo Compresor para Motores Gasolina

Fuente: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger>.

1.2 Sistema de sobrealimentación

Se fundamenta en la mejora de la combustión del motor debido a un mayor llenado de aire en los cilindros, lo que provoca un aumento de potencia, un menor consumo específico y una menor contaminación; lo cual no se conseguiría de forma natural mediante su propia aspiración.

Mediante la instalación de sistemas de sobrealimentación se obtendrá resultados mucho más eficientes en los motores, lo cual es muy notorio en motores que trabajan a grandes altitudes sobre el nivel del mar, debido a que a mayor altura se encuentran, existe una disminución de la presión atmosférica y por ende de moléculas de oxígeno, por lo cual el uso de un sistema de sobrealimentación es ideal. En el caso de los motores a gasolina, la sobrealimentación, presenta algunas dificultades para su uso; debido al incremento de presión en la cámara de combustión, lo cual puede generar un autoencendido o detonación.

1.2.1 Constitución del turbocompresor

El turbocompresor en su forma más simple se encuentra conformado por tres cuerpos (figura 1.2), los cuales son: el compresor 1, el cuerpo central 2 y la turbina 3. A continuación se detalla cada uno de los elementos constitutivos del turbocompresor.

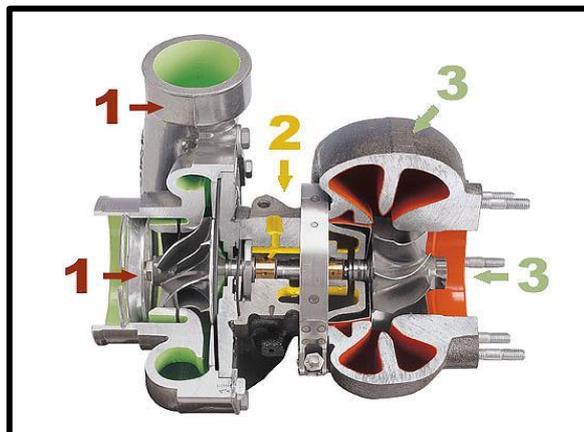


Figura 1.2 Cuerpos del turbocompresor

Fuente: <http://sites.amarillasinternet.com/jlmturbos/curiosidade.html>

1.2.1.1 Carcasas

Hacen referencia a la parte exterior del turbocompresor, entre ellas tenemos la carcasa de la turbina, cuerpo central y compresor. La carcasa de la turbina (figura 1.3) tiene un diseño muy peculiar, por lo que presenta la forma de un caracol, esto con la finalidad de mejorar la incidencia de los gases de escape sobre los álabes de la turbina. Está carcasa se encuentra sometida a condiciones extremas de temperatura por lo cual son construidas en aleaciones de hierro y cromo.



Figura 1.3 Carcasa de Turbina del turbocompresor

Fuente: <http://www.mercadoracing.org/6/208035/se-reparan-y-venden-toda-clase-de-turbos.html>

La carcasa central (figura 1.4) debe cumplir con características constructivas de mucha precisión, por ser el cuerpo donde se aloja el eje central, los cojinetes de apoyo tanto de la turbina como compresor; también debe permitir un funcionamiento correcto del sistema de lubricación. En el caso de algunos tipos especiales de turbocompresores, la carcasa aloja a los retenedores de aceite.



Figura 1.4 Carcasa Central del Turbocompresor

Fuente: <http://www.mercadoracing.org/6/208035/se-reparan-y-venden-toda-clase-de-turbos.html>

Por último tenemos la carcasa del compresor (figura 1.5), para su construcción los requerimientos no son de condiciones tan críticas como las de los casos anteriores; sin embargo se debe considerar que es un elemento, donde van a circular flujos de aire a velocidades muy altas que llegan hasta valores de 500 metros por segundo lo cual da lugar a un notable incremento de presión en su interior.



Figura 1.5 Carcasa de compresor del turbocompresor
Fuente: <http://www.greddy.com/products/turbochargers/turbo-upgrade-kits/>

1.2.1.2 Eje de turbina y compresor

No cabe duda que se trata del elemento más importante dentro de la constitución del turbo. Este eje (figura 1.6) por un extremo presenta el rodete de la turbina y por el otro se encuentra unido al rodete del compresor; la turbina tiene la capacidad de soportar enormes esfuerzos mecánicos, debido a la temperatura de trabajo a la que se encuentra expuesta, como también las elevadas revoluciones a las que trabaja y por otra parte tenemos el rodete del compresor, el cual es el encargado de comprimir el aire a elevadas presiones en el interior del múltiple de admisión.

El equilibrado de esta pieza es de suma importancia para el funcionamiento correcto del turbocompresor, es por ello que al momento de realizar este proceso se toma en consideración hasta la tuerca de fijación del mismo. La turbina siempre se encuentra unida al eje mediante una soldadura permanente, la misma que se realiza con procesos de soldadura de mucha precisión, por ejemplo: mediante soldadura por fricción o láser, con finalidad de lograr un buen equilibrado.

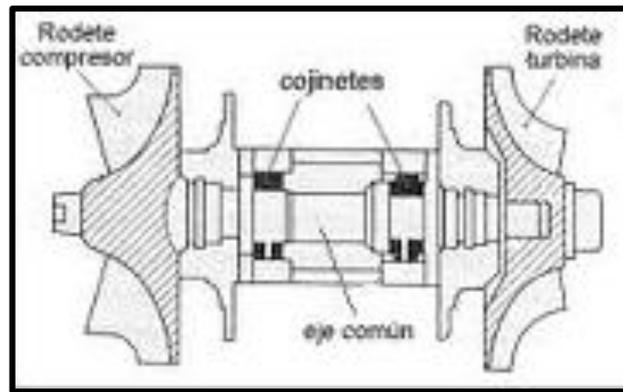


Figura 1.6 Eje de turbocompresor

Fuente: <http://www.foroswift.com.ar/viewtopic.php?f=3&t=233>

Los rodetes de turbina y compresor (figura 1.6), deben ser construidos a base de un minucioso estudio, ya que; la forma de sus álabes afecta directamente en el rendimiento del turbocompresor. La construcción de estos álabes determina si un turbo va a tener un mejor funcionamiento a bajas o altas revoluciones.

1.2.2 Funcionamiento del turbocompresor

El funcionamiento de un turbocompresor (figura 1.7), radica básicamente en utilizar la energía proporcionada por el flujo de los gases de escape; estos gases inciden sobre los álabes de la turbina, la cual genera movimiento que es transmitido hacia el compresor que se encuentra unido mediante un eje. El compresor toma aire fresco del exterior y lo comprime para enviarlo con mayor flujo al sistema de admisión, mejorando con ello el llenado de los cilindros.

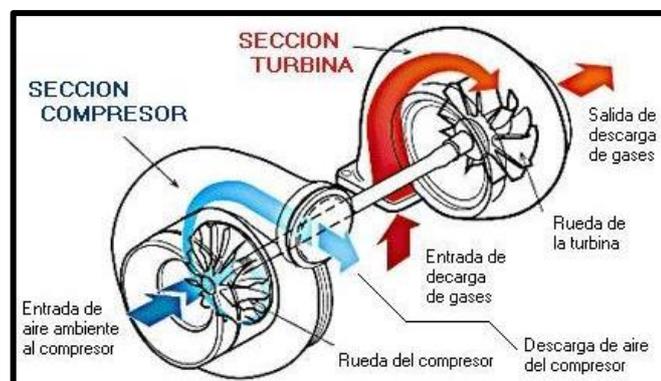


Figura 1.7 Funcionamiento de turbocompresor

Fuente: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos>

Las temperaturas de un turbocompresor (figura 1.8), tienen rangos de funcionamiento muy diversos, La turbina que es la que se encuentra en contacto directo con los gases de escape alcanza temperaturas alrededor de (650°C); por otra parte tenemos que la temperatura de funcionamiento en el compresor alcanza aproximadamente los (140°C), esta variación marcada de temperaturas son las que afectan directamente en los coeficientes de dilatación del eje común de las mismas, razón por la cual se produce una gran dificultad al momento del diseño de un turbocompresor, como también de los materiales que se deben de utilizar en los diferentes elementos.

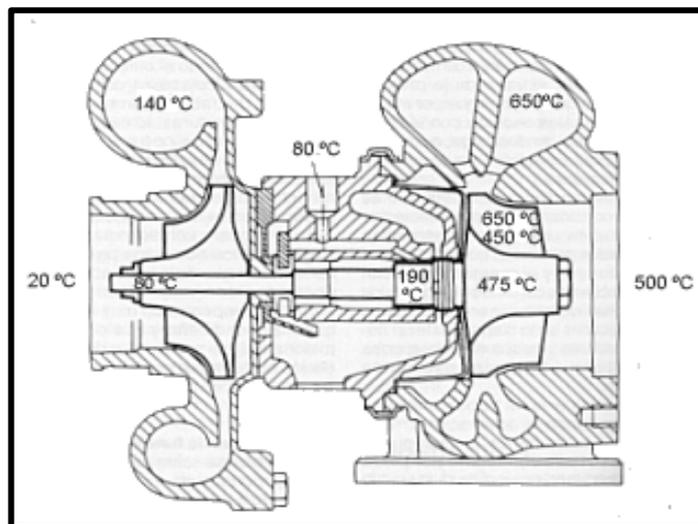


Figura 1.8 Temperaturas de funcionamiento del turbocompresor
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>

1.2.3 Ciclos de funcionamiento del turbocompresor

A continuación se detallará cada una de las etapas de funcionamiento de un turbocompresor de acuerdo con su régimen de giro, para lo cual se describirá el funcionamiento en ralentí o carga parcial, carga parcial media, carga parcial superior y plena carga.

1.2.3.1 Funcionamiento a ralentí y carga parcial

Los álabes del rodete de la turbina son impulsados por el bajo flujo de los gases de escape, lo cual hace girar levemente el eje y a los álabes del compresor, que no tienen la suficiente fuerza para aspirar ni comprimir el aire, por lo cual la admisión de aire fresco se da por la aspiración producida del propio motor en su funcionamiento a bajas revoluciones.

1.2.3.2 Funcionamiento a carga parcial media

Una vez que la presión en el colector de admisión se acerca al valor de la presión atmosférica, la rueda de la turbina es impulsada a un régimen de trabajo más alto. El aire fresco aspirado por el rodete del compresor es pre comprimido en el motor con una presión ligeramente mayor a la atmosférica, entrando así en funcionamiento el turbocompresor.

1.2.3.3 Funcionamiento a carga parcial superior y plena carga

La energía en los gases de escape continúa su incremento, por lo cual el funcionamiento de la turbina es completo y por ende la presión en el múltiple de admisión es máxima; situación que debe de ser limitada o controlada por un sistema de control o válvula de descarga “wastegate”. En esta fase, el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión de funcionamiento la cual no debe de exceder el valor de 0,9 bares en turbos normales y 1,2 bares en turbos de geometría variable.

1.2.4 Mantenimiento del turbocompresor

Para alcanzar el funcionamiento correcto y duración del turbocompresor se debe de tener muy en cuenta las siguientes condiciones para lograr una larga vida útil del mismo:

- Se debe evitar que el turbocompresor funcione con el motor a plena carga con presiones de aceite inferiores a los 30 psi.
- Evitar arranques bruscos con el motor frío, porque toma cierta cantidad de tiempo mientras la presión de aceite alcanza los niveles de temperatura normal de funcionamiento.
- Revisar constantemente el filtro de aire, el paso de residuos de polvo o cualquier otra impureza terminan por reducir la vida útil del turbocompresor y la del motor.
- Realizar el cambio oportuno del aceite y filtro de acuerdo a los periodos de mantenimiento preestablecidos. Con la finalidad de evitar la acumulación de residuos.
- Se sugiere utilizar aceites sintéticos para mejorar la refrigeración y lubricación en el turbocompresor.
- Cuando el motor ha estado en funcionamiento por largos periodos de tiempo, es aconsejable esperar de 3 a 5 minutos antes de apagarlo, hasta que el turbocompresor disminuya su temperatura.
- En el caso de turbocompresores refrigerados por agua (refrigerantes), se recomienda la utilización de refrigerantes que cumpla con altas prestaciones técnicas; con la finalidad de evitar corrosión y formación de suciedad en el mismo.
- Realizar un monitoreo constante de la presión de aceite en el turbocompresor con ayuda de un manómetro.

1.2.5 Comprobaciones en los turbocompresores

Con el turbocompresor montado sobre el motor se procede en primer lugar, a realizar la prueba de control de presión de suministro, esto con la finalidad de descartar un desmontaje del turbocompresor innecesario; al realizar esta prueba en los diferentes regímenes de funcionamiento se conocerá el buen o mal funcionamiento del mismo.

1.2.5.1 Control de la presión de suministro del turbo

Para realizar este control se deben cumplir con ciertos parámetros previos, los cuales son una inspección visual de tuberías y conexiones, de tal manera que garanticen la ausencia de obstrucciones o fugas de aire. Asegurando el funcionamiento correcto de la válvula de descarga (Wastegate).

Una vez realizada esta inspección visual, se procede al control de la presión con ayuda de un manómetro, el cual es conectado en el sistema de admisión de aire después del turbo y con el motor funcionando se efectuará la prueba acelerando el motor y comprobando que el turbo es capaz de mantener la presión en el colector de admisión. Cuando la presión en el colector de admisión es excesiva indica de que la válvula está mal calibrada o posiblemente averiada, para el caso en que la presión en el colector de admisión sea insuficiente de igual manera se puede tratar de una mala calibración de la válvula o fugas en el sistema (figura 1.9).

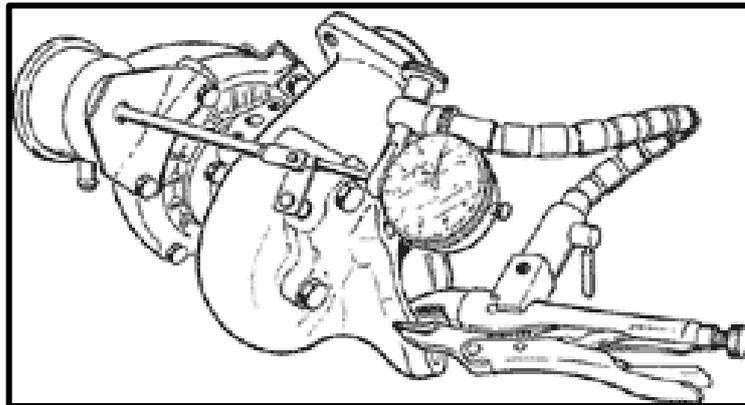


Figura 1.9 Control de la presión de suministro del turbo
Fuente: Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 107.

Cuando un turbocompresor es desmontado se puede comprobar con facilidad el correcto funcionamiento de esta válvula, a través de un desplazamiento manual de la misma. Existen también otro tipo de verificaciones en el turbocompresor las cuales son: juego axial del eje y juego radial del eje.

1.2.5.2 Verificación de juego axial del eje

Se sujeta el turbocompresor fijamente mediante unas mordazas, sin dar lugar a un posible movimiento del mismo y luego con la ayuda de un reloj comparador (figura 1.10), damos pasó a realizar la toma de medidas. La base magnética del reloj comparador es fijada en forma segura y se ubica el parador del reloj comparador sobre el eje del turbocompresor, una vez realizado este proceso se da lugar a encerrar el reloj comparador, para posteriormente realizar un desplazamiento en sentido axial del eje (figura 1.11), “*estos valores son previamente establecidos por el fabricante de 0,025 y 0,10 mm*”¹.

La posición del palpador en cuanto ha centrado en el punto de contacto con el eje y su desplazamiento en línea con la dirección del eje es primordial para evitar errores. Cuando los valores tomados son inferiores a 0,025 mm el conjunto del eje deberá repararse o reemplazarse. Para valores superiores a 0,10 mm nos indican que existe una excesiva tolerancia.

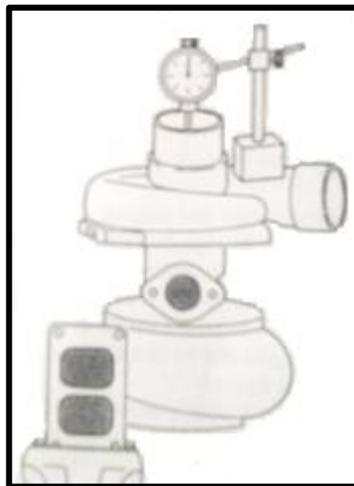


Figura 1.10 Reglaje de juego axial del eje del turbocompresor

Fuente: Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 185.

¹ Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 185

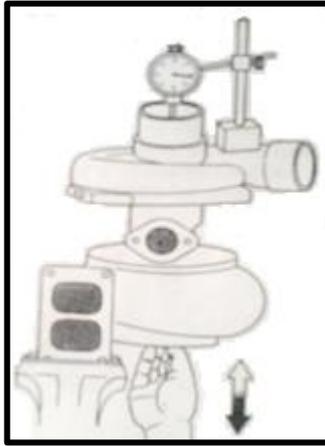


Figura 1.11 Reglaje de juego axial del turbocompresor
Fuente: Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 185.

1.2.5.3 Verificación de juego radial del eje

Se coloca el reloj comparador de manera que el palpador se ubique en el centro del eje, debe tocar en la parte más elevadas de la sección circular del eje de forma que el desplazamiento del palpador se recoja en sentido radial, siendo el ángulo del palpador de 90° con el eje, de otra manera la media tomada sería errónea.

Ubicado el palpador sobre el eje, con ambas manos se realiza un desplazamiento radial del mismo, de forma que se verifique su holgura en el reloj comparador (figura 1.12). Estos valores deberán estar en los rangos que marque el fabricante considerándose aceptable entre 0,075 mm y 0,18 mm, si los valores obtenidos son mayores deber sustituirse los cojinetes del eje del turbo.

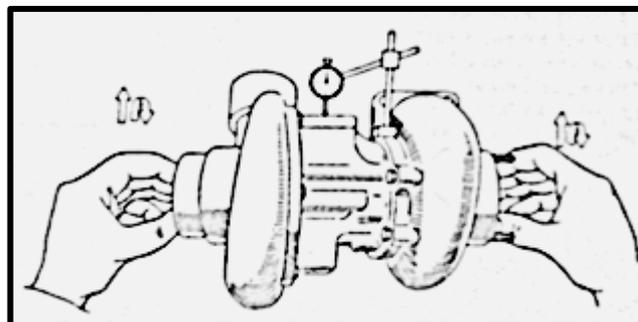


Figura 1.12 Reglaje de juego radial del eje del turbocompresor
Fuente. Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 187.

1.3 Tipos de sistemas de sobrealimentación

En el motor se ha conseguido un mejor funcionamiento con la implementación de los sistemas de sobrealimentación. En condiciones tan adversas como las son en nuestro país, donde existe zonas montañosas y una notable disminución de moléculas de oxígeno debido a las grandes alturas que alcanzan estas zonas con respecto al nivel del mar.

Un motor sobrealimentado puede conseguir aumentar su potencia hasta en un 50% más que la potencia que presenta un mismo motor sin tener instalado este sistema. Es por ello que al momento de realizar la fabricación de motores para este tipo de condiciones se debe tener en cuenta las presiones y temperaturas elevadas que van a existir en el interior de la cámara de combustión, sin embargo; se emplean dispositivos adicionales los cuales son encargados de limitar la velocidad y potencia máxima que pueden alcanzar estos motores con la finalidad de proteger a los mismos.

En los sistemas de sobrealimentación, es necesario utilizar un elemento capaz de tomar el aire a la presión atmosférica y comprimirlo de forma tal que se consiga una sobrepresión; este trabajo es realizado por los compresores. Los compresores más utilizados se dividen en tres diferentes tipos, los cuales presentan sus ventajas y desventajas. Estos tres tipos son los siguientes: turbocompresores, compresores volumétricos y compres.

1.3.1 Turbocompresores

Los más óptimos resultados en la sobrealimentación se han conseguido con el uso de los turbocompresores, que si bien tienen ciertas desventajas, también presenta la gran ventaja de trabajar sin realizar un consumo de potencia del motor, aprovechando los gases de escape que son eliminados por el mismo. A más, de que son facultados de girar a elevados números de revoluciones por minuto (hasta 200 000 r.p.m.) en turbos pequeños.

Los turbocompresores se clasifican en:

- Turbocompresores de geometría fija
- Turbocompresores de geometría variable

1.3.1.1 Turbocompresores de geometría fija

Este tipo de turbocompresor (figura 1.13), está constituido por un compresor (1) y una turbina (2) los cuales se encuentran unidos por un eje solidario (3) entre ambos e introducidos dentro de sus respectivas carcasas en forma de caracol. El rodete de la turbina y rodete de compresor poseen sus propios álabes con sus respectivas formas geométricas, con la finalidad de aumentar la presión de alimentación durante su funcionamiento.

En este tipo de turbocompresor también nos encontramos con un elemento externo (4) el cual es una válvula de descarga (wastegate) encargada de limitar la presión de sobrealimentación del turbo, desviando una cantidad de los gases combustionados directamente al escape sin pasar por la turbina.

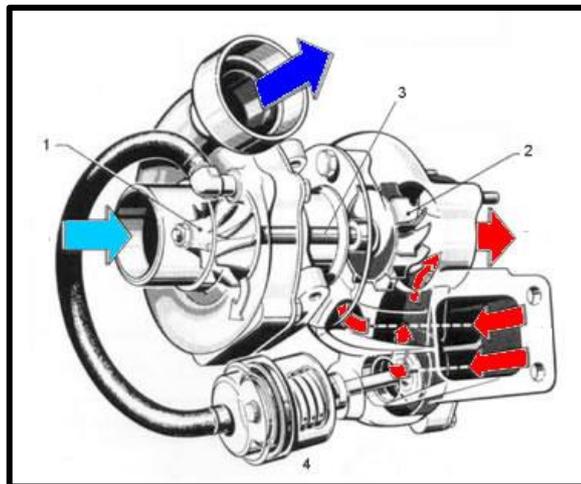


Figura 1.13 Turbocompresor Geometría Fija
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/turbo2.htm>

1.3.1.1.1 Sistema de regulación de la presión del turbo

La utilización del turbocompresor en un motor, no sería posible si no se pudiese controlar su sobrepresión, que en mayor o menor grado se relaciona en base a su número de revoluciones de giro. Cuando el motor se encuentra funcionando a un régimen de revoluciones bajo, la salida de los gases de escape será mínima, por lo cual la velocidad de giro que alcanza la turbina es de poca consideración; en este caso la sobrepresión generada por el compresor alcanza valores mínimos. Pero cuando el motor eleva su régimen de funcionamiento también existe un mayor flujo de gases de escape, razón por la cual la turbina al receptor esta mayor velocidad y densidad de los gases, aumenta también su giro transmitiéndole al compresor, el cual genera altos valores de sobrepresión.

Para tener un correcto funcionamiento del turbocompresor, este no debe exceder ciertos valores de sobrepresión los cuales oscilan de entre “0,4 a 0,9 bar”² dependiendo del diseño, de manera que se tiene que disponer de una válvula de seguridad, la cual impida sobrepasar estos valores de presión máxima.

1.3.1.1.2 Regulación de la presión por accionamiento neumático

Durante el funcionamiento del motor a ralentí o carga parcial la velocidad de los gases de escape es moderada (figura 1.14), razón por la cual la sobrepresión generada en el conducto (1) es incapaz de realizar la apertura de la válvula de descarga (4).

² Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación

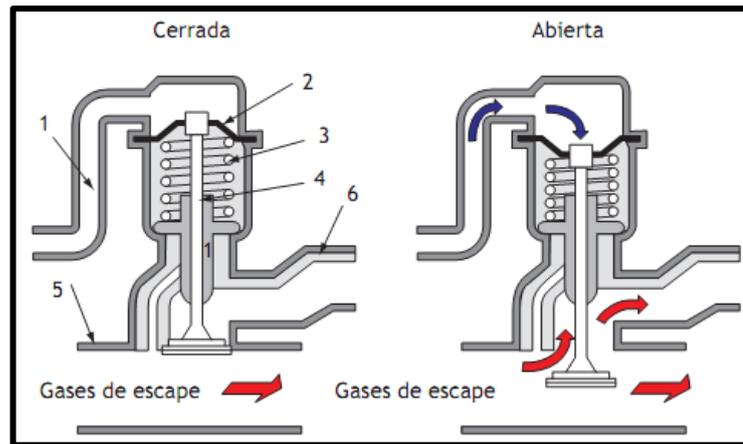


Figura 1.14 Válvula reguladora de presión

Fuente: <http://www.grupovag.com/foro/viewtopic.php?f=35&t=278>

Cuando el motor se encuentra funcionando a plena carga, el flujo de los gases de escape es elevado por lo tanto la velocidad y densidad con la que estos gases actúan sobre la turbina, genera que el rodete del compresor realice una mayor aspiración de gases frescos, generando sobrepresión en el colector de admisión que toman ciertos valores críticos. Esta presión de soplado actúa sobre la válvula de descarga mediante el conducto (1) que hace desplazar a la membrana (2), la cual comprime al muelle (3) de la válvula (4), la misma que se desplaza, dando con ello apertura al paso de cierta cantidad de gases de escape directamente al tubo de escape sin pasar por la turbina, manteniendo así una estabilidad en el funcionamiento del conjunto dentro de los valores preestablecidos.

1.3.1.1.3 Regulación de la presión por accionamiento eléctrico

La diferencia entre este sistema y el antes mencionado radica en que este adiciona una electroválvula de regulación la cual se encuentra intercalada entre el conducto del colector y la válvula mecánica (figura 1.15). Esta electroválvula es controlada mediante señales que envía la ECU del motor (figura 1.16), señales que emite mediante información de revoluciones del motor, temperatura del aire aspirado, presión en el colector de admisión, posición del pedal del acelerador y transmisor altimétrico. Dependiendo de estas señales, la electroválvula permite el paso de la sobrepresión del colector hacia la válvula reguladora de presión (wastegate).

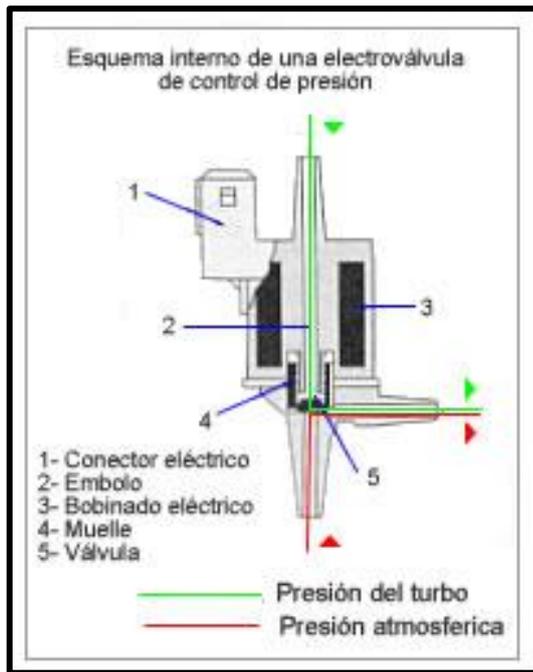


Figura 1.15 Electroválvula de regulación

Fuente: <http://mecanicusaunar.blogspot.com/2008/05/motores-sobrealimentados.html>

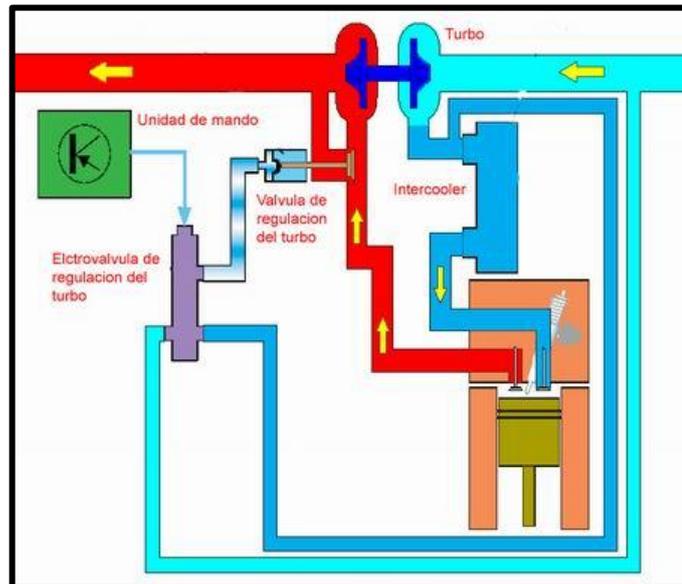


Figura 1.16 Regulación de la presión de control

Fuente: <http://www.dacarsa.net/formacion.php?p=25&b=8>

1.3.1.1.4 Calibración de válvula de descarga (wastegate)

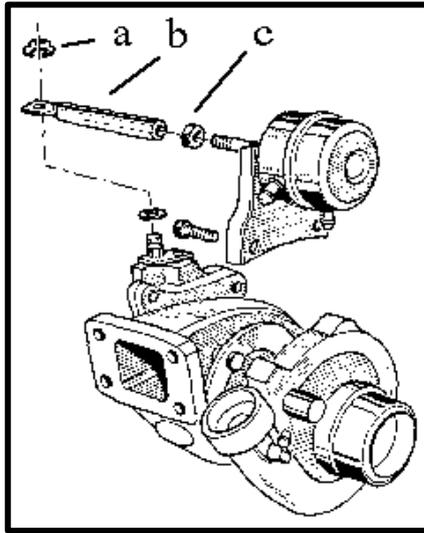


Figura 1.17 Calibración de válvula de descarga

Fuente: Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 109.

