



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TESIS DE GRADO**

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE  
SOBREALIMENTACIÓN PARA UN VEHÍCULO CHEVROLET  
LUV 2.2 MOTOR 4ZD1”**

**Previa a la obtención del Título de:**

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**FABIÁN EDUARDO VILEMA CHUIZA**

**DIEGO ARMANDO TACLE HUMANANTE**

**RIOBAMBA - ECUADOR**

**2011**

---

**C E R T I F I C A D O D E A P R O B A C I Ó N D E T E S I S**

---

**C O N S E J O D I R E C T I V O**

Noviembre 29 del 2011

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**FABIÁN EDUARDO VILEMA CHUIZA**

---

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN PARA UN VEHÍCULO CHEVROLET LUV 2.2 MOTOR 4ZD1”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**I N G E N I E R O A U T O M O T R I Z**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Geovanny Novillo

---

Ing. José Vicente Soria

---

Ing. Raúl Cabrera Escobar

**E s p o c h**

Facultad de M ecánica

---

**C E R T I F I C A D O D E A P R O B A C I Ó N D E T E S I S**

---

**C O N S E J O D I R E C T I V O**

Noviembre 29 del 2011

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**D I E G O A R M A N D O T A C L E H U M A N A N T E**

---

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN PARA UN VEHÍCULO CHEVROLET LUV 2.2 MOTOR 4ZD1”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**I N G E N I E R O A U T O M O T R I Z**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Geovanny Novillo

---

Ing. José Vicente Soria

---

Ing. Raúl Cabrera Escobar

---

**C E R T I F I C A D O D E E X A M I N A C I Ó N D E T E S I S**

---

**NOMBRE DE LOS ESTUDIANTES:** FABIÁN EDUARDO VILEMA CHUIZA

**TÍTULO DE LA TESIS:**

**“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN PARA UN VEHÍCULO CHEVROLET LUV 2.2 MOTOR 4ZD1”**

**Fecha de Examinación:** Noviembre 29 del 2011

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Geovanny Novillo (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. José Vicente Soria (Director de Tesis)			
Ing. Raúl Cabrera Escobar (Asesor de Tesis)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

\_\_\_\_\_  
Ing. Geovanny Novillo

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

NOMBRE DE LOS ESTUDIANTES: DIEGO ARMANDO TACLE HUMANANTE

TÍTULO DE LA TESIS:

“SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN PARA UN VEHÍCULO CHEVROLET LUV 2.2 MOTOR 4ZD1”

Fecha de Examinación: Noviembre 29 del 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Geovanny Novillo (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. José Vicente Soria (Director de Tesis)			
Ing. Raúl Cabrera Escobar (Asesor de Tesis)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: \_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Geovanny Novillo

## A P R O B A C I Ó N   D E   T E S I S

Ing. José Vicente Soria, en calidad de Director de la Tesis presentada por los egresados de la escuela de Ingeniería Automotriz Sr. Fabián Vilema y Diego Tacle, cuyo título es "Selección e Implementación de un Sistema de Sobrealimentación para un Vehículo Chevrolet Luv 2.2 Motor 4ZD1". Considero que reúnen los requisitos y méritos suficientes, para la presentación y sustentación correspondiente ante el tribunal que se les asigne.

-----

Ing. José Vicente Soria  
Director de Tesis

## DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

Fabián Vilema

---

Diego Tacle

## **A G R A D E C I M I E N T O**

Primero y antes que nada, dar gracias a Dios, por estar en cada paso que doy, por fortalecer mi espíritu e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo mi vida estudiantil.

A mis padres, hermanos por darme la estabilidad emocional, económica, sentimental; para poder llegar hasta este logro, que definitivamente no hubiese podido ser realidad sin ustedes, al Ing. Christian Hidalgo a quien considero como un amigo, el cual compartió sus conocimientos y experiencia para consolidar mi vida profesional.

A los Ing. José Vicente Soria. Director de la Tesis, e Ing. Raúl Cabrera Escobar Asesor de la Tesis ya que gracias a sus conocimientos guiaron el desarrollo de la investigación.

### **D I E G O T A C L E**

No tengo palabras para expresar lo feliz que me siento al culminar una etapa más de mi vida. Todo este esfuerzo se lo debo a personas que supieron de una u otra manera encaminar mi presente y futuro.

A mis padres Alberto y Rosita, con sus consejos y ejemplo de vida sirvieron de inspiración para una formación académica y moral llena de grandes logros, todo el esfuerzo de ellos se ve reflejado al final de un peldaño más de mi vida.

A mis hermanos, gracias por enseñarme a vencer todos los obstáculos que la vida nos impone, en cada paso que doy tengo presente cada uno de sus consejos de perseverancia.

A mis amigos de infancia, amigos de adolescencia, amigos de vida politécnica, amigo y compañero de tesis, director y asesor de tesis, por el apoyo en este tramo de mi vida.

Al equipo de ventas y de postventa de Asiauto Riobamba, en especial a María Irene Murillo, por brindarme todos los recursos necesarios para mi desarrollo profesional y personal.

### **F A B I Á N V I L E M A**



## **D E D I C A T O R I A**

Dedico este proyecto a las personas más importantes de mi vida, los que han velado por mi salud, mis estudios, mi educación alimentación y sobre todo han sido el ejemplo a seguir, a mis queridos padres Silvio Tacle y María Inés Humanante.

**D I E G O**

Este trabajo de tesis va dedicado especialmente a Dios, a toda mi familia, en especial a mis padres y hermanos, quienes con su esfuerzo han permitido que este objetivo se cumpla.

**F A B I Á N**

## TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
<b>1. GENERALIDADES</b>	
1.1. Introducción -----	1
1.2. Antecedentes-----	1
1.3. Justificación-----	2
1.4. Objetivos -----	4
1.4.1. Objetivo General -----	4
1.4.2. Objetivos Específicos -----	4
<b>2. CARACTERÍSTICAS Y PARTES PRINCIPALES DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA</b>	
2.1. Motores de Combustión Interna-----	5
2.2. Ciclo Teórico de un Motor Endotérmico Atmosférico -----	8
2.3. Ciclo Teórico de un Motor Endotérmico Turbo Alimentado -----	9
2.4. Ciclo Real de un Motor Endotérmico Atmosférico-----	10
2.5. Diferencias entre el Ciclo Teórico y Real de un Motor Endotérmico Atmosférico--	12
2.6. Ciclo Real de un Motor Endotérmico Turboalimentado -----	15
2.7. Parámetros Fundamentales de un Motor -----	15
2.7.1. Punto Muerto Superior-----	15
2.7.2. Punto Muerto Inferior-----	15
2.7.3. Carrera -----	16
2.7.4. Ciclo -----	16
2.7.5. Cilindrada Unitaria-----	16
2.7.6. Cilindrada Total -----	16
2.7.7. Cilindrada de la Cámara de Compresión -----	17
2.7.8. Velocidad Media del Pistón -----	17
2.7.9. Presión Media Indicada -----	18
2.7.10. Fuerza del Pistón -----	18
2.7.11. Presión Media Efectiva -----	18

2.7.12.	Relación de Compresión-----	19
2.7.13.	Relación Carrera Diámetro-----	20
2.8.	Potencias y Rendimientos-----	20
2.8.1.	Potencia-----	20
2.8.1.1.	Potencia Teórica-----	20
2.8.1.2.	Potencia Indicada-----	21
2.8.1.3.	Potencia Efectiva-----	21
2.8.1.4.	Potencia Absorbida-----	22
2.8.1.5.	Potencia de Arrastre-----	22
2.8.1.6.	Potencia Perdida Debido a la Altura-----	23
2.8.1.7.	Potencia a las Ruedas-----	23
2.8.2.	Rendimientos-----	24
2.8.3.	Rendimiento Térmico-----	24
2.8.4.	Rendimiento Indicado-----	25
2.8.5.	Rendimiento Termodinámico-----	25
2.8.6.	Rendimiento Mecánico-----	26
2.8.7.	Rendimiento Volumétrico-----	26
2.8.8.	Rendimiento Total-----	27
2.9.	Consumo de Combustible-----	27
2.9.1.	Consumo de Combustible en Carretera-----	27
2.9.2.	Consumo de Combustible Específico-----	28
2.10.	Sistemas de Sobrealimentación-----	28
2.10.1.	Finalidad de un Turbocompresor-----	29
2.10.2.	Funcionamiento y Disposición de los Elementos del Turbocompresor-----	29
2.10.3.	Ciclos de Funcionamiento de un Turbo Compresor-----	30
2.10.4.	Tipos de Turbocompresores-----	31
2.10.5.	Características del Turbocompresor-----	32
2.10.6.	Consideraciones para la Implementación del Turbocompresor-----	35
2.11.	Curvas Características del Motor-----	37
2.12.	Partes Constructivas-----	38
2.12.1.	Introducción-----	38

2.12.2.	Tipos de Motores-----	39
2.12.3.	Elementos Estructurales Fijos del Motor-----	39
2.12.3.1.	Bloque Motor-----	39
2.12.3.2.	Culata-----	40
2.12.3.3.	Carter-----	40
2.12.4.	Elementos Motrices-----	40
2.12.4.1.	Pistón o Embolo-----	40
2.12.4.2.	Segmentos-----	40
2.12.4.3.	Bulón-----	40
2.12.4.4.	Biela-----	40
2.12.4.5.	Cigüeñal-----	41
2.12.4.6.	Casquillos de Fricción o Cojinetes-----	41
2.12.4.7.	Volante Motor-----	41
2.12.5.	Circuitos o Sistemas Auxiliares-----	41
2.12.5.1.	Sistema de Distribución-----	41
2.12.5.2.	Sistema de Lubricación-----	41
2.12.5.3.	Sistema de Refrigeración-----	42
<b>3.</b>	<b>ANÁLISIS Y ESTUDIO DEL MOTOR ISUZU 4ZD1</b>	
3.1	Especificaciones Teóricas del Motor Isuzu 4ZD1-----	43
3.2	Determinación de la Potencia y Torque del Motor 4ZD1 Atmosférico-----	44
3.2.1	Banco Dinamométrico-----	44
3.3	Ciclo Teórico de Trabajo del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico-----	46
3.4	Cálculo de Parámetros Fundamentales del Motor 4ZD1 Atmosférico-----	55
3.4.1	Cilindrada Unitaria-----	55
3.4.2	Cilindrada de la Cámara de Compresión-----	55
3.4.3	Cilindrada Total-----	55
3.4.4	Velocidad Media del Pistón-----	55
3.4.5	Presión Media Indicada-----	56
3.4.6	Fuerza del Pistón-----	56
3.4.7	Presión Media Efectiva-----	56

3.4.8	Relación de Compresión-----	57
3.4.9	Relación Carrera Diámetro -----	57
3.5	Potencias y Rendimientos -----	57
3.5.1	Potencia Teórica-----	57
3.5.2	Potencia Indicada-----	58
3.5.3	Potencia Efectiva -----	58
3.5.4	Potencia Absorbida-----	58
3.5.5	Potencia de Arrastre-----	58
3.5.6	Potencia a las Ruedas -----	58
3.5.7	Potencia Perdida Debido a la Altura-----	59
3.5.8	Rendimiento Térmico-----	59
3.5.9	Rendimiento Indicado-----	59
3.5.10	Rendimiento Termodinámico -----	59
3.5.11	Rendimiento Mecánico -----	60
3.5.12	Rendimiento Volumétrico -----	60
3.5.13	Rendimiento Total-----	61
3.6	Consumo de Combustible -----	61
3.6.1	Consumo de Combustible en Carretera.-----	61
3.6.2	Consumo de Combustible Específico.-----	61
3.7	Localización de Componentes del Motor Isuzu 4ZD1 -----	62
3.7.1	Sistema de Admisión y Alimentación de Combustible.-----	62
3.7.2	Sistema de Escape.-----	63
3.8	Estado Actual del Motor Isuzu 4ZD1 -----	64
3.8.1	Medición de la Compresión -----	64
3.8.2	Medición de Fugas de Compresión -----	65
3.8.3	Determinación de la Temperatura del Aire de Admisión -----	66
3.9	Análisis de Gases de Escape del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico -----	67
3.10	Determinación del Tiempo de Aceleración de 0 – 100 km/h-----	71
3.11	Determinación del Tiempo de Cambio de Marcha -----	72
3.12	Cuadro Comparativo de Resultados -----	73

<b>4</b>	<b>SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL TURBO COMPRESOR</b>	
4.1.	Cálculos para Determinar el Turbo compresor -----	75
4.2	Determinación de la Relación de Presión -----	76
4.3	Determinación de la Temperatura Después del Turbo compresor -----	77
4.4	Cálculo de la Relación de Densidad en el Turbo compresor -----	78
4.5	Calculo del Flujo de Aire Necesario. -----	80
4.6	Calculo del Flujo de Aire Másico Después del Turbo compresor-----	81
4.7	Análisis con el Sistema de Sobrealimentación en Motor Isuzu 4ZD1 -----	83
4.7.1	Determinación del Espesor del Empaque del Cabezote -----	83
4.7.2	Volumen de la Cámara de Combustión-----	84
4.7.3	Determinación de la Temperatura de Compresión.-----	84
4.7.4	Determinación del Sistema de Enfriamiento -----	85
4.7.5	Funcionamiento del Sistema de Enfriamiento -----	89
4.7.5.1	Proceso de Circulación desde el Turbo compresor hasta el Intercooler -----	89
4.7.5.2	Proceso de Intercambio de Temperatura en el Intercooler-----	91
4.7.5.3	Proceso de Circulación Desde el Intercooler hacia el Motor -----	93
4.7.6	Análisis Termodinámico del Motor Isuzu 4ZD1 Turbo Alimentado -----	95
4.7.7	Selección del Turbo compresor -----	103
4.7.8	Turbo compresor Seleccionado -----	106
4.7.9	Características del Turbo compresor -----	106
4.8	Implementación del Turbo compresor -----	106
4.8.1	Modificación en el Motor-----	107
4.8.2	Modificación del Sistema de Admisión de Aire -----	107
4.9	Implementación del Intercooler -----	108
4.9.1	Válvula de Alivio Blow Off-----	109
4.9.2	Modificación del Sistema de Escape -----	111
4.9.3	Válvula de Descarga Wastegate-----	112
4.9.4	Modificación en el Sistema de Lubricación-----	113
4.9.4.1	Modificación del Carter-----	113
4.9.4.2	Implementación de Lubricación para el Turbo -----	114

<b>5.</b>	<b>PRUEBAS Y RESULTADOS</b>	
5.1.	Pruebas de Potencia para el Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	115
5.2.	Cálculos de Potencia y Parámetros Fundamentales para el Motor Isuzu 4ZD1 Turbo Alimentado.	116
5.2.1.	Velocidad Media del Pistón	116
5.2.2.	Presión Media Indicada	116
5.2.3.	Fuerza del Pistón	117
5.2.4.	Presión Media Efectiva	117
5.2.5.	Potencia Teórica	117
5.2.6.	Potencia Indicada	118
5.2.7.	Potencia Efectiva	118
5.2.8.	Potencia Absorbida	118
5.2.9.	Potencia de Arrastre	118
5.2.10.	Potencia a las Ruedas	119
5.2.12.	Rendimiento Indicado	119
5.2.13.	Rendimiento Termodinámico	119
5.2.14.	Rendimiento Mecánico	119
5.2.15.	Rendimiento Volumétrico	120
5.2.16.	Rendimiento Total	120
5.2.17.	Consumo de Combustible en Carretera.	121
5.2.18.	Consumo Específico de Combustible	121
5.3.	Pruebas de Gases de Escape del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	121
5.4.	Análisis de Resultados Obtenidos	122
5.4.1.	Ciclo Teórico del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado.	122
5.4.2.	Parámetros Fundamentales del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado	124
5.4.3.	Potencias Obtenidas en el Banco Dinamométrico.	124
5.4.3.1.	Potencia del Motor 4ZD1 Atmosférico	124
5.4.3.2.	Tiempo de Aceleración del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado.	127
5.4.3.3.	Gases de Escape del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado	129
5.5.	Análisis de Costos	130

<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
6.1.	Conclusiones-----	132
6.2.	Recomendaciones-----	133
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS-----	133
	BIBLIOGRAFÍA-----	134
	LINKOGRAFÍA-----	1365
	ANEXOS-----	1366



## LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Rangos de Sobrealimentación	36
2.2	Características de la Gasolina y Temperatura de Autoencendido	36
3.1	Especificaciones Teóricas del Motor Isuzu 4ZDI	44
3.2	Datos Obtenidos del Banco Dinamométrico DYNORACE	45
3.3	Propiedades de la Gasolina Súper en el Ecuador	
	Fuente Petrocomercial	47
3.4	Presión, Temperatura y Volumen del Motor 4ZDI	54
3.5	Presión de Compresión del Motor Isuzu 4ZDI	
	Atmosférico.	65
3.6	Porcentaje de Fuga de los Cilindros del Motor 4ZDI	66
3.7	INEN Norma NTE 2004	69
3.8	Datos Obtenidos en el Analizador de Gases	70
3.9	Tiempo de Aceleración de la Camioneta Chevrolet Luv 2.2	71
3.10	Determinación del Tiempo de Cambio de Marcha de la	
	Del Vehículo Luv 2.2	72
3.11	Comparación entre Datos Teóricos y Reales	73
3.12	Comparación entre Gases de Escape del Motor Isuzu	
	4ZDI y Valores Límites	74
4.1	Características del Intercooler Instalado	88
4.2	Presión y Temperatura en el Circuito de Refrigeración	95
4.3	Presión, Temperatura y Volumen del Motor 4ZDI	
	Turbo Alimentado	102
4.4	Características del Turbocompresor GARRETT GT 2252	106
4.5	Diámetros Aconsejables de Tubería para un Motor	
	Turbo Alimentado	109
5.1	Datos Obtenidos del Banco Dinamométrico DYNORACE	116
5.2	Gases de Escape Motor 4ZDI Turbo Alimentado	121

5.3	Cuadro Comparativo de los Parámetros Fundamentales Motor 4ZD1	124
5.4	Cuadro Comparativo de Tiempo de Aceleración	127
5.5	Cambios de Marcha	128
5.6	Cuadro Comparativo de Gases de Escape	129
5.7	Análisis de Costos de Materiales	130
5.8	Análisis de Costos de Equipos	130
5.9	Análisis de Costos Mano de Obra	130
5.10	Análisis de Costos de Transporte	130

## LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Comparación de los Ciclos Teóricos de un Motor Endotérmico	7
2.2	Ciclo Otto de un Motor Endotérmico Atmosférico	8
2.3	Ciclo Teórico Motor Endotérmico Turbo Alimentado sin Cuerpo de Aceleración o con Cuerpo de Aceleración Abierto al 100%	10
2.4	Ciclo Real Motor Endotérmico Atmosférico	11
2.5	Diferencias entre el Ciclo Teórico y Real Motor Endotérmico Atmosférico	12
2.6	Ciclo Real Motor Endotérmico Turbo Alimentado	15
2.7	Diferencia entre Motor Endotérmico Atmosférico y Turboalimentado	29
2.8	Partes constructivas del Turbocompresor	30
2.9	Sistemas de Sobrealimentación	32
2.10	Relación Área – Radio	33
2.11	Relación TRIM	33
2.12	Mapa del Flujo de Aire de los Turbocompresores Garrett	35
2.13	Relación de Compresión en Motores con Turbocompresor	37
2.14	Curvas Características de un Motor Atmosférico y Turbo Alimentado	38
3.1	Potencia y Torque en el Banco Dinamométrico DYNORACE	45
3.2	Ciclo Otto del Motor 4ZD1 Atmosférico	46
3.3	Ciclo Otto del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico	54
3.4	Componentes del Motor 4ZD1	62
3.5	Sistema de Escape del Motor 4ZD1	63
3.6	Medición de la Compresión Motor 4ZD1 Atmosférico	65
3.7	Medición de Temperatura de Aire Motor 4ZD1 Atmosférico	67
3.8	Medición de Gases de Escape Motor 4ZD1 Atmosférico	70