Para realizar la calibración de la presión de apertura de la válvula wastegate (figura 1.17), se retira el seguro (a) que está sujetando el vástago (b) al brazo de la válvula wastegate. Luego se afloja la tuerca (c) con lo cual se puede retirar con facilidad el vástago de la wastegate. Hay que tener bien claro que al retirar el vástago, se debe mantener sostenido la parte roscada sin dejar que la misma gire, de lo contrario podría suscitarse un daño en la parte interna de membrana de la válvula. Una vez que se ha retirado el vástago (b) uno puede acortar su distancia con lo cual logras tener mayor presión en el turbo, o si es el caso que necesitas tener menor presión debería de alargarse su distancia con lo cual se consiguen las presiones requeridas en el turbocompresor. Luego de acortar o alargar la distancia del vástago (b) se aprieta la tuerca(c) y se coloca el seguro (a) con lo cual se ha calibrado la presión de apertura de la válvula wastegate.

Cabe recalcar que según ensayos técnicos se ha obtenido el siguiente valor el cual se trata de datos empíricos que pueden estar sujetos a ciertas variaciones. Este valor es de “0,2 bar (3 psi)”³ equivalente a tres vueltas del vástago en el sentido de las manecillas del reloj.

³ Hermogenes, Gil, (2002) Técnicas de sobrealimentación, pág. 109

1.3.1.1.5 Ventajas y desventajas de este tipo de turbocompresor

Ventajas

- Para su accionamiento no necesita absorber potencia del motor
- Obtención de elevadas potencias a partir de cilindradas reducidas
- Reducción de consumo de combustible
- Ruidos de funcionamiento relativamente menores

Desventajas

- Bajo rendimiento en bajas revoluciones
- Mayor mantenimiento y cuidado
- Trabaja a mayores temperaturas
- Deterioro prematuro del motor

1.3.1.2 Turbocompresores de geometría variable

Este tipo de turbocompresores tienen la característica de tener una gran respuesta a bajos regímenes de funcionamiento del motor. Son los más usados en los vehículos modernos, su funcionamiento básicamente tiene los mismos principios que los turbocompresores de geometría fija, con la diferencia de que estos eliminan el uso de la válvula reguladora de presión (wastegate) y utilizan una electroválvula, la cual comanda la presión de control de una capsulada neumática, encargada del desplazamiento de unas varillas de accionamiento. Esta electroválvula es accionada mediante señales que envía la ECU.

“Los turbos de geometría variable utilizan un plato o corona en el que van montados unos álabes móviles que pueden ser orientados (todos a la vez) un ángulo determinado mediante un mecanismo de varilla y palancas empujados por una cápsula neumática parecida a la que usa la válvula wastegate.

Para conseguir la máxima compresión del aire a bajas revoluciones, deben cerrarse los álabes, disminuyendo la sección entre ellos, esto aumenta la velocidad de los gases de escape, que inciden con mayor fuerza sobre las paletas del rodete de la turbina (menor sección igual a mayor velocidad). Cuando el

motor aumenta de revoluciones y aumenta la presión de soplado en el colector de admisión, la cápsula neumática lo detecta a través de un tubo conectado directamente al colector de admisión y lo transforma en un movimiento que empuja el sistema de mando de los álabes, para que estos se muevan a una posición de mayor apertura que hace disminuir la velocidad de los gases de escape que inciden sobre la turbina (mayor sección igual a menor velocidad).

Los álabes van insertados sobre una corona (figura 1.18), pudiendo regularse el vástago roscado de unión a la cápsula neumática para que los álabes abran antes o después. Si los álabes están en apertura máxima, indica que hay una avería ya que la máxima inclinación la adoptan para la función de emergencia. ”⁴

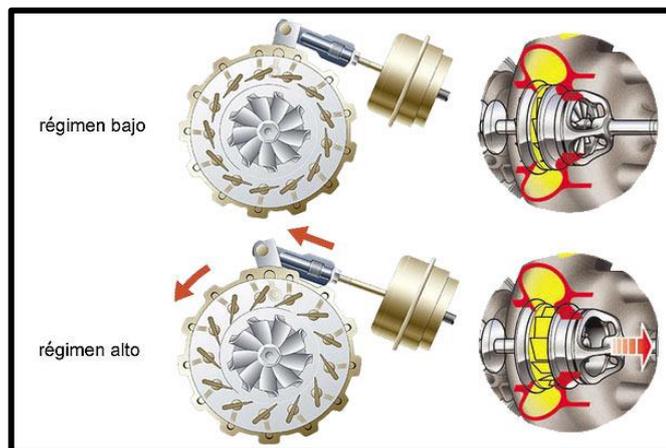


Figura 1.18 Funcionamiento del turbocompresor de geometría variable

Fuente: <http://www.km77.com/glosario/t/turbcomp.asp>

1.3.1.2.1 Ventajas y desventajas de este tipo de turbocompresor

Ventajas

- Mantiene la presión de sobrealimentación casi constante en todos los regímenes de funcionamiento del motor.
- Consiguen una mayor potencia a bajas revoluciones.
- Consigue una mayor potencia máxima a altas revoluciones.

⁴<http://web7.taringa.net/posts/autos-motos/2919938/Turbo-de-Geometria-Variable.html>

Desventajas

- Este tipo de turbocompresores son muy costosos.
- Elevados costos de mantenimiento.
- Tienen aplicación solo en motores diesel

1.3.2 Compresores volumétricos

Este sistema de sobrealimentación tiene la particularidad de funcionar en base a un accionamiento que realiza con una toma de fuerza del cigüeñal. Por lo cual consumen cierta cantidad de potencia del motor para su funcionamiento. Los compresores volumétricos son de distintos tipos: de Hélice (sprintex), G (Volkswagen), de paletas y el más común el de lóbulos (Roots). La peculiaridad de todos estos compresores radica en hacer circular el aire a una mayor velocidad de la que entrega normalmente la presión atmosférica, por lo cual se logra una sobrepresión a causa del gran almacenamiento de aire en el múltiple de admisión.

1.3.2.1 Compresores de hélice (sprintex)

Este tipo de compresor (figura 1.19), presenta el problema de que realiza un elevado consumo de energía para entregar un bajo rendimiento. Según estudios realizados sobre este compresor se ha determinado que la falla es provocada por los cojinetes lisos del compresor los cuales por el rozamiento interno eleva mucho la temperatura del aire.

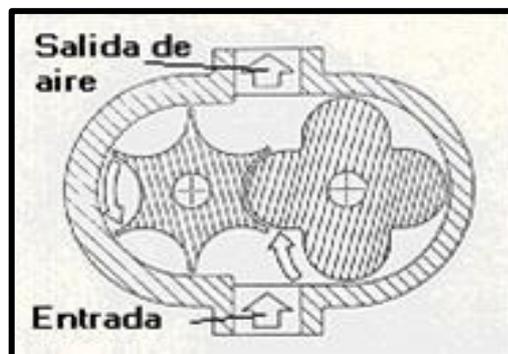


Figura 1.19 Compresor de hélice

Fuente: losdeautomotriz.blogspot.com/2009/07/mantenion-sobrealimentadores.html

1.3.2.2 Compresor “G” (Volkswagen)

Su principio de funcionamiento es totalmente diferente de los demás, por lo que no tiene elementos que se encuentren en rotación para conseguir la circulación de aire. Posee una forma de caracol (figura 1.20), en cuyo interior se encuentra una pieza excéntrica la misma que realiza un movimiento oscilante para comprimir el aire que fluye a través del caracol. Estos compresores presentan un bajo consumo de energía a cambio de una alta entrega de presión, debido al rozamiento mínimo que existe en los cojinetes del mismo. Este tipo de compresores actualmente se encuentran en desuso.

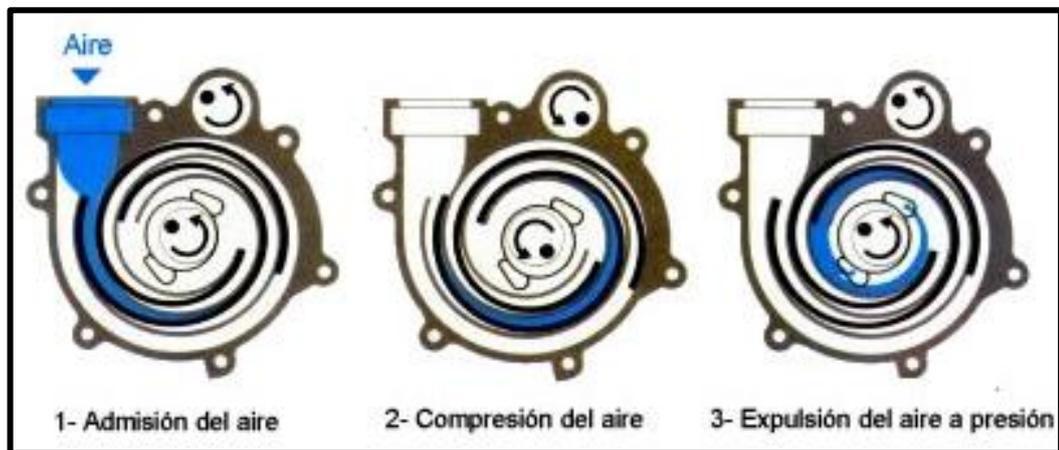


Figura 1.20 Compresor volumétrico tipo “G”

Fuente: www.paginasvirtuales.net/CURSOS/motores_turbo/turbo-compresores.htm

1.3.2.3 Compresor de Paletas

Este tipo de compresor volumétrico posee un rotor excéntrico, dotado de paletas que giran en un alojamiento cilíndrico (figura 1.21). La estanqueidad en rotación se asegura por la fuerza centrífuga que comprime las paletas sobre la pared. La aspiración se realiza cuando el volumen de la cámara es grande y resulta la compresión al disminuir el volumen progresivamente hacia la salida.

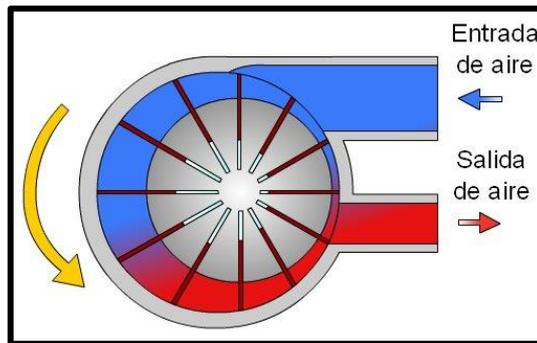


Figura 1.21 Compresor volumétrico de paletas

Fuente: <http://eepiastecnologia4a17.wordpress.com/produccion-del-aire-comprimido/>

1.3.2.4 Compresor de lóbulos (Roots)

Este compresor volumétrico (figura 1.22), es el más usado, en su estructura posee un par de rotores que tienen una forma de “ochos” conectados a ruedas dentadas que giran a la misma velocidad pero en sentido contrarios, bombean y comprimen el aire conjuntamente. Esta clase de compresores entregan un rendimiento no muy alto y disminuye con el aumento del régimen de giro. Su funcionamiento es bastante similar al de una bomba de aceite.

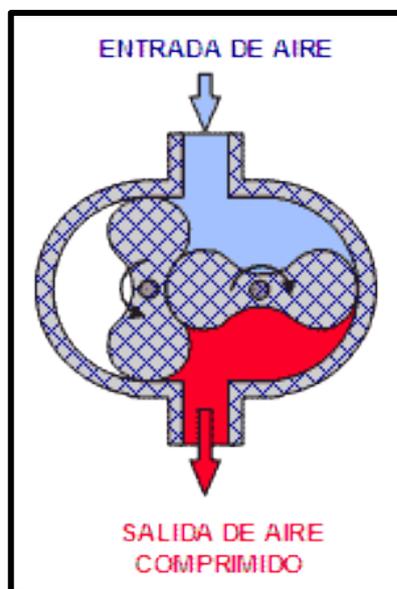


Figura 1.22 Compresor volumétrico de lóbulos

Fuente: <http://widman.biz/boletines/56.html>

1.3.2.5 Ventajas y desventajas de los compresores volumétricos

Ventajas

- Respuesta inmediata a la demanda del acelerador. No sufre de retardo
- Se accionan en cuanto arranca el motor
- Sobrealimentación equilibrada en todos los regímenes de funcionamiento

Desventajas

- Consumo de potencia del motor
- Bajo rendimiento según se aumenta la presión
- Son de gran tamaño y peso dificultando su instalación en el motor

1.3.3 Compresor comprex

“Este tipo de compresor (figura 1.23), combina los dos tipos anteriores, el turbocompresor y compresor volumétrico para lograr mayor eficacia que los sistemas anteriores. Transfiere la energía entre los gases de escape y el aire de alimentación por medio de unas "ondas de presión" generadas entre las finas paredes radiales de un tambor, que gira gracias a una conexión directa con el cigüeñal. Combina por lo tanto el funcionamiento de un turbocompresor al aprovecharse de la energía de los gases de escape del motor, si bien el accionamiento de su rotor solo requiere una parte muy pequeña de potencia del motor para el mantenimiento del proceso de las "ondas de presión".

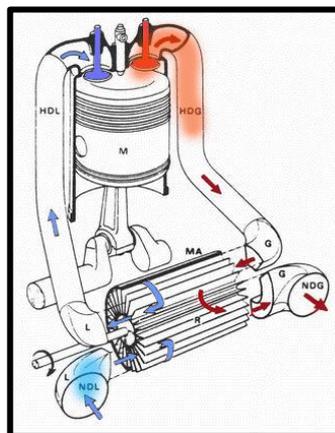


Figura 1.23 Funcionamiento de compresor Comprex

Fuente: <http://imagineauto.files.wordpress.com/2007/09/comprexanim.gif>

El rodete celular del compresor es accionado por el cigüeñal del motor a través de correas trapezoidales para reducir el ruido, las ranuras del rodete son de distintos tamaños. El rotor gira dentro de un cuerpo cilíndrico, en cuya cara frontal desembocan los conductos de aire y de gases de escape, y además de entrada de aire a baja presión y el aire a alta presión por un lado, y el gas de escape a alta presión y la salida de gas a baja presión por el otro lado. El rodete lleva cojinetes flotantes. Los cojinetes se encuentran en el lado del aire. Está conectado al circuito del aire del motor.”⁵

1.3.3.1 Ventajas y desventajas de compresor Compres

Ventajas

- No consumen energía en su funcionamiento
- Respuesta inmediata al acelerador
- Incremento de potencia notable a bajas revoluciones

Desventajas

- Presentan una gran complejidad
- Son ruidosos
- Gran tamaño y peso

1.3.3.2 Sistema biturbo

Este tipo de sistemas se utilizan en vehículos modernos de grandes prestaciones, en la actualidad este procedimiento ha evolucionado a pasos agigantados de forma tal, que disponemos de dos métodos diferentes para la instalación de los mismos. Primeramente tenemos el sistema que combina la utilización de dos turbocompresores uno pequeño y otro de mayor tamaño en donde su funcionamiento es el siguiente:

⁵<http://www.aficionadosalamecanica.com/turbo-compresores.htm>

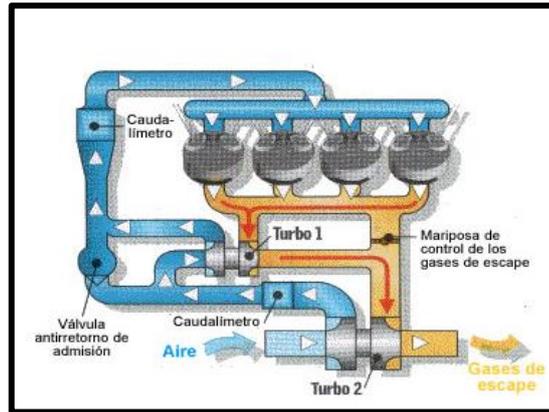


Figura 1.24 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a bajas revoluciones

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-tsi.htm>

Cuando el motor se encuentra funcionando a bajas revoluciones, por debajo de las 1 800 rpm (figura 1.24), la válvula de control de los gases de escape se encuentra cerrada; con lo cual está impidiendo que se active o entre en funcionamiento el turbo de mayor tamaño 2 y da total apertura para el funcionamiento del turbo más pequeño 1.

Una vez que el motor eleva su régimen de funcionamiento y sus valores se encuentran entre los 1 800 a 3 000 rpm (figura 1.25), la mariposa de control de los gases de escape inicia su apertura desviando cierta cantidad de los gases de escape procedentes del motor hacia el turbo de mayor tamaño 2; con lo cual entra en funcionamiento apoyando en el desarrollo del turbo de menor tamaño 1. En esta etapa la apertura de la mariposa de control de los gases de escape es controlada, permitiendo administrar el funcionamiento de los dos turbos.

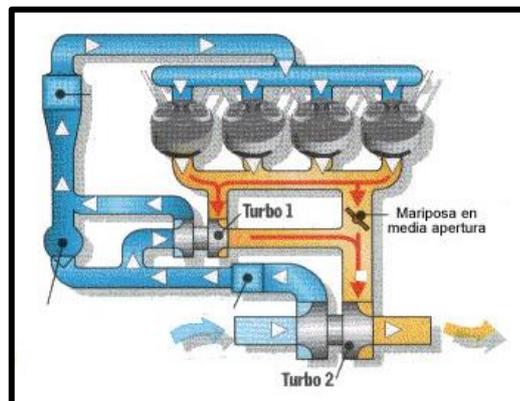


Figura 1.25 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a Media Carga

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-tsi.htm>

Con el motor funcionando a plena carga por encima de las 3 000 rpm (figura 1.26), la válvula mariposa de los gases de escape efectúa su apertura máxima, como también realiza su máxima apertura la válvula anti retorno de admisión, la misma que se encarga de desviar el aire directamente del turbo de mayor tamaño 2 directamente hacia el motor. En esta etapa de funcionamiento el turbo de menor tamaño 1 deja de funcionar.

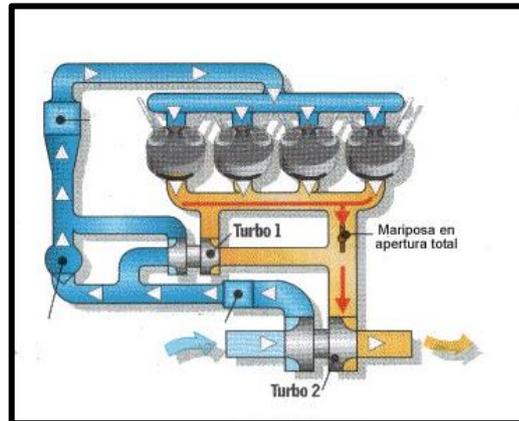


Figura 1.26 Sistema Biturbo con dos turbocompresores funcionamiento a Plena Carga

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-tsi.htm>

El otro método es un sistema de mejores prestaciones, que está constituido por dos compresores instalados en serie (figura 1.27), el primero compuesto por un turbocompresor 7 y el segundo por un compresor volumétrico de accionamiento automático 3; el mismo que está accionado mediante una correa 4 por el motor 5. Las diferentes fases de trabajo que realizan estos compresores son condicionadas por la unidad de control (ECU).

El turbocompresor 7 es de geometría fija y es accionado por los gases de escape, teniendo su válvula de descarga (WASTEGATE) 8, la cual es accionada neumáticamente. Mientras que el funcionamiento del compresor de lóbulos o Roots 3, es producido por una correa 4 desde el cigüeñal 5, de esta manera permite aportar con un mayor flujo y volumen de aire cuando el motor se encuentra en bajas revoluciones.

Este sistema necesita de una válvula mariposa (bypass) 12, que es la encargada de desviar el flujo de aire si es necesario, para que este vaya directamente desde el exterior al turbocompresor o tenga que pasar por el compresor para aumentar el volumen de aire. En este tipo de sistema el compresor volumétrico 3, accionado por el motor entra en funcionamiento desde que el motor se pone en marcha hasta que alcanza un régimen de 3 500 rpm; mientras que el turbocompresor 7 se acciona desde las 2 400 rpm. Cabe recalcar, que desde las 3 500 rpm en adelante el funcionamiento es único y exclusivo del turbocompresor.

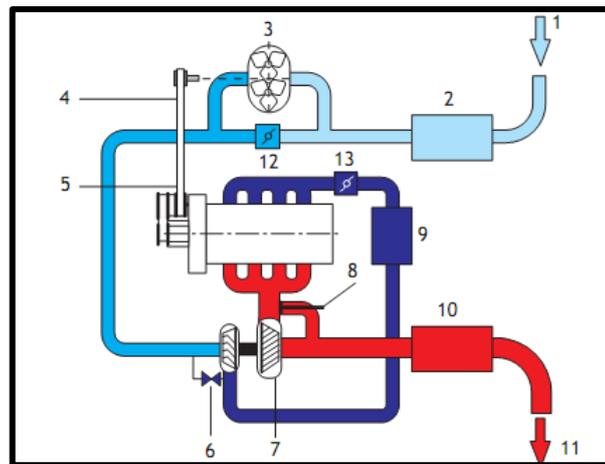


Figura 1.27 Sistema Biturbo con un turbocompresor t un compresor volumétrico.

Fuente: <http://www.motorpasion.com/tecnologia/asi-funcionan-los-motores-tsi>

1.4 Sistema de admisión de aire

El sistema de admisión de aire consiste en un conjunto de elementos, los cuales están encargados de permitir el paso de aire, desde el exterior hacia el interior de las cámaras de combustión del motor, asegurando la previa purificación del mismo antes de su ingreso al motor. Dentro de los elementos que está compuesto este sistema tenemos los siguientes:

- Caja de filtros
- Elemento filtrante
- Tuberías
- Conexiones al múltiple de admisión o turbocargador

Cuando en un sistema de admisión tenemos presentes todos y cada uno de los elementos anteriores, podemos asegurar que se va a conseguir un correcto funcionamiento del motor. Estos elementos van a cumplir con las funciones para las cuales fueron diseñados. Entre las funciones que van a ejercer tenemos las siguientes:

- Filtrar el aire atmosférico que va a ingresar al motor
- Medir y regular la cantidad de aire que va a formar parte de la mezcla en el interior del motor.
- Disminuir el ruido procedente del motor
- Realizar una correcta distribución de aire entre todos los puertos de admisión del motor
- Provocar una mínima restricción de aire al ingreso del motor

1.4.1 Caja de filtros

En estas cajas vamos a encontrar en su interior un elemento filtrante (figura 1.28), el cual es construido con materiales de alta calidad para asegurar un correcto filtrado del aire que va a circular por el interior de la misma. Las cajas de filtros se realizan a base de requerimientos de flujo de aire y periodos de mantenimiento que se piense realizar en las mismas. Para que el motor tenga una vida útil prolongada el elemento filtrante contenido en el interior de estas cajas deben brindar una efectividad de purificación de aire de un 99%.

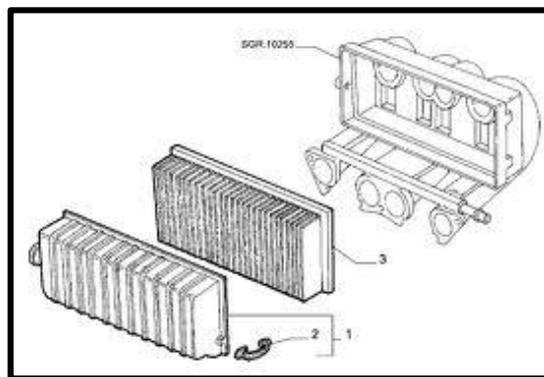


Figura 1.28 Caja del filtro.

Cajas de filtros con un solo elemento, pueden usarse en motores instalados en un cuarto o en ambientes relativamente libres de polvo, como los motores marinos y algunas plantas de generación. Todas las cajas de filtros usadas fuera de un cuarto deben estar equipadas con mallas de protección, para prevenir la entrada de roedores o insectos que pudieran dañar el papel de los filtros.

1.4.2 Filtros de aire

Se trata de mecanismos que tienen características constructivas que les permite eliminar partículas sólidas como polvo, polen y bacterias del aire. Los filtros de aire encuentran una utilidad, allí donde la calidad del aire es de relevancia, razón por la cual su uso ha sido de suma importancia en aplicaciones como: motores de combustión interna, compresores de gas, compresores para bombonas de aire, turbinas de gas, etc.



Figura 1.29 Filtro de aire.

Fuente: <http://www.forocoches.com/foro/showthread.php?t=1739288>

En general la función específica de los filtros (figura 1.29), es la de retener en su totalidad impurezas perjudiciales capaces de provocar daños internos en los motores. Los filtros se pueden construir a partir de espuma, papel plegado, o fibra de vidrio cruzada. Otro método usa fibra o elementos con carga eléctrica estática, que atraen las partículas de polvo. Las tomas de aire de motores de combustión interna o de compresores suelen usar fibras de papel, espuma o algodón. En el mercado existe una variedad de filtros de aire entre los más conocidos tenemos los siguientes:

1.4.2.1 Filtro de papel microfibr

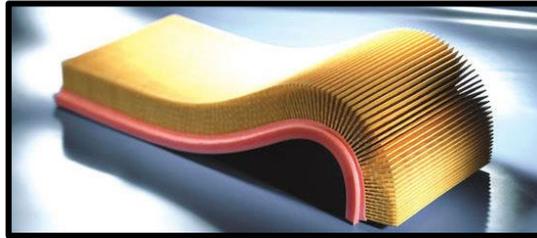


Figura 1.30 Filtro de papel microfibr

Fuente: <http://www.bosch.com.mx/content/language1/html/4277.htm>

Este tipo de filtros (figura 1.30), son hechos de papel microfibr impregnado con resistencia sintética, los cuales presentan un perfecto ajuste en su colocación, además de presentar una gran duración. Este tipo de filtros han sido construidos en forma tal que garanticen una filtración muy eficaz.

1.4.2.2 Filtro metálico lavable

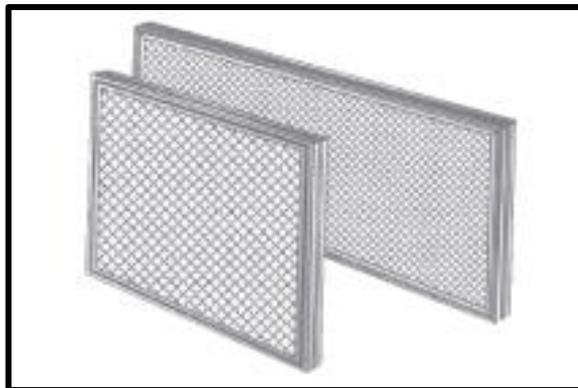


Figura 1.31 Filtro metálico lavable

Figura: <http://www.namm.com.mx/filtros.html>

Este tipo de filtro (figura 1.31), una gran ventaja es que presenta una baja resistencia al flujo de aire, es diseñado y fabricado para operar a una velocidad mayor a los 500 pies cúbicos por minuto, con una caída de presión inicial de 0,05 pulgadas de columna de agua. Se fabrica con un marco de lámina galvanizada y como media filtrante se colocan varias capas de malla metálica tipo mosquitero, las que proporcionan al filtro su gran capacidad de retención y velocidad uniforme en toda su área filtrante.

1.4.2.3 Filtros de poliéster



Figura 1.32 Filtros de poliéster

Fuente: http://www.airblu.com/spa/recambios_sector_industria_y_terciario-83-5-2.php

Este tipo de filtros (figura 132), son construidos con media filtrante de poliéster cuya densidad se encuentra más concentrada hacia la salida del aire. Esta característica permite que la media filtrante se sature totalmente, debido a que las partículas de polvo menores son retenidas a la salida, brindando una eficiencia del 25 a 30%. Se fabrica con marco metálico, tanto frontal como posterior.

1.4.2.4 Filtros de alto flujo

En esta gama de filtros nos encontramos la peculiaridad de presentar una resistencia mínima al fluido del aire; esto lo logran debido a su constitución. Tienen menos materiales restrictivos que en el caso de los que son de fibra de papel. Este tipo de filtros (figura 1.33), son utilizados en carros de competencia o deportivos. Tienen la ventaja de lograr un incremento de potencia de entre 3 a 5 CV, debido al gran flujo que pueden brindar; mientras que por otro lado son poco aconsejables ya que al permitir un gran flujo también se permite el paso de mayor cantidad de impurezas en el aire.



Figura 1.33 Filtros de alto flujo

Fuente: http://www.laesquina.com.co/cms/components/com_virtuemart/shop_image/prod

Sea cual sea el tipo de filtro de aire que se utilice un sistema de admisión con un filtro de aire limpio la restricción no puede ser mayor a 3 kPa. “En los sistemas que poseen pre limpiadores es en los únicos que es aceptable mantener una restricción de hasta 4.2 kPa”⁶.

1.4.3 Tuberías

Las tuberías deben presentar la característica de ser lo más cortó posibles en cuanto a longitud se refiere, como también tienen que evitar al máximo crear restricciones del flujo de aire esto con la finalidad de evitar contrapresiones en el interior de las mismas. Deben poseer un diámetro igual o mayor al de la entrada en el múltiple de admisión (figura 1.34).

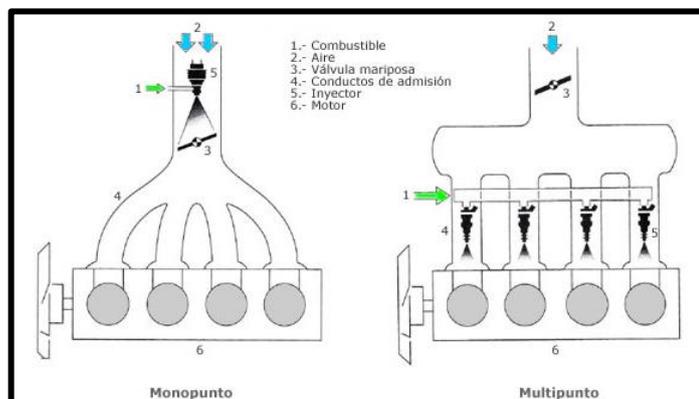


Figura 1.34 Múltiple de admisión

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/admision-variable.htm>

⁶ <http://labmotores.1forum.biz/t4-sistema-de-admision-y-escape>

1.4.4 Conexiones al múltiple de admisión o turbocargador

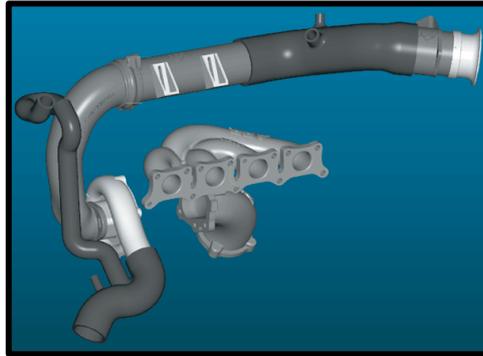


Figura 1.35 Conexiones al múltiple de admisión o turbocargador

Fuente: <http://www.gtpower.es/potenciacion/tag/kit-de-turbo/>

Las conexiones o tuberías (figura 1.35), utilizadas desde el filtro hasta la entrada al turbocompresor son de un material anticorrosivo y resistente a altas temperaturas 120 °C (248 °F). Se deben utilizar abrazaderas de uso pesado, y el grosor de las paredes de la tubería utilizada, debe ser suficientemente resistente para evitar que se deforme al apretar la abrazadera.

1.4.5 Modificaciones que se realizan en el sistema de admisión de aire

En los motores sobrealimentados es necesario que el sistema de admisión de aire, sufra ciertas modificaciones respecto de los motores atmosféricos, por lo que existen diferentes parámetros que son alterados entre uno y otro como es el caso de la presión y la temperatura, esto se debe a que el aire al pasar por el turbocompresor es comprimido y eleva su temperatura por estar expuesto a las altas temperaturas con que trabaja el turbocompresor.

Es por esta razón que el sistema de admisión, debe presentar un diseño de altas prestaciones con elementos que sean capaces de soportar las altas presiones y temperaturas de funcionamiento que va a sufrir el mismo, como es el caso de: bridas, cañerías, juntas. También hay que tener en cuenta que este sistema debe poseer elementos capaces de controlar y en lo posible disminuir las elevadas presiones y temperaturas como son los intercooler, intakes de aire, reguladores de presión e indicadores de presión y temperatura (figura 1.36). En los motores

sobrealimentados el flujo de aire aumenta considerablemente, por esta razón el diseño de este debe de ser según el tipo de turbocompresor que se instale y las exigencias técnicas que requiera.



Figura 1.36 Elementos del sistema de admisión.

Fuente: http://brasil.acambiode.com/produto_7554758684659635457620800904629.html

1.4.5.1 Filtro de aire

Uno de los filtros que ofrece una menor resistencia al flujo de aire que se dirige al múltiple de admisión, es el de tipo cónico (figura 1.37), debido a que la densidad de los poros del papel filtrante es menor lo cual permite que el motor tenga una mejor aspiración de aire produciendo un silbido característico de este tipo de filtro.



Figura 1.37 Filtro Cónico

Fuente: <http://www.mercadoracing.org/6/208372/filtro-de-aire-conico.html>

1.4.5.2 Cañerías del sistema de admisión de aire

El diseño del diámetro de estas cañerías (figura 1.38), depende directamente del tipo de turbocompresor que se instale, para que de ésta manera no existan pérdidas de ningún tipo, como suelen ser las pérdidas de presión y de una disminución de caudal en el ingreso de aire.



Figura 1.38 Cañerías del sistema de admisión de aire.

Fuente: <http://tpe-engineering.com/catalog/evolution-viii-c-56.html>

1.4.5.3 Válvula de alivio (blow off)

En el sistema de admisión de aire cuando se acciona la mariposa de aceleración (abre o cierra) ocasiona variaciones en la presión. Lo cual causa ciertos problemas cuando la mariposa de aceleración se encuentra en la posición de cerrada, y la turbina sigue girando a altas revoluciones y con esta el compresor envía más aire produciendo un sobrepresión en el múltiple de admisión, la misma que detiene bruscamente las turbina, por este motivo pueden producirse averías en el sistema de admisión como rupturas en las cañerías por ejemplo. Para evitar estos problemas se instala una válvula de alivio (blow off) la cual es de mucha importancia en los sistemas de sobrealimentación. Su función principal es la de regular el exceso de presión en el sistema para que de esta manera la presión no se regresé y produzca un frenado brusco en el turbo.

El funcionamiento de esta válvula es el siguiente:

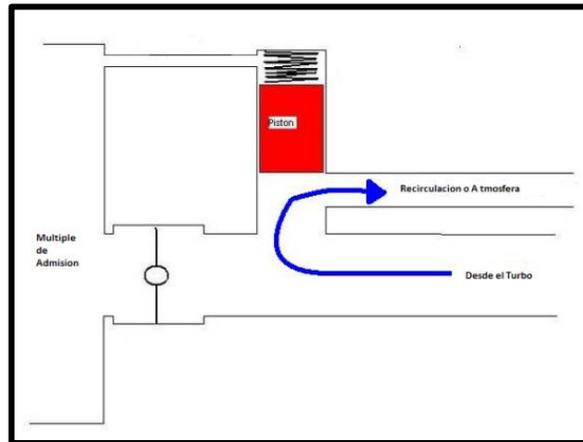


Figura 1.39 Funcionamiento de válvula Blow Off con mariposa de aceleración cerrado

Cuando la mariposa de aceleración (figura 1.39), se encuentra en la posición cerrada, se produce una gran depresión en el múltiple de admisión y al mismo tiempo una sobrepresión en el conducto antes de la mariposa de aceleración. En este momento el muelle interno de la válvula Blow Off, es vencido por efecto de esta sobrepresión y de la depresión en el múltiple de admisión, donde se encuentra conectada; cuando este muelle es vencido se produce una descarga de sobrepresión al exterior o a realizar una recirculación. Por otra parte tenemos el funcionamiento cuando la mariposa de aceleración se encuentra abierta (figura 1.40), la presión en el múltiple de admisión como el conducto antes de la mariposa de aceleración es la misma. Por lo tanto, la presión de los dos lados de la válvula es igual, Con lo cual no actúan sobre el muelle de la válvula Blow Off.

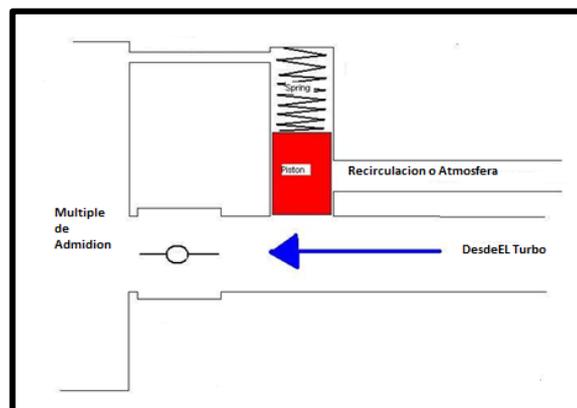


Figura 1.40 Funcionamiento de válvula Blow Off con mariposa de aceleración abierta

1.5 Sistema de refrigeración de aire

El motor en su proceso de trabajo, cuando se da la combustión de la mezcla aire-gasolina, origina un aumento del calor, siendo consecuencia de la alta temperatura alcanzada en la cámara de combustión, de 800 a 2 000 °C en el momento de la explosión. Después de la combustión, los gases salen por los colectores de escape a temperaturas aproximadas a los 1 000 °C. Debido a estos gases que fluyen, mueven la turbina y también transfieren su calor a los gases de admisión del compresor, el mismo que comprime el aire elevando más su temperatura, llenando los cilindros con menor masa de aire. Esto ocasiona una pérdida del volumen del aire por la dilatación del mismo, por lo que se da la necesidad de enfriar el aire que va a ingresar a la cámara de combustión, por medio de un intercambiador de calor (intercooler) el mismo que permite bajar la temperatura para ingresar mayor masa de aire a los cilindros.

1.5.1 Intercambiador de calor o Intercooler

Para mejorar el rendimiento del motor sobrealimentado la solución más factible es la instalación de un intercooler, que tiene como objetivo refrigerar el aire que proviene del turbo compresor antes de ingresar a la cámara de combustión, entre 40° y 50° C. Otra de las definiciones que se le han dado al intercooler es la de radiador del aire de admisión que llenara el cilindro del motor.

La correcta refrigeración del aire que ingresará al motor, nos dará una mayor densidad que el aire caliente al ocupar un volumen más reducido que este. Por lo que se puede llenar con mayor cantidad de aire refrigerado los cilindros, con esto también se consigue aumentar la cantidad de oxígeno en la mezcla de aire-combustible. Debido a todas estas prestaciones que nos brinda el intercooler la relación de compresión tiene un aumento, así como el rendimiento de un 25% respecto a un motor sobrealimentado que no incorpore un intercooler, de esta manera mejoramos prestaciones importantes del motor, como lo es el consumo y reducción de emisiones de gases contaminantes.

Existen tres tipos de intercooler los cuales son los siguientes:

- Aire/ Aire
- Aire/Agua
- Criogénicos

1.5.1.1 Intercooler Aire/Aire

El funcionamiento de este tipo de intercooler aire/aire (figura 1.41), radica en realizar el proceso de enfriamiento del aire comprimido mediante la circulación de aire frío por la parte exterior del mismo, cediendo con ello el calor al aire del medio ambiente externo, como se puede observar a continuación.

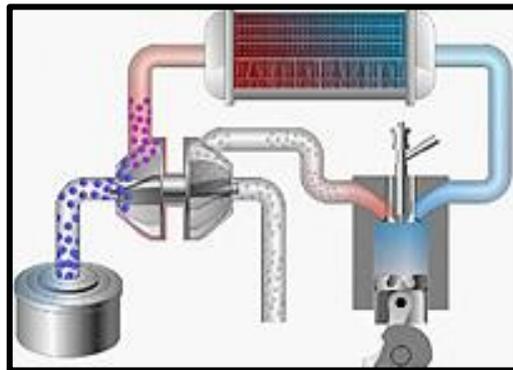


Figura 1.41 Funcionamiento del intercooler

Fuente: <http://www.peruautomotores.com.ar/landcruiser200.html>

1.5.1.2 Intercooler Aire/Agua

En este tipo de intercooler aire/agua (figura 1.42), el aire comprimido por el compresor del turbo realiza su intercambio de calor por medio de la circulación de un líquido el cual también es refrigerado por un radiador para un adecuado funcionamiento.



Figura 1.42 Intercooler refrigerado por agua

Fuente: <http://www.teamcalibra026.es/foro/viewtopic.php?f=10&t=14644>

1.5.1.3 Criogénico

En este tipo de intercooler (figura 1.43), el funcionamiento se basa en el enfriamiento del aire mediante la evaporación de un gas sobre un intercambiador aire/aire, el cual congela el intercambiador, bajando su temperatura para una eficiente disminución de calor del aire comprimido del turbo, el gas usado en este tipo de sistemas es un gas natural.



Figura 1.43 Intercooler Criogénico

Fuente: <http://www.raceindustry.com/part-showcase/html>

1.5.2 Ventajas y desventajas del intercooler

1.5.2.1 Ventajas

- Gran aumento de potencia en el motor
- Buena disipación del calor
- Menores emisiones de gases

1.5.2.2 Desventajas

- Difícil instalación en el motor por su tamaño

1.6 Sistema de lubricación

En un motor sobrealimentado el sistema de lubricación a más de lubricar el interior del motor, tiene que enviar aceite para lubricar al eje del turbocompresor con la finalidad que se encuentre en perfectas condiciones de funcionamiento, gira a más de 120 000 rpm. Si llegara a estar sin lubricación el eje inmediatamente fallaría y se fundiría por la fricción y altas temperaturas a las que se encuentra sometido durante su funcionamiento.

La lubricación en los turbocompresores básicamente cumple dos funciones las cuales son de formar una película de aceite entre el eje y sus puntos de apoyo, y por otra parte de absorber parte del calor para que la turbina trabaje con temperaturas que no sobrepasen los valores admisibles, y que el aire aspirado por el compresor sea lo más frío posible. El flujo del aceite (figura 1.44), debe ser constante y abundante, este debe circular con la mayor rapidez posible para lograr una perfecta lubricación y un rendimiento óptimo del turbocompresor. Esto es fundamental para la aplicación de un turbocompresor en un motor.

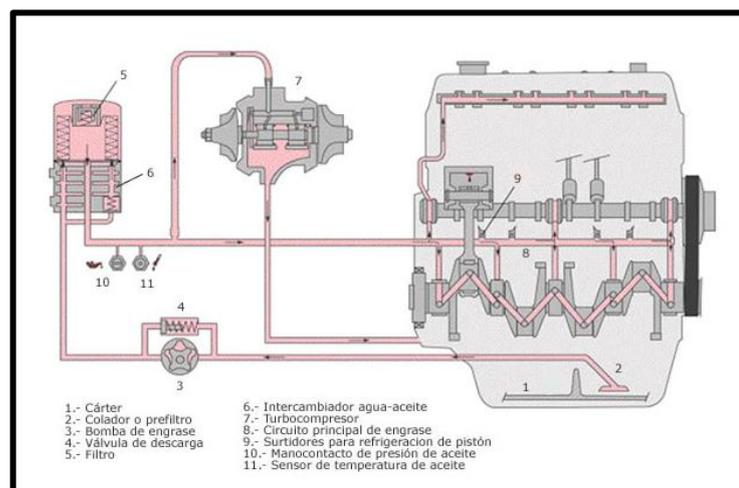


Figura 1.44 Funcionamiento del sistema de lubricación

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/engrase-motor.htm>

Un turbocompresor al estar en contacto directo con los gases de escape durante su funcionamiento se encuentra sometido a elevadas temperaturas. Por lo tanto, el engrase de los cojinetes en los que se apoya el eje del turbo es afectado por las temperaturas y desequilibrios dinámicos de funcionamiento, por residuos de aceite o carbonillas en los alavés de los rodets que ocasionarían vibraciones que podrían romper la pequeña película de engrase lo que producirá graves daños al sistema. El engrase en los turbos de geometría variable es más dificultoso aun, porque además de los rodamientos tiene que lubricar el conjunto de varillas y palancas que son movidas por el depresor neumático.

El turbo está sometido a diferentes rangos de temperatura lo cual afecta directamente al eje en donde el calor del extremo más caliente se transmite al lado más frío, lo que acentúa las exigencias de lubricación para que el aceite fluya rápidamente sin tender a carbonizarse, para ello se debe utilizar aceites aprobados por el API (American Petroleum Institute) y la ACEA (Asociación de Constructores Europeos de Automóviles). Se recomienda después de una utilización severa del motor con recorridos largos a altas velocidades, no parar inmediatamente el motor sino dejarlo funcionando en ralentí un mínimo. Para garantizar una lubricación y refrigeración óptima para cuando se vuelva encender de nuevo. El cojinete del lado de la turbina puede calentarse demasiado si el motor se apaga inmediatamente después de un uso intensivo.

1.6.1 Radiador de aceite

Para obtener una mayor vida útil del aceite en los motores sobrealimentados se ha presentado la necesidad de refrigerar el aceite. En este tipo de motores los aceites realizan un trabajo más exigente a causa de las altas temperaturas de funcionamiento del turbocompresor. Razón por la cual se ha hecho indispensable el uso de un radiador de aceite (figura 1.45), que no es otra cosa que un intercambiador de calor Aire/Aceite o Agua/Aceite. Su funcionamiento básicamente utiliza los mismos principios del intercooler o radiador de agua del motor. En los cuales se transfiere el calor hacia el exterior a través del flujo de aire que proporciona el movimiento propio del vehículo.



Figura 1.45 Radiador de aceite

Fuente. <http://guzzistas.mforos.com/656247/6442291-radiador-de-aceite-para-nevada-ie/>

1.7 Sistema de escape

El sistema de escape (figura 1.46), dentro del motor desempeña un papel de suma importancia, este es el encargado de la correcta eliminación de los gases de escape. Tiene que tener la característica de evitar la contrapresión producida por los gases de escape en su interior, alcanzando así un mejor rendimiento del motor. Dentro de las principales funciones que desempeñan los tubos de escape tenemos las siguientes:

- Mantener un correcto rendimiento del motor
- Reducir el ruido producido por el funcionamiento del motor
- Transportar de forma segura los gases desde el motor hacia la parte posterior del vehículo
- Reducir emisiones contaminantes

Un tubo de escape en su estructura más simple presenta los siguientes elementos:

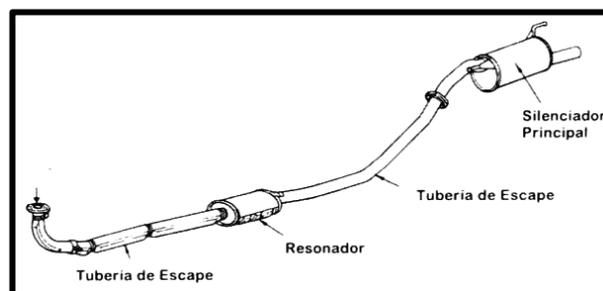


Figura 1.46 Partes de un tubo de escape

Fuente: <http://www.autoanálisis.net/comofunciona/sistemadeescape.htm>

Donde los gases de escape que emiten cada uno de los cilindros son expulsados hacia el exterior por el pistón en su carrera ascendente de escape, los mismos que se dirigen hacia la caja expansora mediante el múltiple de escape, una vez que el múltiple de escape se une a esta caja los gases continúan su flujo pasando por el tubo de escape primario hasta llegar al primer silenciador, luego continúa su flujo hasta encontrarse con el segundo silenciador, lugar donde se eliminan totalmente las ondas sonoras creadas por el funcionamiento del motor. Realizado su paso por este segundo silenciador ingresa al catalizador lugar donde mediante un proceso químico se transforman los gases tóxicos provenientes de la combustión en agua.

1.7.1 Tipos de escape

Según su forma existen varios tipos de escape los cuales han sido construidos en base a requerimientos técnicos de los diferentes motores existentes en el mercado, de entre los más comunes tenemos los siguientes: Colector de escape “4 a 1” (figura 1.47), este tipo de colectores son los más usados a la hora de conseguir un mejor rendimiento del motor, cuando el mismo se encuentra a altos regímenes de funcionamiento. Por otra parte tenemos el colector de escape “4 a 2” (figura 1.48), este tipo de colectores son los más usados a la hora de conseguir un mejor rendimiento del motor, cuando el mismo se encuentra a bajos regímenes de funcionamiento.



Figura 1.47 Tubo de escape 4 a 1

Fuente. <http://www.clubhyundaicr.com/smf/index.php?topic=277.0>



Figura 1.48 Tubo de escape 4.2

Fuente: <http://www.clubhyundaicr.com/smf/index.php?topic=277.0>

1.7.2 Múltiple de escape

Son conductos que permiten que salgan los gases de escape de las cámaras de combustión, el múltiple, está ubicado en el cabezote antes del turbo compresor permitiendo que los gases sean conducidos a los álabes de la turbina. El turbo compresor se asienta sobre la base del múltiple de escape el mismo que va empernado al cabezote. El material que está conformado el múltiple es acero y debe tener una forma adecuada con la finalidad de mejorar el flujo con que salen los gases.

1.7.3 Tubo principal de escape

Este es un tubo de acero encargado de conducir los gases de escape desde la salida del turbo hasta el terminal de escape o silenciador. Este tubo también permite pasar parte de las vibraciones del motor a la carrocería del vehículo, por lo cual se coloca un elemento que amortigüe las vibraciones

1.7.4 Terminal o silenciador de escape.

Cuando se termina la combustión los gases de escape emiten una presión considerable, si salieran directamente el ruido que ocasionarían sería muy elevado. Por eso los gases de escape pasan por el multiplex, turbo, tubo de escape y de ahí por el silenciador el cual está compuesto por celdas metálicas en forma tubular.

1.8 Averías en el sistema de sobrealimentación

Los diferentes tipos de averías que pueden presentarse en estos sistemas de sobrealimentación se pueden detectar según los síntomas que se indica en cada uno de los subsistemas del mismo; las cuales se clasifican de la siguiente manera que a continuación se detalla: presentan

1.8.1 Fallas en sistema de admisión de aire

SÍNTOMAS	CONSECUENCIAS	FALLAS
<ul style="list-style-type: none"> • Elevado ingreso de impurezas u objetos extraños. 	<ul style="list-style-type: none"> • Deterioro prematuro del turbocompresor. • Menor tiempo de vida útil del motor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtro de aire roto o taponado. • Cañerías rotas
<ul style="list-style-type: none"> • Presiones excesivas en Colector de admisión. 	<ul style="list-style-type: none"> • Frenado en funcionamiento del turbocompresor. • Ruptura de cañerías y acoples. 	<ul style="list-style-type: none"> • Válvula wastegate dañada. • Válvula blow off averiada. • Válvula Wastegate mal calibrada.
<ul style="list-style-type: none"> • Restricción elevada al flujo de aire 	<ul style="list-style-type: none"> • Pérdida de potencia del motor 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtro de aire sucio

1.8.2 Fallas en sistema de refrigeración de aire

SÍNTOMAS	CONSECUENCIAS	FALLAS
<ul style="list-style-type: none"> • Bajo nivel de refrigeración de aire. 	<ul style="list-style-type: none"> • Bajo rendimiento del motor. • Grandes emisiones contaminantes. 	<ul style="list-style-type: none"> • Intercooler taponado o averiado. • Ruptura de cañerías del intercooler.

1.8.3 Fallas en sistema de lubricación

SÍNTOMAS	CONSECUENCIAS	FALLAS
<ul style="list-style-type: none"> Lubricación deficiente. 	<ul style="list-style-type: none"> Flujo o presión insuficiente de lubricación 	<ul style="list-style-type: none"> Excesiva contaminación del aceite. Bomba de aceite averiada. Filtro de aceite taponado. Cañerías y conductos averiados o taponados.

1.8.4 Fallas en sistema de escape

SÍNTOMAS	CONSECUENCIAS	FALLAS
<ul style="list-style-type: none"> Respuesta del turbocompresor defectuosa. 	<ul style="list-style-type: none"> Pérdida de potencia del motor 	<ul style="list-style-type: none"> Sistema de escape taponado parcialmente. Válvula Wastegate trabada (abierta). Fugas en las juntas del colector de escape.

1.9 Ventajas e inconvenientes del sistema de sobrealimentación.

1.9.1 Ventajas de la turbo alimentación

El turbocompresor en la esencia de su funcionamiento es accionado por la energía de los gases de escape, los cuales son desperdiciados cuando son expulsados hacia el exterior, razón por la cual un motor turboalimentado al aprovecharse de estos gases de escape ofrece grandes ventajas sobre los motores de aspiración atmosférica. Los sistemas de sobrealimentación que incorporan dentro de su sistema los turbocompresores tienen las siguientes ventajas versus motores de aspiración convencionales:

1.9.1.1 Mayor incremento de potencia

Usando un turbocompresor se logra incrementar la potencia y el par motor aproximadamente en un “50%”⁷ por encima de la versión convencional. De esta manera, un motor turboalimentado de menor tamaño, puede realizar el trabajo de otro mayor convencional sin problema alguno.

1.9.1.2 Disminución del ruido del motor

En un turbocompresor la carcasa de la turbina actúa como un conjunto de absorción del ruido de los gases de escape. Así mismo, la sección del compresor reduce el ruido de admisión producido por los impulsos en el colector de admisión. Como resultado de esto se obtiene un motor más silencioso que un convencional. Cabe recalcar que los motores turboalimentados tienen un silbido característico provocado por el turbo cuando el mismo se encuentra elevando sus revoluciones de funcionamiento.

1.9.1.3 Reducción de gases contaminantes

Durante su funcionamiento el turbocompresor suministra al motor una gran cantidad suplementaria de aire a medias y altas revoluciones de trabajo, que da lugar a una fase de combustión mucho más eficaz y limpia, lo que reduce considerablemente la emisión de gases contaminantes.

1.9.1.4 Menor consumo de combustible

Al existir un rendimiento volumétrico más eficiente en los motores sobrealimentados se consigue una combustión de la mezcla aire-gasolina más completa y efectiva, lo cual; permite que se dé lugar a un consumo más bajo de combustible.

⁷ Castro, Miguelito, Trucaje de motores de 4 tiempos, pág. 172

1.9.2 Inconvenientes de la turbo alimentación

Los sistemas de sobrealimentación a más de presentar las ventajas antes nombradas, también presentan ciertas desventajas en su funcionamiento las mismas que si bien han sido mejoradas con el paso del tiempo y la evolución de este sistema, aún se encuentran presentes en la actualidad y son las siguientes:

1.9.2.1 Deficiente reacción a bajas revoluciones

Este hace referencia a los sistemas sobre alimentadores que incorporan turbocompresores de geometría fija. Ya que con un régimen de vueltas bajo, los gases de escape se reducen considerablemente y esto provoca que el turbo apenas trabaje. Por lo cual la respuesta del motor entonces es poco eficaz.

1.9.2.2 Mantenimiento más exigente

El mantenimiento de los sistemas sobre alimentadores es de suma importancia, ya que; las piezas que están en funcionamiento realizan trabajos en condiciones extremas como son temperaturas elevadas (hasta 1 000 °C) con un régimen de giro de 100 000 r.p.m, por lo cual requieren de un lubricante de altas prestaciones, como de una limpieza constante de sus elementos con la finalidad de asegurar el correcto funcionamiento de los mismos. Los mantenimientos en estos sistemas se deben realizar con mayor frecuencia.

1.9.2.3 Mayor Espacio

Este tipo de sistemas incorporan mayor cantidad de elementos que los motores aspirados atmosféricamente, por lo cual para su disposición dentro de los motores requieren de un mayor espacio para la colocación de todos y cada uno de sus componentes a fin de asegurar un óptimo funcionamiento del mismo.

CAPÍTULO II

CÁLCULOS DE FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR EN SUS CONDICIONES ESTÁNDAR

2.1 Generalidades

Los motores de combustión interna, son máquinas que presentan la principal característica de poder transformar, energía térmica en energía mecánica, que se puede usar directamente para producir un trabajo. Una de las fuentes más importantes de generación de energía térmica es la energía calorífica; la misma que resulta de la combustión de sustancias llamadas combustibles.

El funcionamiento de los motores de combustión radica en un desplazamiento alternativo de su émbolo en un ciclo de trabajo, cuyos tiempos dependen del tipo de motor utilizado. En la actualidad los motores más usados en vehículos de turismo son aquellos que cumplen un ciclo de cuatro tiempos, lo cual quiere decir; que su émbolo efectúa cuatro desplazamientos. Este tipo de motores llevan el nombre de Otto debido a su inventor.

Para su funcionamiento estos motores requieren de una mezcla aire-combustible. Esta mezcla es preparada previamente por un elemento llamado carburador, en el caso de los vehículos antiguos y por un sistema de inyección en la actualidad. La mezcla una vez combustionada en el interior de los cilindros del motor provoca que la presión en la cámara de combustión incremente notablemente; la misma que actúa sobre los émbolos del motor, haciendo que los mismos efectúen un desplazamiento lineal ascendente o descendente dentro de los cilindros. Por lo cual posteriormente este movimiento hace girar el cigüeñal del motor.

2.2 Ficha técnica del motor Otto

MOTOR	
Número de cilindros / tipo	4 / SOHC
Cilindrada	1298 cc
Relación de compresión	1 : 9,5
Presión de compresión	11-14 bares.
Potencia máxima (kW-HP/rpm)	44 kW – 61 HP / 6 000 rpm
Torque máximo (Nm/rpm)	98 Nm / 3500 rpm
Orden de encendido	1-3-4-2
Diámetro interior del cilindro	74 mm
Carrera del embolo	75,50 mm
Presión media efectiva (psi) / Bar	6,58 Bar
Número de válvulas	8
Número de cojinetes de bancada	5
Revoluciones en ralentí	650± 50 rpm

Tabla 2.1 Ficha técnica del motor
Fuente: <http://www.carinf.com/es/b14048842.html>

2.3 Cálculo del rendimiento térmico del motor (η_t)

El rendimiento térmico del motor no se encuentra relacionado con la cilindrada del mismo, pero si está en función de la relación de compresión, lo que significa que el rendimiento de la energía empleada en los motores, sería mayor si su relación de compresión fuera elevada.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}} \quad (\text{fórmula 1})^8$$

η_t =Rendimiento térmico.

Rc =Relación de compresión = 9.5

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

⁸ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2. Pág. 72

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{9,5^{1,33-1}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{2,102077}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{2,102077}$$

$$\eta_t = 0,52428$$

$$\eta_t = 52,43 \%$$

2.3.1 Rendimiento térmico a 2 500 metros sobre el nivel del mar

Cuando la altura sobre el nivel del mar aumenta considerablemente, la densidad del aire disminuye, produciendo que la presión inicial de compresión sea de un valor menor, con lo cual el rendimiento térmico disminuye notablemente, por el motivo realizamos el siguiente calculo (tabla 2.2).

$$\eta_t = \lambda \left(1 - \frac{1}{Rc^{\alpha-1}} \right) \text{ (fórmula 2)}^9$$

η_t = rendimiento térmico a 2 500 metros de altura.

Rc = relación de compresión.