4.1	Relación de Compresión en Motores Turbo Alimentados	76
4.2	Partes Principales del Intercooler	85
4.3	Área del Flujo Interno Estimada	87
4.4	Circuito de Recorrido del Flujo de Aire	89
4.5	Ciclo Otto del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	95
4.6	Ciclo Otto Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	103
4.7	Selección de la Serie del Turbocompresor	104
4.8	Mapa del Flujo Aire del Turbocompresor Garrett GT 2252	105
4.9	Empaque de Cabezote Motor 4ZD1	107
4.10	Sistema de Admisión de un Motor Turbo Alimentado	109
4.11	Válvula Blow Off tipo Push Type	110
4.12	Válvula Blow Off tipo Pull Type	111
4.13	Múltiple de Escape para el Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	112
4.14	Partes Principales de la Válvula Wastegate	112
4.15	Válvula Wastgate del Turbocompresor Garrett GT2252	113
4.16	Modificación del Cárter del Motor 4ZD1	114
4.17	Toma de Lubricación para el Turbocompresor	114
5.1	Datos Obtenidos en el Banco Dinamométrico del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado	115
5.2	Ciclo Teórico Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado	122
5.3	Presión del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado	123
5.4	Temperatura del Motor Atmosférico y Turbo Alimentado	123
5.5	Aumento de Potencia	125
5.6	Aumento de Torque	126

## LISTA DE ABREVIACIONES

$V_T$ :	Cilindrada
$d$ :	Diámetro del Pistón
$\pi$ :	Número Constante 3,1416
$l$ :	Carrera del Pistón
$Z$ :	Número de Cilindros del motor
$V_m$ :	Velocidad Media del Pistón
$n$ :	Número de Revoluciones
$P.M.S.$ :	Punto Muerto Superior
$P.M.I.$ :	Punto Muerto Inferior
$V_D$ :	Volumen Desplazado
$V_C$ :	Volumen de la Cámara de Combustión
$V_U$ :	Volumen Unitario
$R_c$ :	Relación de Compresión
$rpm$ :	Revoluciones por Minuto
$F_E$ :	Fuerza del Pistón
$P_i$ :	Presión Indicada
$P_{mi}$ :	Presión Media Indicada
$A$ :	Área del Pistón
$N_i$ :	Potencia Indicada
$N_T$ :	Potencia Teórica
$Q_i$ :	Calor Introducido
$N_e$ :	Potencia Efectiva
$M_n$ :	Torque
$N_a$ :	Potencia Absorbida
$N_A$ :	Potencia Arrastre
$N_r$ :	Potencia Ruedas
$N_c$ :	Potencia Corregida a la Altura de Trabajo
$N_{em}$ :	Potencia Efectiva al Nivel del Mar
$P$ :	Presión a la Altura de Trabajo

$T_A$ :	Temperatura Ambiente
$n_t$ :	Rendimiento Térmico
$n_i$ :	Rendimiento Indicado
$\gamma$ :	Coefficiente Adiabático
$n_T$ :	Rendimiento Termodinámico
$n_m$ :	Rendimiento Mecánico
$n$ :	Rendimiento Total
$C_C$ :	Consumo de Combustible en Carretera
$G_C$ :	Combustible Consumido
$d_R$ :	Distancia Recorrida
$C_{CS}$ :	Consumo de Combustible Especifico
$H$ :	Poder Calorífico
$RON$ :	Número de Octanos del Combustible
$MON$ :	Número de Octanos del Motor
$CO$ :	Monóxido de Carbono
$CO_2$ :	Dióxido de Carbono
$O_2$ :	Oxígeno
$NO_x$ :	Óxidos Nitrosos
$HC$ :	Hidrocarburos
$LAMBDA$ :	Relación Aire Combustible
$R_p$ :	Relación de Presión
$P_1$ :	Relación Atmosférica a 3000 m snm
$P_s$ :	Presión de Sobrealimentación
$P_F$ :	Perdida de Presión en el Filtro de Aire
$\Delta T$ :	Incremento de Temperatura
$T_1$ :	Temperatura de Ingreso de Aire al Turbocompresor
$T_2$ :	Temperatura de Salida de Aire al Turbocompresor
$\eta_C$ :	Eficiencia del Turbocompresor
$R\rho_C$ :	Relación de Densidad del Aire en el Turbocompresor
$\rho_1$ :	Densidad del Aire a la Salida del Turbocompresor
$V_A$ :	Volumen de Incremento

$R_{\rho_C}$ :	Relación de Densidad del Aire en el Turbocompresor
$R_{c1}$ :	Relación de Compresión Motor Atmosférico
$R_{c2}$ :	Relación de Compresión Motor Turboalimentado
$V_F$ :	Flujo de Aire
$W_A$ :	Flujo de Aire Másico
$W_C$ :	Flujo de Aire Másico a 3000 msnm
$h$ :	Espesor del Empaque de Cabezote
$V_{CT}$ :	Volumen de la Cámara de Combustión Motor Turboalimentado
$T_C$ :	Temperatura del Proceso de Compresión del Motor Turboalimentado
$A_I$ :	Área del Flujo de Aire
$A_F$ :	Área del Flujo de Aire Estimado
CFM:	Pies Cúbicos por Minuto
CID:	Pulgadas Cubicas
$B$ :	Altura del Intercooler
$A$ :	Espesor del Intercooler
$P_3$ :	Presión de Entrada al Intercooler
$P_P$ :	Presión Perdida en la Tubería
$R_{P1}$ :	Relación de Presión del Turbocompresor al Intercooler
$\rho_2$ :	Densidad del Turbocompresor al Intercooler
$T_3$ :	Temperatura a la Salida del Intercooler
$n$ :	Eficiencia del Intercooler
$P_4$ :	Presión a la Salida del Intercooler
$P_{P1}$ :	Presión Perdida en el Intercooler
$R_{P2}$ :	Relación de Presión del Intercooler al Motor
$R_{\rho_3}$ :	Relación de Densidad del Intercooler al Motor
$\rho_3$ :	Densidad del Intercooler al Motor
$P_5$ :	Presión a la Entrada del Motor
$\rho_4$ :	Densidad al interior del Motor

## LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1**      Propiedades del Gas Ideal Aire
- Anexo 2**      Propiedades de la Gasolina Súper Petrocomercial
- Anexo 3**      Pruebas de Gases de Escape
- Anexo 4**      Características del Dinamómetro DYNORACE
- Anexo 5**      Figuras de Implementación del Sistema de Sobrealimentación.



## RESUMEN

El presente trabajo trata sobre la Implementación del Sistema de Sobrealimentación Turboalimentado a un Vehículo Chevrolet Luv 2.2 Motor 4ZDI a Carburador, cuyo objetivo es disminuir la pérdida de potencia, debido a la altitud en que trabaja este vehículo, realizando un aumento en su potencia efectiva, además se tendrá un menor consumo específico de combustible y un menor porcentaje de gases contaminantes, logrando así un vehículo más amigable con el ambiente.

Este proyecto implementa el sistema Turboalimentado, que permite ingresar una cantidad mayor de aire al interior del cilindro, mejorando la interacción entre las moléculas de la mezcla aire - combustible, y así aprovechar de mejor manera el combustible, con explosiones más fuertes y completas, aumentando la potencia y reduciendo el porcentaje de gases contaminantes como,  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $NO_x$ , y  $H C$ .

Llevar a cabo esto requiere un Turbo Compresor GARRETT GT2252, que tiene incorporado la válvula de alivio de gases de escape Wastegate, también se necesitó otros accesorios como, intercooler, válvula de alivio Blow off, indicadores de presión y cañerías de admisión de aire, asegurando un correcto funcionamiento y brindando un grado de fiabilidad al sistema de sobrealimentación.

En conclusión se habla de un motor más eficiente debido al aumento en la potencia efectiva, reducción del consumo específico de combustible y porcentaje de gases contaminantes, todo esto en base a pruebas y resultados obtenidos.

## ABSTRACT

The title of this research work is "Selection and Implementation of a Supercharging System for a Vehicle Chevrolet Luv 2.2 Engine 4ZD1".

The purpose is: to decrease the loss of power taking into account the altitude in which that kind of vehicle travel by road by means of increasing the effective power. Then it will have a minimum charge of fuel and of fuel and will reduce the poison gases.

To make this research the investigative method was used. This project implements the turbocharged system, which will allow putting an enough quantity of air inside of the cylinder. In addition, it will improve the interaction between the molecules of the combination air - fuel, of this way; the fuel has the best use with stronger and complete blow up, increasing the power, and reducing the poison gases, as:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ , y  $\text{HC}$ .

For this work, it was necessary a turbo compressor GARRETT GT2252, in which an exhaust valve "wastegate" was incorporated. In addition, it was included other accessories: intercooler, blow off, pressure gauge, and pipe of air. Then, it will help at the correct operation and will give confidence at the Supercharging System.

In conclusion, it will obtain a more efficient motor with the effective power, minimum charge of fuel, and reduce of poison gases.

## CAPÍTULO I

### 1. GENERALIDADES

#### 1.1. Introducción

Las fases a seguir durante el desarrollo de la implementación de un sistema de sobrealimentación para el motor Isuzu 4ZD1 serán: análisis de los componentes de dicho motor, determinación de las características técnico - constructivas (selección, diseño, adaptación) del sistema de sobrealimentación, con las posteriores pruebas para determinar las mejoras efectuadas en potencia, rendimiento, disminución de gases contaminantes.

Cada uno de los valores obtenidos en la práctica se tabulará y serán comparados con los datos del fabricante. Todos los valores obtenidos serán de utilidad para comparar con los datos, una vez implementado el sistema de sobrealimentación en el motor.

Una parte importante del trabajo de investigación será la realización de pruebas en el banco dinámico, para determinar la potencia actual del motor y pruebas con el analizador de gases. Los diferentes valores obtenidos en las pruebas mencionadas serán de gran utilidad para poder determinar las condiciones iniciales del motor, y posteriormente las condiciones de trabajo después de implementar el sistema de sobrealimentación. Además que los valores obtenidos en la práctica nos serán de gran utilidad para poder realizar los diferentes cálculos que permitan seleccionar correctamente los componentes que forman parte del sistema mencionado.

#### 1.2. Antecedentes

La idea de la sobrealimentación de motores es muy antigua. En 1885 y 1896, Gottlieb Daimler y Rudolf Diesel investigaron incrementar la potencia y reducir el consumo de combustible. En 1925, el ingeniero suizo Alfred Büchi fue el primero en lograr la turboalimentación por gases de escape, obteniendo un aumento de potencia superior al 40 %.

Esto marcó el inicio de la introducción paulatina de la turbo alimentación en la industria automovilística.

Las primeras aplicaciones del turbocompresor se limitaban a motores enormes, como los motores marinos. En la industria de motores para automóviles, la turbo alimentación empezó aplicándose a motores de camiones. En 1938, se construyó el primer motor turbo alimentado para camiones a cargo de la sociedad "Swiss Machine Works Saurer".

Estos turbo compresores eran de enormes dimensiones, y muy elevado peso, giraban a un régimen muy lento. Obteniéndose su rendimiento en el régimen máximo del motor.

Entonces comienza " la era de la sobrealimentación", en la que todos los fabricantes de motores en el mundo, se interesan por la aplicación de esta tecnología con el fin de tener mejores rendimientos de los actuales motores aspirados atmosféricamente.

El Chevrolet Corvaire Monza y el Oldsmobile Jetfire fueron los dos primeros turismos dotados de turbocompresor, e hicieron su debut en el mercado estadounidense en 1962 y 1963. A pesar del gigantesco gasto técnico, su escasa fiabilidad hizo que desaparecieran pronto del mercado.

En 1970, con la introducción del turbocompresor en el deporte del motor, sobre todo en las carreras de Fórmula 1, el motor turbo alimentado para turismos adquirió una gran popularidad hasta la actualidad.

### **1.3. Justificación**

El vehículo es considerado un elemento clave en el funcionamiento de la sociedad ecuatoriana pero además es una causa importante de la contaminación ambiental debido a las emisiones de gases producidas por combustiones incompletas, las cuales producen:

Dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), se produce como consecuencia lógica de la combustión, es decir, cuanto mayor es su concentración, mejor es la combustión. Sin embargo, un incremento desmesurado de la concentración de Dióxido de Carbono en la atmósfera puede producir variaciones climáticas a gran escala (el llamado efecto invernadero).

Hidrocarburos (HC), la presencia simultánea de Hidrocarburos, Óxidos de Nitrógeno, rayos ultravioleta y la estratificación atmosférica conduce a la formación de contaminación fotoquímica, de consecuencias muy graves para la salud de los seres vivos.

Monóxido de carbono (CO), en concentraciones altas y tiempos largos de exposición puede provocar en la sangre la transformación irreversible de la hemoglobina, molécula encargada de transportar el oxígeno desde los pulmones a las células del organismo, en Carboxihemoglobina, incapaz de cumplir esa función. Por eso, concentraciones superiores de CO al 0,3 % en volumen resultan mortales.

Los Óxidos de Nitrógeno no sólo irritan la mucosa sino que en combinación con los hidrocarburos contenidos en el ambiente y con la humedad del aire producen ácidos nitrosos, que posteriormente caen sobre la tierra en forma de lluvia ácida y contaminan grandes áreas, algunas veces situadas a cientos de kilómetros del lugar de origen de la contaminación.

Debido a esta problemática se ve la necesidad de buscar una alternativa para eliminar o reducir al mínimo la cantidad de gases contaminantes que se forma por las combustiones incompletas.

Para lograr este objetivo se debe introducir una mayor cantidad de aire al interior del cilindro, lo que provoca que toda la cantidad de combustible inyectado reaccione en su totalidad, obteniendo así una combustión completa, lo que se traduce en la disminución de agentes contaminantes antes mencionados.

Con este fin se analizará e implementará el sistema de sobrealimentación Turbo Alimentado, el cual utiliza un turbocompresor, que aprovecha los gases de escape para su funcionamiento, lo que nos permite incrementar la cantidad de aire que ingresa al motor. Además nos permite aprovechar la energía que se pierde por los colectores de escape teniendo como efecto un menor consumo específico de combustible y un aumento de potencia en el motor.

Con lo mencionado anteriormente, en la actualidad, la turboalimentación en los motores ya no se ve primordialmente desde la óptica de las prestaciones, sino que se contempla como una forma de reducir los gases contaminantes y, por tanto, la contaminación ambiental, gracias a la

reducción en las emisiones. La razón principal de aplicar la turbo alimentación radica en el aprovechamiento de la energía de los gases de escape para reducir el consumo específico de combustible, aumento de potencia y reducción de emisiones contaminantes.

#### **1.4. Objetivos**

##### **1.4.1. Objetivo General**

Seleccionar e implementar un sistema de sobrealimentación para un vehículo Chevrolet Luv 2.2 motor Isuzu 4ZD1.

##### **1.4.2. Objetivos Específicos**

- Determinar los parámetros actuales de trabajo del motor Isuzu 4ZD1 que nos permitan realizar la selección de los diferentes elementos del sistema Turbo Alimentado.
- Seleccionar el tipo de turbocompresor y accesorios adicionales para el correcto funcionamiento del sistema de turbo alimentación a implementarse en el motor Isuzu 4ZD1.
- Implementar el sistema de sobrealimentación que permita mejorar el rendimiento y la emisión de gases contaminantes del motor Isuzu 4ZD1
- Determinar el rendimiento del motor Isuzu 4ZD1 con el sistema de sobrealimentación realizando pruebas de funcionamiento.

## CAPÍTULO II

### 2. CARACTERÍSTICAS Y PARTES PRINCIPALES DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

#### 2.1. Motores de Combustión Interna

Los motores de combustión interna o endotérmicos son máquinas que transforman, la energía calorífica en energía mecánica utilizable. La energía calorífica normalmente es obtenida de la combustión de combustibles líquidos y gaseosos, y el trabajo útil es conseguido por órganos con movimiento alternativo, mediante el sistema denominado biela-manivela.

Para la modelización del ciclo de trabajo de los motores endotérmicos, se utiliza los denominados ciclos teóricos, con las suposiciones siguientes.

- El fluido de trabajo es aire, aire-combustible según el ciclo analizado, que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
- Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
- El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa.
- El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.[1]

Con estas suposiciones se tiene los siguientes ciclos de trabajo, en orden de aproximación a las condiciones reales.

- Ciclo Aire - Combustible
- Ciclo de Aire Variable
- Ciclo de Aire Ideal o Teórico

A estos ciclos teóricos se comparan en la práctica los ciclos reales, que se obtienen experimentalmente por medio de los indicadores; por esta razón, el ciclo real se llama también ciclo indicado.

Aunque los ciclos teóricos no corresponden a los ciclos reales, constituyen una útil referencia para el estudio termodinámico de los motores, particularmente para comprender cuanto influyen sobre su utilización, las condiciones de funcionamiento y para comparar entre sí diversos tipos de motores.

**El ciclo aire - combustible**, es entre todos los que por lo general se calculan, el más próximo al ciclo real. En el motor de encendido por chispa, el fluido está compuesto, durante la fase de aspiración, por la mezcla aire - combustible y los gases residuales de la combustión anterior; en el motor de encendido por compresión está formado por aire y los gases residuales. Después de la combustión, el fluido está constituido por productos de la misma, esto es, una mezcla de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ . Estos gases tienen un calor específico medio todavía más alto que el del aire; pero además, se cuenta con un incremento posterior de los calores específicos, a causa de la disociación o descomposición química de las moléculas más ligeras sometidas a la acción de altas temperaturas. El aumento de los calores específicos, así como la disociación que, por ser reacción endotérmica, absorbe una parte del calor de la combustión, producen un posterior descenso de la temperatura y la presión máxima en comparación con las calculadas para el ciclo de aire.

Para el cálculo del ciclo aire - combustible se recurre a tablas que contienen datos obtenidos experimentalmente. Incluso para este ciclo se admite no sólo que el calor es introducido y sustraído de manera instantánea, como en el ciclo ideal, sino que no se producen pérdidas de calor. Figura 2.1

**En el ciclo de aire variable**, el fluido operante es también aire, pero se supone que los calores específicos son variables a lo largo de la gama de temperaturas en que se opera.

Las condiciones de introducción y sustracción del calor son iguales a las del ciclo ideal y tampoco hay pérdidas de calor. Como el cálculo de los calores específicos medios es complicado, se usan tablas que dan directamente los valores del calor y el trabajo, en términos de energía interna y entalpía para los diversos puntos de las transformaciones isentrópicas del aire. Teniendo en cuenta la variaciones de los calores específicos, se obtienen, para las temperaturas y presiones máximas, valores inferiores a los calculados para el ciclo ideal; por consiguiente, el



trabajo y el rendimiento térmico así mismo son más bajos, pero, así y todo, son aún mayores que los correspondientes a un ciclo real. Figura 2.1

**En los ciclos de aire ideal**, se supone que el fluido operante está constituido por aire y que éste se comporta como un gas perfecto. Por ello, los valores de los calores específicos se consideran constantes e iguales al del aire a las condiciones tipo 15° C de temperatura y 1 atmósfera de presión:  $C_p = 0.241 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C}$ ;  $C_v = 0.172 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C}$ .