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

λ = Grado de dilución, viene determinado por la relación que existe entre el peso de aire que entra a formar parte de la mezcla y el correspondiente a su relación teórica o estequiométrica.

$$\lambda = \frac{\text{peso aire aspirado (2 500 mts sobre el nivel del mar)}}{\text{peso aire en relacion teórica (760 Hg)}} \text{ (fórmula 3)}^{10}$$

⁹ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 77

¹⁰ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 76

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
1 000	281,6	674	0,898	1,112
1 400	279	642	0,856	1,070
1 600	277,7	626	0,834	1,048
2 000	275,1	596	0,794	1,007
2 200	273,8	582	0,776	0,987
2 400	272,5	567	0,756	0,967
2 600	271,2	553	0,737	0,947
2 800	269,9	539	0,718	0,928
3 000	268,6	526	0,701	0,909

Tabla 2.2 Valores de la densidad del aire en función de variación de la altura
Fuente: Giacosa, Dante, Motores Endotérmicos, pág. 186.

$$\lambda = \frac{0,957 \text{ kg/m}^3}{1,225 \text{ kg/m}^3}$$

$$\lambda = 0,7812$$

Por lo tanto el rendimiento térmico obtenido es el siguiente:

$$\eta_t = 0,7812 \left(1 - \frac{1}{9,5^{1,33-1}} \right)$$

$$\eta_t = 0,4095$$

$$\eta_t = 40,95 \%$$

2.4 Cálculo del rendimiento mecánico del motor (η_m)

El rendimiento mecánico (η_m), es la relación que existe entre el trabajo útil que se obtiene en el volante motor y el trabajo teórico. Dependiendo de los diferentes motores existentes en el mercado, estos valores pueden oscilar entre 75 y 90% (tabla 2.3)

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{T_u}{T_i} \quad (\text{fórmula 4})^{11}$$

η_m = Rendimiento mecánico

P_e = Potencia efectiva

P_i = Potencia indicada

TIPO DE MOTOR		η_m
Cuatro tiempos	Gasolina	0,8 a 0,9
	Diesel	0,75 a 0,85
Dos tiempos	Gasolina	0,85 a 0,95
	Diesel	0,85 a 0,90

Tabla 2.3 Rendimiento mecánico según el tipo de motor
Fuente: Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2, Pág. 72.

2.4.1 Par motor (Md) y Potencia efectiva (Pe) o Potencia al freno (Pf)

El par motor es toda fuerza (F) que aplicado a un brazo de palanca (Biela), genera un movimiento de rotación en el cigüeñal. En los motores de combustión interna el mayor par motor se lo obtiene a las más bajas revoluciones, debido a que en este instante es cuando se registra un mejor llenado de los cilindros y por ende una mayor presión en los mismos. El par motor por el régimen de giro; da la potencia del motor (figura 2.1)

Por otra parte tenemos que la potencia efectiva o potencia al freno se la puede medir empleando un dispositivo frenante que al aplicarse al eje del motor, se opone al par motor permitiéndonos de esta forma medir su valor. Por lo cual se puede concluir que el par motor es la capacidad de un motor para generar trabajo, mientras que la potencia efectiva o al freno, es la medida del trabajo realizado por el motor en un determinado periodo de tiempo.

¹¹ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 73

$$P_e = \frac{M_d \times n}{9\,550} \quad (\text{fórmula 5})^{12}$$

P_e = Potencia efectiva

M_d =Par motor = 142,2 Nm (figura 2.1)

n =Revoluciones = 1 645 rpm (figura 2.1)

$$P_e = \frac{142,2 \text{ Nm} \times 1\,645 \text{ rpm}}{9\,550}$$

$$P_e = 24,49 \text{ kW}$$

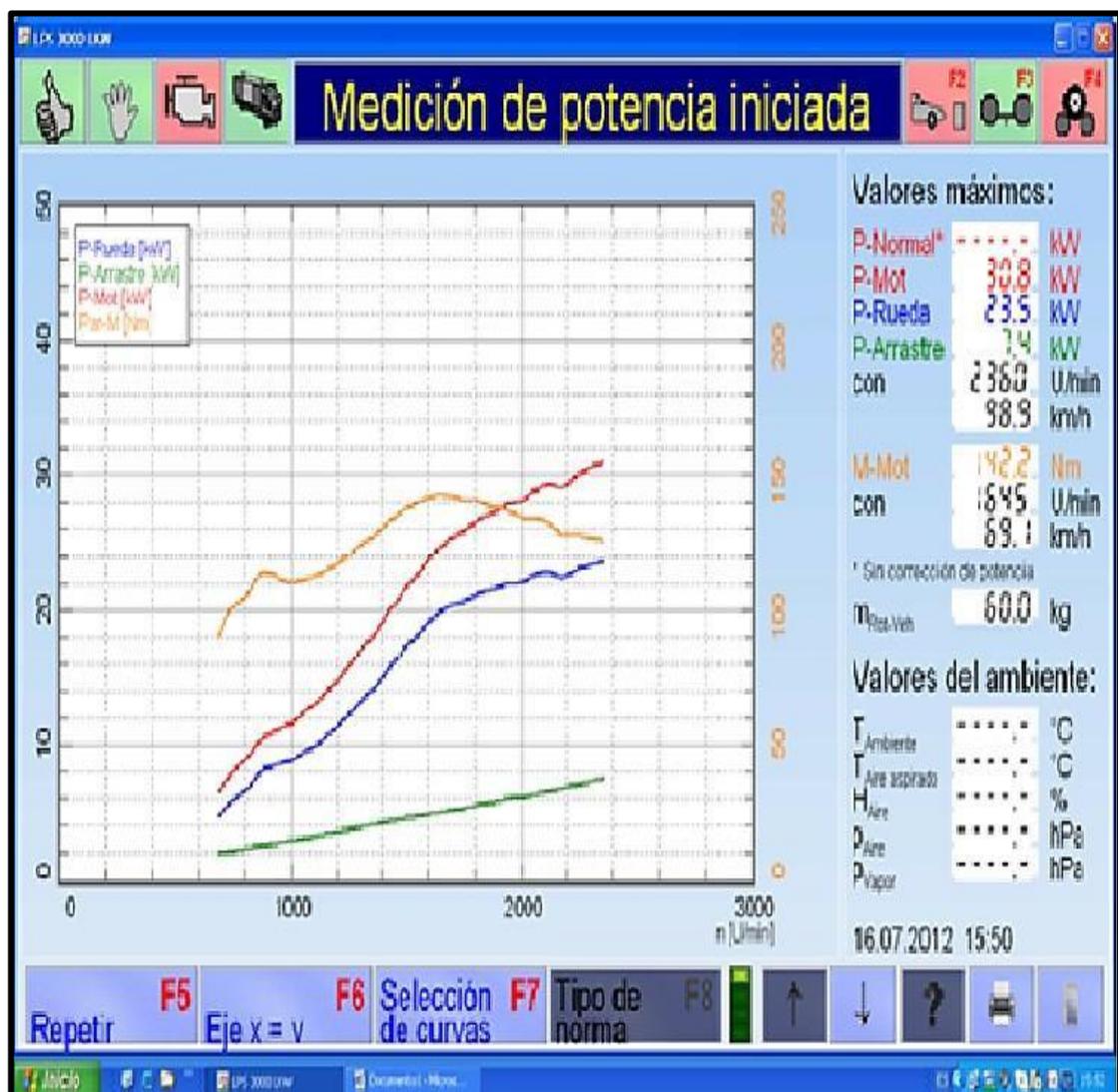


Figura 2.1 Resultados obtenidos en banco dinamométrico

¹²Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2

2.4.2 Potencia indicada (P_i)

La potencia indicada es la que ocurre realmente en el interior del cilindro por la fase de combustión de la mezcla; para determinar esta potencia se lo puede hacer mediante la presión media indicada del ciclo. En nuestro caso conseguimos el valor de la potencia indicada en el banco de prueba (figura 2.1). De esta manera podemos calcular el rendimiento mecánico según la fórmula 4:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_m = \frac{24,49 \text{ kW}}{30,8 \text{ kW}}$$

$$\eta_m = 0,795$$

2.5 Cálculo del rendimiento volumétrico del motor (η_v)

Entre los factores más trascendentales que inciden sobre la potencia desarrollada por un motor, debe señalarse el rendimiento volumétrico de los gases (η_v) en el interior del cilindro, también conocido como grado de llenado. El grado de llenado viene determinado por la relación que existe entre el peso de los gases aspirados (figura 2.2) y el peso correspondiente a su cilindrada unitaria. Este rendimiento influye directamente sobre la potencia final obtenida, ya que; la cantidad de combustible introducido y la cantidad de calor aportado al ciclo de funcionamiento está en función del grado de llenado del cilindro.

$$\eta_v = \frac{m_r}{m_t} = \frac{\text{peso de los gases aspirados}}{\text{peso de la cilindrada unitaria}} = \% \text{ (fórmula 6)}^{13}$$

V_u =Volumen unitario $324,5 \text{ cm}^3$

m_r =Masa de aire real =11,6 g/s (figura 2.2)

δ_a Densidad del aire a 2 500 metros de altura = $957 \frac{\text{g}}{\text{m}^3}$

¹³Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 76

Engine and ECT / Lista de datos		
Diagnosis	Valor	U...
IAC Duty Ratio	31.6	%
CALC Load	20.39	%
MAF	11.60	gm/se
Engine SPD	4628	rpm
Coolant Temp	83	°C
Intake Air	37	°C
Throttle POS	20	%
IDL SIG	OFF	
Vehicle SPD	0	Km/h
O2S B1 S1	0.825	V
O2S B1 S2	0.805	V

Figura 2.2 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor

2.5.1 Caudal Teórico (Q_t)

Es el caudal teórico que es aspirado a 4 628 rpm por el volumen unitario y numero de cilindros sobre dos, que se expresa en las unidades de volumen sobre tiempo (m^3/s), a continuación procedemos a la obtención de este valor mediante el siguiente análisis matemático:

$$Q_t = Vu \times \frac{\# \text{ aspiraciones/min}}{2} \times Nc \quad (\text{fórmula 7})^{14}$$

$$Q_t = 324,5 \frac{cm^3}{\text{aspir.}} \times \frac{4\,628 \text{ aspiraciones/min}}{2} \times 4$$

$$Q_t = 3\,003\,572 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$Q_t = 0,05005953 \text{ m}^3/s$$

Una vez calculado el caudal teórico, se procede a calcular la masa teórica.

¹⁴Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2

2.5.2 Masa Teórica (m_t)

$$\delta_a = \frac{\frac{m_t}{s}}{Q_t} \text{ (fórmula 8)}^{15}$$

$$957 \frac{g}{m^3} = \frac{\frac{m_t}{s}}{0,05005953 \frac{m^3}{s}}$$

$$m_t = 47,90697 \text{ g}$$

Por lo tanto el rendimiento volumétrico es el siguiente:

$$\eta_v = \frac{m_r}{m_t}$$

$$\eta_v = \frac{11,6 \text{ g}}{47,9 \text{ g}}$$

$$\eta_v = 0,2421$$

2.6 Cálculo del rendimiento útil del motor (η_u)

“El rendimiento útil o rendimiento efectivo del motor (η_u) equivale al producto de los rendimientos obtenidos en la transformación de la energía y viene determinado por la relación que existe entre la energía total útil aprovechada del combustible y la energía total aportada al motor para su transformación de trabajo, en función del consumo de combustible y del calor específico del mismo.”¹⁶

Para realizar el cálculo del rendimiento útil se debe tener en cuenta la altura sobre el nivel del mar a la cual está trabajando el motor. Para nuestro caso particular es de 2 500 metros por ser esta la altura a la que se encuentra ubicada la ciudad de Cuenca. Por otra parte tenemos otro de los factores de suma importancia como lo es el rendimiento del diagrama (η_d) que no es otra cosa que la relación entre la superficie del diagrama real y la superficie del diagrama teórico. Esta relación

¹⁵Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2

¹⁶Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 73

alcanza valores porcentuales de entre 75 y 90%. En nuestro cálculo tomamos un valor mínimo de 75%.

$$\eta_u = \eta_t \times \eta_d \times \eta_m \quad (\text{fórmula 9})^{17}$$

η_u = Rendimiento útil

η_t = Rendimiento térmico.

η_d = Rendimiento del diagrama

η_m = rendimiento mecánico

$$\eta_u = 0,4095 \times 0,75 \times 0,795$$

$$\eta_u = 0,2441$$

$$\eta_u = 24,41 \%$$

2.7 Consumo específico de combustible (G_{pe}) a 2 500 metros de altura

El consumo específico de combustible (G_{pe}) en los motores de combustión interna, indica el consumo en gramos de combustible aportado al motor por cada caballo-hora (CV/h) de potencia útil entregada por el mismo, realizamos el cálculo mediante la siguiente formula.

$$G_{pe} = \frac{6\,323\,00\,cal}{Q_e \times \eta_u} \text{ en } g/CV - h \quad (\text{fórmula 10})^{18}$$

G_{pe} = Consumo específico de combustible (2 500 metros de altura)

Q_e = Poder calorífico de la gasolina (10 550 kcal/kg).

η_u = Rendimiento útil a 2 500 metros de altura.

$$G_{pe} = \frac{6\,323\,00\,cal}{10\,550 \frac{cal}{g} \times 0,2441}$$

$$G_{pe} = 245,529 \frac{g}{CV - h}$$

¹⁷ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 73

¹⁸ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 74

2.8 Trabajo teórico o trabajo indicado (T_i)

El trabajo que es realizado por los motores térmicos, teniendo muy en cuenta las posibles pérdidas de calor que surgen por el rendimiento del mismo; a continuación se puede ver representado mediante la siguiente ecuación:

$$T_i = \varepsilon \times Q_1 \times \eta_i \quad (\text{fórmula 11})^{19}$$

T_i = Trabajo teórico o trabajo indicado obtenido en cada ciclo de funcionamiento.

ε = Equivalente térmico del trabajo, que vale 427 kgf.m/kc

Q_1 = Cantidad de calor aportado al ciclo para su transformación en trabajo

η_i = Rendimiento indicado o rendimiento teórico del ciclo

“Teniendo en cuenta que un litro de combustible, en relación teórica o estequiométrica, necesita unos 12 000 litros de aire para efectuar la combustión completa del mismo, por cada cm^3 de gas aspirado por el cilindro se quemará una cantidad de combustible en volumen.”²⁰

Por lo tanto se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1 \text{ lt gasolina}}{12000 \text{ lt aire}} = 8,33 \times 10^{-5}$$

2.8.1 Cantidad de calor aportado al ciclo para su transformación en trabajo (Q_1)

La cantidad de calor aportada en un ciclo de trabajo está determinada en función de la cantidad de combustible que consume el motor y depende directamente de algunos parámetros; como son el caso de: la cilindrada unitaria, número de cilindros y del poder calorífico y densidad del combustible empleado. Esta

¹⁹ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 72

²⁰ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 70

cantidad de calor aportado viene determinado en base a la siguiente ecuación matemática:

$$Q_1 = V_t \times \delta \times Q_e \times 8,33 \times 10^{-5} \text{ en calorías/ciclo (fórmula 12)}^{21}$$

V_t = Cilindrada total del motor

δ_g = Densidad del combustible $0,75 \text{ g/cm}^3$

Q_e = Poder calorífico de la gasolina ($10\,550 \text{ cal/kg}$).

$$Q_1 = 1\,298 \text{ cm}^3 \times 0,75 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times 10\,550 \frac{\text{kcal}}{\text{g}} \times 8,33 \times 10^{-5}$$

$$Q_1 = 855,5264 \frac{\text{kcal}}{\text{ciclo}}$$

2.8.2 Rendimiento teórico o rendimiento indicado (η_i)

Este rendimiento es aquel que se obtiene en cada uno de los ciclos de funcionamiento que cumple el motor térmico, determina las pérdidas de energía durante el desarrollo del mismo, al transformarse la energía térmica del combustible en trabajo mecánico.

Se puede determinar gracias a la siguiente ecuación:

$$\eta_i = \eta_t \times \eta_d \quad (\text{fórmula 13})^{22}$$

η_i = Rendimiento indicado o rendimiento teórico del ciclo

η_t = Rendimiento térmico (2 500 metros de altura)= 0,4095

η_d = Rendimiento de diagrama= 0,75

$$\eta_i = 0,4095 \times 0,75$$

$$\eta_i = 0,3071$$

²¹ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 71

²² Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 71

Por lo tanto se obtiene finalmente que el trabajo indicado sea el siguiente:

$$T_i = \varepsilon \times Q_1 \times \eta_i \quad (\text{fórmula 14})^{23}$$

$$T_i = 427 \frac{\text{kgf.m}}{\text{kcal}} \times 855,5264 \frac{\text{kcal}}{\text{ciclo}} \times 0,3071$$

$$T_i = 112\,186,6312 \frac{\text{kgf.m}}{\text{ciclo}}$$

2.9 Trabajo útil (T_u)

Este es el trabajo efectivo desarrollado por los motores térmicos, el mismo que se obtiene en el volante motor y a su vez es aprovechado para generar transmisión de movimiento. En este trabajo real útil esta incluidas las pérdidas por rendimiento mecánico, debidas a rozamientos internos entre los órganos motrices, y también el trabajo absorbido por los órganos auxiliares que mueven el motor, como son: la bomba de agua, bomba de combustible, bomba de aceite, ventilador, etc. Todos ellos absorben una cierta energía del motor y disminuyen la potencia útil del mismo.

El trabajo útil se obtiene median la siguiente ecuación:

$$T_u = T_i \times \eta_m \quad (\text{fórmula 15})^{24}$$

$$T_u = 112\,186,6312 \text{ kgf.m} \times 0,795$$

$$T_u = 89\,188,3718 \frac{\text{kgf.m}}{\text{ciclo}}$$

2.10 Flujo de ingreso de aire a ralentí

En nuestro caso se obtuvo mediante la utilización de un scanner el valor de la masa real (figura 2.3) que ingresa en cada una de las condiciones de funcionamiento del motor, y a partir de esta información se realizó el cálculo del caudal real de aire que ingresa al motor.

²³ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 70

²⁴ Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2 Pág. 73

Para la obtención de este caudal utilizamos la fórmula 8:

$$Q_r = \frac{m_r}{\delta_a}$$

n = Número de revoluciones 887 rpm

m_r = Masa real = 1,64 g/s

δ_a = Densidad del aire $957 \frac{g}{m^3}$

Q_r = Caudal de aire real $\frac{m^3}{s}$

Engine and ECT / Lista de datos		
Diagnosis	Valor	U...
Injector	2.0	ms
IGN Advance	6.5	deg
IAC Duty Ratio	36.3	%
CALC Load	14.90	%
MAF	1.64	gm/se
Engine SPD	887	rpm
Coolant Temp	70	°C
Intake Air	29	°C
Throttle POS	10	%
IDL SIG	ON	
Vehicle SPD	0	Km/h

Figura 2.3 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a ralentí.

$$Q_r = \frac{m_r}{\delta_a}$$

$$Q_r = \frac{1,64 \frac{g}{s}}{957 \frac{gr}{m^3}}$$

$$Q_r = 0,00171 \frac{m^3}{s}$$

2.11 Flujo de ingreso de aire a media carga

De igual forma en la que se procedió para obtener el caudal de ingreso de aire en el motor en su funcionamiento en ralentí (figura 2.4), se realizó con el funcionamiento del motor a media carga. Obteniendo los siguientes valores:

Diagnosis	Valor	U...
TAC Duty Ratio	32.0 %	
EC Load	14.11 %	
MAF	4.89 gm/se	
Engine SPD	2789 rpm	
Coolant Temp	83 °C	
Intake Air	36 °C	
Throttle POS	15 %	
IDL SIG	OFF	
Vehicle SPD	0 Km/h	
O2S B1 S1	0.655 V	
O2S B1 S2	0.745 V	

Figura 2.4 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a media carga.

n = Número de revoluciones 2 789 rpm

m_r = Masa real = 4,89 g/s

δ_a = Densidad del aire 957 $\frac{g}{m^3}$

Q_r = Caudal de aire real

$$Q_r = \frac{\frac{m_r}{s}}{\delta_a}$$

$$Q_r = \frac{4,89 \frac{g}{s}}{957 \frac{g}{m^3}}$$

$$Q_r = 0,005109 \frac{m^3}{s}$$

2.12 Flujo de ingreso de aire a plena carga

Una vez realizados los procedimientos anteriores en las condiciones de funcionamiento del motor a ralentí y media carga; se dio lugar a realizar de igual forma el mismo proceso para obtener los resultados cuando el motor se encuentra trabajando a plena carga (figura 2.5). Obteniendo esta manera los siguientes valores:

Engine and ECT / Lista de datos		
Diagnosis	Valor	U...
IAC Duty Ratio	31.6 %	
CALC Load	20.39 %	
MAF	11.60	gm/se
Engine SPD	4628	rpm
Coolant Temp	83	°C
Intake Air	37	°C
Throttle POS	20 %	
IDL SIG	OFF	
Vehicle SPD	0	Km/h
O2S B1 S1	0.825	V
O2S B1 S2	0.805	V

Figura 2.5 Valores obtenidos mediante uso de scanner en funcionamiento del motor a plena carga

n = Número de revoluciones 4 628 rpm

m_r = Masa real = 11,6 g/s

δ_a = Densidad del aire $957 \frac{g}{m^3}$

Q_r = Caudal de aire real

$$Q_r = \frac{m_r}{\delta_a}$$

$$Q_r = \frac{11,6 \frac{g}{s}}{957 \frac{g}{m^3}}$$

$$Q_r = 0,01212 \frac{m^3}{s}$$

2.13 Medición de valores de hidrocarburos (HC) y niveles de CO

La obtención de estos valores se la realiza mediante el uso de un equipo de medición (Analizador de gases), el mismo que nos permite obtener una medida precisa de los gases emitidos por un motor de combustión interna durante su funcionamiento.

2.13.1 Valores de Hidrocarburos (HC)

La presencia de partículas de hidrocarburo no son otra cosa más que el resultado de una incorrecta combustión de la mezcla estequiométrica del motor; lo cual indica que existe un exceso de gasolina en la mezcla, razón por la cual al ser combustionado se ve reflejado con la presencia de partículas de hidrocarburos en el tubo de escape del motor.

Otro de los síntomas por el cual resultan partículas de hidrocarburos se debe a un funcionamiento incorrecto del sistema de encendido, por lo cual el salto de la chispa en la bujías es demasiado débil y por ende resulta una combustión deficiente en la mezcla estequiométrica. Sin embargo otro de los causantes para que se incrementen los valores de hidrocarburos es el desgaste propio que existe en los elementos internos móviles del motor por causa del propio funcionamiento del mismo.

Los hidrocarburos son medidos en partes por millón (ppm), y los valores resultantes en una medida de los mismos (tabla 2.4), deben estar dentro de los rangos permitidos por la entidad que regule los mismos dentro de una ciudad o nación; en el caso de Ecuador está controlado por INEN (Instituto Ecuatoriano de normalización). El instituto Ecuatoriano de normalización establece los siguientes rangos, como valores permitidos para los vehículos que circulan en las diferentes ciudades.

AÑO MODELO	ppm HC (Volumen)	
	0 - 1 500 metros sobre el mar	1 500 – 3 000 metros sobre el mar
2000 y posteriores	200	200
1 990 a 1999	650	750
1989 y anteriores	1 000	1 200

Tabla 2.4 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí

Fuente: INEN (Instituto ecuatoriano de normalización)

En el caso del motor en el cual tomamos las medidas iniciales de hidrocarburos (figura 2.6), expulsados al exterior por medio del tubo de escape. En esta prueba inicial podemos notar claramente que el motor está cercano a los límites máximos de emisión de hidrocarburos (197 ppm); por lo cual cumple con las exigencias existentes dentro del país.



Figura 2.6 Resultados de analizador de gases a 800 rpm

2.13.2 Niveles de CO

Al igual que en el caso de los hidrocarburos la variación en el porcentaje de monóxido de carbono (CO) es causado por un exceso de gasolina en la combustión de la mezcla estequiométrica. La falta de moléculas de oxígeno al momento de formar el dióxido de carbono (CO_2) nos da como resultado altas concentraciones de monóxido de carbono (CO). Por lo cual será necesario controlar el exceso de gasolina para poder conseguir niveles de CO normales en la emisión de gases.

Otros de los causantes para tener altas concentraciones CO; es prolongar la vida útil de los filtros de aire por periodos excesivos; como también, el tener conductos de aire tapados u obstruidos parcialmente. La medición de los niveles de CO se obtiene en base al volumen total de gases emitidos por el motor (tabla 2.5). Los mismos que tienen que estar controlados por la entidad que se encargue de esta regulación de acuerdo a la ciudad o país en la cual se encuentre circulando el vehículo.

En el caso de Ecuador la entidad encargada de esta regulación es INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización). El instituto Ecuatoriano de normalización establece los siguientes rangos, como valores permitidos para los vehículos que circulan en las diferentes ciudades.

AÑO MODELO	% CO (Volumen)	
	0 – 1 500 metros sobre el mar	1 500 – 3 000 metros sobre el mar
2000 y posteriores	1,0	1,0
1990 a 1999	3,5	4,5
1989 y anteriores	5,5	6,5

Tabla 2.5 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina. Marcha mínima o ralentí

Fuente: INEN (Instituto ecuatoriano de normalización)

En el caso del motor en el cual tomamos las medidas iniciales de niveles de CO (figura 2.7), expulsados al exterior por medio del tubo de escape. En esta prueba inicial podemos notar claramente que el motor está cercano a los niveles máximos de CO; por lo cual cumple con las exigencias existentes dentro del país.



Figura 2.7 Resultados de analizador de gases a 800 rpm

2.14 Valores lambda (λ)

El factor lambda es el resultado de los datos recogidos por una sonda de oxígeno (Sonda lambda) que va conectada a la salida del tubo de escape. Los datos recogidos por esta sonda son expresados en valores que oscilan desde 0,9 hasta 1,1, no tienen una unidad de medida debido a que son el resultado de una relación.

De acuerdo al funcionamiento teórico del motor la relación luego de ser analizada por una sonda lambda debería darnos una lectura de 1. Lo cual quiere decir que se trata de una relación estequiometría correcta. Pero en el funcionamiento real del motor esto no se cumple; ya que, se obtienen en ocasiones valores mayores a 1 (1,1) se trata de una mezcla pobre y por otra parte cuando los valores medidos por la sonda decrecen a valores menores de 1 (0,9) esta mezcla está demasiado rica.

De lo cual se puede concluir lo siguiente:

- Relación Estequiometría ($\lambda=1$), mezcla ideal de aire - gasolina
- Relación rica ($\lambda=0.9$), mezcla con excesiva presencia de gasolina
- Relación Pobre ($\lambda=1.1$), mezcla con excesiva presencia de aire

En el caso del motor en el cual tomamos las medidas iniciales del factor lambda (figura 2.8). En esta prueba inicial podemos notar claramente que el motor se aproxima al valor de 1; por lo cual se cumple con las exigencias existentes dentro del país en la actualidad; se obtuvieron los siguientes resultados:



Figura 2.8 Resultados de analizador de gases a 800 rpm

2.15 Diagrama presión volumen teórico

Mediante la utilización de cálculos termodinámicos y con ayuda de todos y cada uno de los valores obtenidos en las pruebas realizadas en el motor se realizará un diagrama P-V lo más cercano a la realidad. Previo a la elaboración de cada uno de los cálculos termodinámicos es muy importante tener claros los siguientes aspectos para evitar cometer errores al máximo.

- El proceso de adición de calor se realiza a calor constante
- Los cambios de energía potencial y cinética se pueden considerar despreciables
- Los valores de calores específicos varían de acuerdo a la temperatura

2.15.1 Obtención de temperatura de aire de admisión

Tomando en cuenta cada una de estas consideraciones se procede a realizar el análisis en cada uno de los procesos presentes en el ciclo de funcionamiento del motor de combustión interna. Para realizar el análisis termodinámico de nuestro motor en sus condiciones estándar es de suma importancia conocer la temperatura en la cual ingresa el aire al múltiple de admisión. En nuestro caso esta temperatura la obtuvimos mediante la utilización de un scanner automotriz (figura 2.9), el mismo que nos dio la siguiente lectura en cuanto a la temperatura en el colector de admisión. Como se puede observar claramente la temperatura que tiene el aire de admisión es de 45°C. Este valor puede sufrir una variación de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ debido a la variación en el régimen de funcionamiento del motor.

Habilitar reproducción del flujo de datos en memoria actual		
Nombre	Valor	Unidad
Intake Air Temp	45	deg C

Figura 2.9 Resultados obtenidos en lectura de scanner automotriz en temperatura

2.15.1.1 Obtención de presión inicial en el sistema

En nuestro caso para poder determinar la presión en el interior del múltiple de admisión (figura 2.10); se logró determinar mediante el uso de un scanner automatizado; el mismo que luego de realizar su lectura con el motor en marcha nos dio los siguientes valores.

Habilitar reproducción del flujo de datos en memoria actual		
Nombre	Valor	Unidad
MAP	549	mm Hg

Figura 2.10 Resultados obtenidos en lectura de scanner automatizado de presión

2.15.2 Proceso de admisión (0-1)

Para iniciar con el análisis termodinámico de nuestro motor, en cada uno de los procesos del ciclo de funcionamiento. Utilizamos los datos (valores) previamente obtenidos en pruebas antes realizadas; los mismos que se presentan a continuación:

$$P_{atmosferica} > P_{aire}$$

$$P_{atmosferica} = 101,59 \text{ kPa}$$

$$P_{aire} = 73,31 \text{ kPa}$$

$$T_{aire \text{ aspirado}} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ambiente} = 25^{\circ}\text{C}$$

Como se puede observar la presión del aire en el múltiple de admisión es menor que la presión atmosférica, a causa de la depresión. Esta depresión es normal en los motores de combustión interna atmosféricos en sus condiciones estándar; mediante la instalación del sistema de sobrealimentación lo que se busca es incrementar esta presión de admisión de aire. En base a la temperatura de admisión que se obtuvo en forma práctica y haciendo uso de la tabla A-17 del libro de Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007; se da lugar a la obtención de los siguientes valores para el proceso.

$$T_1 = 45^\circ C$$

$$T_1 = 45^\circ C + 273$$

$$T_1 = 318^\circ K$$

Es preciso partir el cálculo con la temperatura absoluta o temperatura de admisión en grados kelvin, de esta forma damos paso a obtener el volumen específico relativo y la energía interna específica en el punto 1 (tabla 2.6); el mismo que hace referencia al final de la admisión. Estos valores se obtienen mediante una interpolación de datos:

T (°K)	u (kJ/kg)	Vr
315	224.85	549.8
318	u_1	Vr_1
320	228.42	528.6

Tabla 2.6 Tabla de datos para la obtención de volumen específico relativo y energía interna específica

$$\frac{320 - 318}{320 - 315} = \frac{228,42 - u_1}{228,42 - 224,85}$$

$$\frac{2}{5} = \frac{228,42 - u_1}{3,57}$$

$$u_1 = 226,99 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{228,42 - 226,99}{228,42 - 224,85} = \frac{528,6 - Vr_1}{528,6 - 549,8}$$

$$\frac{1,43}{3,57} = \frac{528,6 - Vr_1}{-21,2}$$

$$Vr_1 = 537,09$$

2.15.3 Proceso de Compresión (1-2)

Luego de conseguir los datos anteriores es de suma importancia adicionar el valor de la relación de compresión, para realizar los cálculos pertinentes a este proceso. El valor de la relación de compresión lo podemos obtener de la tabla 2.1.

“Algunas veces se proporcionan razones de volúmenes específicos en lugar de razones de presión, en particular cuando se analizan motores automotrices. En estos casos, se necesita trabajar con razones de volumen, por lo que se define otra cantidad relacionada con las razones de volúmenes específicos para procesos isotrópicos o adiabáticos de gas ideal.”²⁵

La ecuación que se indica a continuación explica la variación de los calores específicos con la temperatura por lo que dan un resultado más exacto:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{fórmula 16})^{26}$$

Al analizar la fórmula 16 y relacionándola con la relación de compresión; que no es otra cosa que la relación existente entre el máximo volumen formado en el cilindro y el mínimo volumen se obtiene la siguiente ecuación, para obtener el volumen relativo específico en el punto 2:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{R_c} \quad (\text{fórmula 17})^{27}$$

Una vez obtenida la ecuación en la cual se encuentra relacionada la relación de compresión, tomamos una de las igualdades con lo cual se puede obtener el valor del volumen relativo específico en el punto 2:

²⁵ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

²⁶ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

²⁷ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{1}{R_c}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{R_c}$$

$$v_{r2} = \frac{537,09}{9,5}$$

$$v_{r2} = 56,53$$

Obtenido el valor de v_{r2} (tabla 2.7), y con ayuda del uso de la tabla A-17 de gas ideal del libro Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007. Es posible obtener los siguientes valores correspondientes a este proceso; mediante una segunda interpolación.

V_r	u (kJ/kg)	T (°K)
57,53	551,99	750
56,53	u_2	T_2
55,54	560,01	760

Tabla 2.7 Tabla de datos para la obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 2

$$\frac{55,54 - 56,53}{55,54 - 57,53} = \frac{560,01 - u_2}{560,01 - 551,99}$$

$$\frac{-0,99}{-1,99} = \frac{560,01 - u_2}{8,02}$$

$$u_2 = 556,02 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{560,01 - 556,02}{560,01 - 551,99} = \frac{760 - T_2}{760 - 750}$$

$$\frac{3,99}{8,02} = \frac{760 - T_2}{10}$$

$$T_2 = 755,02 \text{ } ^\circ K$$

Mientras se efectúa este proceso se origina un aumento de presión por lo cual es importante calcularla, para realizar este cálculo se utiliza la ecuación del gas ideal en dos ocasiones; por lo cual es posible simplificar la masa, la cual en este proceso es fija (No sufre variación de valor en este proceso); quedando así las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes de la siguiente forma:

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2} \quad (\text{fórmula 18})^{28}$$

Al despejar la presión 2, para este proceso se obtiene la siguiente ecuación:

$$P_2 = \frac{P_1 \times V_1 \times T_2}{T_1 \times V_2}$$

Sin embargo por medio de esta fórmula es imposible obtener el valor de la presión 2, ya que; aún no se conocen los valores de los volúmenes específicos tanto en el punto 1 como en el punto 2. Por esta situación se recurre a la utilización de la fórmula 17 en la cual interviene la relación de compresión. Y los volúmenes específicos en el punto 1 y 2. Y utilizamos una de las igualdades:

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{R_c}$$

$$\frac{v_1}{v_2} = R_c$$

Luego de obtener la ecuación de la relación de compresión en función de los volúmenes específicos; reemplazamos la misma en la ecuación de la Presión en el punto 2, con lo cual obtenemos lo siguiente:

$$P_2 = \frac{P_1 \times T_2}{T_1} \times R_c$$

$$P_2 = \frac{73,31 \text{ kPa} \times 755,02^\circ\text{K}}{318^\circ\text{K}} \times 9,5$$

$$P_2 = 1\,653,55 \text{ kPa}$$

²⁸ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

2.15.4 Proceso de explosión (2-3) Adición de calor a volumen constante

En este proceso existe una elevación de temperatura debido al aumento de calor en un volumen constante. En esta parte del ciclo se presenta el calor de entrada (q entrada) el cual será necesario determinar su valor. Para determinar los valores de presión y temperatura de este proceso es preciso analizar la ecuación del gas ideal en la cual se deduce que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura.

$$P_1 = \frac{T_1}{V_1} \times R \quad (\text{fórmula 19})^{29}$$

En donde:

P = Presión absoluta

T = Temperatura absoluta

V = Volumen específico

R = Constante de proporcionalidad = $0,287 \frac{\text{kPa} \times \text{m}^3}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{K}}$

De la fórmula 18 es posible realizar el cálculo del volumen específico aspirado por el motor, el mismo que forma parte del proceso de admisión; por lo cual al despejar V_1 queda de la siguiente forma:

$$V_1 = \frac{R \times T_1}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{0,287 \frac{\text{kPa} \times \text{m}^3}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{K}} \times 318^\circ\text{K}}{73,31 \text{ kPa}}$$

$$V_1 = 1,24 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

²⁹ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

Una vez determinado el volumen específico aspirado, damos lugar al cálculo del volumen específico de la mezcla al final de la compresión, partiendo de la ecuación 17; de donde se usa una de las igualdades se obtiene lo siguiente:

$$\frac{v_1}{v_2} = R_c$$

$$V_2 = \frac{v_1}{R_c}$$

$$V_2 = \frac{1,24 \frac{m^3}{kg}}{9,5}$$

$$V_2 = 0,13 \frac{m^3}{kg}$$

En esta parte del proceso se produce calor de entrada por acción de la chispa generada por la bujía sobre la mezcla comprimida dentro del cilindro. Razón por la cual a este proceso se le denomina como adición de calor. El calor de entrada no es otra cosa que la relación existente entre el trabajo neto del ciclo y el rendimiento termodinámico; Siendo inevitable realizar el siguiente análisis para poder determinar el calor de entrada:

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} \quad (\text{fórmula 20})^{30}$$

Para la ecuación 20, hay que tener muy clara la siguiente consideración:

El volumen máximo es aquel que se obtiene cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior ; lo cual es equivalente al volumen donde termina la admisión y para nuestro calculo anterior se lo considero como V_1 y por otra parte el volumen mínimo es aquel del resultado del final de la compresión V_2 . La presión media efectiva se obtuvo de la tabla 2.1. Por lo tanto al usar la ecuación antes mencionada es posible obtener mediante la siguiente ecuación el trabajo neto del ciclo:

³⁰ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

$$V_{max} = V_1$$

$$V_{min} = V_2$$

Al reemplazar de la fórmula 20, se obtiene lo siguiente:

$$PME = \frac{w_{neto}}{V_1 - V_2}$$

$$w_{neto} = PME \times (V_1 - V_2)$$

$$w_{neto} = 6,58 \text{ bar} \times \frac{1 \text{ kPa}}{0,0100 \text{ bar}} \left(1,24 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0,13 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$w_{neto} = 730,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Este proceso del ciclo Otto se ejecuta en un sistema cerrado, en donde el balance de energía para cualquiera de los procesos se puede expresar en una unidad de masa; Cabe recalcar que nada de trabajo está implicado durante el proceso de transferencia de calor, ya que; como se explicó anteriormente se produce a volumen constante. En consecuencia la transferencia de calor (Calor de entrada) hacia el fluido de trabajo, se expresa en función de la eficiencia térmica y el trabajo neto del ciclo, de la siguiente forma:

$$q_{entrada} = \frac{W_{neto}}{n_t} \quad (\text{fórmula 21})^{31}$$

$$q_{entrada} = \frac{730,38}{0,5242}$$

$$q_{entrada} = 1\,393,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por otra parte tenemos que la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo se produce por la presencia de chispa durante este proceso; esta transferencia puede ser obtenida también de la siguiente manera:

³¹ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 \quad (\text{fórmula 22})^{32}$$

Mediante la ecuación 22 podemos determinar el valor de la energía interna específica (U) para el punto 3. Teniendo así:

$$\begin{aligned} u_3 &= q_{\text{entrada}} + u_2 \\ u_3 &= 1\,393,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 516,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ u_3 &= 1\,910,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Luego de obtener el valor de la energía interna específica (u_3) del punto donde finaliza la combustión y el pistón comienza su recorrido descendente hacia el PMI. Se da lugar a la obtención de los siguientes valores para este proceso (tabla 2.8), utilizando la tabla A-17 del gas ideal del libro de Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007. Aplicando el respectivo proceso de interpolación en este punto del proceso:

u (kJ/kg)	Vr	T (°K)
1 872,4	2,012	2 200
1 910,13	Vr_3	T3
1 921,3	1,864	2 250

Tabla 2.8 Tabla de datos para obtención de volumen específico relativo y temperatura en el punto 3

$$\begin{aligned} \frac{1\,921,3 - 1\,910,13}{1\,921,3 - 1\,872,4} &= \frac{1,864 - Vr_3}{1,864 - 2,012} \\ \frac{11,17}{48,9} &= \frac{1,864 - Vr_3}{-0,148} \\ Vr_3 &= 1,89 \end{aligned}$$

³² Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

$$\frac{1,864 - 1,89}{1,864 - 2,012} = \frac{2\,250 - T_3}{2\,250 - 2\,200}$$

$$\frac{-0,026}{-0,148} = \frac{2\,250 - T_3}{50}$$

$$T_3 = 2\,141,21 \text{ } ^\circ K$$

Al aplicar nuevamente la fórmula 18 se puede encontrar la presión en el punto 3. Con la cual se podrá desarrollar posteriormente el diagrama teórico del ciclo:

$$\frac{P_2 \times V_2}{T_2} = \frac{P_3 \times V_3}{T_3}$$

$$P_3 = \frac{P_2 \times V_2 \times T_3}{T_2 \times V_3}$$

Considerando que este proceso se produce a volumen constante se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{V_2}{V_3} = 1$$

De esta manera se procede al cálculo del valor de la presión en el punto 3:

$$P_3 = \frac{P_2 \times T_3}{T_2} \times 1$$

$$P_3 = \frac{1\,653,55 \text{ kPa} \times 2\,141,21 \text{ } ^\circ K}{755,02 \text{ } ^\circ K} \times 1$$

$$P_3 = 4\,689,4 \text{ kPa}$$

2.15.5 Proceso de Expansión Isotrópica (3-4) Gas Ideal

Para continuar con nuestro cálculo debemos obtener el valor del volumen específico relativo en el punto 4 en base a la fórmula 17:

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = R_c$$

$$Vr_4 = R_c \times Vr_3$$

$$Vr_4 = 9,5 \times 1,89$$

$$Vr_4 = 17,955$$

Mientras se realiza el proceso de expansión es posible realizar el cálculo de la energía específica interna y la temperatura correspondiente a este punto del proceso (tabla 2.9), aplicando la tabla A-17 de gas ideal de libro Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición México 2007. Encontrado el valor del volumen específico relativo en el punto 4 y mediante el proceso de interpolación se obtienen los siguientes valores:

Vr	u (kJ/kg)	T (°K)
18,896	845,33	1 100
17,955	u4	T4
17,886	862,79	1 120

Tabla 2.9 Tabla de datos para obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 4

$$\frac{17,886 - 17,955}{17,886 - 18,896} = \frac{862,79 - u_4}{862,79 - 845,33}$$

$$\frac{-0,069}{-1,01} = \frac{862,79 - u_4}{17,46}$$

$$u_4 = 861,6 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{862,79 - 861,6}{862,79 - 845,33} = \frac{1 120 - T_4}{1 120 - 1 100}$$

$$\frac{1,19}{17,46} = \frac{1 120 - T_4}{20}$$

$$T_4 = 1 118,63 \text{ } ^\circ K$$

Usando la ecuación 18 para las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes, se da lugar a calcular la presión en el punto 4, la relación para realizar este cálculo queda definida de la siguiente forma:

$$\frac{P_4 \times V_4}{T_4} = \frac{P_3 \times V_3}{T_3}$$

$$P_4 = \frac{P_3 \times V_3 \times T_4}{T_3 \times V_4}$$

Con la ayuda de la relación de los volúmenes específicos del punto 3 y punto 4 en esta etapa del proceso y con la relación de compresión de nuestro motor se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{V_4}{V_3} = R_C$$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{R_C}$$

Al reemplazar esta última ecuación en la ecuación para el gas ideal en dos estados, donde se despeja P_4 , se obtiene el siguiente valor:

$$P_4 = \frac{P_3 \times T_4}{T_3} \times \frac{1}{R_C}$$

$$P_4 = \frac{4\,689,4 \text{ kPa} \times 1\,118,63 \text{ °K}}{2\,141,21 \text{ °K}} \times \frac{1}{9,5}$$

$$P_4 = 2\,449,878 \times 0,1052631$$

$$P_4 = 257,88 \text{ kPa}$$

2.15.6 Proceso de evacuación de calor a volumen constante (4-1)

Durante este proceso se presenta la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el exterior, o también conocido como (q de salida). Cabe recalcar que en este proceso no interviene para nada el trabajo; por lo cual la transferencia de calor de salida se puede determinar de la siguiente forma:

$$q_{salida} = u_4 - u_1 \text{ (fórmula 23)}^{33}$$

$$q_{salida} = 861,6 \frac{kJ}{kg} - 226,99 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_{salida} = 634,61 \frac{kJ}{kg}$$

Determinadas cada una de las variables presentes en cada uno de los puntos de cada proceso del ciclo de funcionamiento del motor de combustión interna. Se da lugar a la realización del diagrama teórico de acuerdo a la información correspondiente a nuestro motor. Con lo cual podremos determinar con mayor facilidad el análisis comparativo entre el motor en sus condiciones iniciales (Estándar) y una vez que ha sido modificado con la instalación del sistema de sobrealimentación.

2.15.7 Construcción de diagrama teórico de motor en sus condiciones estándar

Para la construcción de este diagrama (figura 2.11), daremos paso a la recopilación de cada uno de los valores termodinámicos obtenidos anteriormente (tabla 2.10), los mismos que se encontraran representados en la siguiente tabla:

	TEMPERATURA (°K)	PRESIÓN (kPa)	Vr	U (kJ/kg)
Punto 1	318,0	73,31	537,09	226,99
Punto 2	755,02	1 653,55	56,53	556,02
Punto 3	2 141,21	4 689,4	1,89	1 910,13
Punto 4	1 118,63	257,88	17,955	861,6

Tabla 2.10 Valores reales de motor Otto en sus condiciones estándar

³³ Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007

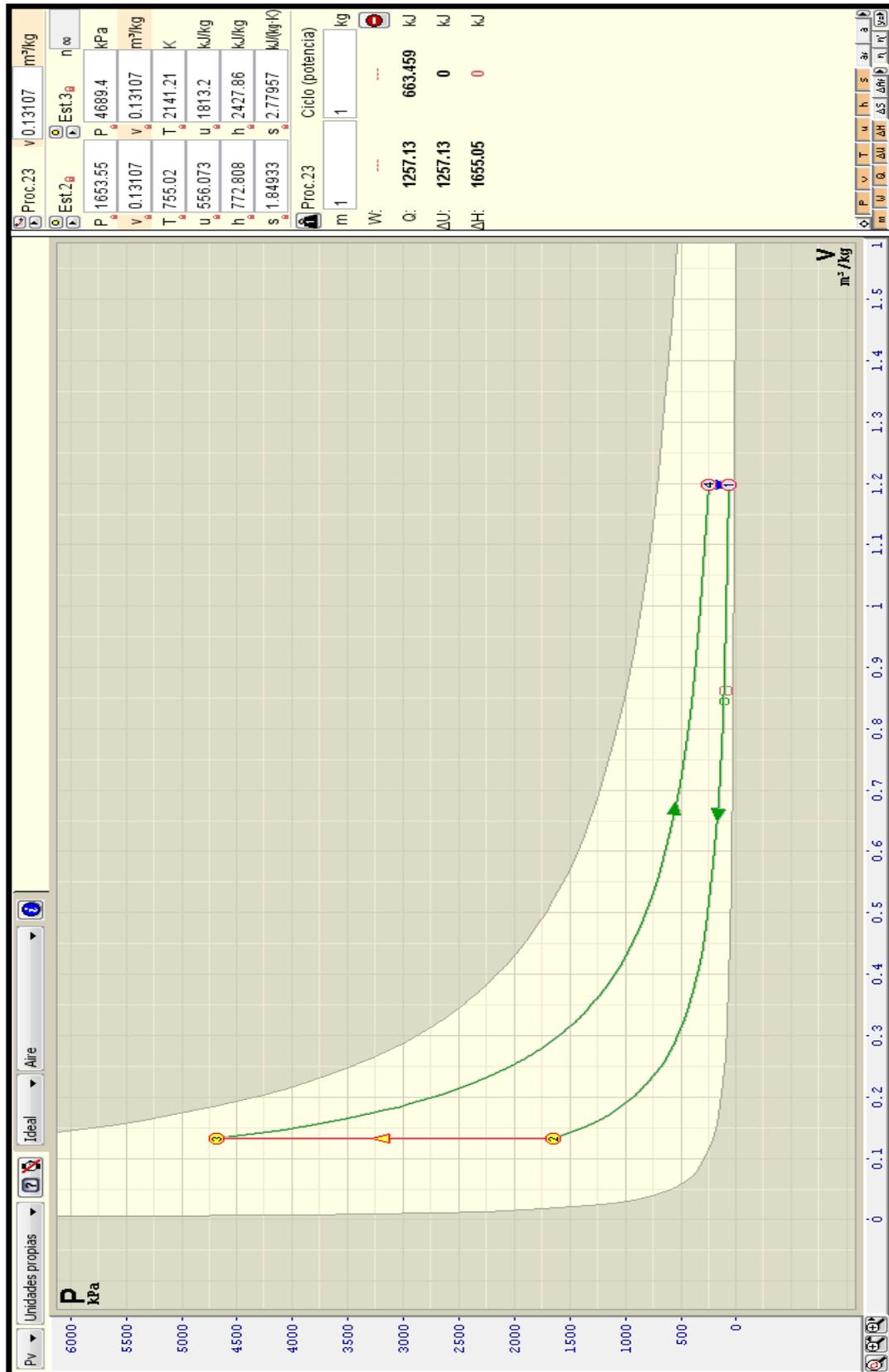


Figura 2.11 Resultados obtenidos en lectura de scanner automotriz de presión

Capítulo III

CÁLCULOS DE ADECUACIÓN DEL SISTEMA DE TURBO ALIMENTACIÓN

3.1 Generalidades

Para un desempeño óptimo de un motor con un sistema de sobrealimentación es necesario realizar una correcta selección del turbo compresor a instalar. Al momento de realizar una correcta elección del mismo, se puede lograr con seguridad un incremento de potencia en el motor de hasta un 50% en relación a la potencia inicial. La correcta elección de un turbo compresor se lo realiza mediante cálculos que nos permiten analizar todos los aspectos que debemos tomar en consideración para modificar los diferentes sistemas del motor; esto con la finalidad de evitar fallas en el mismo y en el funcionamiento del turbo compresor.

Así mismo tenemos que en caso de realizar una mala selección del turbo compresor a utilizar en el motor se presentaran problemas con sobrecalentamiento del mismo; como también presiones y temperaturas de funcionamiento excesivas en el funcionamiento, lo que causa que la vida útil del motor disminuya considerablemente.

3.2 Cálculos para determinar el turbo cargador para el motor

Previo a la realización de cada uno de los cálculos matemáticos; se debe tener muy en claro la siguiente aclaración; al momento de instalar un sistema de sobrealimentación existirá un incremento en la presión del aire como también en la temperatura. A causa de la propia sobrepresión que generara el funcionamiento del turbocompresor.

3.2.1 Análisis de la Relación de Presión

Es la relación de presión que existe entre la presión de salida de aire del turbo (P_2) con la presión de entrada de aire (P_1), los valores de la presión pueden expresarse en bar o en psi. En este caso la relación de presión queda representada por la siguiente ecuación:

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{fórmula 24})^{34}$$

PR = Relación de presión

P_2 = Presión de salida de aire del compresor

P_1 = Presión de entrada de aire al compresor

1 bar = 14,5037 psi

Tomando en cuenta que los fabricantes de turbo cargadores indican un valor constante para la presión de salida de aire del compresor P_2 que oscila de 0,689 bar a 0,8268 bar o lo que es igual de (10 a 12 psi); pero además debemos sumarle a este valor la presión atmosférica a la altura sobre el nivel del mar que nos encontremos, en nuestro caso sería a 2 500 metros sobre el nivel del mar; dando un valor de la presión atmosférica P de 0,746 bar (10,82 psi). Adicional se debe de considerar que debido a restricciones causadas por el filtro de aire y los diferentes conductos de admisión, la presión atmosférica sufre una depresión de 0,0689 bar (1 psi) en la presión de entrada de aire al compresor P_1 . Por lo cual para el siguiente cálculo matemático se toma en cuenta la presión atmosférica P como la presión de admisión P_1 para el turbo compresor tomando en cuenta el valor de depresión:

$$P_1 = 0,746 \text{ bar} - 0,0689 \text{ bar}$$

$$P_1 = 0,6771 \text{ bar}$$

$$P_1 = 9,8204 \text{ psi}$$

³⁴http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/pressure_ratio

Una vez realizado este cálculo podemos proseguir a encontrar el valor de la relación de presión PR; otro punto muy importante que debemos tomar en consideración es que a la presión del turbo es necesario añadirle la presión atmosférica, debido a que los manómetros utilizados por los fabricantes en la medición de la presión del turbo no consideran la presión atmosférica, de esta manera se obtiene valores más reales de presión PR. Con lo cual la ecuación queda definida de la siguiente manera:

$$PR = \frac{P_2 + P}{P_1} \quad (\text{fórmula 25})^{35}$$

Tomando el valor medio del rango de presión que da el fabricante del turbo compresor, el valor de presión a la salida del turbo compresor es en nuestro caso de $P_2 = 0,7579$ bar (10,99 psi)

$$PR = \frac{P_2 + P}{P_1}$$

$$PR = \frac{0,7579 \text{ bar} + 0,746 \text{ bar}}{0,6771 \text{ bar}}$$

$$PR = 2,221$$

3.2.2 Cálculo del Flujo de aire necesario

El valor del flujo de aire necesario es la masa de aire que fluye a través del compresor para luego pasar al múltiple de dimisión del motor. El flujo de aire necesario puede ser expresado en las siguientes unidades kg/s. (lb/min).

$$\text{Flujo de aire necesario} = Pe \times 14,7 \times G_{pe} \quad (\text{fórmula 26})^{36}$$

³⁵http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/pressure_ratio

³⁶http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/choosing_turbo

En donde:

Flujo de aire necesario lb/min.

G_{pe} = Consumo específico de combustible en kg/kW h o lb/HP h.

P_e = Potencia del motor medida en el banco de pruebas en kW o HP

Relación estequiométrica aire/combustible 14,7

El flujo de aire necesario es indispensable para la ubicación en el mapa del turbo cargador y su correcta selección. *“Un punto de vista muy importante que hay tener en cuenta en todos los motores de gasolina con turbocompresores 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.”*³⁷

Transformación de unidades:

$$G_{pe} \left(\frac{lb}{HPmin} \right) = 245,529 \frac{g}{CV-h} \times \left(\frac{1kg \times 2,2046 lb \times 1,013 CV \times 1h}{1\,000g \times 1kg \times 1HP \times 60 min.} \right)$$

$$= 9,1388 \times 10^{-3} \frac{lb}{HPmin}$$

$$N_e = 30,8 Kw \times \frac{1,34102 HP}{1 kW} = 41,3034 HP$$

$$\text{Flujo de aire} \left(\frac{lb}{min} \right) = N_e \times 14,7 \times G_{pe}$$

$$\text{Flujo de aire} \left(\frac{lb}{min} \right) = 41,3034 HP \times 14,7 \times 9,1388 \times 10^{-3} \frac{lb}{HPmin}$$

$$\text{Flujo de aire} \left(\frac{lb}{min} \right) = 5,5487 \frac{lb}{min}$$

Tenemos que tener en cuenta que este valor obtenido del flujo de aire necesario, es con los valores del motor estándar, luego se analizará con el turbocompresor instalado en el motor.

³⁷ <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/Turbo%20Tech%20103>

3.2.3 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.

$$Map = \frac{\text{Flujo de aire} \times R \times (460 + T1)}{\eta_V \times \left(\frac{n}{2}\right) \times V_T} \quad (\text{fórmula 27})^{38}$$

$$\text{Flujo de aire necesario} = 5,5487 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

$$R = \text{“Constante de gases} = 639,6^{39}$$

$$\eta_V = \text{Rendimiento volumétrico} = 0,2421$$

$$n = \text{Revoluciones por minuto a la potencia máxima} = 6\,000 \text{ rpm.}$$

$$T1 = \text{Temperatura del múltiple de admisión (obtenida prácticamente)} = 59 \text{ }^\circ\text{C} \times \frac{9}{5} + 32 = 138,2^\circ\text{F}$$

$$Vt = \text{Volumen total} = 1\,298 \text{ cm}^3 = \frac{1 \text{ plg}^3}{16,3871 \text{ cm}^3} = 79,2086 \text{ plg}^3$$

$$Map = \frac{5,5487 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \times 639,6 \times (460 + 138,2^\circ\text{F})}{0,672 \times \left(\frac{6\,000 \text{ rpm}}{2}\right) \times 79,2086 \text{ plg}^3}$$

$$Map = 13,2948 \text{ psi}$$

$$Map = 0,9169 \text{ bar}$$

Una vez obtenidos estos parámetros, realizamos el cálculo de la relación de presión (PR), considerando las pérdidas de presión que existen entre el compresor y las diferentes uniones que van hacia el conducto de admisión; como la distancia, curvas de conductos y otras restricciones que puede tener el sistema de alimentación. El resultado de la suma de estas pérdidas de presión se la denomina Δp el mismo que tiene un valor medio de pérdida de presión de:

³⁸ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech101

³⁹ <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/PDF/DieselTech.pdf>

$$\Delta p = 2 \text{psi} \text{ ó } 0,137 \text{ bar}$$

Por medio de este dato podemos calcular el valor aproximado que la presión de aire de admisión tendrá supuestamente con el sistema de sobrealimentación.

$$P_{2T} = MAP + \Delta p \quad (\text{fórmula 28})^{40}$$

$$P_{2T} = 13,2948 \text{ psi} + 2 \text{ psi}$$

$$P_{2T} = 15,2948 \text{ psi}$$

$$P_{2T} = 1,0675 \text{ bar}$$

Después de encontrar el valor de P_{2T} , que es la presión que generara el turbo compresor a nuestro motor, el mismo que nos servirá para poder encontrar el incremento de potencia en el motor sobrealimentado. Con lo cual podemos dar lugar a encontrar finalmente la relación de presión (PR).

$$P_1 = 0,6771 \text{ bar}$$

$$PR = \frac{P_{2T}}{P_1}$$

$$PR = \frac{1,0675 \text{ bar}}{0,6771 \text{ bar}}$$

$$PR = 1,5765$$

3.3 La relación A/R (Área /Radio)

“El A/R es una relación que se obtiene al dividir el área interior de la turbina o del compresor en donde se encuentran las volutas (aspas), por el radio de la caracola desde el centro de la misma hasta su lengua, como se indica en la figura 3.1. Los valores de A/R se expresan como .35, .47, .68, .84, 1.00, 1.15, etc. Un A/R pequeño indica un volumen interior de la turbina pequeño y un A/R grande indica un volumen mayor.