Suponemos, además, que las fases de introducción y sustracción de calor tienen una duración bien determinada, dependiente del tipo de ciclo, y que en las otras fases no hay pérdidas de calor. Es natural, que, con estas hipótesis, los valores máximos de temperatura y presión, así como, en consecuencia, el trabajo y el rendimiento térmico calculados para el ciclo ideal, sean más elevados que los correspondientes a los otros tipos de ciclos.

El ciclo ideal representa, por tanto, el límite máximo que teóricamente puede alcanzar el motor y permite un fácil estudio matemático basado en las leyes de los gases perfectos. Figura 2.1

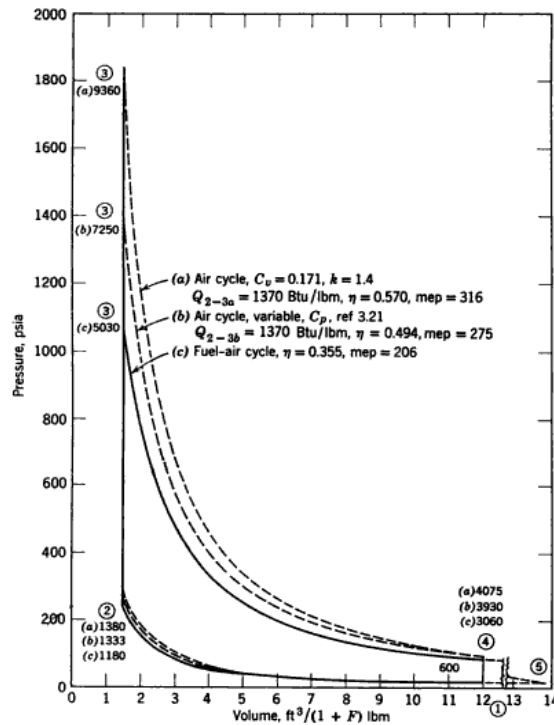


Figura 2.1 Comparación de los Ciclos Teóricos de un Motor Endotérmico

## 2.2. Ciclo Teórico de un Motor Endotérmico Atmosférico

El ciclo Otto es uno de los más importantes ciclos utilizados para motores endotérmicos. Beau de Rochas describió el ciclo en 1862, y en 1867, Nicolás Otto construyó un motor que se aproximaba al ciclo de operación. El ciclo abierto puede llevarse a cabo en cuatro o dos carreras del émbolo. Un ciclo Otto de cuatro tiempos se compone de cuatro procesos internamente reversibles, además de una parte para la admisión y para el escape. [2]

El Ciclo Otto representado gráficamente en un diagrama P-V, se puede considerar ejecutado según las transformaciones termodinámicas que se representan en la figura 2.2

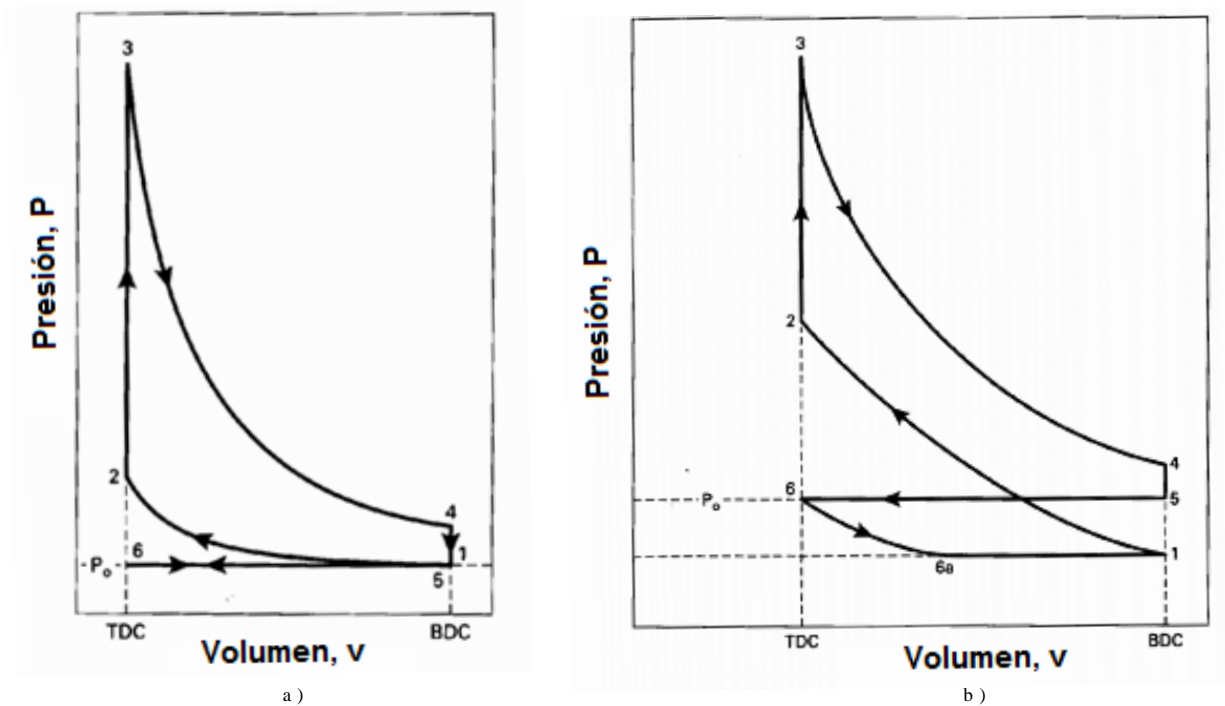


Figura 2.2 Ciclo Otto de un Motor Endotérmico Atmosférico, a) Sin Cuerpo de Aceleración o Cuerpo de Aceleración Abierto al 100% , b) Con Cuerpo de aceleración Abierto al 50%

1-2.- Compresión (Adiabático). Se supone, que se realiza muy rápidamente, y el fluido que es una mezcla de aire, vapor de combustible y gases residuales sin cambio en su composición química, no intercambia calor con el medio exterior, por lo que la transformación puede ser considerada a calor constante. Figura 2.2

2-3.- Combustión (Isocora). Se supone que salta la chispa y se produce una combustión instantánea del combustible con una eficiencia del 100% , produciendo una cantidad de calor. Al ser tan rápida se puede suponer que el pistón no se ha desplazado, por lo que el volumen durante la transformación se mantiene constante. Figura 2.2

3-4.- Trabajo (Adiabático). Se supone que durante la rapidez de giro del motor los gases quemados no tienen tiempo para intercambiar el calor con el medio exterior por lo que se puede considerar que sufren una transformación a calor constante. Figura 2.2

4-5-6.- Fase de escape. Se supone una apertura instantánea de la válvula de escape, (4-5 Isocora) lo que genera una salida tan súbita de gases del interior del cilindro que permite considerar una transformación a volumen constante, y después continúa el proceso de expulsión de los gases remanentes del interior del cilindro (5-6 Adiabático), y se supone que los gases quemados no ofrecen resistencia alguna para salir a la atmósfera, por lo que la presión en el interior del cilindro se mantiene constante e igual a la atmosférica. Figura 2.2

6-6a-1.- Admisión (Isobara). Se supone que la circulación de los gases desde la atmósfera al interior del cilindro se realiza sin rozamiento, con lo que no hay pérdida de carga y, por tanto, la presión en el interior del cilindro durante toda esta carrera se mantiene constante e igual a la atmósfera (6-6a), mientras que en un motor con cuerpo de aceleración abierta al 50% este genera un vacío. Figura 2.2

### **2.3. Ciclo Teórico de un Motor Endotérmico Turbo Alimentado**

El ciclo de trabajo de un motor turbo alimentado, es similar al de un motor atmosférico. Si un motor está equipado con un compresor o turbocompresor, el ciclo de aire estándar se muestra en la figura 2.3, con la presión de admisión más alta que la presión atmosférica. Esto se traduce en mayor ingreso de aire y combustible al interior del cilindro durante el ciclo, y el resultado neto de trabajo es mayor. La mayor presión de admisión, aumenta todas las presiones del ciclo, necesitando una mayor cantidad de calor en el proceso de 2-3. A diferencia del ciclo, del motor endotérmico atmosférico, en donde el trabajo de admisión se cancela con el trabajo de escape, en



tanto, en sentido vertical un alinea de longitud proporcional a la presión que sobre el pistón. Como todo el dispositivo indicador esta fijo al pistón motor, el estilete se mueve linealmente con él, y su posición horizontal corresponde en cada punto a la del pistón motor.

La curva trazada por el estilete está referida, a dos ejes coordenados, cuyas abscisas representan los espacios recorridos por el pistón y, por tanto, los volúmenes, así como las ordenadas representan las presiones.

Supongamos que el motor trabaja a las condiciones de funcionamiento próximas a las teóricas.

Deslizándose el pistón del P.M.S. al P.M.I. y viceversa, el estilete va trazando un segmento horizontal A-A, de longitud igual a la carrera, el cual representa el diagrama de las presiones para la fase de aspiración y de escape.

Cerrada la válvula durante la carrera de compresión, el estilete describe la curva A-B. Al final de la carrera de compresión se verifica la combustión y, en consecuencia, se produce un aumento repentino de presión que hace trazar al estilete la línea casi vertical B-C. Sucesivamente, durante la carrera de expansión, el estilete describe la curva C-D. Poco antes de terminar la carrera de expansión, se abre la válvula de escape, la presión desciende a un valor muy próximo al atmosférico y, por tanto, el estilete traza el pequeño rasgo, casi vertical, D-A. [4]

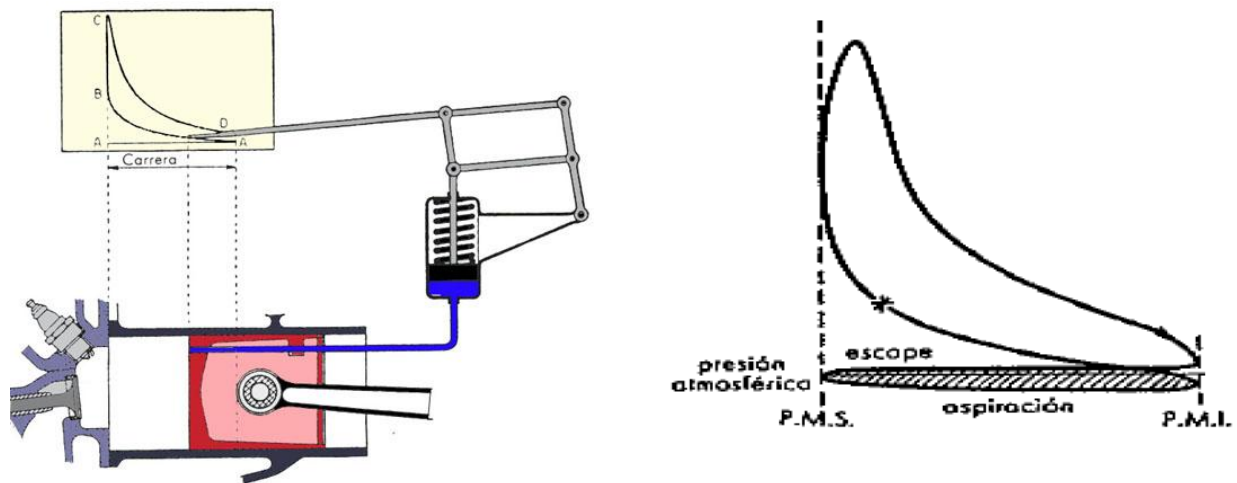


Figura 2.4 Ciclo Real Motor Endotérmico Atmosférico

## 2.5. Diferencias entre el Ciclo Teórico y Real de un Motor Endotérmico Atmosférico

Entre el ciclo real y el ciclo teórico correspondiente existen diferencias sustanciales tanto en la forma del diagrama como en los valores de temperaturas y presiones.

La diferencia de forma consiste en un perfil distinto en las curvas de expansión y compresión, en la sustitución de los trazos rectilíneos de introducción y sustracción del calor por trazos curvos y el redondeamiento de los ángulos agudo. [5]

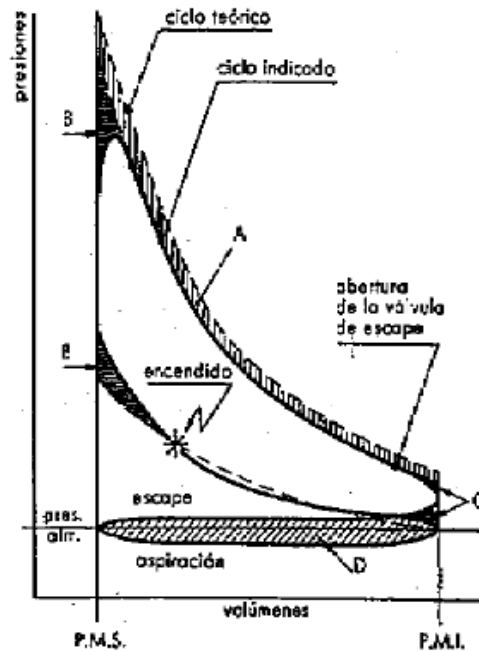


Figura 2.5 Diferencias entre el Ciclo Teórico y Real Motor Endotérmico Atmosférico

Las causas de tales diferencias se fundan en las siguientes razones:

### Perdidas de calor

En el ciclo teórico son nulas, pero bastante sensibles, por el contrario, en el ciclo real. Como el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte de calor del fluido se transmite a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son, por consiguiente, adiabáticas, sino politrópicas, con exponente  $n$ . Como el fluido experimenta una pérdida de calor se tiene evidentemente: para la expansión,  $1.15 < n < 1.25$ , y para la

compresión,  $1.33 < n < 1.36$ . Se produce, por tanto, una pérdida de trabajo útil correspondiente a la superficie A. Figura 2.5

#### **Combustión no instantánea**

En el ciclo teórico, se supone que la combustión se realiza a volumen constante; es, por tanto, instantánea; en el ciclo real, por el contrario, la combustión dura un cierto tiempo. Si el encendido tuviese lugar justamente en el P.M.S., la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil.

Por ello es necesario anticipar el encendido de forma que la combustión pueda tener lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del P.M.S. Esto produce un redondeamiento de la línea teórica 2-3 de introducción del calor y, por tanto, una pérdida de trabajo útil representado por el área B. Figura 2.5

Pero esta pérdida resulta de cuantía bastante menor de la que se tendría sin adelantar el encendido.

#### **Tiempo de apertura de la válvula de escape**

En el ciclo teórico también habíamos supuesto que la sustracción de calor ocurría instantáneamente en el P.M.I. En el ciclo real la sustracción de calor tiene lugar en un tiempo a que una parte de los gases salgan del cilindro antes de que el pistón alcance el P.M.I. de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de expulsión. Este hecho provoca una pérdida de trabajo útil representada por el área C, Figura 2.5 pérdida que es, sin embargo, menor que la que se tendría sin el adelanto de la apertura de la válvula de escape.

#### **Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura**

Como ya sabemos, tanto el calor específico a presión constante  $c_p$  como el correspondiente a volumen constante  $c_v$ , de un gas real, crecen con la temperatura, pero de tal forma que su diferencia permanece constante, es decir,  $c_p - c_v = AR$ ; por consiguiente, al aumentar la temperatura disminuye el valor de la relación  $k = c_p / c_v$ . De lo cual se infiere que los valores de la presión y la temperatura máximas resultan siempre inferiores a las que se alcanzarían en el

caso en que los calores específicos permanecieron constantes al variar la temperatura. Este hecho se toma en consideración también al trazar el ciclo teórico del aire; pero, en el caso real, los productos de la combustión tienen calores específicos mayores que el aire, y, por tanto, los valores de la presión y de la temperatura máxima son, en el ciclo real, inferiores a los correspondientes al ciclo teórico. Por esta razón, la superficie y el rendimiento térmico resultan disminuidos.

### **Disociación en la combustión**

Los productos de la combustión son esencialmente  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ , además de otros compuestos, tales como  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  y  $\text{O}_2$ . La disociación de estos productos es una reacción que se lleva a cabo con la absorción de calor, la temperatura máxima alcanzable es menor y se pierde una cierta cantidad de trabajo. Pero dado que la temperatura disminuye durante la expansión, se produce un retroceso en la reacción de disociación. En consecuencia, sobreviene en esta fase una parcial reasociación con desarrollo de calor. Desciende el valor del exponente de la línea politrópica de expansión el cual debería ser mayor que las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro y se aproxima a la línea politrópica de compresión; por ello, se consigue una parcial recuperación del trabajo antes perdido.

El ciclo real presenta, por último, otra diferencia importante al compararlo con el ciclo teórico; durante la carrera de aspiración, la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape. Salvo casos particulares, en el decurso de la aspiración, la presión resulta inferior a la atmosférica, mientras que durante el escape es superior. Se crea, por tanto, en el diagrama indicado una superficie negativa (D, en la figura 2.5), que corresponde al trabajo perdido. El esfuerzo realizado por el motor para efectuar la aspiración y el escape se llama trabajo de bombeo y esta, por lo general, comprendido en el trabajo perdido por rozamientos.



## 2.6. Ciclo Real de un Motor Endotérmico Turboalimentado

El ciclo real de un motor turbo alimentado, se comporta como un ciclo real de un motor atmosférico con las consideraciones mencionadas anteriormente, con la única diferencia que en motor turbo alimentado no existe perdidas por bombeo, ya que la presión de entrada es mayor que la presión atmosférica. [6] Figura 2.6

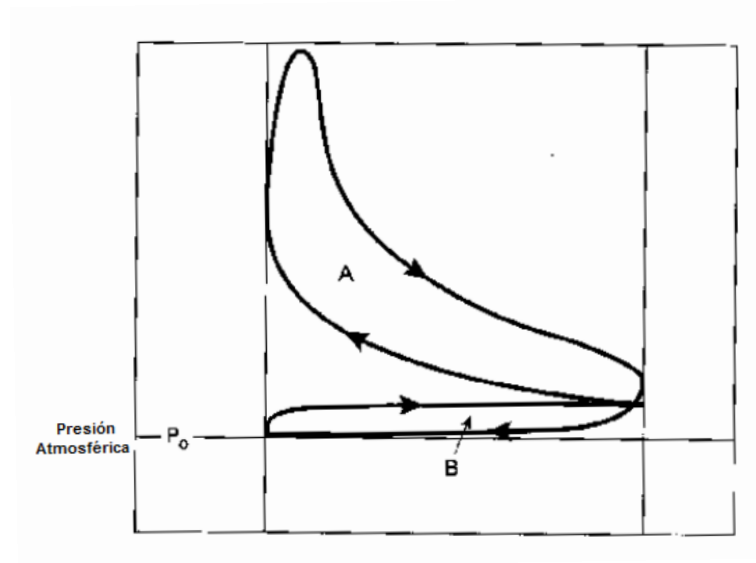


Figura 2.6 Ciclo Real Motor Endotérmico Turbo Alimentado

## 2.7. Parámetros Fundamentales de un Motor

### 2.7.1. Punto Muerto Superior

Representa la posición extrema superior del embolo. Y se representa con las letras P.M.S

### 2.7.2. Punto Muerto Inferior

Representa la posición extrema inferior del embolo. Y se representa con las letras P.M.I

### 2.7.3. Carrera

Se define como carrera del pistón a la distancia recorrida entre el P.M .I y el P.M .S, o viceversa, ya que ambos recorridos son iguales.

### 2.7.4. Ciclo

Se define ciclo como la sucesión de hechos que se repiten de una forma regular. El ciclo del motor alude a una sucesión de hechos repetitivos.

### 2.7.5. Cilindrada Unitaria

Es el volumen de un cilindro y corresponde al volumen desplazado por el pistón en una carrera, desde el P.M .I hasta P.M .S.

$$V_u = \frac{\pi}{4} . d^2 . l \quad (2.1)$$

Donde:

$V_u$  = Volumen Unitario ( $\text{cm}^3$ )

$d$  = Diámetro del Pistón (cm)

$\pi$  = Número Constante 3,1416

$l$  = Carrera del Pistón (cm)

### 2.7.6. Cilindrada Total

Es la suma de las cilindradas unitarias de todos los cilindros de un motor.

$$V_T = V_u . Z \quad (2.2)$$

Donde:

$V_T$  = Cilindrada Total ( $\text{cm}^3$ )

$V_u$  = Volumen Unitario ( $\text{cm}^3$ )

$Z$  = Número de Cilindros

### 2.7.7. Cilindrada de la Cámara de Compresión

La cámara de compresión es el espacio sobre el punto muerto superior y la culata. El volumen del cilindro se compone de la cilindrada y el de la cámara de compresión.

$$V_c = \frac{V_u}{R_c - 1} \quad (2.3)$$

Donde:

$V_c$  = Volumen de la Cámara de Compresión ( $\text{cm}^3$ )

$V_u$  = Volumen Unitario ( $\text{cm}^3$ )

$R_c$  = Relación de Compresión

### 2.7.8. Velocidad Media del Pistón

La velocidad media del pistón es la que corresponde a un movimiento uniforme supuesto con el cual el pistón tardaría lo mismo en hacer la carrera que con su velocidad variable.

Es un dato importante, pues las fuerzas alternas de inercia que provocan esfuerzos mecánicos en el motor dependen de la velocidad media del pistón y de la cilindrada unitaria. En un motor convencional la velocidad media del pistón suele estar entre (1.5 a 15) m/s, y difícilmente superan los 20 m/s. [7]

$$V_m = \frac{2.l.n}{60} \quad (2.4)$$

Donde:

$V_m$  = Velocidad Media del Pistón (m/s)

$l$  = Carrera del pistón (m)

$n$  = Revoluciones por Minuto (rpm)

### 2.7.9. Presión Media Indicada

Como la presión varía durante un ciclo de trabajo, para el cálculo se determina la presión media de trabajo (presión media indicada). La presión media indicada en los motores a gasolina y diesel está comprendido entre los 6 a 10 bares de sobrepresión. [8]

$$P_{mi} = \frac{1200 \cdot N_i}{V_T \cdot n} \quad (2.5)$$

Donde:

$P_{mi}$  = Presión Media Indicada (bar)

$N_i$  = Potencia Indicada (Kw)

$V_T$  = Cilindrada Total ( $\text{dm}^3$ )

$n$  = Revoluciones por Minuto (rpm)

### 2.7.10. Fuerza del Pistón

La presión originada por la combustión actúa en cada centímetro cuadrado. Multiplicando esa presión por la superficie de la cabeza del pistón se tiene la fuerza que ejerce. Y es esta fuerza la que el pistón debe soportar y transmitir al cigüeñal por medio de la biela para hacerlo rotar.

$$F_E = P_i \cdot A \quad (2.6)$$

Donde:

$F_E$  = Fuerza del Pistón (N)

$P_i$  = Presión Indicada (KPa)

$A$  = Área del Pistón ( $\text{m}^2$ )

### 2.7.11. Presión Media Efectiva

Puede ser concebida como la diferencia entre dos presiones hipotéticas medias, es decir entre la presión media indicada  $P_i$  y la presión que se necesita para vencer la resistencia pasiva  $P_a$ .

La presión media efectiva ( $p_{me}$ ) es muy útil para confrontar el motor y establecer el valor límite de servicio. Así tenemos que la presión media efectiva para un motor de cuatro tiempos puede ser expresada como:

$$p_{me} = \frac{1200N_e}{V_T.n} \quad (2.7)$$

Donde:

$p_{me}$  = Presión Media Efectiva (bar)

$N_e$  = Potencia Efectiva (Kw)

$V_T$  = Cilindrada Total ( $dm^3$ )

$n$  = Revoluciones por Minuto (rpm)

### 2.7.12. Relación de Compresión

La relación de compresión indica cuantas veces es mayor el volumen del cilindro que la cámara de compresión. Indica por lo tanto, a cuanto se reduce por compresión el volumen original de la mezcla combustible aire.

La relación de compresión se puede aumentar reduciendo la cámara de compresión mediante juntas de culata más finas, aplanando la culata o pistones más altos.

Una mayor compresión aumenta la potencia del motor, pero aumenta también la tendencia al picado.

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c} \quad (2.8)$$

Donde:

$V_c$  = Volumen de la Cámara de Compresión ( $cm^3$ )

$V_u$  = Volumen Unitario ( $cm^3$ )

$R_c$  = Relación de Compresión

En los motores a gasolina la relación de compresión suele ser de 7:1 a 12:1 mientras que en los motores diesel suele ser de 16:1 a 18:1 [9]

### 2.7.13. Relación Carrera Diámetro

La carrera del pistón y el diámetro del cilindro de un motor guardan estrecha relación que se denomina relación de carrera a diámetro. Y está determinada por la siguiente expresión:

$$\frac{l}{d} = 1 \quad \text{Motor Cuadrado} \quad (2.9)$$

$$\frac{l}{d} > 1 \quad \text{Motor Súper cuadrado}$$

$$\frac{l}{d} < 1 \quad \text{Motor Alargado}$$

Donde:

$l$  = Carrera del Pistón (cm)

$d$  = Diámetro del Pistón (cm)

## 2.8. Potencias y Rendimientos

### 2.8.1. Potencia

El combustible que se introduce en el interior de los cilindros posee una energía química que con la combustión se transforma en energía calorífica, de la cual una parte es convertida en trabajo mecánico. Cuando este trabajo se realiza en un intervalo de tiempo se genera la potencia.

La potencia máxima que puede desarrollar un motor depende de diversos factores, de entre los que cabe destacar fundamentalmente la relación de compresión y la cilindrada, pues a mayores valores de esta le corresponde explosiones más potentes y, en consecuencia mayor fuerza aplicada al pistón para impulsarlo por el tren motriz.

Las potencias que genera un motor de combustión interna se mencionan a continuación.

#### 2.8.1.1. Potencia Teórica

Es relativa al combustible, es decir la que debería suministrar el motor si toda la energía calorífica del combustible se transforma en energía mecánica.

$$N_T = Q_1 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z \quad (2.10)$$

Donde:

$N_T$  = Potencia Teórica (K w)

$Q_1$  = Calor Introducido (kJ/K g)

$n$  = Revoluciones por M inuto (rpm)

$Z$  = N ú m e r o de Cilindros

### 2.8.1.2. Potencia Indicada

Es la potencia que genera el motor con la combustión. Es decir la potencia desarrollada por el fluido operante en el interior del cilindro.

La potencia indicada puede ser calculada partiendo del ciclo indicado, cuya área representa el trabajo realizado por el gas en el interior del cilindro durante un ciclo.

$$N_i = \frac{V_T \cdot p_{mi} \cdot n}{1200} \quad (2.11)$$

Donde:

$N_i$  = Potencia Indicada (K w)

$V_T$  = Cilindrada Total (dm<sup>3</sup>)

$p_{mi}$  = Presión Media Indicada (bar)

$n$  = Revoluciones por M inuto (rpm)

### 2.8.1.3. Potencia Efectiva

La potencia efectiva (potencia útil) es aproximadamente 10% menor que la potencia indicada.

$$N_e = \frac{M_n \cdot n}{9550} \quad (2.12)$$

Donde:

$N_e = \text{Potencia Efectiva (Kw)}$

$M_n = \text{Torque (Nm)}$

$n = \text{Revoluciones por Minuto (rpm)}$

#### **2.8.1.4. Potencia Absorbida**

Esta potencia absorbida es la diferencia entre la potencia indicada y la potencia efectiva.

$$N_a = N_i - N_e \quad (2.13)$$

Donde:

$N_a = \text{Potencia Absorbida (Kw)}$

$N_e = \text{Potencia Efectiva (Kw)}$

$N_i = \text{Potencia Indicada (Kw)}$

Es la potencia utilizada para vencer el rozamiento entre las partes mecánicas en movimiento, para cumplir el trabajo de bombeo del flujo aire - combustible y para accionar varios grupos, como la bomba de agua, bomba de aceite, etc.

Debido a las múltiples causas de la pérdida por fricción y de la variación de los valores al cambiar las condiciones de funcionamiento del motor, es difícil medir precisamente la potencia absorbida por fricción. El valor total puede ser recabado midiendo la potencia efectiva, calculando la potencia indicada del ciclo indicado y restando la primera de la segunda, todo esto es un proceso largo y complejo.

#### **2.8.1.5. Potencia de Arrastre**

Es la potencia consumida en rozamientos (ruedas y transmisión). Sumando la potencia medida en las ruedas y más la pérdida por arrastre se obtiene la potencia teórica en el volante motor. Este tipo de potencia solo se la puede determinar en el banco dinámico.

$$N_A = N_e - N_r \quad (2.14)$$



Donde:

$N_A$  = Potencia Arrastre (K w)

$N_e$  = Potencia Efectiva (K w)

$N_r$  = Potencia Ruedas (K w)

#### 2.8.1.6. Potencia Perdida Debido a la Altura

Las condiciones atmosféricas en las que trabaja un motor influyen también sobre la potencia desarrollada por el mismo no es extraño observar como disminuye la potencia del motor cuando el vehículo circula por regiones montañosas o con calores intensos. Estudios realizados han confirmado que la potencia desarrollada es directamente proporcional a la presión barométrica, e inversamente a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta.

Para hacer comparativos los valores de potencia obtenidos con motores en pruebas realizadas en condiciones de temperatura y presión atmosférica, se ha establecido referirlos a unas condiciones determinadas, esto es, a la presión de 1.103 bares y 15 °C de temperatura, lo cual se logra con la expresión:

$$N_C = N_{enm} \frac{P}{1.103} \sqrt{\frac{288^\circ K}{273 + T_A}} \quad (2.15)$$

Donde:

$N_C$  = Potencia Corregida a la Altura de Trabajo (Cv)

$N_{enm}$  = Potencia Efectiva a Nivel del Mar (Cv)

P = Presión a la Altura de Trabajo (bar)

$T_A$  = Temperatura Ambiente (°C)

#### 2.8.1.7. Potencia a las Ruedas

Es la potencia que realmente actúa en la rueda del vehículo, y es esta la que se transmite a la superficie de contacto del vehículo.

### 2.8.2. Rendimientos

Todo motor de combustión interna, independientemente del combustible utilizado no puede transformar íntegramente en trabajo el total de la energía que se le suministra, existe una serie de pérdida de energía en la transformación que pueden clasificarse en dos grupos.

Perdidas Térmicas, son el resultado de la variación de temperatura en el interior del cilindro debido al circuito de refrigeración, al sistema de escape y a la radiación de calor del motor al ambiente.

Perdidas Mecánicas, son debidas al rozamiento de los componentes internos del motor (pistones, bielas, cigüeñal, etc.) y de los equipos auxiliares del motor como bomba de agua, alternador y sistemas de confort, etc.

La experiencia ha enseñado que la pérdida de potencia causada por la fricción es un punto proporcional a la velocidad de rotación del motor, y por la parte remanente, aproximadamente al cuadrado de la velocidad.

### 2.8.3. Rendimiento Térmico

Es la relación entre el trabajo medido del área del ciclo teórico y el equivalente en trabajo del calor introducido en este ciclo.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{R_c^{\gamma-1}} \quad (2.16)$$

Donde:

$\eta_t$  = Rendimiento Térmico

$R_c$  = Relación de Compresión

$\gamma$  = Coeficiente Adiabático

Su valor máximo varía entre 0,50 a 0,90 estos valores dependen directamente de la relación de compresión que tenga el motor. [10]

#### 2.8.4. Rendimiento Indicado

Es la relación entre el área del ciclo de trabajo indicado y del área del ciclo de trabajo ideal.

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_T} \quad (2.17)$$

Donde:

$n_i$  = Rendimiento Indicado

$N_i$  = Potencia Indicada (K w)

$N_T$  = Potencia Teórica (K w)

Su valor máximo varía entre 0,70 a 0,80 estos valores dependen directamente de la calibración de los diferentes elementos del motor. [11]

#### 2.8.5. Rendimiento Termodinámico

Es la relación entre el trabajo indicado, medido del área del ciclo indicado y el equivalente en trabajo del calor entregado para obtenerlo. Eso es el producto de dos rendimientos, el rendimiento térmico ideal y el rendimiento indicado.

$$\eta_T = \eta_t \cdot \eta_i \quad (2.18)$$

Donde:

$n_T$  = Rendimiento Termodinámico

$n_t$  = Rendimiento Térmico

$n_i$  = Rendimiento Indicado

Su valor máximo varía entre 0,30 a 0,60 estos valores dependen directamente de las pérdidas de calor debido al circuito de refrigeración del motor. [12]

### 2.8.6. Rendimiento Mecánico

Conociendo la potencia indicada y la efectiva se puede recabar el rendimiento mecánico del motor:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (2.19)$$

Donde:

$N_m$  = Rendimiento Mecánico

$N_e$  = Potencia Efectiva (K w)

$N_i$  = Potencia Indicada (K w)

Su valor máximo varía entre 0,70 a 0,85 estos valores dependen directamente de las pérdidas por rozamiento de los órganos internos del motor, elementos auxiliares del mismo. [13]

### 2.8.7. Rendimiento Volumétrico

Es la relación entre la masa real ( $m_r$ ) de aire introducida por cada ciclo en el cilindro y la masa teórica ( $m_t$ ) de aire para la combustión.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} \quad (2.20)$$

Donde:

$n_v$  = Rendimiento Volumétrico

$m_r$  = Masa Real de Aire de Ingreso (K g)

$m_t$  = Masa de Aire Teórico (K g)

El rendimiento volumétrico es función de la velocidad media de la mezcla o del aire que atraviesa el difusor del carburador, conducto de aspiración y la válvula. Su valor máximo varía entre 0,70 a 0,85 según el tipo de construcción del colector de admisión del motor. [14]

### 2.8.8. Rendimiento Total

Es la relación entre el trabajo útil en el eje del motor y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido, es igual al producto del rendimiento termodinámico por el rendimiento mecánico.

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_m \quad (2.21)$$

Donde:

$\eta$  = Rendimiento Total

$\eta_T$  = Rendimiento Termodinámico

$\eta_m$  = Rendimiento Mecánico

Su valor máximo varía entre 0,25 a 0,30 estos valores dependen directamente de la construcción del motor. [15]

### 2.9. Consumo de Combustible

#### 2.9.1. Consumo de Combustible en Carretera

Por consumo de combustible en carretera se entiende el producido en un tramo largo de carretera normal y circulación normal. Para determinación del consumo de combustible en carreteras se mide la cantidad de este con aparatos de medida, siendo necesario medir con exactitud también la longitud del recorrido.

$$C_C = \frac{G_c \cdot 100}{d_R} \quad (2.22)$$

Donde:

$C_C$  = Consumo de Combustible en Carretera (L/100Km)

$G_c$  = Combustible Consumido (L)

$d_R$  = Distancia Recorrida (Km)

### 2.9.2. Consumo de Combustible Especifico

Se denomina consumo específico, el consumo de combustible expresado en gramos que requiere un motor para producir la energía de un caballo de vapor-hora. El consumo de combustible específico puede variar por los siguientes aspectos, el número de revoluciones por minuto y la altitud a la que se encuentre funcionando el motor.

$$C_{CS} = \frac{632300}{Hx\eta} \quad (2.23)$$

Donde:

$C_{cs}$  = Consumo de Combustible Especifico (gr/Cv.h)

H = Poder Calorífico (Kcal/Kg)

n = Rendimiento Total

### 2.10. Sistemas de Sobrealimentación

Sobrealimentar un motor puede definirse como la forma de utilizar un sistema mediante el cual se consiga aportar al interior de cada cilindro una mayor cantidad de mezcla (aire-combustible, en la proporción adecuada) de la que el motor puede aspirar por medios naturales.

Esta entrada forzada de la mezcla hace que aumenten las presiones en el interior de la cámara de combustión y que se obtenga con ello mayor potencia con la misma cilindrada.

Con la sobrealimentación de los motores de gasolina se cumple aquella norma que dice: "La potencia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida en que se consiga aumentar su consumo de aire".

La utilización de la 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.

### 2.10.1. Finalidad de un Turbocompresor

La finalidad del turbocompresor es aprovechar la energía perdida a través de los gases de escape, para producir un movimiento giratorio que permita ingresar una mayor cantidad de aire al interior del cilindro, y así mejorar su rendimiento volumétrico, lo que produce un incremento de la potencia y la disminución de gases contaminantes del motor. Figura 2.7

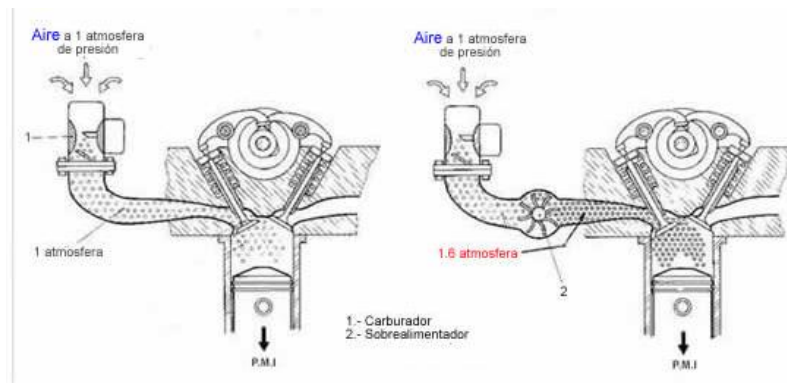


Figura 2.7 Diferencia entre Motor Endotérmico Atmosférico y Turboalimentado

### 2.10.2. Funcionamiento y Disposición de los Elementos del Turbocompresor

El compresor está colocado en la entrada del colector de admisión, con el movimiento giratorio que le transmite la turbina a través del eje común, el compresor eleva la presión del aire que entra a través del filtro y consigue que mejore la alimentación del motor. El turbo impulsado por los gases de escape alcanza velocidades por encima de las 100.000 rpm, por tanto, hay que tener muy en cuenta el sistema de engrase de los cojinetes donde apoya el eje común de los rodets de la turbina y el compresor. También hay que saber que la temperatura a la que va a trabajar el turbo en su contacto con los gases de escape van a ser muy elevadas (alrededor de 750 °C).

Los elementos principales que forman un turbocompresor son: el eje común que tiene en sus extremos los rodets de la turbina y el compresor, este conjunto gira sobre los cojinetes de apoyo, los cuales han de trabajar en condiciones extremas y que dependen necesariamente de un circuito de engrase que los lubrica.