⁴⁰ http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/tech_center/turbo_tech101

Por lo cual a menor A/R la respuesta del motor se consigue a pequeñas revoluciones por minuto pero a altas revoluciones no conseguiremos el caudal suficiente para obtener un buen funcionamiento del mismo. Debemos encontrar siempre una solución de compromiso entre obtener una respuesta a las más bajas revoluciones posibles y tener el caudal suficiente durante el funcionamiento a altas revoluciones.”⁴¹

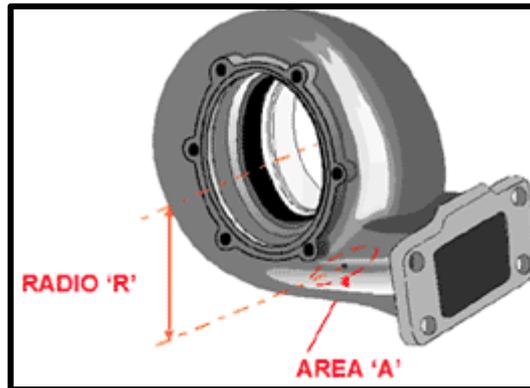


Figura 3.1 Relación A/R

Fuente: http://www.turbomaster.info/turbos/que_es_ar.php

3.4 Cálculo del incremento de potencia

Por medio de este cálculo lograremos tener un valor aproximado del incremento de potencia que el motor obtendrá con la instalación del sistema de sobrealimentación. Para el cálculo del incremento de potencia lo realizamos con la siguiente fórmula y utilizando algunos datos encontrados anteriormente.

$$P_t = P_o \frac{P_{2T}}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_s}}$$

En donde:

P_t = Potencia a 6 000 rpm a 2 500 msnm con el sistema de sobrealimentación.

P_o = Potencia en atmosfera estándar (tabla 2.1) = 61 HP.

P_{2T} = Presión generada por el turbo cargador = 1,0675 bar

p_o = Presión normal de 760 mm de mercurio (tabla 2.2) = 1,013 bar

T_o = Temperatura absoluta = 288 °K.

⁴¹http://www.turbomaster.info/turbos/que_es_ar.php

T_s = Temperatura de salida del aire de admisión después del intercooler =
 $15,8314\text{ }^\circ\text{C} = 288,8314\text{ }^\circ\text{K}$

$$P_t = P_o \frac{P_{2T}}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T_s}}$$

$$P_t = 61\text{ HP} \frac{1,0675\text{ bar}}{1,013\text{ bar}} \sqrt{\frac{288\text{ }^\circ\text{K}}{288,8314\text{ }^\circ\text{K}}}$$

$$P_t = 64,1892\text{ HP}$$

3.5 Gráfica de selección del turbocompresor

Una característica funcional de un turbo compresor, son las gráficas o mapas de compresión en lo cual podemos observar el rendimiento del turbo. Las gráficas pueden ser obtenidas de los diferentes fabricantes de los turbocompresores para con esto realizar una correcta selección de los mismos.

Los mapas brindan una clara descripción de los valores de relación de presión y de flujo de aire necesario para el motor en el cual se piensa aplicar el turbo compresor, dando una clara descripción del turbo en función de eficiencia, flujo de aire, capacidad de aire y la velocidad del eje del turbo.

3.5.1 Descripción de los parámetros presentes en la gráfica de selección del turbocompresor

La gráfica de selección del turbocompresor (figura 3.2), está conformada por diferentes parámetros, unos que ya conocemos y otros describiremos brevemente a continuación para un mayor entendimiento.

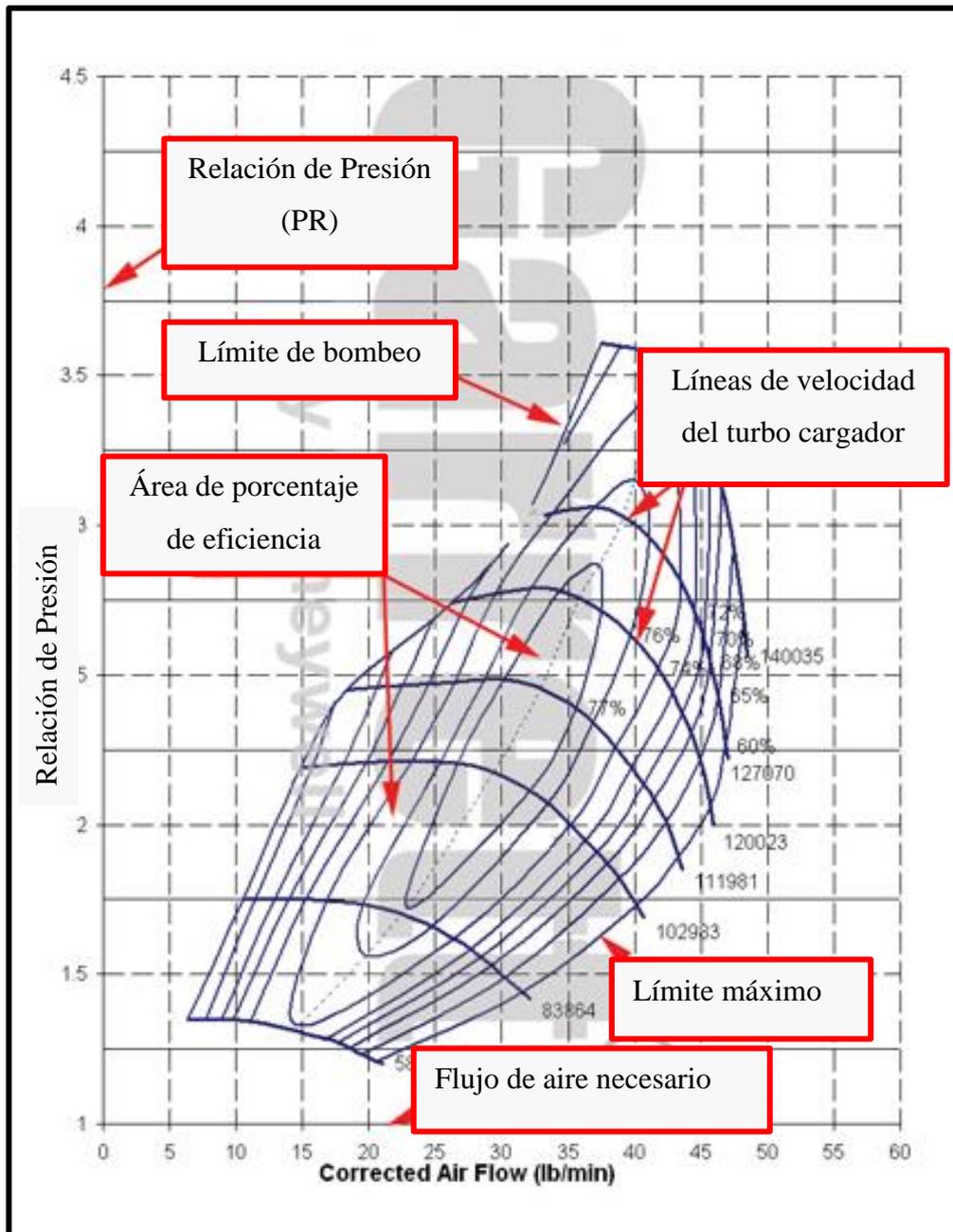


Figura 3.2 Gráfica de selección del turbocompresor
 Fuente: http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/compressor_maps

3.5.1.1 Límite de bombeo

Es la línea que se encuentra al lado izquierdo de la gráfica, la cual limita el turbocompresor; si un punto llega a pasar esta línea nos va indicar un flujo inestable con variaciones altas de presión, por lo cual podría ocasionar graves daños en el turbocompresor a causa de elevadas presiones de funcionamiento. Lo

más idóneo para realizar la selección del turbocompresor es determinar un punto en la gráfica que se encuentre cercano a esta línea y al lado derecho de la misma.

3.5.1.2 Línea de velocidad del turbocompresor

Estas líneas hacen referencia a las velocidades constantes en las que puede estar el eje del turbocompresor en su funcionamiento, estas líneas se encuentran en relación del flujo de presión.

3.5.1.3 Área de porcentaje de eficiencia

Como su nombre mismo lo indica son las áreas concéntricas que indican la eficiencia del turbocompresor, las áreas que se encuentran intermedias representan la mayor eficiencia del turbocompresor.

3.5.1.4 Límite máximo

El límite máximo o también llamado línea de estrangulamiento, es la que delimita la parte derecha de la gráfica la cual determina el punto desde donde empieza la eficiencia a decaer por debajo del 58%, lo que ocasiona una pérdida de flujo de la presión, lo cual indica que el motor necesita un turbocompresor de mayor volumen.

3.5.2 Turbo compresor escogido

Tomando en cuenta los resultados obtenidos (figura 3.4) y sobre todo los valores de la relación de presión $PR = 1,5765$, el flujo de aire necesario $= 5,5487 \frac{lb}{min}$ y adicional teniendo en cuenta los diferentes tipos de turbocompresores que existen en la actualidad y que estén disponibles en nuestro mercado con las características correspondientes para nuestro motor de cilindrada de 1 300 cc y verificando la gráfica de funcionamiento, obtuvimos el turbocompresor más idóneo para nuestro requerimiento. El mismo que se detalla en la siguiente figura 3.3.



Figura 3.3 Turbocompresor seleccionado GT 1548.

Fuente: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger>

3.5.2.1 Características de turbocompresor seleccionado

Dentro de las principales características que presenta el turbocompresor seleccionado están las siguientes:

- Marca: Garrett
- Modelo: GT 1548
- Sistema de refrigeración: refrigerado por aceite.
- Ubicación de la válvula Wastegate: interna
- Caballos de fuerza: 100-200 HP
- Cilindrada: 1,0 L – 1,6 L
- Otras especificaciones: ideal para motocicletas u otros motores de baja cilindrada.

Compressor				Turbine		
Ind Whl Dia(mm)	Exd Whl Dia(mm)	Trim	A/R	Whl Dia(mm)	Trim	A/R
37.20	48.00	60	0.48	41.20	72	0.35

Tabla 3.1 Dimensiones del compresor y turbina.

Fuente: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger>

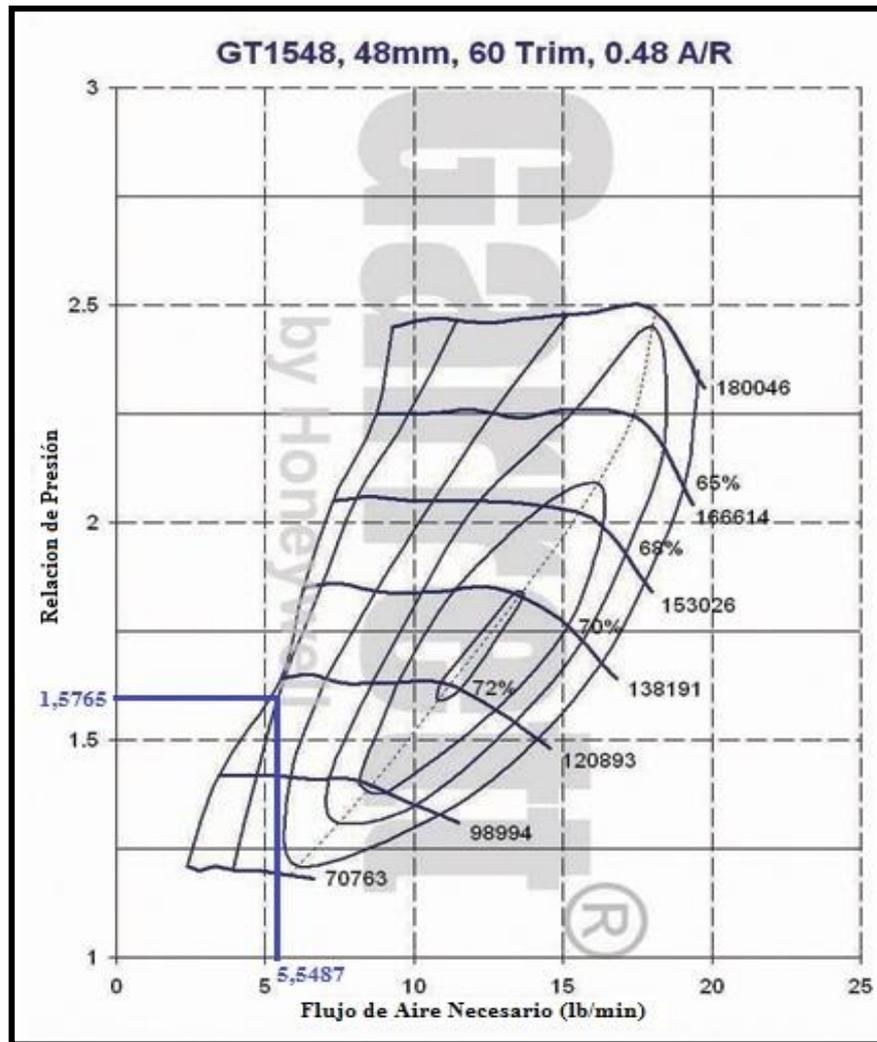


Figura 3.4 Rendimiento del mapa del turbocompresor seleccionado.
Fuente: <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/turbocharger>

3.6 Selección del intercambiador de calor

Es uno de los elementos muy importantes para optimizar el rendimiento de un motor, la instalación de un intercambiador de calor (intercooler) nos aporta con diferentes beneficios como el incremento del nivel de potencia, un ahorro en el consumo de combustible y un motor funcionando con unas temperaturas más equilibradas. El intercooler es un intercambiador térmico (figura 3.5), cuyo funcionamiento es similar al de un radiador de agua convencional, cuyo trabajo es disminuir la temperatura del agua de refrigeración del motor por medio de transferencia de calor haciendo pasar flujo de aire a una temperatura ambiente, por otro lado el intercooler disminuye la elevada temperatura del aire de admisión ocasionada por pasar por el turbocompresor.



Figura 3.5 Intercooler del Hyundai H1

Fuente: <http://www.takora.cl>

3.6.1 Cálculo de la temperatura de admisión con el turbocompresor

Debido a la instalación del sistema de sobrealimentación, el aire de admisión sufre un cambio en su temperatura T_1 de 271,85 °K a 2 500 msnm (Tabla 2.2). Adicional de esta variación la presión ya no será la atmosférica si no la presión que el turbo compresor genera P_2 . Para encontrar la temperatura de admisión T_2 podemos realizar el siguiente cálculo:

$$T_{2T} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1-\frac{1}{x}} \times T_1 \quad (\text{fórmula 29})^{42}$$

En donde:

T_{2T} = Temperatura de admisión del motor sobrealimentado en °C (°K).

T_1 = Temperatura teórica del aire a 2 500 metros sobre el nivel del mar en 271,85 °K

P_{2T} = Presión de salida del aire del compresor en bar o psi = 15,2948 *psi*

P_1 = Presión de entrada de aire al compresor en bar o psi. =9,8204 *psi*

x = Exponente adiabático, en nuestro caso se toma un valor en relación al obtenido de la relación de presión $PR = 1,5765$

⁴² Millares de Imperial. Juan. Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos, 1989, Pág. 19.

$$T_{2T} = \left(\frac{15,2948 \text{ psi}}{9,8204 \text{ psi}} \right)^{1 - \frac{1}{1,5765}} \times 271,85 \text{ °K}$$

$$T_{2T} = 319,6628 \text{ °K} - 273$$

$$T_{2T} = 46,6628 \text{ °C}$$

3.6.2 Grado de intercambio de calor (Φ)

El intercambiador de calor “ Φ ” en el intercooler es muy importante; ya que, relaciona la refrigeración de aire de admisión a la variación de temperatura de admisión (aire de refrigeración). El intercambio de calor puede tomar en los vehículos valores entre 0,4 a 0,7; cuya ecuación está definida por las temperaturas de admisión y de salida como se indica a continuación.

$$\Phi = \frac{(T_{2T} - \Delta T)}{(T_{2T} - Ta)} \quad (\text{fórmula 30})^{43}$$

En donde:

Φ = intercambio de calor, valor tomado de los parámetros = 0,5

T_{2T} = temperatura de entrada de aire de admisión al intercooler = 46,6628 °C

ΔT = valor de refrigeración del intercambiador de calor

Ta = temperatura del aire que atraviesa el intercooler, valor tomado en referencia a los parámetros del fabricante = 15 °C

Despejando ΔT de la ecuación

$$\Delta T = T_{2T} - \Phi(T_{2T} - Ta)$$

$$\Delta T = 46,6628 \text{ °C} - 0,5(46,6628 \text{ °C} - 15 \text{ °C})$$

$$\Delta T = 30,8314 \text{ °C}$$

⁴³ Bosch. Robert, Manual de la Técnica del Automóvil, Pág. 421.

3.6.3 Cálculo de la temperatura de salida del intercooler

Realizando una relación entre la temperatura de entrada del intercooler T_{2T} menos el valor de refrigeración ΔT , de esta manera podemos encontrar el valor de la temperatura de salida T_s del intercambiador de calor.

$$T_s = T_{2T} - \Delta T$$

$$T_s = 46,6628 \text{ } ^\circ\text{C} - 30,8314 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_s = 15,8314 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.7 Sistema de refrigeración de aceite

El aceite en los motores sobrealimentados realiza un trabajo mucho más extremo (duro), esto se debe a las altas temperaturas de funcionamiento del turbocompresor, por lo que el aceite debe asegurar las funciones de lubricar y refrigerar. Los aceites utilizados en motores sobrealimentados deben de cumplir con condiciones más exigentes que las de los motores atmosféricos.

Debido a estas exigencias los motores turboalimentados presentan un cárter de aceite de mayor capacidad para tener una provisión adicional de aceite para la lubricación del turbocompresor. También habitualmente se instala un enfriador de aceite como ayuda adicional para el sistema de refrigeración del motor, de esta manera se logra reducir la temperatura del aceite antes de que este retorne al cárter. La cantidad de aceite a utilizar viene definida por la cilindrada del motor, por eso para elegir un radiador de aceite (figura 3.6), deberemos tomar en cuenta el volumen de aceite que se necesita refrigerar, a una mayor cilindrada necesitara una mayor cantidad de aceite y refrigeración. Existe una forma de clasificar a los radiadores por su tamaño, para lo cual se toma en cuenta el número de líneas, las cuales son las secciones que los radiadores poseen por donde el lubricante fluye. Por lo tanto un radiador con mayor cantidad de líneas tendrá un mayor tamaño y eficiencia de refrigeración.



Figura 3.6 Radiador de Aceite

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN DEL BANCO Y SUS COMPONENTES

4.1 Generalidades

Determinado el turbocompresor que se va a utilizar en nuestro proyecto, como cada uno de los elementos adicionales que forman parte del sistema de sobrealimentación del motor; se da lugar a la instalación de cada uno de estos elementos. Utilizando ciertos criterios técnicos y de seguridad, con la finalidad de conseguir los mejores resultados y evitar posibles accidentes y fallas durante este proceso. Así mismo se detallará el porqué de la ubicación de cada uno de los elementos en el motor como también las modificaciones realizadas en los diferentes sistemas auxiliares. Como consecuencia de la instalación del sistema de sobrealimentación.

4.2 Consideraciones para la modificación de los elementos internos del motor

Dentro de las principales consideraciones a tomar, previo a la modificación a realizar en un motor sobrealimentado, es el incremento de presión que existe dentro del mismo lo cual se manifiesta con una mayor fuerza de empuje sobre la cabeza de cada uno de los pistones del motor. En el caso de motores sobrealimentados que son utilizados en competición; se trata de motores que trabajan bajo exigencias extremas a revoluciones muy elevadas; razón por lo cual, los fabricantes de este tipo de motores realizan ciertos procesos metalúrgicos en elementos como: Pistones, bielas, chapas de bancada, etc. A fin de elevar su dureza y durabilidad.

Para nuestro caso la presión teórica que nos entregara el turbocompresor es de 1.0675 bar y este valor al realizar un análisis comparativo con el de la presión al nivel del mar (0 msnm), tiene un incremento mínimo. Razón por la cual las modificaciones internas del motor estarían por demás; ya que, con la instalación del sistema de sobrealimentación se conseguirá corregir la pérdida de presión existente a causa de la altura sobre el nivel a la cual nos encontramos (2 500 m).

4.3 Modificaciones del sistema de admisión

Uno de los principales problemas presentes en los motores sobrealimentados, como ya se lo dijo en capítulos anteriores; es la excesiva temperatura existente en la cámara de combustión, donde puede llegar alcanzar valores de hasta 3 000 °C durante la explosión de la mezcla. Los gases resultantes de esta explosión son evacuados hacia el exterior con temperaturas cercanas a los 1 000 °C, por medio de los colectores; los mismos que inciden sobre la turbina del turbocompresor por lo cual terminan por calentar los gases de admisión que son movidos por medio del compresor. Elevando así, su temperatura por encima de la temperatura ambiente.

A causa de este inconveniente es que se presenta un incremento de temperatura en el motor y mediante el uso del sistema tradicional de enfriamiento resulta casi imposible conseguir resultados óptimos de enfriamiento; por lo cual, se crea la necesidad del uso de elementos adicionales con la finalidad de poder corregir este problema.

Uno de los sistema más usados y eficaces en la actualidad para corregir esta deficiencia, es el uso de los llamados intercooler, que no es otra cosa que un intercambiador de calor mediante el cual se consigue una refrigeración del aire de la admisión del motor. El uso de este elemento asegura un periodo de funcionamiento del turbocompresor continuo y evita la presencia de detonaciones producidas a causa del incremento de temperatura en el aire.

Otro de los inconvenientes presentes en los motores sobrealimentados es el incremento de la presión en el interior de los cilindros a causa del propio funcionamiento del turbocompresor; por esta situación es de suma importancia el uso de ciertos elementos capaces de soportar el incremento de estos dos importantes parámetros como son: la temperatura y la presión.

En la instalación de nuestro sistema de sobrealimentación haremos uso de los siguientes elementos: Enfriador de aire (Intercooler), cañerías de aluminio que ayuden a disipar con más eficacia el calor, juntas de caucho capaz de soportar la presión, cañerías, bridas y filtro de aire Cónico. Adicional a estos elementos se deben de incorporar dispositivos de seguridad que controlen el perfecto funcionamiento del sistema; tales como: Indicadores y reguladores de presión (figura 4.1).



Figura 4.1 Elementos del sistema de Admisión.

Fuente: http://brasil.acambiode.com/produto_7554758684659635457620800904629.html

4.3.1 Enfriador de aire (Intercooler)

Para mejorar el rendimiento del motor sobrealimentado la solución más factible es la instalación de un intercambiador de calor (intercooler), que tiene como objetivo refrigerar el aire que proviene del turbocompresor antes de ingresar a la cámara de combustión, entre 40° y 50° C. La correcta refrigeración del aire que ingresará al motor nos dará una mayor densidad que el aire caliente al ocupar un volumen más reducido que este. Por lo que se puede llenar con mayor cantidad de aire refrigerado los cilindros, con esto también se consigue aumentar la cantidad de oxígeno en la mezcla de aire-combustible.

Debido a todas estas prestaciones que nos brinda el intercooler la relación de compresión tiene un aumento así como el rendimiento de un 25% respecto a un motor sobrealimentado que no incorpore en su sistema un intercooler. A continuación se indica la disposición que toma el intercooler instalado en nuestro sistema de sobrealimentación (figura 4.2).



Figura 4.2 Enfriador de aire (Intercooler)

4.3.2 Cañerías de aluminio

El diseño del diámetro de estas cañerías depende directamente del tipo de turbocompresor que se instale, para que de ésta manera no existan pérdidas de ningún tipo, como suelen ser el caso de las pérdidas de presión y de una disminución de caudal en el ingreso de aire. En nuestro caso el turbocompresor seleccionado fue el turbo Garrett GT 1548, A/R=0,48. Cuyo diámetro de salida del compresor es 48,00 mm; por lo cual el diámetro de la cañería de aluminio que debe de ser utilizado es igual ha dicho diámetro $\pm 0,5''$ (12,7 mm) de tolerancia que son permisibles en la misma. Por lo cual el diámetro de las cañerías que se deben de utilizar oscilan entre 35,3 y 60,70 mm, siendo estos los valores que deben de respetarse; ya que, si se utiliza una cañería de mayor diámetro el sistema jamás llega a presurizarse y por otra parte si el diámetro es menor puede haber una restricción en cuanto al flujo de aire.

4.3.3 Filtro de Aire

Se trata de dispositivos que tienen características constructivas que les permite eliminar partículas sólidas como polvo, polen y bacterias del aire. Los filtros de aire encuentran una utilidad allí donde la calidad del aire es de relevancia, razón por la cual su uso ha sido de suma importancia en aplicaciones como: motores de combustión interna, compresores de gas, compresores para bombonas de aire, turbinas de gas, etc.

Los filtros de aire se clasifican de acuerdo a los diversos materiales de construcción que existen; en nuestro motor se utilizara un filtro de aire cónico; ya que, presenta la peculiaridad de ofrecer una resistencia mínima al fluido del aire. Adicional tienen la ventaja de lograr un incremento de potencia de entre 3 a 5 CV de potencia debido al gran flujo que pueden brindar. A continuación se indica la disposición que toma este elemento dentro del motor (figura 4.3).



Figura 4.3 Filtro de aire cónico

4.3.4 Válvula de alivio o blow off

A causa del funcionamiento del motor en su diferente régimen de revolución la mariposa de aceleración toma ciertas posiciones de acuerdo a las diferentes etapas de funcionamiento del motor; por esta razón, el motor presenta ciertas variaciones de presión. El principal inconveniente radica cuando la mariposa de aceleración está cerrada; ya que, la turbina continua trabajando a revoluciones de funcionamiento muy elevadas por lo cual el compresor continúa enviando aire comprimido y al encontrar la mariposa cerrada que es la zona por donde circula el

aire hacia el interior de los cilindros, se genera una alta sobre presión dentro del múltiple, por lo cual tiende a frenar el giro de funcionamiento de la turbina. Es por esta razón que tiende a generarse roturas en las cañerías, como también demoras en la reacción entre cambio de marchas. Con la finalidad de evitar los daños y fallos antes mencionados se instala en el sistema de sobrealimentación una válvula de alivio (Blow off); la cual es la encargada de regular que la presión en los conductos no sobrepase valores tolerables en la misma. Para nuestro caso esta válvula toma la siguiente disposición (figura 4.4).



Figura 4.4 Instalación de válvula de alivio (blow off)

4.3.5 Indicadores de panel de instrumentos

Como se indicó anteriormente, dentro de los elementos instalados en un sistema de sobrealimentación se deben de incluir ciertos indicadores que aseguren y censen el correcto funcionamiento del motor. Dentro de los principales parámetros a mantener en constante inspección durante el funcionamiento del motor sobrealimentado; tenemos en primer lugar la presión de funcionamiento que debe generar el turbocompresor; como también, la temperatura del aceite.

En cuanto a la presión de funcionamiento del turbocompresor, se debe tener la precaución de que el mismo no trabaje generando una excesiva sobre presión de trabajo; por cuanto si sucede lo antes expuesto puede crear graves daños en el motor; como también en los conductos de sobrealimentación. Por otra parte se tiene que en caso de tener una presión de trabajo del turbo muy baja se van a generar fallos en el funcionamiento del motor; como es el caso de pérdidas de potencia.

Así mismo tenemos que debe existir un control constante de la temperatura del aceite; ya que, del mismo depende la correcta lubricación que existe en el motor, como también en cada uno de los elementos que conforman el sistema de sobrealimentación. Se debe tener muy en cuenta que los periodos de drenaje (mantenimiento) a realizar en motores sobrealimentados, se deben realizar en forma periódica y de acuerdo a un correcto plan de mantenimiento; con la finalidad de no sobrepasar la vida útil del lubricante. Asegurando así el correcto funcionamiento del sistema de lubricación del motor. En nuestro caso como elementos de seguridad se incorpora un indicador de presión; como también una de temperatura de aceite (figura 4.5).



Figura 4.5 Indicadores de temperatura del aceite y presión del sistema sobrealimentado

4.3.6 Flujo de funcionamiento en sistema sobrealimentado

Luego de haber realizado el proceso de instalación y modificación de cada uno de los elementos que conforman el sistema de admisión de aire en nuestro sistema de sobrealimentación (figura 4.6), se da lugar a una breve explicación en cuanto a su flujo de funcionamiento de acuerdo a la función que cumplen sus diferentes elementos.

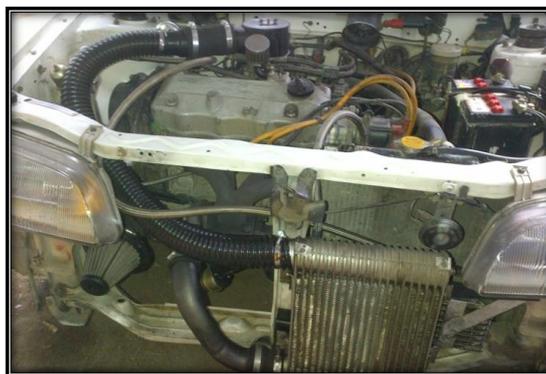


Figura 4.6 Disposición de elementos de sobrealimentación en motor

Una vez que el motor entra en funcionamiento (figura 4.7), realiza una aspiración de aire desde el exterior por medio del filtro cónico 1, luego de pasar por este elemento circula por medio del compresor del turbo 2 y se dirige hacia el intercooler 3: lugar donde recibirá cierta refrigeración para luego continuar su flujo hasta el múltiple de admisión de aire y con este concluir su recorrido. Esta situación sucede cuando las revoluciones del motor son bajas y el funcionamiento el turbocompresor pasa casi desapercibido.

Por otra parte tenemos que cuando el motor ha incrementado su régimen de revoluciones; de la misma forma los gases a la salida de la cámara de combustión incrementan su velocidad, razón por la cual al incidir sobre la turbina del turbo 2, lo hacen con una mayor rapidez obligando así al compresor a ingresar aire a presión dentro del sistema; el mismo que luego de pasar por el turbo 2 se calienta y al continuar su flujo por medio del intercooler 3 se refrigerara para alcanzar una temperatura optima previo a su ingreso al motor. A continuación se presenta un esquema en el cual se puede apreciar el flujo de aire dentro del sistema, el mismo que mediante colores representa las temperaturas que alcanza el aire en cada una de las etapas durante su recorrido previo a ser mezclado con el combustible dentro del motor.