Por otra parte el turbo sufre una constante aceleración a medida que el motor sube de revoluciones, y como no hay límite alguno en el giro de la turbina empujada por los gases de

escape, la presión que alcanza el aire en el colector de admisión, sometido a la acción del compresor puede ser tal que sea más un inconveniente que una ventaja a la hora de sobrealimentar el motor. Por lo tanto se hace necesario el uso de un elemento que nos limite la presión en el colector de admisión. Este elemento se llama válvula de descarga o válvula waste gate. Figura 2.8

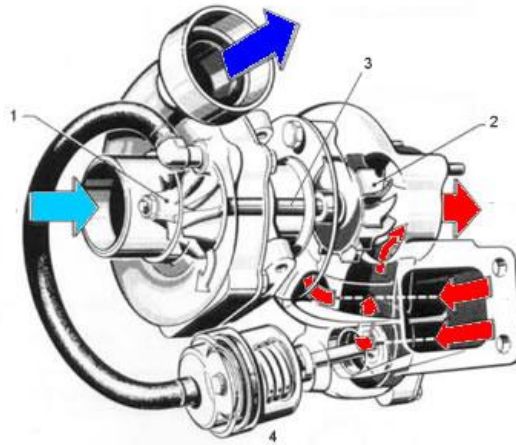


Figura 2.8 Partes constructivas del Turbocompresor

- 1 Compresor
- 2 Turbina
- 3 Eje Común
- 4 Válvula de Descarga Wastegate

### 2.10.3. Ciclos de Funcionamiento de un Turbo Compresor

#### Funcionamiento a Ralentí y Carga Parcial Inferior

En estas condiciones el rodete de la turbina es impulsado por medio de los gases de escape, el volumen de estos no es capaz de hacer girar a la turbina al régimen de giro adecuado, lo que no permite que el aire fresco aspirado por los cilindros sea comprimido por la turbina del compresor, lo que se traduce en una aspiración normal del motor.

#### Funcionamiento a Carga Parcial Media

Cuando la presión en el colector de aspiración (entre el turbo y los cilindros) se acerca la atmosférica, se impulsa la rueda de la turbina a un régimen de revoluciones más elevado y el aire



fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido y conducido hacia los cilindros bajo presión atmosférica o ligeramente superior, actuando ya el turbo en su función de sobrealimentación del motor.

#### **Funcionamiento a Plena Carga y Carga Parcial Superior**

En esta fase continua aumentando el volumen de los gases de escape sobre la turbina del turbo y se alcanzara el valor máximo de presión en el colector de admisión que debe ser limitada por un sistema de control (válvula de descarga). En esta fase el aire fresco aspirado por el rodete del compresor es comprimido a la máxima presión que no debe sobrepasar los 0,9 bar en los turbos normales y 1,2 en los turbos de geometría variable. [16]

#### **2.10.4. Tipos de Turbocompresores.**

La forma de conseguir un aumento de la presión del aire necesario para la sobrealimentación de motores es mediante la utilización de unas máquinas llamadas: compresores. Se clasifican en tres grupos:

- Volumétricos o de desplazamiento positivo.
- Dinámicos o de no desplazamiento positivo.
- Compresor de onda de presión.

A los primeros pertenecen los compresores de mando mecánico (accionados por el cigüeñal mediante piñones o correa), como ejemplo tenemos el denominado: Roots o de lóbulos, Lysholm, el compresor G.

Como compresor dinámico se conoce a los turbocompresores (accionados por los gases de escape). Como compresor de onda de presión tenemos exclusivamente el compresor de la empresa Brown Boveri.

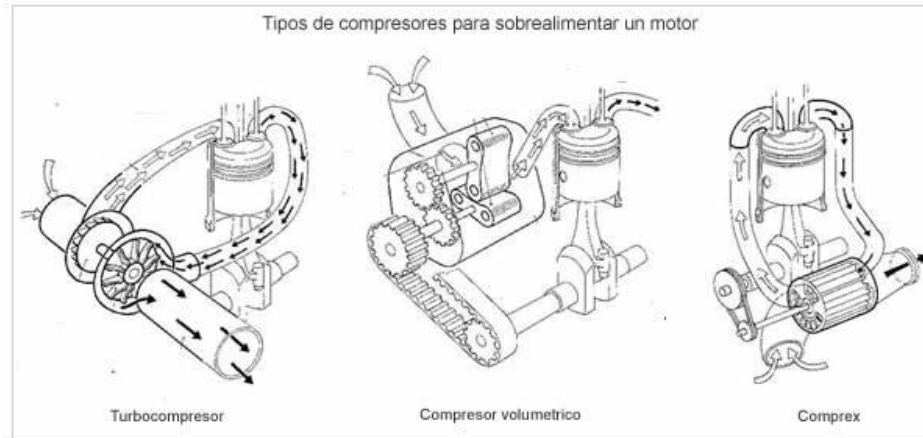


Figura 2.9 Sistemas de Sobrealimentación

En el terreno de la sobrealimentación de motores, tanto en gasolina como en Diesel, los mejores resultados obtenidos hasta ahora se han llevado a cabo con la ayuda de los turbocompresores que si bien tienen algunos inconvenientes, tienen la gran ventaja de que no consumen energía efectiva del motor además de que están facultados para poder girar a un número elevadísimo de RPM por encima de 100.000. Todo esto y su facilidad para ser aplicados al motor debido a su pequeño tamaño (por lo menos en comparación a los compresores volumétricos) hace que se haya estudiado a fondo la manera de utilizarlos y que se hayan conseguido con ellos grandes éxitos tanto en competición como en realizaciones de motores de tipo comercial.

#### 2.10.5. Características del Turbocompresor

Para comparar técnicamente un turbocompresor debe tomarse en cuenta los siguientes parámetros:

- Relación Área Radio (A/R)
- TRIM.
- Eficiencia del Turbocompresor
- Mapa de flujo del turbocompresor

La relación A/R es el resultado de dividir el área interior del alojamiento de la turbina o del compresor donde se encuentran las paredes internas, entre el radio del alojamiento desde el centro hasta la mitad del área interior. Figura 2.10

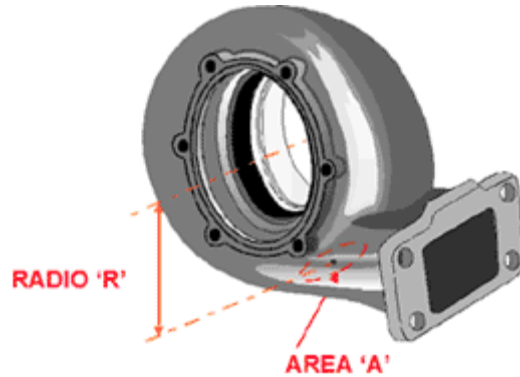


Figura 2.10 Relación Área – Radio

El TRIM es un valor que puede tomar un rango entre 0 y 100, y es la relación de áreas utilizada para describir tanto el valor de la rueda de la turbina como la del compresor. A medida que el TRIM se incrementa, la rueda puede soportar más flujo de aire. Figura 2.11

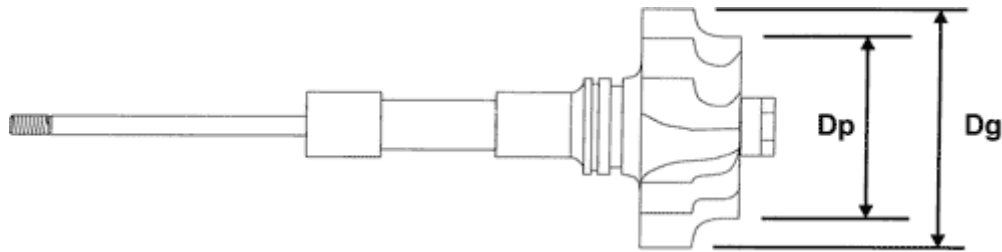


Fig.2.11 Relación TRIM

La eficiencia del turbocompresor es la capacidad de impulsar el flujo de aire sin ganancia o pérdida de calor. Es decir un proceso de compresión adiabática, eficiencia del 100% .

Esta característica es imposible ya que al comprimir el flujo de aire este aumenta su temperatura. Es así que la mayoría de turbocompresores trabajan con una eficiencia entre el 60 a 70% , este criterio es muy importante al seleccionar un turbocompresor ya que la eficiencia determina la temperatura de salida del flujo de aire.

El mapa de flujo del compresor, Figura 2.12 describe las características particulares del compresor como son la eficiencia, el rango de flujo de aire, la capacidad de presión de sobrealimentación, la velocidad del turbo, y los límites de operación permisibles. En la figura 4.6 se muestra las variables fundamentales de un mapa de flujo del compresor típico.

**Eje de la relación de presión.** Se define como la presión absoluta del aire después de pasar por el compresor dividida para la presión absoluta del aire antes de entrar al compresor. Usualmente los compresores se clasifican por su relación de presión, la cual es independiente de la presión de entrada, ya que se conserva sin modificar, cualquiera que sea la presión atmosférica o cualquier otro factor que pudiera afectar la sobrealimentación real del motor.

**Eje del flujo de aire.** Es la cantidad de masa de aire que pasa a través del compresor, y posteriormente al motor sobre un periodo de tiempo dado, y comúnmente es expresado en (lb/min). El flujo másico de aire puede ser físicamente calculado, pero generalmente es suficiente para estimar el flujo correcto para la aplicación que se necesite. Las unidades en el eje del flujo de aire pueden ser medidas en pies cúbicos por minuto (cfm), convirtiéndose así en flujo volumétrico de aire.

**Línea de oscilación.** Es el límite izquierdo del mapa, y la operación a la izquierda de esta línea representa una zona de inestabilidad de la presión de salida y del flujo, provocando pulsaciones y oscilaciones que conllevarían a la falla prematura del turbo. Esta línea fija cual es el flujo utilizable mínimo de operación.

**Línea de estrangulación.** Es el límite derecho del mapa, y es definida como el punto en donde la eficiencia cae más allá del 58%. Adicionalmente, al pasar esta línea, la eficiencia del compresor caerá rápidamente provocando que la velocidad del turbo se eleve, excediendo el límite admisible.

**Líneas de velocidad del turbo.** Estas líneas representan una velocidad constante del turbo. Dicha velocidad es directamente proporcional a la relación de presión y el flujo másico de aire.

**Islas de eficiencia.** Son regiones concéntricas de los mapas que representan la eficiencia del compresor en cualquier punto del mapa. La isla de región menor está situada en el centro del mapa, y es el punto de eficiencia máxima del compresor. A medida que las islas o anillos de eficiencia se alejan del centro del mapa, la eficiencia disminuye hasta que los límites de oscilación y estrangulación son alcanzados.

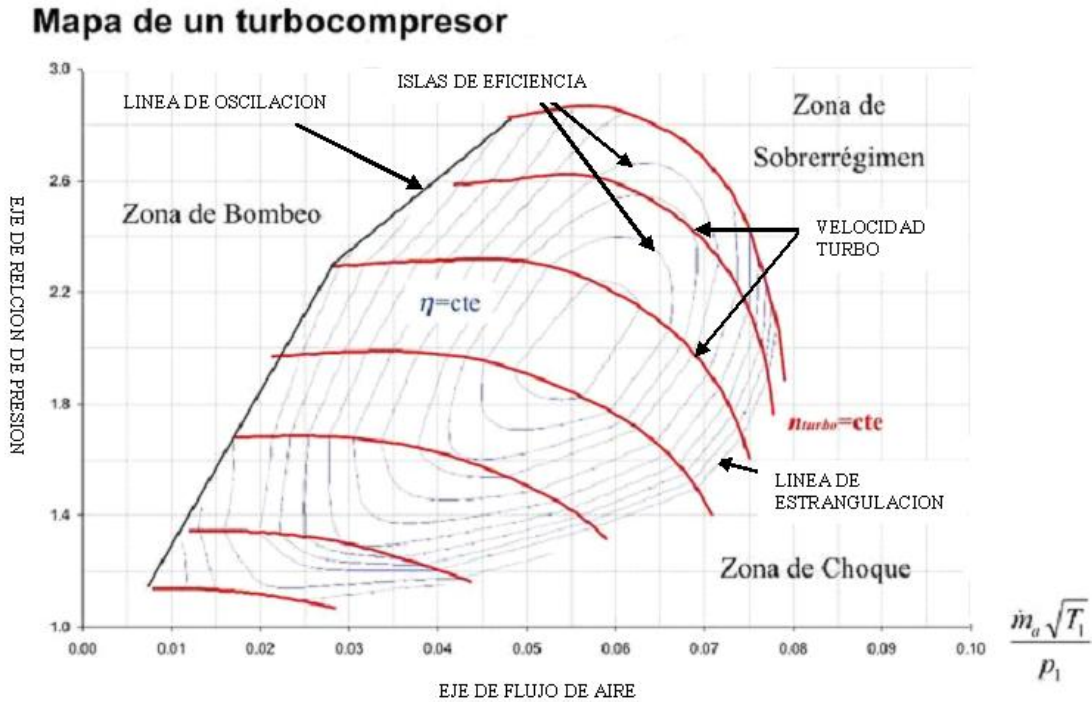


Figura 2.12 Mapa del flujo de aire de los Turbocompresores Garrett

#### 2.10.6. Consideraciones para la Implementación del Turbocompresor

Es muy importante la selección correcta del turbocompresor y de las regulaciones del motor las cuales determinarán el límite de trabajo del mismo.

La selección errónea del turbocompresor puede provocar averías en los componentes internos del motor como: pistones, bielas, válvulas, cojinetes (biela, bancada, axiales), además puede llevar a producir un sobrecalentamiento del motor, elevadas presiones y temperaturas en la cámara de combustión provocando el autoencendido.

Como referencia para la selección del turbocompresor tomaremos la cilindrada del motor al que se desea instalar el sistema de sobrealimentación, relación de presión, flujo de aire, rendimiento del turbocompresor y disponibilidad en el mercado.

El punto de inicio para la selección del turbocompresor es determinar la presión de sobrealimentación que el turbo va a generar al instante de la admisión. [17] Tabla 2.1

Tabla 2.1 Rangos de Sobrealimentación

Rango de Sobrealimentación	Presión de Sobrealimentación (PSI Manométrico)
Bajo	3 - 7
Medio	7 - 12
Alto	12 - 20

A más de incrementar la presión del aire también se eleva la temperatura, los rangos de ingreso de temperatura al motor son más elevados a diferencia de un motor atmosférico, lo cual genera detonación, para evitar el ingreso de aire con una temperatura elevada se tiene la necesidad de implementar un dispositivo que nos permita el ingreso de aire, más frío a los cilindros.

Tabla 2.2 Características de la Gasolina y Temperatura de Autoencendido

Materia	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	Poder Calorífico (Kcal/Kg)	Autoencendido °C
Gasolina Normal (92 RON)	720 - 760	10 000	450 - 550
Gasolina Súper (96 RON)	730 - 780	10 500	480 - 700

La relación de compresión es uno de los aspectos más importantes, cuando se desea un alto rendimiento, esta relación se ve alterada por un gran número de factores de rendimiento y maniobrabilidad como la capacidad de respuesta de aceleración, economía, caballos de fuerza, y la suavidad de manejo, son algunos factores que son afectados por la relación de compresión. La apropiada relación de compresión es determinada una vez más por la aplicación a la que el motor va a ser sometido, así como también los accesorios como el intercooler y el número de octano del combustible que se va a utilizar. [18] Figura 2.13

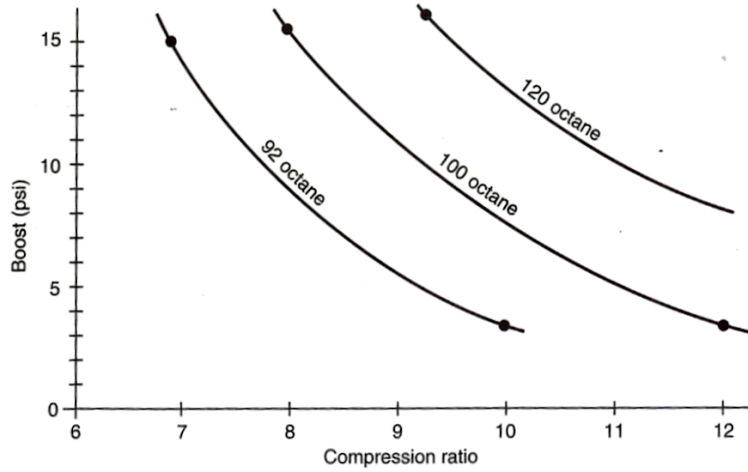


Figura 2.13 Relación de Compresión en Motores con Turbocompresor

### 2.11. Curvas Características del Motor

El trabajo que es capaz de realizar un motor está definido por sus curvas características de potencia y par motor. La potencia máxima que se puede desarrollar un motor depende de diversos factores, de entre los que cabe destacar la relación de compresión y la cilindrada. También depende de la carrera, número de cilindros y régimen de giro del motor. Cuanto mayor es la velocidad de rotación del motor, menor es el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión, llegando a una situación en que la cantidad de gases que entrada al cilindro es insuficiente, lo que determina una disminución de la potencia que desarrolla el motor a partir de un cierto régimen. De ahí que la velocidad y la potencia de un motor no puedan aumentar indefinidamente. Figura 2.14

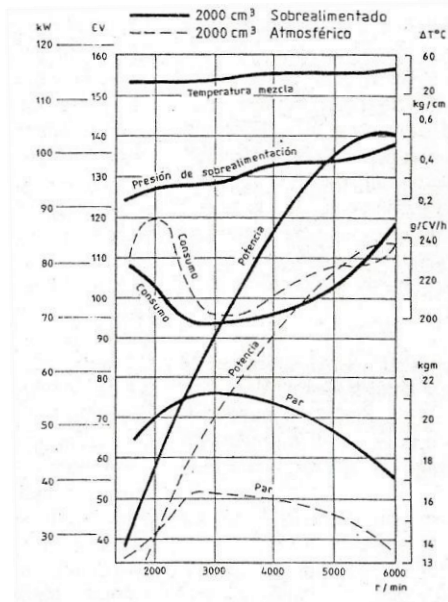


Figura 2.14 Curvas Características de un Motor Atmosférico y Turbo Alimentado

Cuando la potencia de un motor se mantiene sensiblemente igual en un margen amplio de revoluciones, se dice que el motor es plano o elástico. Los motores cuadrados y súper cuadrado son generalmente de este tipo. Si la potencia máxima se obtiene en un margen pequeño de revoluciones, se dice que el motor es agudo.

## 2.12. Partes Constructivas

### 2.12.1. Introducción

El motor del automóvil es el encargado de transformar la energía térmica que le proporciona un combustible en energía mecánica que posteriormente utilizara para poder desplazarse.

Un motor alternativo elemental es un conjunto de partes que trabajan en sincronización, para el correcto funcionamiento de este.

Se puede dividir en tres grandes grupos como son:

Elementos estructurales fijos del motor.

Elementos Móviles

Sistemas Auxiliares



### 2.12.2. Tipos de Motores

La clasificación de los motores viene determinado en función de una serie de características constructivas y de funcionamiento, pero el aspecto más importante para clasificar a los motores es la relación entre su carrera y el diámetro del cilindro.

Según este parámetro podemos encontrar motores:

**Cuadrado**, son los que tienen como característica la relación  $\frac{l}{d} = 1$ .

**Supercuadrado**, son los que tienen como característica la relación  $\frac{l}{d} > 1$ .

Estos tipos de motores ofrecen las siguientes ventajas:

Mayor potencia del motor para un mismo volumen del cilindro.

Bielas más cortas y, por tanto, más rígidas.

Disminuye el rozamiento entre el pistón y el cilindro debido a la menor carrera.

**Alargado**, son los que tienen como característica la relación  $\frac{l}{d} < 1$ .

Estos motores presentan las siguientes ventajas:

Mayor relación de compresión y por tanto un mejor rendimiento térmico.

El aumento de la carrera proporciona un mayor tiempo de combustión, por esta razón, se realiza de manera más perfecta, produciéndose menores residuos de gases tóxicos.

Mayor capacidad de disipación del calor debido a la mayor relación superficie - volumen en el cilindro.

### 2.12.3. Elementos estructurales fijos del motor

#### 2.12.3.1. Bloque motor

Es una de las piezas más importantes ya que es la base en la que se alojan las restantes. El bloque tiene la función de alojar los cilindros en donde se desplazan los pistones y las bielas, sujeta al cigüeñal e incorpora los pasos de agua de refrigeración y los conductos de lubricación.

#### **2.12.3.2. Culata**

Es la parte superior del motor donde aloja las válvulas y los conductos que canalizan la admisión y el escape. Cierra los cilindros.

#### **2.12.3.3. Cárter**

El cárter de aceite es la parte encargada de cerrar el motor por la parte inferior y almacenar el aceite para el engrase del motor.

#### **2.12.4. Elementos Motrices**

##### **2.12.4.1. Pistón o Embolo**

Es el elemento móvil que se desplaza en el interior del cilindro y recibe la fuerza de expansión de los gases de la combustión para transmitirlos al cigüeñal por medio de la biela.

##### **2.12.4.2. Segmentos**

Los segmentos, son anillos circulares y elásticos que tienen que realizar básicamente un cierre hermético para los gases entre el pistón y el cilindro y asegurar la lubricación del cilindro.

##### **2.12.4.3. Bulón**

Es el encargado de sujetar la biela al pistón.

##### **2.12.4.4. Biela**

La biela es la pieza encargada de unir el pistón con el cigüeñal y por tanto está sometida al esfuerzo mecánico alternativo del pistón en las diferentes fases del ciclo de trabajo.

#### **2.12.4.5. Cigüeñal**

El cigüeñal es la pieza que completa el conjunto biela manivela. Es el encargado de la transformación final del movimiento lineal del pistón en movimiento rotativo; una operación que permite transmitir el par motor originado a los restantes elementos mecánicos del motor.

#### **2.12.4.6. Casquillos de Fricción o Cojinetes**

Los casquillos de fricción tienen el objetivo de reducir el rozamiento entre las piezas con movimiento rotativo o ejes y piezas fijas del motor, interponiéndose entre ellas.

#### **2.12.4.7. Volante Motor**

Es la pieza encargada de almacenar la energía durante el tiempo en que se desarrolla el impulso motor y la restituye para el resto del ciclo. El volante motor es una masa de inercia que regulariza y equilibra el giro del cigüeñal.

### **2.12.5. Circuitos o Sistemas Auxiliares**

#### **2.12.5.1. Sistema de Distribución**

El sistema de distribución es el formado por un grupo de piezas y elementos auxiliares del motor que actúan perfectamente coordinadas para permitir realizar el ciclo completo del motor. En definitiva, se trata de abrir y cerrar las válvulas en el momento adecuado y siguiendo un diagrama que varía según el tipo de motor.

#### **2.12.5.2. Sistema de Lubricación**

El sistema de lubricación es el encargado de suministrar la cantidad de aceite suficiente a todas las partes móviles, para que se realice el engrase de las mismas en forma conveniente y así evitar el excesivo desgaste del motor.

### **2.12.5.3.      Sistem a de Refrigeración**

El sistema de refrigeración tiene como objetivo el de disminuir la temperatura de los componentes del motor, ya que si no se lo hiciera las grandes temperaturas dilatarían los materiales y producirían el agarrotamiento y deformación de las piezas del motor.

### CAPÍTULO III

#### 3. ANÁLISIS Y ESTUDIO DEL MOTOR ISUZU 4ZD1

##### 3.1 Especificaciones Teóricas del Motor Isuzu 4ZD1

Tabla 3.1 Especificaciones Teóricas del Motor Isuzu 4ZD1

<b>DATOS TÉCNICOS VEHÍCULO CHEVROLET LUV 2.2</b>	
Marca	Isuzu
Modelo	1995
Tipo de Motor	4ZD1
Sistema de Combustible	Carburación, Carburador
Orden de Encendido	1-3-4-2
Cilindrada	2254 cm <sup>3</sup>
Diametro del Pistón	89.3 mm
Carrera	90 mm
Potencia	110 Cv (108Hp)(80.93 Kw) @ 5000 rpm
Torque	126 Nm @ 5000 rpm
Regimen de Ralenti	800 rpm
<b>ARRANQUE Y CARGA</b>	
Voltaje Bateria	12 V
Capacidad de la Bateria	65
Amperios por Hora de la Bateria	45 Amp./h
Amperaje Máximo de Arranque	122-149 Amp.
<b>SISTEMA DE ENCENDIDO</b>	
Sistema de Encendido	Encendido transistorizado
Generación de Alta Tensión	Inductiva
Distribución de Chispa	Mecánico
<b>SISTEMA DE LUBRICACIÓN</b>	
Temperatura del Aceite	80 °C
Presión de Aceite	490,5 kPa @ 400 rpm

<b>SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</b>	
Tipo de Bomba de Agua	Impulsor centrifugo
Capacidad de Fluido Refrigerante	9.8 litros
Temperatura Termóstática	82 °C
Temperatura Apertura Termóstática	95 °C
Posición de Apertura Termóstática	8 mm
Tapón de Radiador	0,88-1,18 bar

### **3.2 Determinación de la Potencia y Torque del Motor 4ZD1 Atmosférico**

#### **3.2.1 Banco Dinamométrico**

Para realizar las pruebas de potencia y torque del motor 4ZD1 se utilizo un banco dinamométrico de rodillos denominado DYNORACE de procedencia Italiana, que se encuentra en la Facultad de Mecánica Automotriz de la Universidad Internacional en la ciudad de Quito. Anexo 4

### 3.2.2 Potencia y Torque Motor 4ZD1 Atmosférico

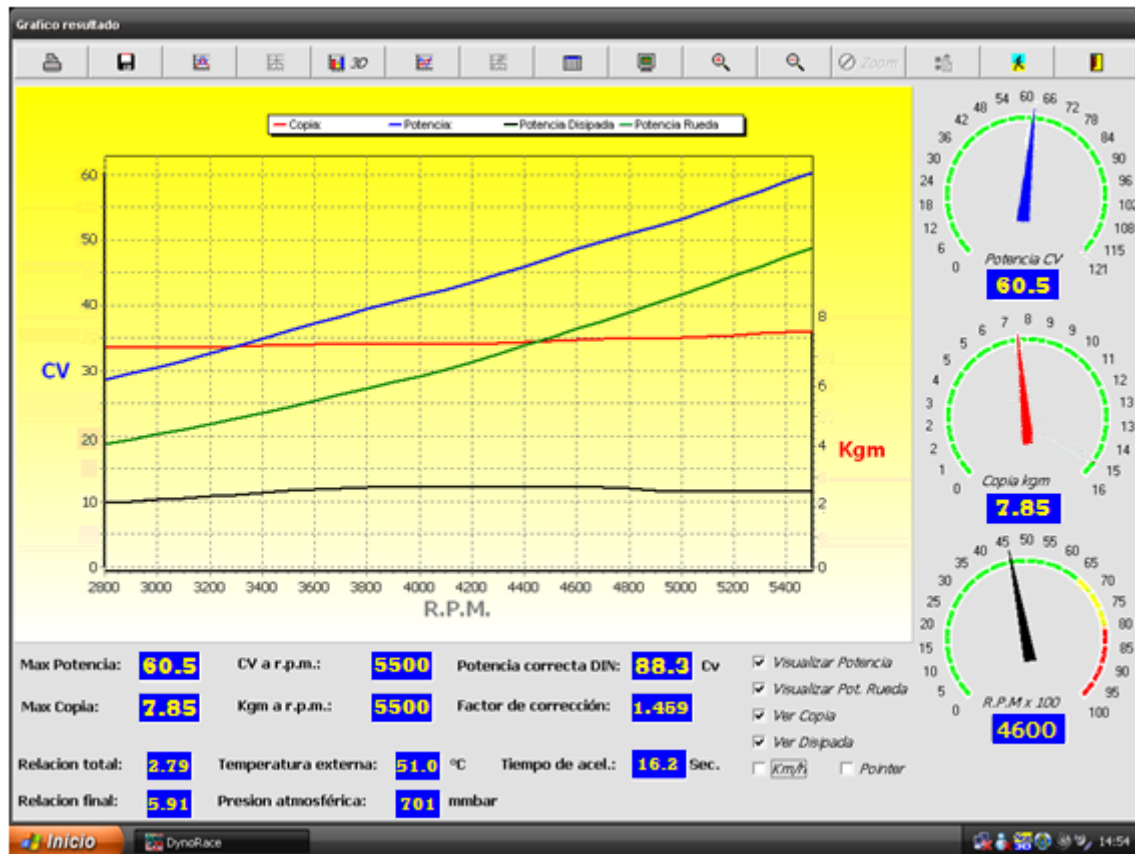


Figura 3.1 Potencia y Torque en el Banco Dinamométrico DYNORACE

Para poder determinar los valores de potencia y torque del motor 4ZD1 se realizan tres fases de calibración en el dinamómetro para obtener valores precisos.

Tabla 3.2 Datos Obtenidos del Banco Dinamométrico DYNORACE

Potencia Indicada	(88.3 Cv) (87.11 HP) 64.96 KW @ 5500
Potencia Efectiva	(60.5 Cv) (59.67 HP) 44.5 KW @ 5500
Torque Máximo	76.98 Nm @ 5500
Potencia de Arrastre	8.36 KW (11.21 HP) @ 5500
Potencia a la Rueda	37.78 KW (50.53 HP) @ 5500
Presión Atmosférica	70.1 KPa
Temperatura Ambiente	25 °C
Temperatura Aire Aspirado	32 °C





### Presión Entrada

La presión de entrada al motor 4ZD1, es la presión atmosférica a 3000 metros sobre el nivel del mar que corresponde a 70.1 KPa, ya que esta es la presión atmosférica en la ciudad de Quito, donde se realizó la prueba de potencia y torque obtenida en el banco dinámico.

### Temperatura de Admisión

La temperatura de ingreso del aire al múltiple de admisión se realizó de forma directa con el instrumento denominado pirómetro, con el cual se obtuvo una temperatura de 32 °C.

### Relación de Compresión

La relación de compresión se determinó mediante el uso del manual de servicio del motor Isuzu 4ZD1, en el cual indica una relación de 8:1

### Combustible Utilizado

El combustible que se utilizó en las pruebas la camioneta Chevrolet Luv, fue gasolina súper, las características de este tipo de combustible se muestra en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Propiedades de la Gasolina Súper en el Ecuador Fuente Petrocomercial

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método de Ensayo
Número de Octano	RON	89	-----	INEN 2102
Número de Octano	MON	82	-----	ASTM 2699
Ensayo de Destilación 10%	°C	-----	70	INEN 926
50%	°C	77	121	INEN 926
90%	°C	-----	220	INEN 926
Punto Final	°C	-----	220	INEN 926
Residuos	% V	-----	2	INEN 926
Contenido de Azufre	% peso	-----	0.20	INEN 929
Contenido Plomo	g/L	-----	0.013	INEN 931
Corrosión en Lamina de Cobre	-----	-----	N ° 1	INEN 927

### Proceso 1 - 2 Figura 3.2

En este proceso no existe intercambio de calor así que se ha tomado como un Proceso Isentropico o Adiabático.

$$T_1 = 32 \text{ }^\circ\text{C} + 273$$

$$T_1 = 305 \text{ }^\circ\text{K}$$

Se procedió a determinar la temperatura en el punto 1, con lo cual se determino la energía interna y el volumen específico en este punto, para esto se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_1 = 217.67 \text{ KJ / Kg}$$

$$v_{r1} = 596.00$$

Seguidamente mediante la ecuación de relación entre el volumen y volumen relativo específico se determino el volumen específico, temperatura, energía interna en el punto 2.

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

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

$$v_{r2} = \frac{1}{8} * 596.00$$

$$v_{r2} = 74.5$$

Luego se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_2 = 499.27 \text{ KJ / Kg}$$

$$T_2 = 683.40 \text{ }^\circ\text{K}$$

Se aplico la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 2.

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

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \left( \frac{V_1}{V_2} \right)$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) R_c$$

$$P_2 = 70.1 \text{KPa} \left( \frac{683.40^\circ \text{K}}{305^\circ \text{K}} \right) (8)$$

$$P_2 = 1256.56 \text{ KPa}$$

**Proceso 2 – 3 Figura 3.2**

En este proceso no existe variación en el volumen así que se ha tomado como un Proceso Isocora. Se calculo los volúmenes específicos tanto en el punto 1 como en el punto 2.

$$P_1 V_1 = RT_1 \qquad P_2 V_2 = RT_2$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} \qquad V_2 = \frac{RT_2}{P_2}$$

$$V_1 = \frac{\left( 0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}} \right) (305^\circ \text{K})}{70.1 \text{KPa}}$$

$$V_1 = 1.248 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$V_2 = \frac{\left( 0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot ^\circ \text{K}} \right) (683.40^\circ \text{K})}{1256.56 \text{KPa}}$$

$$V_2 = 0.156 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Con estos valores se calculó el trabajo neto, según la definición de trabajo, es igual al producto entre la presión media efectiva y el volumen específico.

$$W_{neto} = PME (v_{max} - v_{min})$$

$$W_{neto} = 6.28bar \left( \frac{1KPa}{0.01bar} \right) \left( 1.248 \frac{m^3}{Kg} - 0.156 \frac{m^3}{Kg} \right)$$

$$W_{neto} = 685.7 \frac{KJ}{Kg}$$

Se calculó el rendimiento térmico mediante la siguiente ecuación.

$$n_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}}$$

$$n_t = 1 - \frac{1}{8^{1.4-1}}$$

$$n_t = 0.56$$

Con este valor se determinó el calor de entrada en el proceso de funcionamiento del motor.

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

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

$$q_{entrada} = \frac{685.7 \frac{KJ}{Kg}}{0.56}$$

$$q_{entrada} = 1214.21 \frac{KJ}{Kg}$$

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

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

$$u_3 = 1214.21 \frac{KJ}{Kg} + 499.27 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_3 = 1713.48 \frac{KJ}{Kg}$$

Luego se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$v_{r3} = 2.616$$

$$T_3 = 2036.16 \text{ } ^\circ K$$

Se aplico la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 3.

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

$$P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) \left( \frac{V_3}{V_2} \right)$$

$$P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) * 1$$

$$P_3 = 1256.56 \text{ KPa} \left( \frac{2036.16^\circ K}{683.40^\circ K} \right) (1)$$

$$P_3 = 3743.86 \text{ KPa}$$

### Proceso 3 - 4 Figura 3.2

En este proceso no existe intercambio de calor así que se ha tomado como un Proceso Isentropico o Adiabático.

$$v_1 = v_4$$

$$v_2 = v_3$$

Mediante la ecuación de relación entre el volumen y volumen relativo específico se determino el volumen específico, temperatura, energía interna en el punto 4.

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$v_{r4} = v_{r3} * R_c$$

$$v_{r4} = 2.616 * 8$$

$$v_{r4} = 20.928$$

Luego se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_4 = 813.7744 \text{ KJ / Kg}$$

$$T_4 = 1063.6551 \text{ }^\circ\text{K}$$

Se aplico la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 4.

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

$$P_4 = P_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right) \left( \frac{V_3}{V_4} \right)$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right) \left( \frac{1}{R_c} \right)$$

$$P_4 = 3743.8648 \text{ KPa} \left( \frac{1063.6551 \text{ }^\circ\text{K}}{2036.16 \text{ }^\circ\text{K}} \right) * \frac{1}{8}$$

$$P_4 = 244.46 \text{ KPa}$$

### Proceso 4 - 1 Figura 3.2

En este proceso no existe variación en el volumen así que se ha tomado como un Proceso Isocora.

$$q_{salida} = u_4 - u_1$$
$$q_{salida} = 813.77 \frac{KJ}{Kg} - 217.67 \frac{KJ}{Kg}$$
$$q_{salida} = 596.1 \frac{KJ}{Kg}$$
$$\frac{P_5 V_5}{T_5} = \frac{P_4 V_4}{T_4}$$
$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right) \left( \frac{V_5}{V_4} \right)$$
$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right) * 1$$
$$T_5 = 1063.65^\circ K \left( \frac{70.1 KPa}{244.46 KPa} \right) (1)$$
$$T_5 = 305^\circ K$$

Una vez determinado los valores de los puntos característicos del ciclo de funcionamiento del motor endotérmico atmosférico, como la temperatura, presión y volumen podemos graficar el diagrama P - V. Figura 3.3

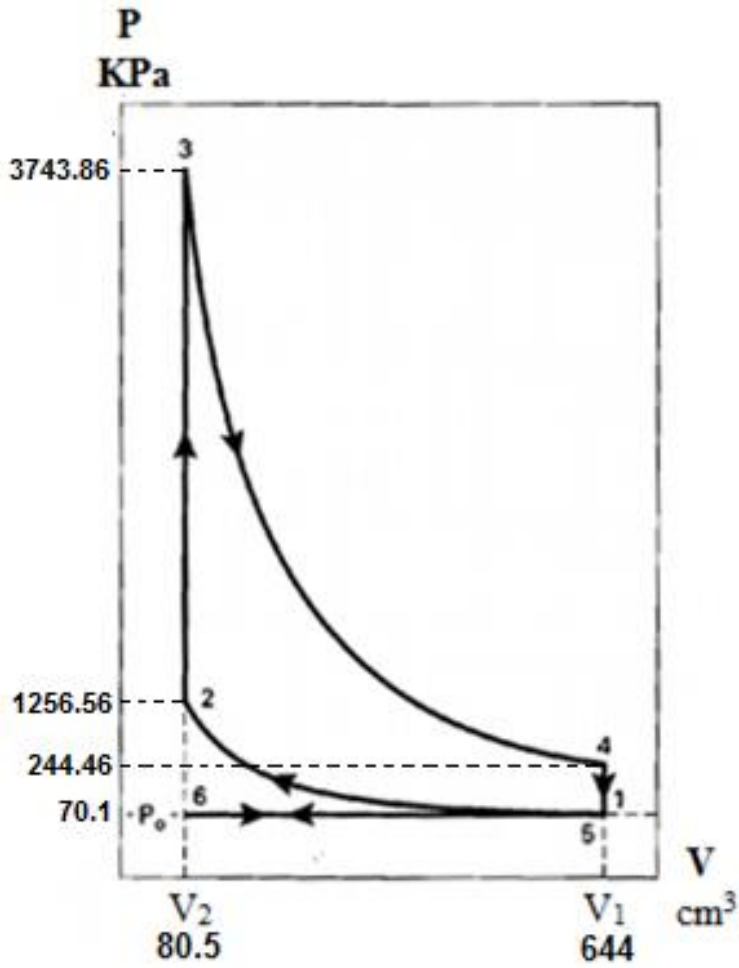


Figura 3.3 Ciclo Otto del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico

Tabla 3.4 Presión, Temperatura y Volumen del Motor 4ZD1

PUNTO	PRESIÓN (KPa)	TEMPERATURA (°K)	VOLUMEN (cm <sup>3</sup> )
1	70.1	305	644.5
2	1256.56	683.40	80.5
3	3743.86	2036.16	80.5
4	244.46	1063.65	644.5



### 3.4 Cálculo de Parámetros Fundamentales del Motor 4ZD1 Atmosférico

#### 3.4.1 Cilindrada Unitaria

$$V_u = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l$$

$$V_u = \frac{\pi}{4} \cdot (8.93 \text{ cm})^2 \cdot (4 \text{ cm})$$

$$V_u = 563.5 \text{ cm}^3$$

#### 3.4.2 Cilindrada de la Cámara de Compresión

$$V_c = \frac{V_u}{R_c - 1}$$

$$V_c = \frac{563.5 \text{ cm}^3}{8 - 1}$$

$$V_c = 80.5 \text{ cm}^3$$

#### 3.4.3 Cilindrada Total

$$V_T = V_u \cdot Z$$

$$V_T = 563.5 \text{ cm}^3 \times 4$$

$$V_T = 2254 \text{ cm}^3$$

#### 3.4.4 Velocidad Media del Pistón

$$V_m = \frac{2 \cdot l \cdot n}{60}$$

$$V_m = \frac{2 \cdot (0.09 \text{ m}) \cdot (500 \text{ rpm})}{60}$$

$$V_m = 16.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### 3.4.5 Presión Media Indicada

$$P_{mi} = \frac{1200 \cdot N_i}{V_i \cdot n}$$
$$P_{mi} = \frac{1200 \cdot (4.96 \text{ KW})}{(0.254 \text{ dm}^3) \cdot (500 \text{ rpm})}$$
$$P_{mi} = 6.28 \text{ bar}$$