Figura 4.7 Flujo de circulación de aire en sistema de admisión sobrealimentado
Fuente: http://www.archivedsites.com/techlink_apanish/2010/09/chevrolet-cruze-2011.html

4.4 Modificación del sistema de escape

Es de suma importancia tener muy en cuenta que el funcionamiento del sistema de escape de gases en los motores atmosféricos es muy diferente, que el de los motores sobrealimentados; ya que, en estos últimos el correcto funcionamiento del elemento sobre alimentador depende directamente de características constructivas que permitan una evacuación rápida de los gases evitando al mismo tiempo pérdidas de presión.

4.4.1 Múltiple de Escape

Es el elemento por medio del cual circulan los gases de combustión desde el interior de la cámara de combustión hacia la turbina del turbo compresor. Adicional es el cuerpo donde se fija el turbocompresor. Este elemento se fija a la culata por medio de pernos y tuercas. Nuestro motor en sus condiciones iniciales presentó la siguiente disposición (figura 4.8):



Figura 4.8 Múltiple de escape

Previo al montaje del turbocompresor; en nuestro caso se realizó modificaciones en cuanto a la construcción del múltiple de escape (figura 4.9); con la finalidad de poder construir una base que aloje en forma correcta al turbocompresor y a su vez asegure el correcto funcionamiento del mismo. Como parte de las modificaciones realizadas en el mismo, se citan las siguientes imágenes. Como se puede observar se realizó la construcción de la placa de asentamiento para nuestro turbo; considerando que posteriormente se realizarán la instalación de los demás elementos; por lo cual se dejó las holguras necesarias para ello.



Figura 4.9 Construcción de múltiple de escape



Figura 4.10 Construcción de múltiple de escape y base del turbo



Figura 4.11 Múltiple de Escape Modificado

4.4.2 Tubo de escape

Como su nombre claramente lo señala este elemento es el encargado de realizar la evacuación de los gases de escape; una vez que han pasado por la turbina del turbocompresor; para luego transportarlos por medio de un elemento silenciador hacia el exterior (figura 4.12).



Figura 4.12 Tubo de escape con silenciador

Dentro de sus principales características constructivas, debe ser capaz de evacuar en su totalidad los gases de escape hacia el exterior sin presentar restricción alguna en el flujo de los gases; ya que, de ser así causara que el motor presente pérdidas de potencia e incremento de temperatura durante su funcionamiento. Otra de las características constructivas es la de poseer una sección en la cual se pueda alojar el sensor de oxígeno correspondiente en el caso de los motores a inyección. Como también en su constitución debe de incorporar una junta flexible; capaz de absorber la mayor parte de la vibración que transfiere el motor al tubo de escape durante su funcionamiento. Con lo cual se asegura que el múltiple de escape no sufrirá ningún tipo de esfuerzo. En nuestro caso fue necesario realizar ciertas modificaciones en el tubo de escape; iniciando las mismas en la zona con la cual se acopla a la turbina del turbocompresor, zona de evacuación de los gases de escape (figura 4.13).



Figura 4.13 Acoplamiento del tubo de escape al turbo

Luego de realizar esta adecuación al sistema de escape de nuestro motor; se procedió a la construcción de la sección de acoplamiento de sensor de oxígeno (figura 4.14). Como se explicó anteriormente dentro de la constitución del tubo de escape; el mismo presenta la peculiaridad de incorporar una zona flexible (figura 4.15); encargada de absorber la mayor cantidad de vibración como le sea posible entregada por parte del motor.



Figura 4.14 Tubo de escape con sensor de oxígeno



Figura 4.15 Zona flexible de tubo de escape

4.5 Modificaciones del sistema de refrigeración de aire

En cuanto a la modificación a realizar dentro del sistema de refrigeración del aire que ingresa al motor, luego de haber pasado por el compresor del turbo. Tenemos la instalación de los intercambiadores de calor o mejor conocidos como Intercooler. La instalación y funcionamiento de los mismos está claramente descrita en las modificaciones a realizar en el sistema de admisión de aire; dentro de este mismo capítulo. Por lo cual en cuanto a modificaciones a realizar en este sistema ya se encuentran realizadas para nuestro caso. De igual manera la selección del intercooler a utilizar en nuestro sistema de sobrealimentación se realizó en el capítulo 3.

4.6 Modificaciones en el sistema de lubricación

Como se ha descrito anteriormente este es uno de los sistemas más relevantes dentro del funcionamiento de un motor de combustión interna. Para el caso de motores que tienen instalados sistemas de sobrealimentación; este sistema cumple funciones mucho más exigentes que las de los motores atmosféricos. En los motores sobrealimentados el sistema de lubricación se encarga de lubricar los elementos internos del motor y adicional de mantener y asegurar una correcta lubricación del sistema de sobrealimentación.

Debido a las altas revoluciones que puede alcanzar el turbocompresor durante su funcionamiento tiende a elevar su temperatura de funcionamiento. Por este motivo el sistema de lubricación debe tener la capacidad de asegurar una capa de aceite entre los cojinetes del mismo; ya que, de no ser este el caso el eje del turbocompresor se fundiría a los cojinetes por la alta fricción existente. En nuestro caso se realizarán ciertas modificaciones en el sistema de lubricación, a fin de asegurar una correcta lubricación del motor y del sistema de sobrealimentación. Como parte de las modificaciones que se realizarán; está presente la instalación de un nuevo kit de refrigeración de aceite el cual incluye un radiador y adicional modificaciones en el cárter del motor.

4.6.1 Kit de refrigeración de aceite

Previo a la instalación del radiador de aceite, se tienen que realizar ciertas modificaciones en cuanto a la disposición de cañerías y acoples para su funcionamiento; ya que, en los motores que vienen instalados sistemas de sobrealimentación de fábrica tienen dispuestas las entradas y salidas para las cañerías de lubricación, lo cual no ocurre en nuestro caso. Para realizar la instalación de nuestro nuevo circuito de lubricación, se hará uso de elementos externos que existen de venta en nuestro mercado local (figura 4.16). Por lo cual mediante el uso de los mismos se puede conseguir la instalación del sistema de sobrealimentación sin problema alguno.

Dentro de los elementos que forman parte de este Kit tenemos los siguientes:

- Dos acoples
- 4 Mangueras de alta Presión
- Radiador de Aceite



Figura 4.16 Acople fijo al block del motor



Figura 4.17 Acople para filtro de aceite y cañerías de presión



Figura 4.18 Ubicación de radiador de aceite en sistema de sobrealimentación

Como se puede observar la disposición del filtro de aceite (figura 4.17), luego de la instalación del Kit de lubricación en el sistema de sobrealimentación ha variado respecto a su ubicación frecuente; ya que, gracias a la instalación de este Kit se puede llevar a una zona dentro del compartimento motor (figura 4.18), mediante la cual permita un fácil acceso al mismo para los futuros mantenimientos correspondientes que deberán de realizarse en el sistema. A continuación se da lugar a la explicación del flujo de funcionamiento de acuerdo a la disposición de cada uno de los elementos dentro del motor (figura 4.19).

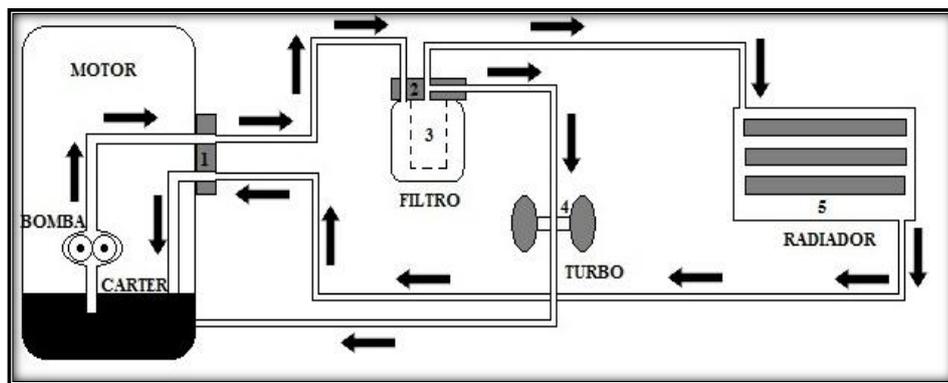


Figura 4.19 Sistema de lubricación de motor sobrealimentado

Por medio de los acoples 1 y 2 podemos reubicar el filtro de aceite 3 en cualquier otro lugar, de acuerdo a nuestra conveniencia. El acople 1 se enrosca en la zona donde se ubica originalmente el filtro de aceite 3, la bomba de aceite encargada de generar la presión conecta mediante cañerías de presión el acople 1 con el 2, lugar donde se encuentra acoplado el filtro de aceite 3. El aceite circula entonces por medio del filtro. En el acople 2 adicional al soporte del filtro presenta en su constitución dos salidas de aceite, una que se dirige hacia el turbo compresor 4 y otra hacia el radiador de aceite 5. La salida del radiador de aceite 5 se conecta con el acople 1 por medio de una cañería de presión; mientras tanto el retorno del aceite del turbocompresor 4 se dirige directamente hacia el cárter del motor.

4.6.2 Radiador de aceite

Las temperaturas de funcionamiento que puede alcanzar un turbocompresor son muy altas debido a su contacto directo con los gases de escape durante su trabajo; por esta razón el aceite que circula por el turbo alcanza temperaturas críticas, lo cual conlleva a que tienda a perder sus propiedades lubricantes. Por efecto de lo antes mencionado se crea la necesidad de la incorporación de un sistema capaz de contrarrestar este efecto; lo cual se logra gracias a la instalación de un radiador de aceite; que no es otra cosa que un intercambiador de calor.

Su funcionamiento radica en permitir que el calor del aceite se transfiera al aire que atraviesa por su estructura durante el funcionamiento del motor. Por este motivo la instalación de este elemento siempre debe ser en la parte frontal del vehículo a fin de aprovechar el flujo de aire que se va a generar de acuerdo a la velocidad que adopta el vehículo durante sus diferentes etapas de funcionamiento. Para realizar la selección del tipo de radiador a ser utilizado; nos basaremos en la siguiente tabla 4.1, la misma que presenta las siguientes opciones y características de acuerdo a la cilindrada del motor en el cual pretenda instalarse.

CARACTERÍSTICAS DE LOS RADIADORES DE ACEITE				
Número de Líneas	Capacidad de Lubricante	Cilindrada		Enfriamiento
		De	Hasta	°C
7	0,14 L	1 000	1 300	27 a 32
8	0,16 L	1 300	1 500	28 a 33
9	0,18 L	1 500	1 700	29 a 34
10	0,20 L	1 700	1 900	30 a 35
13	0,26 L	1 900	2 100	30 a 35
16	0,32 L	2 100	2 300	30 a 35
19	0,38 L	2 300	2 500	30 a 35
25	0,50 L	2 500	3 000	30 a 35
34	0,68 L	3 000	3 500	30 a 35
44	0,88 L	3 500	4 000	32 a 37
50	1,00 L	4 000	o Mas	32 o 37

Tabla 4.1 Características de los radiadores
Fuente: www.mecanivirtual.com

Como se puede observar la selección del radiador de aceite se basa directamente en función de la cantidad de lubricante que puede refrigerar o almacenar, de acuerdo al tamaño del motor; ya que, en el caso de los motores de mayor tamaño su cárter presentara un mayor cuerpo por lo cual alojara un volumen más considerable de aceite, lo cual obliga a realizar la selección de un radiador de mayor tamaño. Adicional los radiadores de aceite también se los reconocen por su tamaño o número de líneas, lo cual quiere decir que entre mayor sea la cantidad de líneas que posea; su tamaño de igual manera será mayor.

En nuestro caso se selecciona un radiador de aceite de 8 líneas, por cuanto la cilindrada de nuestro motor es de 1 300 CC. El mismo que presenta una capacidad de refrigeración de entre 28 a 33 °C. En el momento en que se instale el radiador de aceite en nuestro motor se debe tener presente que su capacidad de lubricante es de 0,16 L; por lo cual se debe de adicionar a la cantidad de lubricante de consumo usual de nuestro motor dicha cantidad.

4.6.3 Modificación del cárter

Como se explicó anteriormente, el cárter es el elemento encargado de almacenar todo el aceite con el cual trabaja el motor, la principal diferencia entre el cárter de un motor atmosférico y un sobrealimentado; radica en su capacidad de almacenamiento. En el caso de los motores que tienen instalados sistemas de sobrealimentación; el cárter viene diseñado de forma tal, que tenga una característica constructiva especial de poder en su estructura presentar un mayor almacenamiento en cuanto al aceite con el cual va a trabajar el motor.

Para nuestro caso una vez instalado el sistema de sobrealimentación, la modificación que realizamos en este elemento (figura 4.20), es la adaptación de una zona por la cual se pueda ingresar aceite directamente sin que presente restricción alguna; esto con la finalidad de poder retornar al sistema de lubricación el aceite que pasa por el turbo compresor luego de cumplir su trabajo.



Figura 4.20 Modificación de cárter

CAPÍTULO V

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SOBREALIMENTADOR EN EL MOTOR OTTO

5.1 Generalidades

Una vez realizada la instalación del sistema de sobrealimentación en el motor, se da lugar a realizar cada una de las pruebas y cálculos necesarios; con la finalidad de establecer las diferencias existentes entre el motor con sus características iniciales respecto de sus condiciones finales. Determinando así cuanto es el incremento de potencia existente en el motor luego de instalar el sistema de sobrealimentación y entrar en funcionamiento a la altura a la que se encuentra la ciudad de Cuenca (2 500 msnm).

5.2 Consumo específico de combustible (G_{pe}) a 2 500 metros de altura

Como se indicó en los cálculos iniciales, el consumo específico de combustible indica el consumo en gramos de combustible que se aportan al motor por cada caballo-hora (CV/h) de potencia útil entregada por el mismo. Tomando la fórmula 10, tenemos que el consumo de combustible que presenta el motor en sus condiciones finales el siguiente:

$$G_{pe} = \frac{632\,300\text{cal}}{Q_e \eta_u} \text{ en } g/CV - h$$

Dónde:

G_{pe} = Consumo específico de combustible a 2 500 metros de altura

Q_e = Poder calorífico de la gasolina (10 550 kcal/kg).

η_u = Rendimiento útil a 2 500 metros de altura.

Para proceder con este cálculo se necesita conocer el valor del rendimiento útil, por lo cual se da lugar al cálculo del mismo.

5.2.1 Cálculo del rendimiento útil del motor (η_u)

Previo a realizar el cálculo del rendimiento útil se debe tener en cuenta la altura sobre el nivel del mar a la cual está trabajando el motor. Para nuestro caso particular es de 2 500 msnm, por ser esta la altura a la que se encuentra ubicada la ciudad de Cuenca. Otro de los factores de suma importancia es el rendimiento del diagrama (η_d); que no es otra cosa que la relación entre la superficie del diagrama real y la superficie del diagrama teórico. Esta relación alcanza valores porcentuales de entre 75 y 90% (tabla 5.1). En nuestro cálculo tomamos un valor mínimo de 75%.

Mediante la fórmula 9 podemos obtener este valor, quedando de la siguiente forma:

$$\eta_u = \eta_t \times \eta_d \times \eta_m$$

Dónde:

η_t = Rendimiento térmico del motor a 2 500 msnm

η_d = Rendimiento del diagrama

η_m = Rendimiento mecánico

El rendimiento térmico del motor (η_t) viene determinado en forma directa por la relación de compresión que presenta el mismo. En nuestro caso, la relación de compresión final que presenta el motor es igual que la inicial. Por cuanto no se realizó ninguna modificación; ya que, no fue necesario hacerlo. En este caso el rendimiento térmico de nuestro motor en sus condiciones finales es igual que el rendimiento que presento en sus condiciones estándar 40.95%.

TIPO DE MOTOR		η_m
Cuatro tiempos	Gasolina	0,8 a 0,9
	Diesel	0,75 a 0,85
Dos tiempos	Gasolina	0,85 a 0,95
	Diesel	0,85 a 0,90

Tabla 5.1 Rendimiento mecánico según el tipo de motor
Fuente: Sanz González, Ángel, Tecnología de la automoción 2.2, p. 72.

La fórmula 4 mediante la cual se puede obtener este valor es la siguiente:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

Dónde:

η_m = Rendimiento mecánico

P_e = Potencia efectiva

P_i = Potencia indicada

5.2.2 Cálculo de potencia efectiva (P_e)

La potencia efectiva; es la medida del trabajo realizado por el motor en un determinado periodo de tiempo. Se la puede medir empleando un dispositivo frenante que al aplicarse al eje del motor, se opone al par motor, permitiéndonos de esta forma medir su valor.

Para obtener el valor de la potencia efectiva se debe aplicar la fórmula 5:

$$P_e = \frac{Md \times n}{9550}$$

Dónde:

P_e = Potencia efectiva

Md =Par motor = 155,1 Nm.

n = Número de revoluciones = 2 860 rpm

$$Pe = \frac{Md \times n}{9550}$$

$$Pe = \frac{155,1 \text{ Nm} \times 2860 \text{ rpm}}{9550}$$

$$Pe = 46,45 \text{ kW}$$

5.2.3 Cálculo de potencia indicada (P_i)

Esta potencia es la que ocurre realmente en el interior del cilindro por la fase de combustión de la mezcla; en nuestro caso la potencia indicada se la obtuvo mediante la medición que nos entregó el banco dinamométrico; cuyo valor es: $P_i = 46,4 \text{ kW}$. Luego de obtener los valores de potencia efectiva e indicada, se da lugar al cálculo del rendimiento mecánico de nuestro motor en sus condiciones finales.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

$$\eta_m = \frac{46,45 \text{ kW}}{46,4 \text{ kW}}$$

$$\eta_m = 1$$

Por lo tanto el rendimiento útil es el siguiente:

$$\eta_u = \eta_t \times \eta_d \times \eta_m$$

$$\eta_u = 0,4095 \times 0,75 \times 1$$

$$\eta_u = 0,3071$$

$$\eta_u = 30,71\%$$

Finalmente, luego de obtener todas las variables necesarias para el cálculo del consumo específico de combustible, se reemplazan sus valores en la ecuación; obteniendo así los siguientes valores:

$$G_{pe} = \frac{632\,300\text{cal}}{Q_e \times \eta_u} \text{ en } g/CV - h$$

$$G_{pe} = \frac{632\,300\text{cal}}{10\,550 \frac{\text{cal}}{g} \times 0,3071}$$

$$G_{pe} = 195,16 \frac{g}{CV - h}$$

5.3 Pruebas finales en banco dinamométrico

Instalados cada uno de los elementos del sistema de sobrealimentación; y luego de realizar las correspondientes pruebas visuales y técnicas durante el funcionamiento del motor. Se procedió a realizar las pruebas finales en el banco dinamométrico; con la finalidad de determinar los valores reales de potencia y torque en nuestro motor al finalizar nuestro proyecto. Los resultados obtenidos mediante las pruebas realizadas en el banco dinamométrico (figura 5.1), son los que a continuación se indican:



Figura 5.1 Resultados finales obtenidos en banco dinamométrico

5.4 Verificaciones de trabajo teórico

El trabajo teórico o indicado; es el generado por los motores de combustión interna, en el cual se consideran las pérdidas de calor que surgen durante el desarrollo del mismo. Depende de la cilindrada total y unitaria del motor y de condiciones del combustible como es: su densidad y poder calorífico. En nuestro caso el trabajo indicado final; será el mismo que se obtuvo en las condiciones iniciales del motor; por cuanto la cilindrada del motor y el combustible no varían.

Por lo tanto el valor del trabajo teórico o indicado es el siguiente:

$$T_i = 112\,186,6312 \frac{\text{kgf}\cdot\text{m}}{\text{ciclo}}$$

5.5 Verificaciones de trabajo Útil

Como se explicó anteriormente el trabajo útil es el trabajo efectivo desarrollado por los motores térmicos, el mismo que se obtiene en el volante motor y a su vez es aprovechado para generar transmisión de movimiento. En este trabajo están incluidos las pérdidas por rendimiento mecánico, debidas a rozamientos internos entre los órganos motrices, y también el trabajo absorbido por los órganos auxiliares que mueven el motor.

El trabajo útil se obtiene mediante la fórmula 15:

$$T_u = T_i \times \eta_m$$

Dónde:

T_u = Trabajo útil

T_i = Trabajo indicado

η_m = Rendimiento mecánico

$$T_u = T_i \times \eta_m$$

$$T_u = 112\,186,6312 \frac{\text{kgf}\cdot\text{m}}{\text{ciclo}} \times 1$$

$$T_u = 112\,186,6312 \frac{\text{kgf}\cdot\text{m}}{\text{ciclo}}$$

5.6 Prueba de emisión de gases

La obtención de estos valores se realiza, mediante el uso de un equipo de medición (Analizador de gases), el mismo que nos permite obtener una medida precisa de los gases emitidos por un motor de combustión interna durante su funcionamiento. Los valores obtenidos dentro de esta prueba, deben estar dentro de los rangos permitidos por la entidad que regule los mismos dentro de una ciudad o nación; en el caso de Ecuador está controlado por INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización). El instituto Ecuatoriano de normalización establece los siguientes rangos, como valores permitidos para los vehículos que circulan en las diferentes ciudades (tabla 5.2).

AÑO MODELO	ppm HC (Volumen)		% CO (Volumen)	
	0 - 1500 metros sobre el mar	1500 - 3000 metros sobre el mar	0 - 1500 metros sobre el mar	1500 - 3000 metros sobre el mar
2000 y posteriores	200	200	1.0	1.0
1990 a 1999	650	750	3.5	4.5
1989 y anteriores	1000	1200	5.5	6.5

Tabla 5.2 Límites máximos permitidos para fuentes móviles con motor de gasolina.
Fuente: INEN (Instituto ecuatoriano de normalización)

En nuestro caso estas pruebas serán realizadas en base a dos régimen de funcionamiento del motor. Inicialmente se realizó a ralentí a 800 rpm (figura 5.2) y una segunda prueba a 2 500 rpm (figura 5.3). Como se puede observar en base a los valores obtenidos mediante la medición; el nivel de emisiones contaminantes expulsadas por nuestro motor en sus condiciones finales, cumplen con la normativa que rige en el país.



Figura 5.2 Resultados de analizador de gases a 800 rpm



Figura 5.3 Resultados de analizador de gases a 2500 rpm

5.6.1 Valores lambda (λ)

El factor lambda es el resultado de los datos recogidos por una sonda de oxígeno (Sonda lambda) que va conectada a la salida del tubo de escape. Los valores tomados por esta sonda oscilan desde 0.9 hasta 1.1, no tienen una unidad de medida debido a que son el resultado de una relación. En nuestro caso, las medidas obtenidas a un régimen de funcionamiento de 800 rpm y 2500 rpm se pueden observar claramente en las figuras 5.2 y 5.3.

5.7 Diagrama final presión – volumen

Se procederá de la misma forma que se realizó con el motor en sus condiciones estándar; nos basaremos en cálculos termodinámicos y con ayuda de valores obtenidos en las pruebas realizadas en el motor se ejecutará un diagrama P-V lo más cercano a la realidad. Previo a la elaboración de cada uno de los cálculos termodinámicos es muy importante tener claros los siguientes aspectos, para evitar cometer errores al máximo.

- El proceso de adición de calor se realiza a calor constante
- Los cambios de energía potencial y cinética se pueden considerar despreciables
- Los valores de calores específicos varían de acuerdo a la temperatura

Tomando en cuenta cada una de estas consideraciones, se procede a realizar el análisis en cada uno de los procesos presentes en el ciclo de funcionamiento del motor de combustión interna.

5.7.1 Obtención de temperatura de aire de admisión

Para el análisis termodinámico de nuestro motor en sus condiciones finales, es de suma importancia conocer la temperatura en la cual ingresa el aire al múltiple de admisión. En nuestro caso esta temperatura la obtuvimos mediante la utilización de un equipo de medición de temperatura automotriz; la cual durante su funcionamiento luego de incidir con un rayo láser sobre la zona en la cual se pretende conocer la temperatura, nos entrega una lectura exacta del valor que se desea conocer (figura 5.4). Como se puede observar claramente la temperatura que tiene el aire de admisión es de 40 °C. Este valor puede sufrir una variación de ± 2 °C a causa del diferente régimen de funcionamiento del motor.



Figura 5.4 Resultados obtenidos con equipo de medición de temperatura

5.7.2 Obtención de presión inicial en el sistema

Para el caso de la presión en el interior del múltiple de admisión (figura 5.5), se la pudo determinar; mediante la utilización de un scanner automotriz; el mismo que luego de realizar su lectura con el motor en marcha logramos obtener el siguiente valor.

Valor	Unidad
632	mm Hg

Figura 5.5 Resultados de presión obtenidos en lectura de scanner automotriz

5.7.3 Proceso de admisión (0-1)

Para iniciar con el análisis termodinámico de nuestro motor, en cada uno de los procesos del ciclo de funcionamiento. Utilizamos los datos previamente obtenidos en pruebas realizadas; los mismos que son:

$$P_{atmosferica} > P_{aire}$$

$$P_{atmosferica} = 101,59 \text{ kPa}$$

$$P_{aire} = 84,23 \text{ kPa}$$

$$T_{aire \text{ aspirado}} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ambiente} = 25^{\circ}\text{C}$$

Como se puede observar la presión del aire en el múltiple de admisión continua siendo menor que la atmosférica, a causa de la depresión existente en el motor. Esta depresión es normal en los motores de combustión interna atmosféricos en sus condiciones estándar; con el sistema de sobrealimentación a medida que incrementamos las revoluciones esta situación se va prescindiendo en base a la presión que genera el turbocompresor. En base a la temperatura de admisión que se obtuvo en forma práctica y haciendo uso de la tabla A-17 del libro de Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007; se da lugar a la obtención de los siguientes valores para el proceso.

$$T_1 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_1 = 40^{\circ}\text{C} + 273$$

$$T_1 = 313^{\circ}\text{K}$$

Es preciso partir el cálculo con la temperatura absoluta o temperatura de admisión en grados kelvin, de esta forma damos paso a obtener el volumen específico relativo y la energía interna específica en el punto 1; el mismo que hace referencia al final de la admisión. Estos valores se obtienen mediante una interpolación de datos (tabla 5.3):

T (°K)	u (kJ/kg)	Vr
310	221,25	572,3
313	u_1	Vr_1
315	224,85	549,6

Tabla 5.3 Datos para la obtención de volumen específico relativo y energía interna específica

$$\frac{315 - 313}{315 - 310} = \frac{224,85 - u_1}{224,85 - 221,25}$$

$$\frac{2}{5} = \frac{224,85 - u_1}{3,6}$$

$$u_1 = 223,41 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{224,85 - 223,41}{224,85 - 221,25} = \frac{549,6 - Vr_1}{549,6 - 572,3}$$

$$\frac{1,44}{3,6} = \frac{549,6 - Vr_1}{-22,7}$$

$$Vr_1 = 558,68$$

5.7.4 Proceso de Compresión (1-2)

Para realizar los cálculos pertinentes a este proceso es de suma importancia adicionar el valor de la relación de compresión. Este valor se obtiene de la tabla 2.1. La ecuación que se indica a continuación explica la variación de los calores específicos con la temperatura por lo que dan un resultado más exacto (fórmula 16):

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1}$$

Al relacionar la fórmula anterior con la relación de compresión, se obtiene la siguiente ecuación, para obtener el volumen relativo específico en el punto 2:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{R_c}$$

Una vez obtenida la ecuación en la cual se encuentra la relación de compresión, tomamos una de las igualdades con lo cual se puede obtener el valor del volumen relativo específico en el punto 2:

$$\frac{v_{r2}}{v_{r1}} = \frac{1}{R_c}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{R_c}$$

$$v_{r2} = \frac{558,68}{9,5}$$

$$v_{r2} = 58,80$$

Obtenido el valor de v_{r2} , y con ayuda del uso de la tabla A-17 de gas ideal del libro Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007. Es posible obtener los siguientes valores correspondientes a este proceso (tabla 5.4); mediante una segunda interpolación:

V_r	u (kJ/kg)	T (°K)
57,60	624,95	840
58,80	u_2	T_2
63,09	641,40	860

Tabla 5.4 Datos para la obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 2

$$\frac{63,09 - 58,80}{63,09 - 57,60} = \frac{641,40 - u_2}{641,40 - 624,95}$$

$$\frac{4,29}{5,49} = \frac{641,40 - u_2}{16,45}$$

$$u_2 = 628,54 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{641,40 - 628,54}{641,40 - 624,95} = \frac{860 - T_2}{860 - 840}$$

$$\frac{12,86}{16,45} = \frac{860 - T_2}{20}$$

$$T_2 = 844,36 \text{ } ^\circ K$$

Mientras se efectúa este proceso se origina un aumento de presión por lo cual es importante calcularla, para esto se utiliza la ecuación del gas ideal en dos ocasiones; por cuanto la masa en este proceso no sufre variación alguna; quedando así las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes de la siguiente forma (fórmula 18):

$$\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2}$$

Al despejar la presión 2, para este proceso se obtiene la siguiente ecuación:

$$P_2 = \frac{P_1 \times V_1 \times T_2}{T_1 \times V_2}$$

Sin embargo por medio de esta fórmula es imposible obtener el valor de la presión 2, ya que; aún no se conocen los valores de los volúmenes específicos tanto en el punto 1 como en el 2. Por esta situación se recurre a la utilización de la fórmula 17 en la cual interviene la relación de compresión y los volúmenes específicos en el punto 1 y 2.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{R_c}$$

$$\frac{v_1}{v_2} = R_c$$

Al obtener la ecuación de la relación de compresión en función de los volúmenes específicos; reemplazamos la misma en la ecuación de la presión en el punto 2, con lo cual obtenemos lo siguiente:

$$P_2 = \frac{P_1 \times T_2}{T_1} \times R_c$$

$$P_2 = \frac{84,23 \text{ kPa} \times 844,36 \text{ °K}}{313 \text{ °K}} \times 9,5$$

$$P_2 = 2153,60 \text{ kPa}$$

5.7.5 Proceso de explosión (2-3) Adición de calor a volumen constante

En este proceso existe una elevación de temperatura debido al aumento de calor en un volumen constante. En esta parte del ciclo se presenta el calor de entrada (q entrada) el cual será necesario determinar su valor. Para determinar los valores de presión y temperatura de este proceso es preciso analizar la ecuación del gas ideal (formula 18), donde se deduce que a bajas presiones el volumen de un gas es proporcional a su temperatura.

$$P_1 = \frac{T_1}{V_1} \times R$$

En donde:

P = Presión absoluta

T = Temperatura absoluta

V = Volumen específico

R = Constante de proporcionalidad = $0,287 \frac{\text{kPa} \times \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Usando la fórmula 18 es posible determinar el volumen específico aspirado por el motor, el mismo que forma parte del proceso de admisión; por lo cual al despejar V_1 queda de la siguiente forma:

$$V_1 = \frac{R \times T_1}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{0,287 \frac{\text{kPa} \times \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 313 \text{K}}{84,23 \text{ kPa}}$$

$$V_1 = 1,06 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Determinado el volumen específico aspirado, damos lugar al cálculo del volumen específico de la mezcla al final de la compresión, partiendo de la fórmula 17, obteniendo así lo siguiente:

$$\frac{v_1}{v_2} = R_c$$

$$V_2 = \frac{v_1}{R_c}$$

$$V_2 = \frac{1,06 \frac{m^3}{kg}}{9,5}$$

$$V_2 = 0,11 \frac{m^3}{kg}$$

En esta parte del proceso se produce calor de entrada por acción de la chispa generada por la bujía sobre la mezcla comprimida dentro del cilindro. Razón por la cual a este proceso se le denomina como “adición de calor”.