### 3.4.6 Fuerza del Pistón

$$P_i = \frac{1200 \cdot N_i}{V_u \cdot n}$$
$$P_i = \frac{1200 \cdot (4960 \text{ W})}{(0.635 \times 10^{-4} \text{ m}^3) \cdot (500 \text{ rpm})}$$
$$P_i = 25151.89 \text{ KPa}$$

$$F = P_i \cdot A$$

$$F = P_i \left( \frac{\Pi}{4} d^2 \right)$$

$$F = 25151.891 \text{ Pa} \left( \frac{\Pi}{4} (0.0893 \text{ m})^2 \right)$$

$$F = 157.53 \text{ KN}$$

### 3.4.7 Presión Media Efectiva

$$p_{me} = \frac{1200 \cdot N_e}{V \cdot n}$$
$$p_{me} = \frac{1200 \cdot (4.5 \text{ KW})}{(0.254 \text{ dm}^3) \cdot (500 \text{ rpm})}$$
$$p_{me} = 4.30 \text{ bar}$$

### 3.4.8 Relación de Compresión

La relación de compresión está determinada por el fabricante.

$$R_c = 8$$

### 3.4.9 Relación Carrera Diámetro

$$\frac{90\text{mm}}{89.3\text{mm}} = 1.007 \quad \text{Motor largo}$$

## 3.5 Potencias y Rendimientos

### 3.5.1 Potencia Teórica

$$q = \frac{Q_1}{m} = \frac{Q_1 \cdot v_1}{V_1}$$

$$Q_1 = \frac{\left(1214.30 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}\right) \left(0.44 \times 10^{-4} \text{m}^3\right)}{1.248 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}$$

$$Q_1 = 0.60 \text{KJ}$$

$$N_T = Q_1 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z$$

$$N_T = 0.60 \frac{5500 \text{rpm}}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot 4$$

$$N_T = 110 \text{KW}$$

### 3.5.2 Potencia Indicada

Este tipo de potencia se obtuvo mediante el dinamómetro.

$$N_i = 64.96KW$$

### 3.5.3 Potencia Efectiva

Este tipo de potencia se obtuvo mediante el dinamómetro.

$$N_e = 44.50Kw$$

### 3.5.4 Potencia Absorbida

$$N_a = N_i - N_e$$

$$N_a = 64.96Kw - 44.33Kw$$

$$N_a = 20.63Kw$$

### 3.5.5 Potencia de Arrastre

Esta potencia se obtuvo en el dinamómetro.

$$N_A = 8.36Kw$$

### 3.5.6 Potencia a las Ruedas

Esta potencia se obtuvo en el dinamómetro.

$$N_R = 37.78Kw$$

### 3.5.7 Potencia Perdida Debido a la Altura

$$N_C = N_{enm} \frac{P}{1.103} \sqrt{\frac{288^\circ K}{273 + T_A}}$$

$$N_C = 110 CV \frac{0.701}{1.013} \sqrt{\frac{288^\circ K}{268.6^\circ K}}$$

$$N_C = 72.38 CV$$

$$N_p = N_{nm} - N_C$$

$$N_p = 110 CV - 72.38 CV$$

$$N_p = 37.17 CV$$

$$N_p = 27.37 KW$$

### 3.5.8 Rendimiento Térmico

Este rendimiento se calculo en el diagrama del ciclo Otto.

$$n_t = 0.56$$

### 3.5.9 Rendimiento Indicado

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_T}$$

$$\eta_i = \frac{64.96 KW}{110 KW}$$

$$\eta_i = 0.60$$

### 3.5.10 Rendimiento Termodinámico

$$\eta_T = \eta_t \cdot \eta_i$$

$$\eta_T = 0.56 \cdot 0.60$$

$$\eta_T = 0.34$$

### 3.5.11 Rendimiento Mecánico

$$\eta_m = \frac{Pe}{Pi}$$

$$\eta_m = \frac{44.5KW}{64.96KW}$$

$$\eta_m = 0.69$$

### 3.5.12 Rendimiento Volumétrico

Este rendimiento nos permitió determinar el flujo de masa de aire necesario para el motor 4ZD1 atmosférico, con la consideración de un rendimiento volumétrico de 0.75

$$Q_T = (V_u + V_C) \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot Z$$

$$Q_T = (63.5cm^3 + 80.5cm^3) \cdot \frac{5500rpm}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot 4$$

$$Q_T = 118066.66 \frac{cm^3}{s}$$

$$Q_T = 0.118066 \frac{m^3}{s}$$

$$d_{3000} = \frac{\frac{m_T}{s}}{Q_T}$$

$$\frac{m_t}{s} = Q_T \cdot d_{3000}$$

$$m_t = 0.118066 m^3 \cdot \left( 0.909 \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$m_t = 0.1073226 Kg$$

$$n_v = \frac{m_r}{m_T}$$

$$m_r = n_v \cdot m_T$$

$$m_r = 0.75 \cdot 0.1073226 Kg$$

$$m_r = 0.08049 \text{ Kg}$$

### 3.5.13 Rendimiento Total

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_m$$

$$\eta = 0.34 \cdot 0.69$$

$$\eta = 0.23$$

## 3.6 Consumo de Combustible

### 3.6.1 Consumo de Combustible en Carretera.

$$C_{Cc} = \frac{G_c \cdot 100}{d_R}$$

$$C_{Cc} = \frac{7.5 \cdot 100}{50 \text{ Km}}$$

$$C_{Cc} = 15 \frac{\text{L}}{100 \text{ km}}$$

### 3.6.2 Consumo de Combustible Especifico.

$$C_{CS} = \frac{632300}{Hx\eta}$$

$$C_{CS} = \frac{632300}{10500 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} \cdot 0.23}$$

$$C_{CS} = 261.82 \frac{\text{gr}}{\text{Cv-h}}$$

### 3.7 Localización de Componentes del Motor Isuzu 4ZD1

El análisis de los componentes del motor Isuzu 4ZD1 del vehículo Chevrolet LUV merece un especial cuidado, ya que este análisis nos ha permitido determinar una correcta ubicación del sistema de sobrealimentación, para aprovechar de una mejor manera todos los componentes utilizados y no afectar a otros que estén en contacto con el sistema de sobrealimentación del motor.

Para esto se ha prestado un minucioso análisis en los sistemas tanto de admisión como de escape, que se presenta a continuación. Figura 3.4

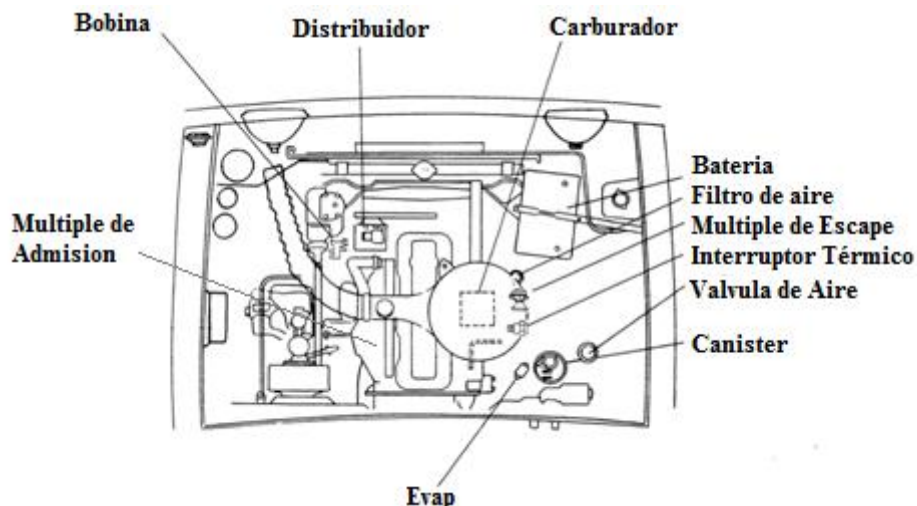


Figura 3.4 Componentes del Motor 4ZD1

#### 3.7.1 Sistema de Admisión y Alimentación de Combustible.

El sistema de admisión y alimentación del motor Isuzu 4ZD1, es un sistema carburado y está compuesta de los siguientes elementos.

- Conducto de Admisión (Plástico)
- Porta filtros (Filtro tipo O)
- Carburador Nippon Kikai 31E324 - 351
- Múltiple de Admisión (Aluminio)
- Bomba de gasolina Mecánica



- Conductos de alimentación y Retorno (Caucho)
- Filtro de gasolina (Tipo cartucho)
- Tanque de combustible (Capacidad 12 Galones)

Este motor también cuenta con un sistema anticontaminación como son, PVC y CANISTER, los cuales disminuyen los gases contaminantes. [19]

### 3.7.2 Sistema de Escape.

El sistema de escape del motor Isuzu 4ZD1 consta de los siguientes elementos que se detallan a continuación. Figura 3.5

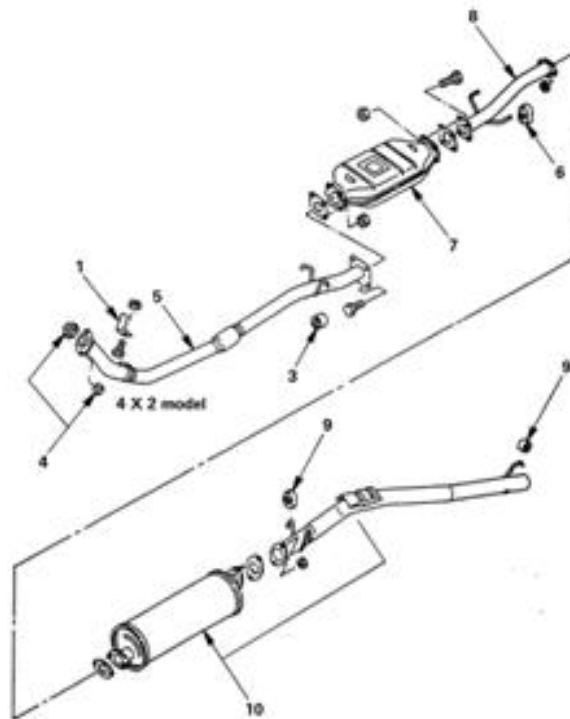


Figura 3.5 Sistema de escape del Motor 4ZD1

1. Soporte
2. Tuerca de Sujeción
3. Resorte de Sujeción al Múltiple de Escape
4. Tubo de Escape Frontal
5. Aro amortiguador de Vibraciones Frontal (Caucho)

6. Tubo de Escape entre el múltiple y el Silenciador.
7. Aro amortiguador de Vibraciones Posterior (Caucho)
8. Silenciador [20]

### **3.8 Estado Actual del Motor Isuzu 4ZD1**

Para la implementación del sistema de sobrealimentación en el motor 4ZD1 fue muy importante realizar un análisis del estado actual del mismo, ya que esto nos permitió verificar todos los elementos del mismo para verificar si se encontraban en buen estado y así, que no comprometieran el funcionamiento del mismo luego de la instalación del sistema de sobrealimentación.

Para esto se tomo como indicadores los siguientes aspectos, para poder verificar el estado actual del motor.

#### **3.8.1 Medición de la Compresión**

Para este paso se realizo la medición de la compresión utilizando un manómetro automotriz figura 3.6, el cual mide la sobrepresión que existe dentro de los cilindros del motor, dichos manómetros tienen una graduación en, KPa y Bar.



Figura 3.6 Medición de la Compresión Motor 4ZD1 Atmosférico

Para realizar la medición de compresión se tiene que tener en cuenta los siguientes aspectos:

1. El motor tiene que estar a su temperatura normal de funcionamiento.
2. La calibración de válvulas debe estar correcto, según el manual del vehículo.
3. Se debe observar que no exista obstrucciones en el sistema de admisión.
4. La medición de compresión de debe realizar con el acelerador a fondo.
5. Se debe hacer girar el motor sin encenderlo por unos 10 segundos.
6. La diferencia máxima entre cilindros debe estar dentro de los 2 bares de sobrepresión.

Teniendo en cuenta estos parámetros se procedió a la medición de la compresión del motor 4ZD1, dando los siguientes valores. Tabla 3.5

Tabla 3.5 Presión de Compresión del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico

Número de Cilindro	1	2	3	4
Sobrepresión (PSI)	125	125	120	120

Los valores obtenidos están dentro de los valores límites proporcionados por el fabricante, los cuales son 110 a 140 PSI.

Estos datos nos permitirán realizar una comparación con los datos obtenidos después de instalar el sistema de sobrealimentación para verificar si hay variación o no.

### 3.8.2 Medición de Fugas de Compresión

La medición de fugas de compresión nos permite verificar el sellado del cilindro, es decir si existen algún tipo de fuga de aire en el cilindro. Las fugas se deben principalmente por los rines del pistón que se encuentren rotos o alineados. También existen fugas debido al mal asentamiento de válvulas, que se encuentren rotas o fuera de tolerancias. El porcentaje de fugas entre los cilindros del motor no debe ser mayor al 20%. Esta medición se realiza con un instrumento especializado que se lo conoce como medidor de fugas de compresión.

Las consideraciones para realizar esta medición son las siguientes:

1. El motor tiene que estar a su temperatura normal de funcionamiento.
2. La calibración de válvulas debe estar correcto, según el manual del vehículo.
3. Se coloca el cilindro hacer verificado en cruce de válvulas y se inyecta aire a través del medidor de fugas con una sobrepresión de 7 a 8 Bar.
4. Se espera durante unos 20 segundos para verificar los resultados.

Teniendo en cuenta todos estos aspectos se procedió a la verificación del porcentaje de fuga del motor, dando los siguientes valores.

Tabla 3.6 Porcentaje de Fuga de los Cilindros del Motor 4ZD1

Número de Cilindro	1	2	3	4
Porcentaje Fuga	10%	15%	10%	15%

Los valores de porcentaje de fuga se encuentran dentro del rango tolerable, lo que nos indica que existe un correcto sellado por parte del cilindro, como consecuencia se asumió que tanto los rines del pistón como las válvulas se encuentran en buen estado.

### 3.8.3 Determinación de la Temperatura del Aire de Admisión

La determinación de la temperatura de aire de admisión de suma importancia ya que este valor, nos permitió realizar el cálculo termodinámico para la construcción del ciclo ideal del motor 4ZD1, tanto antes como después de la implementación del sistema de sobrealimentación.

Para realizar esto se utilizó un instrumento denominado pirómetro que nos permitió medir la temperatura del múltiple de admisión. El cual nos dio una medida de 32 °C. Figura 3.7



Figura 3.7 Medición de Temperatura de Aire Motor 4ZD1 Atmosférico

### 3.9 Análisis de Gases de Escape del Motor Isuzu 4ZD1 Atmosférico

El análisis de gases es un aspecto importante que se considero en el análisis del motor 4ZD1, ya que este nos permite ver el funcionamiento del motor y verificar si cumple con las normativas límites de gases de escape y nos sirve como referencia para poder compararlos con los resultados después de la instalación del sistema de sobrealimentación.

La prueba de medición de los gases de escape consiste en medir la cantidad de gases que el motor emana hacia el ambiente en porcentajes; los porcentajes de cada gas pueden variar de acuerdo a factores como el sistema de alimentación (si existe una mezcla rica o pobre en cada régimen de giro), el sistema de encendido (para que la mezcla se quemé totalmente en el cilindro) y en definitiva el estado del motor.

La revisión sobre emisiones da como parámetros la medida las emisiones del tubo de escape de gases en PPM (partes por millón). La prueba más común usada hasta la actualidad es la prueba de movimiento ausente (usualmente en dos velocidades) para luego ser reemplazada por el dinamómetro. (La última variante conocida es la del modo de simulación acelerada, ASM Accelerated Simulated Mode), son para tres gases y no solo para dos; si una emisión de gases es más alta que las demás, el vehículo no aprueba. Usualmente vehículos de 10.000 GVW impulsados por gasolina están sujetos a las pruebas de ASM con la excepción de los vehículos de tracción múltiple (4WD).

El analizador de gases de escape nos permite medir las proporciones de monóxido de carbono, dióxido de carbono, oxígeno, hidrocarburos y factor lambda. Es importante mencionar los valores o parámetros dentro de los cuales un vehículo debe estar para que sea aceptado dentro del análisis de los gases de escape. [21]

#### **Porcentaje de Monóxido de Carbono CO.**

Entre 2,5 y 0,5 %	Motores alimentados por carburador.
Entre 1,5 y 0,5 %	Motores alimentados por inyección.
Entre 0,3 y 0,1 %	Motores provistos de catalizador

#### **Proporción de Hidrocarburos HC.**

Hasta 300 ppm	Motores alimentados por carburador
Entre 50 y 150 ppm	Motores alimentados por inyección.
Menos de 50 ppm	Motores provistos de catalizador.

#### **Proporción de Oxígeno O<sub>2</sub>.**

Entre 1,5 y 0,7	Motores alimentados por carburador
Entre 0,8 y 0,4	Motores alimentados por inyección.
Entre 0,4 y 0,1	Motores provistos de catalizador.

#### **Factor lambda $\lambda$ .**

$\lambda = 1$	Mezcla estequiométrica.
$\lambda < 1$	Mezcla rica (exceso de combustible).
$\lambda > 1$	Mezcla pobre (falta de combustible)

**Límites Máximos de Emisiones de Gases.**

Tabla 3.7 INEN Norma NTE 2004

AÑO	Porcentaje % CO		Volumen ppm HC	
	0 a 1500 cm <sup>3</sup>	1500 a 3000 cm <sup>3</sup>	0 a 1500 cm <sup>3</sup>	1500 a 3000 cm <sup>3</sup>
2000 a 2011	1	1	200	200
1990 a 1999	3,5	4,5	650	750
1989	5,5	6,5	1000	1200

Con estos datos de referencia, se utilizó un analizador de gases TEAGS-688 figura 3.8 es uno de los analizadores de gases más completos y versátiles del mercado mundial puesto que incluye en el mismo equipo una pantalla con display LCD para mostrar al operador los valores de los gases medidos, así como los datos de RPM y temperatura de aceite del motor, adicionalmente cuenta con una impresora térmica para la generación de reportes con los valores medidos, datos del taller, fecha y hora de la prueba. Este analizador se encuentra en el Instituto Tecnológico Carlos Cisneros de la ciudad de Riobamba.



Figura 3.8 Medición de Gases de Escape Motor 4ZD1 Atmosférico

Los datos obtenidos en la prueba se detallan en el siguiente cuadro. Figura 3.8

Tabla 3.8 Datos Obtenidos en el Analizador de Gases

C O	0.55 %
H C	166 ppm
C O <sub>2</sub>	12.3 %
O <sub>2</sub>	2.78 %
L A M B D A	1.120
A F R	16.4
F U E L	G A S O L I N A
H / C	1.8500
O / C	0.0000



### 3.10 Determinación del Tiempo de Aceleración de 0 – 100 km /h

Esta prueba se realizó para poder tener un dato de aceleración para que nos permita la comparación de la misma luego de implementado el sistema de sobre alimentación.