Para determinar el calor de entrada se hace uso de la fórmula 20:

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}}$$

Al momento de hacer uso de la formula anterior, hay que tener muy claro la siguiente consideración; el volumen máximo es aquel que se obtiene cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior; lo cual es equivalente al volumen donde termina la admisión y para nuestro calculo anterior se lo considero como V_1 y por otra parte el volumen mínimo es aquel del resultado del final de la compresión V_2 . La presión media efectiva se tomó de la tabla 2.1. Por lo tanto al usar la ecuación antes mencionada, es posible obtener mediante la siguiente ecuación el trabajo neto del ciclo:

$$V_{max} = V_1$$

$$V_{min} = V_2$$

Al reemplazar de la fórmula 20, se obtiene lo siguiente:

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_1 - V_2}$$

$$w_{neto} = PME \times (V_1 - V_2)$$

$$w_{neto} = 6,58 \text{ bar} \times \frac{1 \text{ kPa}}{0,0100 \text{ bar}} \left(1,06 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0,11 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$$

$$w_{neto} = 625,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Este proceso del ciclo Otto se ejecuta en un sistema cerrado, en donde el balance de energía para cualquiera de los procesos se puede expresar en una unidad de masa; Cabe recalcar que nada de trabajo está implicado durante el proceso de transferencia de calor, como se explicó anteriormente se produce a volumen constante. En consecuencia la transferencia de calor (q de entrada) hacia el fluido de trabajo, se expresa en función de la eficiencia térmica y el trabajo neto del ciclo (formula 21), de la siguiente forma:

$$q_{entrada} = \frac{W_{neto}}{n_t}$$

$$q_{entrada} = \frac{625,01}{0,5243}$$

$$q_{entrada} = 1\,190,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por otra parte tenemos que la transferencia de calor hacia el fluido de trabajo se produce por la presencia de chispa durante este proceso; la misma que puede ser obtenida de la siguiente forma (formula 22):

$$q_{entrada} = u_3 - u_2$$

Mediante la fórmula 22 podemos determinar el valor de la energía interna específica (u) para el punto 3. Teniendo así:

$$u_3 = q_{entrada} + u_2$$

$$u_3 = 1\,190,06 \frac{kJ}{kg} + 628,54 \frac{kJ}{kg}$$

$$u_3 = 1\,818,60 \frac{kJ}{kg}$$

Luego de obtener el valor de la energía interna específica (u_3) del punto donde finaliza la combustión y el pistón comienza su recorrido descendente hacia el PMI. Se da lugar a la obtención de los siguientes valores para este proceso, utilizando la tabla A-17 del gas ideal del libro de Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición. México. 2007. Aplicando un nuevo proceso de interpolación en este punto del proceso (tabla 5.5):

u (kJ/kg)	Vr	T (°K)
1775.3	2.356	2100
1818.60	Vr_3	T_3
1823.8	2.175	2150

Tabla 5.5 Tabla de datos para obtención de volumen específico relativo y temperatura en el punto 3

$$\frac{1\,823,8 - 1\,818,60}{1\,823,8 - 1\,775,3} = \frac{2,175 - Vr_3}{2,175 - 2,356}$$

$$\frac{5,2}{48,5} = \frac{2,175 - Vr_3}{-0,181}$$

$$Vr_3 = 2,19$$

$$\frac{2,175 - 2,19}{2,175 - 2,356} = \frac{2150 - T_3}{2150 - 2\,100}$$

$$\frac{-0,015}{-0,181} = \frac{2\,150 - T_3}{50}$$

$$T_3 = 2\,145,85 \text{ °K}$$

Al aplicar nuevamente la fórmula 18 se puede encontrar la presión en el punto 3. Con la cual se podrá desarrollar posteriormente el diagrama teórico del ciclo:

$$\frac{P_2 \times V_2}{T_2} = \frac{P_3 \times V_3}{T_3}$$

$$P_3 = \frac{P_2 \times V_2 \times T_3}{T_2 \times V_3}$$

Considerando que este proceso se produce a volumen constante se obtiene la siguiente relación:

$$\frac{V_2}{V_3} = 1$$

De esta manera se procede al cálculo del valor de la presión en el punto 3:

$$P_3 = \frac{P_2 \times T_3}{T_2} \times 1$$

$$P_3 = \frac{2\,153,60 \text{ kPa} \times 2\,135,85 \text{ }^\circ\text{K}}{844,36 \text{ }^\circ\text{K}} \times 1$$

$$P_3 = 5\,447,63 \text{ kPa}$$

5.7.6 Proceso de Expansión Isotrópica (3-4) Gas Ideal

Para continuar con nuestro cálculo debemos obtener el valor del volumen específico relativo en el punto 4 en base a la fórmula 17:

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = R_c$$

$$Vr_4 = R_c \times Vr_3$$

$$Vr_4 = 9,5 \times 2,19$$

$$Vr_4 = 20,80$$

Mientras se realiza el proceso de expansión se puede calcular la energía específica interna y la temperatura correspondiente a este punto del proceso, aplicando la tabla A-17 de gas ideal de libro Cengel Yunus. Termodinámica. 5ta edición México 2007. Al encontrar el volumen específico relativo en el punto 4 y mediante el proceso de interpolación se obtienen los siguientes valores (tabla 5.6):

Vr	u (kJ/kg)	T (°K)
21,14	810,62	1 060
20,80	u4	T4
19,98	827,88	1 080

Tabla 5.6 Tabla de datos para obtención de la energía interna específica y la temperatura en el punto 4

$$\frac{19,98 - 20,80}{19,98 - 21,14} = \frac{827,88 - u_4}{827,88 - 810,62}$$

$$\frac{-0,82}{-1,16} = \frac{827,88 - u_4}{17,26}$$

$$u_4 = 815,67 \frac{kJ}{kg}$$

$$\frac{827,88 - 815,67}{827,88 - 810,62} = \frac{1\ 080 - T_4}{1\ 080 - 1\ 060}$$

$$\frac{12,21}{17,26} = \frac{1\ 080 - T_4}{20}$$

$$T_4 = 1\ 065,85\ ^\circ K$$

Usando la fórmula 18 para las propiedades de un gas ideal en dos estados diferentes, se calcula la presión en el punto 4. La relación para realizar este cálculo, entonces queda definida de la siguiente forma:

$$\frac{P_4 \times V_4}{T_4} = \frac{P_3 \times V_3}{T_3}$$

$$P_4 = \frac{P_3 \times V_3 \times T_4}{T_3 \times V_4}$$

Con la ayuda de los volúmenes específicos del punto 3 y 4 en esta etapa del proceso y con la relación de compresión de nuestro motor, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{V_4}{V_3} = R_C$$

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{1}{R_C}$$

Al reemplazar esta última ecuación en la fórmula 18 para el gas ideal en dos estados, se obtiene:

$$P_4 = \frac{P_3 \times T_4}{T_3} \times \frac{1}{R_C}$$

$$P_4 = \frac{5\,447,63 \text{ kPa} \times 1\,065,85 \text{ °K}}{2\,145,85 \text{ °K}} \times \frac{1}{9,5}$$

$$P_4 = 2\,706,926 \times 0,1052631$$

$$P_4 = 284,92 \text{ kPa}$$

5.7.7 Proceso de evacuación de calor a volumen constante (4-1)

Durante este proceso se presenta la transferencia de calor desde el fluido de trabajo hacia el exterior o también conocido como calor de salida (q_{salida}). Cabe recalcar que en este proceso no interviene para nada el trabajo; por lo cual la transferencia de calor de salida se puede determinar de la siguiente forma (fórmula 23):

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1$$

$$q_{\text{salida}} = 815,67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 223,41 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_{\text{salida}} = 592,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Luego de determinar las variables presentes en cada uno de los puntos de los diferentes procesos del ciclo de funcionamiento del motor de combustión interna. Se da lugar a la realización del diagrama teórico de acuerdo a la información correspondiente a nuestro motor en sus condiciones finales. Con lo cual podremos determinar con mayor facilidad el análisis comparativo entre el motor en sus condiciones iniciales (estándar) y una vez que ha sido modificado con la instalación del sistema de sobrealimentación.

5.7.8 Construcción de diagrama teórico de motor en sus condiciones finales

Para la construcción de este diagrama (figura 5.6), daremos paso a la recopilación de cada uno de los valores termodinámicos obtenidos anteriormente, los mismos que se encontraran representados en la tabla 5.7:

	TEMPERATURA (°K)	PRESIÓN (kPa)	Vr	U (kJ/kg)
Punto 1	313.0	84.23	548.68	223.41
Punto 2	844.36	2153.60	58.80	628.54
Punto 3	2145.85	5447.63	2.19	1818.60
Punto 4	1065.65	284.92	20.80	815.67

Tabla 5.7 Valores reales de motor Otto en sus condiciones finales

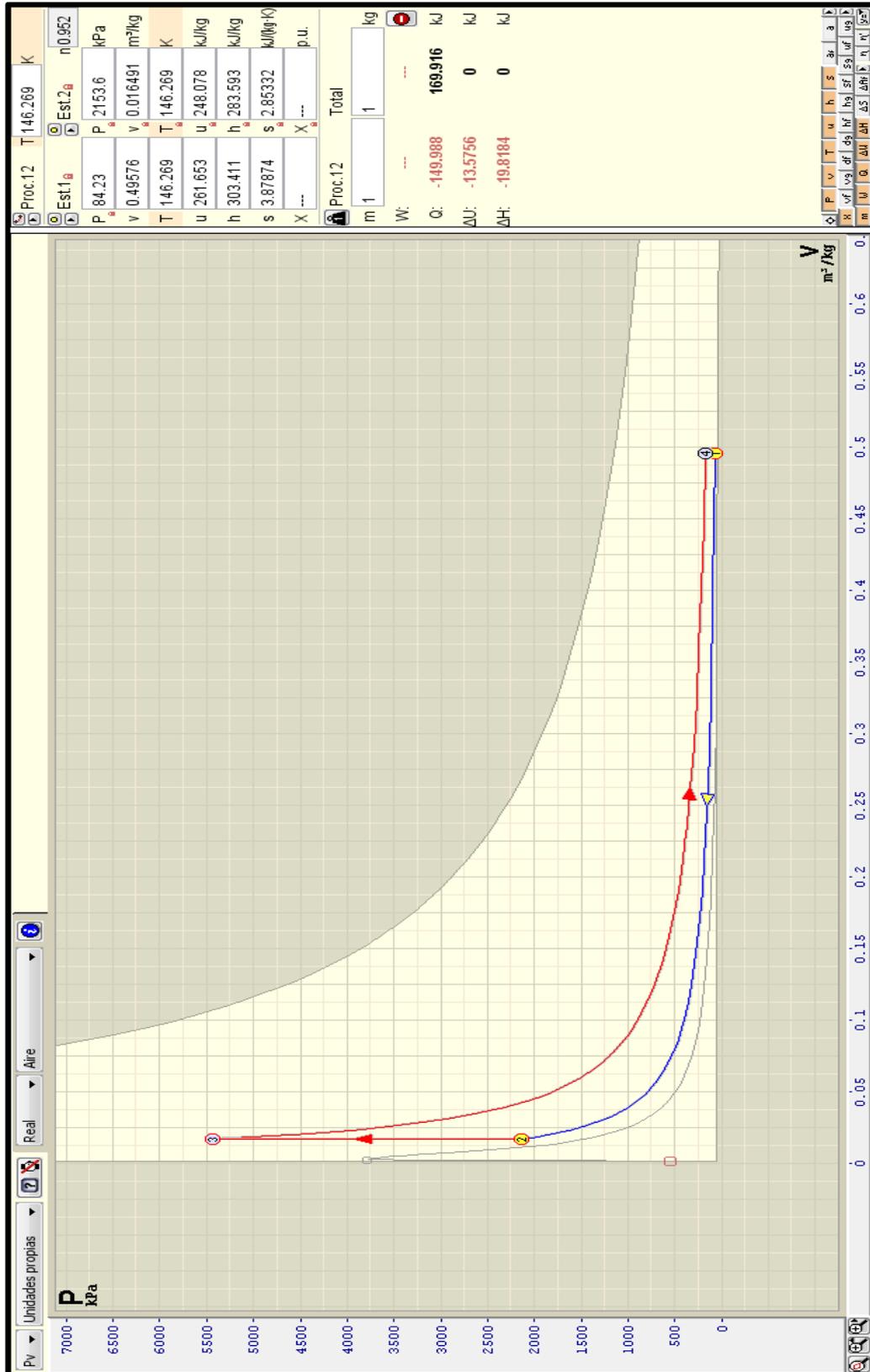


Figura 5.6 Diagrama teórico real de motor en sus condiciones finales

5.8 Pruebas comparativas finales, en motor estándar y sobrealimentado.

Una vez que se han determinado cada uno de los parámetros a ser considerados en el motor con las condiciones que presento inicialmente versus sus condiciones actuales; se da lugar a realizar las siguientes tablas comparativas a fin de definir el incremento de potencia existente en el motor. Como también, las demás mejoras en cuanto a la disminución de consumo de combustible y emisión de gases contaminantes.

5.8.1 Comparación de niveles máximos de potencia y par motor, en motor estándar y sobrealimentado

Mediante los valores de potencia que nos fue entregado por el banco dinamométrico (tabla 5.8), al momento de realizar la medición del motor en sus condiciones estándar, y una vez instalado el sistema de sobrealimentación; se obtuvieron los siguientes resultados:

VALORES MÁXIMOS OBTENIDOS EN BANCO DINAMOMÉTRICO		
	Vehículo condiciones estándar	Vehículo sobrealimentado
Potencia del Motor kW	30,8	46,4
Potencia en las ruedas	23,5	37,9
potencia de arrastre	7,4	8,5

Tabla 5.8 Valores obtenidos en el banco dinamométrico

Como se puede observar de acuerdo a los valores obtenidos en las dos condiciones del motor, los incrementos de potencia con sus condiciones actuales son notorios.

$$\Delta \text{Potencia del motor} = \text{Potencia Final} - \text{Potencia inicial}$$

$$\Delta \text{Potencia del motor} = 46,4 \text{ kW} - 30,8 \text{ kW}$$

$$\Delta \text{Potencia del motor} = 15,6 \text{ kW} = 21,2 \text{ CV}$$

$$\Delta \text{Potencia en las ruedas} = \text{Potencia Final} - \text{Potencia inicial}$$

$$\Delta \text{Potencia en las ruedas} = 37,9 \text{ kW} - 23,5 \text{ kW}$$

$$\Delta \text{Potencia en las ruedas} = 14,4 \text{ kW} = 19,56 \text{ CV}$$

$$\Delta \text{Potencia de arrastre} = \text{Potencia Final} - \text{Potencia inicial}$$

$$\Delta \text{Potencia de arrastre} = 8,5 \text{ kW} - 7,4 \text{ kW}$$

$$\Delta \text{Potencia de arrastre} = 1,1 \text{ kW} = 1,49 \text{ CV}$$

5.8.2 Comparación de niveles de consumo de combustible, en motor estándar y sobrealimentado

Dentro de las ventajas más relevantes existentes en un motor con sistema de sobrealimentación, es la disminución de consumo de combustible que presentan; debido a que tienen un mejor llenado de los cilindros. Con lo cual se alcanza una mezcla más eficaz, consiguiendo así disminuir el consumo de combustible. En base a los resultados obtenidos en cálculos iniciales realizados en el motor con sus condiciones estándar y luego con el sistema de sobrealimentado, se logró obtener los siguientes resultados (tabla 5.9):

CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE g/(CV-h)	
Vehículo condiciones estándar	245,529
Vehículo sobrealimentado	195,16

Tabla 5.9 Valores de consumo específico de combustible

Establecidas las diferencias entre los valores de consumo específico de combustible que presenta el motor en sus condiciones iniciales versus su condición final. Se realiza el cálculo de la disminución de consumo de combustible:

$$\nabla \text{Consumo específico de combustible}$$

$$= \text{Consumo inicial} - \text{Consumo final}$$

$$\nabla \text{Consumo específico de combustible} = 245,529 - 195,16$$

$$\nabla \text{Consumo específico de combustible} = 50,37 \text{ g/ (CV-h)}$$

Por lo tanto en niveles de porcentaje la disminución es la siguiente:

$$245,529 = 100\%$$

$$195,16 = X$$

$$X = \frac{100\% \times 195,16}{245,529}$$

$$X = 79,48 \%$$

Con lo cual el consumo de combustible es menor en un porcentaje del **20,52%** referente a las condiciones iniciales del motor.

5.8.3 Comparación de emisión de gases, en motor estándar y sobrealimentado

Cuando se trabaja con un motor sobrealimentado, se consigue llegar a valores de mezcla (Aire-Combustible) adecuados (tabla 5.10); por lo cual, el momento en que se realiza la combustión casi todo el combustible que se encuentra en la mezcla será quemado; de esta manera las partículas de combustible sin combustionarse a la salida del tubo de escape serán mínimas.

Valores de emisiones de gases			
Medidas	Norma INEN	Vehículo condiciones estándar	Vehículo sobrealimentado
HC (ppm volumen)	200	197	166
CO (% volumen)	1	0,89	0,25
CO ₂ (% volumen)	14	13,6	13,7
λ (ppm volumen)	1,1	1,021	1,087

Tabla 5.10 Comparación de Emisiones de gases a 800 rpm.

Observando los resultados comparativos de las emisiones de gases, podemos comprobar que el motor cumple con los valores máximos de emisiones según las normas INEN, tanto en sus condiciones estándar como modificado. Adicional se puede notar una disminución en el motor sobrealimentado en relación al motor en condiciones estándar.

5.8.4 Comparación de tiempos de aceleración desde 0 a 100 km/h, en motor estándar y sobrealimentado

La finalidad de esta prueba es comparar los tiempos que se toma en alcanzar una velocidad final de 100 km/h partiendo el vehículo desde el reposo 0 km/h (tabla 5.11), en una superficie plana. De esta forma podemos verificar la diferencia de aceleración que ha obtenido el vehículo con el motor sobrealimentado en comparación al motor en condiciones estándar. Esta prueba se realizó manteniendo un régimen de giro de 4 000 revoluciones por minuto en cada cambio de marcha.

VALORES OBTENIDOS DE LAS PRUEBAS DE ACELERACIÓN DE 0 a 100 km/h		
	Tiempo (s)	Distancia (m)
Vehículo condiciones estándar	18	320
Vehículo sobrealimentado	12,5	225

Tabla 5.11 Pruebas de aceleración

Como se puede observar la velocidad final de 100 km/h; alcanzó con mayor rapidez el motor con sobrealimentación; por cuanto logro una menor distancia y tiempo que el que se tomó el motor en sus condiciones estándar, Al relacionar estas variables el incremento de tiempo obtenido es el siguiente:

$$\Delta \text{Tiempo} = \text{Tiempo estandar} - \text{Tiempo sobrealimentado}$$

$$\Delta \text{Tiempo} = 18 \text{ s} - 12,5 \text{ s}$$

$$\Delta \text{Tiempo} = 5,5 \text{ s}$$

Por lo tanto el incremento de aceleración es de 5.5 segundos en alcanzar una velocidad final de 100 km/h.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Luego de realizar todos los cálculos necesarios para la instalación del sistema de sobrealimentación en el motor; como también, ejecutar cada una de las pruebas técnicas y prácticas en el vehículo, se tiene como conclusiones lo que a continuación se describe:

- Considerable disminución de emisión de gases contaminantes
- Ahorro de combustible en un porcentaje del 20.52 %
- Incremento de aceleración de 5.5 segundos en alcanzar una velocidad final de 0 a 100 km/h
- Aumento de potencia del motor de 15.6 kW a 21.2 CV

En base a lo antes expuesto, se puede emitir como conclusión final que los sistemas de sobrealimentación compensan las pérdidas de presión de aire existentes en ciudades que se encuentran a gran altitud referente al nivel de mar; como es el caso de la ciudad de Cuenca.

Logrando así, que los motores tengan una disminución en cuanto a la emisión de gases contaminantes; un incremento de potencia y una considerable baja en cuanto al consumo de combustible.

Dentro de las recomendaciones que se pueden realizar referentes a este tipo de instalaciones son las siguientes:

- Realizar una correcta calibración de la válvula de descarga "wastegate"; a fin de lograr un óptimo funcionamiento del turbocompresor.
- Tener precaución de no acelerar un motor con turbocompresor antes de apagarlo; ya que, se puede dañar el turbocompresor, debido a que no habrá el suministro de aceite hacia el turbo y los rodamientos internos del turbocompresor rotarían en seco lo cual produciría un desgaste de los mismos y daños al turbocompresor.

- Realizar el mantenimiento periódico del motor, como son: cambios de aceite periódicamente y mantener el filtro de aire limpio y libre de polvo.
- Tener la precaución de no cometer errores en los cálculos de selección de los elementos a usar en el sistema de sobrealimentación a fin de evitar que el mismo presente sobrepresiones de trabajo, recalentamientos y sobreesfuerzos

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

η_t	= Rendimiento térmico.
R_c	= Relación de compresión
α	= Constante de gas ideal con calor específico constante
λ	= Grado de dilución
η_m	= rendimiento mecánico
P_e	= Potencia efectiva
P_i	= Potencia indicada
M_d	= Par motor
n	= Revoluciones
m_r	= Masa de aire real
V_u	= Volumen unitario
Q_t	= caudal teórico
m_t	= masa teórica
η_v	= rendimiento volumétrico
η_u	= Rendimiento útil
η_d	= rendimiento del Diagrama
G_{pe}	= Consumo específico de combustible
Q_e	= Poder calorífico de la gasolina
T_i	= Trabajo teórico o trabajo indicado
ε	= Equivalente térmico del trabajo
Q_1	= Cantidad de calor
η_i	= Rendimiento indicado o rendimiento teórico del ciclo
V_t	= Cilindrada total del motor
δ_g	= Densidad del combustible
T_u	= Trabajo útil
δ_a	= Densidad del aire
Q_r	= Caudal de aire real
rpm	= revoluciones por minuto
msnm	= Metros sobre el nivel del mar
ppm	= partes por millón
P	= presión

$P_{atmosferica}$ = Presión atmosférica

P_{aire} = Presión del aire

T = temperatura

$T_{aire\ aspirado}$ = Temperatura del aire aspirado

$T_{ambiente}$ = temperatura ambiente

u = Energía interna

V_r = volumen específico

R = constante de proporcionalidad

V_{max} = Volumen máximo

$q_{entrada}$ = calor de entrada

q_{salida} = calor de salida

PR = Relación de presión

P_2 = Presión de salida de aire del compresor

P_1 = Presión de entrada de aire al compresor

R = "Constante de gases

T1 = Temperatura del múltiple de admisión

MAP = presión absoluta en el múltiple de admisión

P_{2T} = presión que generara el turbo

Δp = pérdidas de presión

A/R = relación área /radio

P_t = potencia a 6000 rpm a 2500 msnm con el sistema de sobrealimentación.

P_o = Potencia en atmosfera estándar

P_{2T} = presión generada por el turbo cargador

p_o = presión normal de 760 mm de mercurio

T_o = temperatura absoluta = 288 °K.

T_s = temperatura de salida del aire de admisión después del intercooler

T_{2T} = temperatura de admisión del motor sobrealimentado en °C (°K).

T_1 = temperatura teórica del aire a 2500 metros sobre el nivel del mar

P_1 = presión de entrada de aire al compresor en bar o psi.

x = exponente adiabático

Φ = intercambio de calor, valor tomado de los parámetros

ΔT = valor de refrigeración del intercambiador de calor

Ta = temperatura del aire que atraviesa el intercooler

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas

- SANZ GONZÁLEZ, ÁNGEL, Tecnología de la automoción 2.2
- HERMOGENES, GIL, Técnicas de sobrealimentación/2002
- CASTRO, MIGUELITO, Trucaje de motores de 4 tiempos,
- ALVARADO GARCÍA, Rodolfo/ Principios de Termodinámica/ Editorial Instituto Politécnico Nacional/ 2010.
- ARIAS PAZ/ Manual del Automóvil/ Editorial Paraninfo/ 46 edición/2008.
- PRO ARGENTINA/Autopartes/Editorial el Cid Editor/2005
- BOSCH/ Manual del Automóvil/Editorial Bosch/tercera edición/ 2005.
- LUGO REYES, Raúl; TOLEDO VELÁZQUEZ, Miguel/Termodinámica de las turbinas de gas/Instituto Politécnico Nacional/2010
- PALMER DANÉS, Marianela/Motores de combustión interna: Propuesta de tecnología de reparación y recuperación/Editorial el Cid Editor- Ingeniería/2007.
- RIESCO ÁVILA, J, M; GALLEGOS MUÑOS, A; MONTEFORT SÁNCHEZ, J,M/Procesos Alternativos de combustión en motores de combustión interna/Editorial Universidad de Guanajuato/2009.
- SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles/ Diseño en ingeniería mecánica/ séptima edición/Editorial Me Graw HUI /México/ 2005.
- YUNUS, Cengel/ Termodinámica/séptima edición/Editorial Me Graw Hü/2007.
- GILLIERI, Stefano/ Preparación de motores en serie para competición.

Referencias electrónicas

- TURBOBYGARRET/Turbos/http://www.turbobygarret.com/turbobygarret/tech_center/turbo_103.html/USA; Octubre 2012
- TODOMECANICA/Sistemas de refrigeración del motor/<http://www.todomecanica.com/sistemas-de-refrigeraci-el-motor.html/España>/ Octubre 2012
- MECANICAVIRTUAL/MotoresSOBREALIMENTADOS/<http://www.mecanicavirtual.org/turbo2.htm/Inglaterra>/ Noviembre 2012
- TODOMOTORES/Motor de combustión interna 4 tiempos/http://www.todomotores.cl/mecánica/el_motor.htm/Chile/ Enero 2013.
- TODOMECANICA/ Motores de competición/<http://www.todomecanica.com/Motores-de-competici.html/USA>/ Enero 2013.
- VIMAUTO/ELECTRONICA DEL AUTOMOVIL/ <http://www.vimautomotorsport.com/Unichip/España>/ Febrero 2013
- TERRA/Intercooler/<http://motor.terra.es/consultorio-coches/resultado-final-consultorio.cfm?id=279/España>/ Febrero 2013
- PISTEROS/Motorespreparados/<http://www.pisteros.conVNOS.htm/USA>/ Febrero 2013
- TURBOS/PRODUCTOS/<http://www.turbomaster.info/España>/Febrero 2013
- DINAMYCA COMPETICIÓN/<http://www.dinamyca.com.ec/index.html/> Ecuador/Febrero 2013

ANEXOS



Anexo 1 Banco de Pruebas

Ingresos en USD		Egresos en USD	
Recursos propios	4169 \$	Movilización y viáticos	250 \$
		Internet, copias, impresión y papelería	200 \$
		Motor Otto	1 600 \$
		Turbo Compresor	300 \$
		Intercooler	300 \$
		Enfriador de aceite	200 \$
		Base del turbo	200 \$
		Manqueras y acoples	300 \$
		Medidores e indicadores	150 \$
		Materiales para la construcción de la maqueta	220 \$
		Filtro Cónico	25 \$
		Ventilador	45 \$
		Subtotal	3 790 \$
		Imprevistos (10%)	379 \$
Total	4169 \$	Total	4 169 \$

Anexo 2 Lista de costos