Para esta prueba se tuvo en cuenta los siguientes aspectos:

1. El motor se encontró a temperatura normal de funcionamiento
2. La prueba se realizó en una carretera en línea recta y sin pendiente.
3. Los cambios de marcha se efectuaron a las 4200 RPM.
4. La prueba se efectuó en la ciudad de Riobamba.

Con estas consideraciones se realizaron cinco pruebas, las cuales se tabularon y se obtuvieron los valores medios con un respectivo error. Estos datos se muestran en la Tabla 3.9

Tabla 3.9 Tiempo de Aceleración de la Camioneta Chevrolet Luv 2.2

Tiempo Alcanzado de 0 a 100 km /h	
Altitud	2754 m .s.n.m
Pendiente.	0°
Cambio de Marcha	4200 rpm
Marcha Alcanzada	4ta
Tiempo de la Prueba	23.14 s

### 3.11 Determinación del Tiempo de Cambio de Marcha

Esta prueba se realizó desde el reposo, las consideraciones que se tomaron para dicha prueba son los mismos que se mencionan en la determinación del tiempo de aceleración.

Los datos que se obtienen en esta prueba son: tiempo de cambio de marcha y velocidad alcanzada en cada marcha, que son los siguientes: Figura 3.10

Tabla 3.10 Determinación del tiempo de cambio de marcha de la camioneta Luv 2.2

<b>De 0 km/h hasta el Cambio de la 1ra marcha</b>	
Para Cambio de Marcha	4200 rpm
Tiempo	3.65 s
Velocidad	30 Km/h
<b>En 2da marcha hasta el Cambio a 3ra marcha</b>	
Para Cambio de Marcha	4200 rpm
Tiempo	7.39 s
Velocidad	50 Km/h
<b>En 3ra marcha hasta el cambio a 4ta marcha</b>	
Para Cambio de Marcha	4200 rpm
Tiempo	20.16 s
Velocidad	90 Km/h
<b>En 4ta marcha hasta el cambio a 5ta marcha</b>	
Para Cambio de Marcha	4200 rpm
Tiempo	39.05 s
Velocidad	100 Km/h
<b>En 5ta marcha</b>	
Para Cambio de Marcha	4200 rpm
Tiempo	45.50 s
Velocidad	120 Km/h

### 3.12 Cuadro Comparativo de Resultados

Las principales comparaciones que se efectúa luego de realizados los cálculos termodinámicos y las mediciones de los parámetros reales del motor 4ZD1 son:

1. Comparación entre Potencia y Torque Teórico, proporcionado por el fabricante y la Real obtenida mediante el dinamómetro.
2. Comparación entre Gases de Escape obtenidos en el vehículo y valores permitidos por Instituto Ecuatoriano de Normalización INEN Norma NTE 2004.

#### Comparación entre Potencia, Torque Teórico y Real.

Para esta comparación se realizó una tabla de valores que se presenta a continuación. Tabla 3.11

Tabla 3.11 Comparación entre Datos Teóricos y Reales

Parámetro	Real	Fabricante	Diferencia	Porcentaje
Potencia	44.5 KW	80.93 KW	36.43 KW	45 %
Torque	76.98 Nm	126 Nm	49.02 Nm	38.90 %

Analizado los datos, se observa que la disminución de potencia en el motor 4ZD1 Atmosférico es considerable, ya que pasa los valores promedios de pérdida de potencia que oscila entre un 30 %. Para ayudar a disminuir este porcentaje de pérdida y aumentar la potencia se ha implementado el sistema de sobrealimentación en el motor 4ZD1.

En lo que respecta a las diferentes pruebas analizadas anteriormente, se puede sacar como conclusión, que el estado del motor 4ZD1 y del vehículo Chevrolet Luv en general están correctas y en buen funcionamiento; por lo que el implementar el Sistema de Sobrealimentación, tomando en cuenta este criterio, es posible y es factible.

### Comparación de Gases de Escape.

Para esta comparación se realizó una tabla de valores que se presenta a continuación. Tabla 3.12

Tabla 3.12 Comparación entre gases de escape del motor Isuzu 4ZD1 y valores límites.

Gas	Real	Norma NTE 2004
CO	0.55 %	Hasta 4.5 %
HC	166 ppm	Hasta 750 ppm
CO <sub>2</sub>	12.3 %	---
O <sub>2</sub>	2.78 %	---
LAMBDA	1.120	---
AFR	16.4	---
FUEL	GASOLINA	---
H/C	1.8500	---
O/C	0.0000	---

Como se observa en el cuadro los valores tanto de CO y HC se encuentran dentro de los valores establecidos por la Norma NTE 2004 del INEN, para los valores del CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> se toman los valores de referencia internacionales, en los cuales el valor del CO<sub>2</sub> de nuestro vehículo no sobrepasa dicho valor, pero el valor del O<sub>2</sub> está fuera de estos rangos, esto se debe a que nuestro factor lambda es de 1.120 lo que indica que hay una mezcla pobre, debido a una falta de combustible, esto puede ser causado por falta de mantenimiento del sistema de alimentación (Carburador, bujías, filtro de aire, etc.), pero no es un síntoma que acarree futuros problemas.

## CAPÍTULO IV

### 4 SELECCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL TURBO COMPRESOR

#### 4.1. Cálculos para Determinar el Turbocompresor

Para determinar el tipo de turbocompresor más adecuado para el motor IZUSU 4ZD1 se consideró los siguientes parámetros.

##### **Presión de Sobrealimentación**

La presión de sobrealimentación a la que trabaja el turbocompresor se determina de la tabla 2.1 del capítulo II, la cual muestra los rangos de sobrealimentación, la elección de estos rangos queda a discreción de la persona que implementa el sistema, teniendo en consideración que el rango bajo no aportaría un incremento considerable de potencia, mientras que el rango medio aportaría un incremento aceptable de potencia y no se necesitaría realizar trabajos adicionales en el motor, y con relación al rango alto se tendría el máximo de incremento de potencia pero a su vez se debe modificar ciertos mecanismos del motor para asegurar un correcto funcionamiento de este.

Debido a estas consideraciones se seleccionó trabajar con un rango medio de sobrealimentación, con una sobrepresión de 7 PSI (48,26 KPa), por la cual no se necesita realizar trabajos extras en el motor.

##### **Temperatura de Admisión**

La temperatura de ingreso del aire al múltiple de admisión fue de 32 °C, que se tomó en forma directa con el instrumento denominado pirómetro.

##### **Relación de Compresión**

La relación de compresión en un motor turbo alimentado, depende directamente del octanaje del combustible utilizado en este, como se muestra en la figura 2.13, este parámetro, nos sirven de guía para poder escoger la relación de compresión para alcanzar un máximo rendimiento.

En el Ecuador contamos con una de las gasolinas de menor calidad en el mundo y esto nos limita a la hora de escoger relaciones de compresión elevadas para alcanzar el máximo rendimiento del motor turbo alimentado. Ya que si escogemos estas relaciones, produciría un autoencendido de la mezcla aire combustible, y afectaría el rendimiento del motor.

Para la selección de la relación de compresión se toma en cuenta la presión de sobrealimentación y el combustible utilizado, nuestro sistema trabaja con una sobrepresión de 7 PSI y se utiliza gasolina súper asumiendo que esta posee 92 octanos, con estos parámetros se interseco en los ejes de la figura 4.1 determinando una relación de compresión aproximada a 8.6:1, pero como la gasolina súper en nuestro país posee 89 octanos se decidió trabajar con una relación de compresión de 7:1 para tener un grado de fiabilidad del motor.

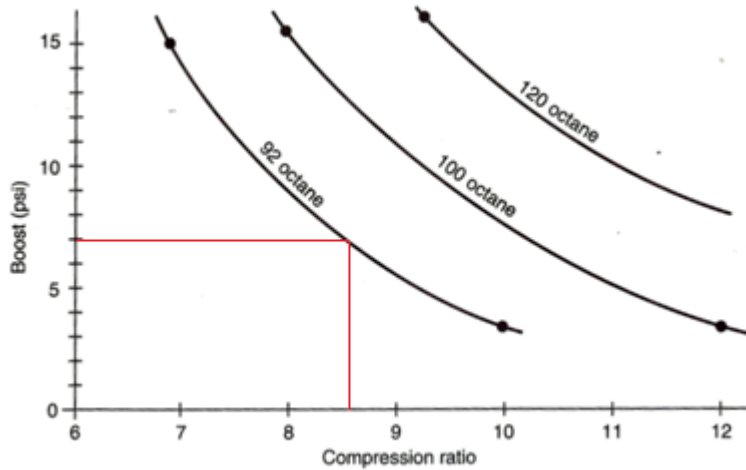


Figura 4.1 Relación de Compresión en Motores Turbo Alimentados

#### 4.2 Determinación de la Relación de Presión

La relación de presión es una característica que se encuentra en los mapas de los turbocompresores y nos permite seleccionar correctamente un turbocompresor, para el trabajo y condiciones a las que vaya a ser expuesto.

La relación de presión es el cociente entre la presión de entrada al compresor y la presión de salida de este. Las presiones para calcular este parámetro deben ser presiones absolutas.

La presión de atmosférica, es de 70.1 KPa (10.16 PSI) a 3000 metros sobre el nivel del mar y la presión de salida se tomó el valor mínimo del rango medio de sobrealimentación de la tabla 2.1, es así que la presión de salida del compresor es de 7 PSI.

Una consideración importante para establecer esta presión de salida fue, que para dicha presión no se necesita realizar trabajos adicionales o comprar piezas especiales para el motor. Si se sobrepasara este rango se tendría que considerar utilizar piezas especiales como pistones forjados, árbol de levas especial, válvulas para motores turbo cargados etc., para poder dar un rango de seguridad al motor.

Es así que la relación de presión se calculo con la siguiente fórmula:

$$R_p = \frac{P_1 + P_s}{P_1 - P_F} \quad (2.24)$$

Donde:

$R_p$  = Relación de Presión

$P_1$  = Presión Atmosférica a 3000 msnm (PSI)

$P_s$  = Presión de Sobrealimentación (PSI)

$P_F$  = Perdida de Presión en el Filtro de Aire (PSI)

$$R_p = \frac{10.16 + 7}{(10.16 - 1)}$$

$$R_p = 1.8$$

La relación de presión fue de 1.8, es decir que ingresara un 80% más de aire al interior del cilindro de que lo haría sin el sistema de sobrealimentación.

#### 4.3 Determinación de la Temperatura después del Turbocompresor

La temperatura después del turbocompresor es muy importante conocerla ya que esta proporciona, un indicador para determinar si se genera el fenómeno de autoencendido que es perjudicial para nuestro motor.

Un aspecto importante para calcular esta temperatura es la eficiencia del compresor, esta eficiencia fue considerada de un 70% .

Con estas consideraciones la fórmula para determinar la el incremento de temperatura es:

$$\Delta T = \frac{(T_1 \cdot R_p^{0.283} - T_1) + 460}{n_c} \quad (2.25)$$

Donde:

$\Delta T$  = Incremento de Temperatura ( $^{\circ}R$ )

$T_1$  = Temperatura de Ingreso de Aire al Turbocompresor ( $^{\circ}F$ )

$R_p$  = Relación de Presión

$n_c$  = Eficiencia del Turbocompresor

$T_2$  = Temperatura a la Salida del Turbocompresor

$$\Delta T = \frac{(9.6 \cdot 1.8^{0.283} - 89.6) + 460}{0.7}$$

$$\Delta T = 680.30^{\circ}R$$

$$\Delta T = 105^{\circ}C$$

Y finalmente la temperatura después del turbocompresor es:

$$T_2 = (32 + 105)^{\circ}C$$

$$T_2 = 137^{\circ}C$$

#### 4.4 Cálculo de la Relación de Densidad en el Turbocompresor

La relación de densidad en el turbo compresor es un parámetro importante ya que determina el aumento de esta, debido al incremento de la compresión que sufre el flujo de aire, y por lo cual habrá mayor número de moléculas de oxígeno en el mismo volumen a una determinada temperatura.



Para calcular la relación de densidad del aire se utilizo la fórmula:

$$R\rho_c = R_p \left( \frac{T_1}{T_2} \right) \quad (2.26)$$

Donde:

$R\rho_c$  = Relación de Densidad del Aire en el Turbocompresor

$R_p$  = Relación de Presión

$T_1$  = Temperatura de Ingreso de Aire al Turbocompresor ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_2$  = Temperatura a la Salida del Turbocompresor ( $^{\circ}\text{K}$ )

$$R\rho_c = 1.8 \left( \frac{32 + 273}{137 + 273} \right)$$

$$R\rho_c = 1.40$$

Este valor nos da una idea de que la densidad del flujo de aire al pasar por el turbocompresor aumento en un 40% de su valor inicial debido a la disminución de volumen y aumento de temperatura cuando se comprime un gas (aire).

Es decir la densidad del aire al salir del turbocompresor fue:

$$\rho_c = \rho(R\rho_c) \quad (2.27)$$

Donde:

$\rho_c$  = Densidad del Aire al salir del Turbocompresor ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$\rho$  = Densidad del Aire a 3000 msnm ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$R\rho_c$  = Relación de Densidad del Aire en el Turbocompresor

$$\rho_c = 0.909 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} (1.40)$$

$$\rho_c = 1.27 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

#### 4.5 Cálculo del Flujo de Aire Necesario.

Debido a la disminución de la relación de compresión, para asegurar el correcto desempeño del motor 4ZD1 turbo alimentado, implica un aumento en el volumen de la cámara de compresión, este valor se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$V_A = V_{c1} - V_{c2} \quad (2.28)$$

$$V_A = \frac{V_u}{R_{c2} - 1} - \frac{V_u}{R_{c1} - 1}$$

Donde:

$V_A$  = Volumen de Incremento ( $cm^3$ )

$V_u$  = Volumen Unitario ( $cm^3$ )

$R_{c1}$  = Relación de Compresión Motor Atmosférico

$R_{c2}$  = Relación de Compresión Motor Turbo Alimentado

$$V_A = \frac{563.5cm^3}{7-1} - \frac{563.5cm^3}{8-1}$$

$$V_A = 13.42 cm^3$$

Con el aumento del volumen de la cámara de combustión, se determino el volumen desplazado del motor mediante la fórmula:

$$V_D = (V_u + V_c + V_A) \cdot Z \quad (2.28)$$

Donde:

$V_D$  = Volumen Desplazado ( $cm^3$ )

$V_u$  = Volumen Unitario ( $cm^3$ )

$V_c$  = Volumen Cámara de Compresión ( $cm^3$ )

$V_A$  = Volumen de Incremento ( $cm^3$ )

$Z$  = Número de Cilindros

$$V_D = (663.5 + 80.53 + 13.42) \cdot 4$$

$$V_D = 2629.8 cm^3$$

Calculado el volumen desplazado se procedió a determinar el flujo de aire necesario el motor 4ZD1. Mediante la siguiente fórmula:

$$V_F = \left( \frac{V_D}{1728} \right) \left( \frac{n}{2} \right) \eta_v \quad (2.29)$$

Donde:

$V_F$  = Flujo de Aire (ft<sup>3</sup>/minuto)

$V_D$  = Volumen Desplazado (in<sup>3</sup>)

$n$  = Revoluciones por Minuto (rpm)

$\eta_v$  = Rendimiento Volumétrico

$$V_F = \left( \frac{160.48}{1728} \right) \left( \frac{5500}{2} \right) (0.75)$$

$$V_F = 191.54 \text{ cfm}$$

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

#### 4.6 Cálculo del Flujo de Aire Másico Después del Turbocompresor

El flujo de aire másico nos proporciona la cantidad de masa que ingresa a los cilindros, y se calcula con la fórmula siguiente:

$$W_A = V_F \cdot (\rho_C)(0.062427) \quad (2.30)$$

Donde:

$W_A$  = Flujo de Aire Másico (lb/min)

$V_F$  = Flujo de Aire (ft<sup>3</sup>/minuto)

$\rho_C$  = Densidad del Aire al Salir del Turbocompresor (Kg/m<sup>3</sup>)

$$W_A = 191.54(1.27)(0.062427)$$

$$W_A = 15.18 \frac{lb}{min}$$

El flujo de aire másico obtenido fue calculado en condiciones atmosféricas ideales, es necesario corregir este valor a las condiciones atmosféricas donde va a trabajar el motor turbo alimentado, esto se realiza con la siguiente fórmula.

$$W_C = \frac{W_A \cdot \left( \frac{T_1 + 273}{303} \right)^{0.5}}{\frac{P_1}{14.7}} \quad (2.31)$$

Donde:

$W_C$  = Flujo de Aire Másico a 3000 msnm (lb/min)

$W_A$  = Flujo de Aire Másico (lb/min)

$T_1$  = Temperatura de Ingreso de Aire al Turbocompresor (°C)

$P_1$  = Presión Atmosférica a 3000 msnm (PSI)

$$W_{CA} = \frac{15.18 \left( \frac{32 + 273}{303} \right)^{0.5}}{\frac{9.16}{14.7}}$$

$$W_{CA} = 24.44 \frac{lb}{min}$$

Este valor de flujo de aire másico es el que se encuentra en el eje de las abscisas en los mapas de turbocompresores.

#### 4.7 Análisis con el Sistema de Sobrealimentación en Motor Isuzu 4ZD1

##### 4.7.1 Determinación del Espesor del Empaque del Cabezote

Debido a que los motores turbo alimentado utilizan una relación de compresión menor a la original para disminuir la posibilidad de autoencendido. El motor 4ZD1 tiene una relación de compresión de 7:1.

Considerando que el volumen unitario y el volumen de la cámara de combustión no pueden ser modificados, la única variable para cumplir con la relación de compresión asumida es la de aumentar la altura del empaque, lo cual se calcula con la siguiente fórmula.

$$h = \frac{V_u - R_{c2} - 1 \bar{V}_c}{R_{c2} - 1} \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot d^2} \right) \quad (2.31)$$

Donde:

$h$  = Espesor del Empaque de Cabezote (mm)

$V_u$  = Volumen Unitario (cm<sup>3</sup>)

$V_c$  = Volumen de la Cámara de Compresión Motor Atmosférico (cm<sup>3</sup>)

$d$  = Diámetro del Pistón (cm)

$R_{c2}$  = Relación de Compresión Motor Turbo Alimentado

$$h = \frac{563.5 - 7 - 1 \cdot 80.5}{7 - 1} \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot 9.3^2} \right) \cdot \left( \frac{10}{1} \right)$$

$$h = 2.1 \text{ mm}$$

La altura del empaque es de 2,1 mm, esto equivale a colocar 2 empaques entre el cabezote y el bloque motor para asegurar que la relación de compresión sea 7:1 con el cual podemos evitar el autoencendido.

#### 4.7.2 Volumen de la Cámara de Combustión

Debido a la disminución de la relación de compresión, el volumen de la cámara de combustión aumenta y esta puede ser calculada mediante la fórmula:

$$V_{cT} = V_c + V_E \quad (2.32)$$

Donde:

$V_{cT}$  = Volumen Cámara Combustión Motor Turbo Alimentado ( $cm^3$ )

$V_c$  = Volumen de la Cámara de Compresión Motor Atmosférico ( $cm^3$ )

$V_A$  = Volumen de Incremento ( $cm^3$ )

$$V_{cT} = (80.5 + 13.42) cm^3$$

$$V_{cT} = 93.92 cm^3$$

#### 4.7.3 Determinación de la Temperatura de Compresión.

Es importante determinar la temperatura de compresión ya que esta nos permite verificar si este sobre pasa la temperatura de autoencendido. Tabla 2.2

$$T_C = T_2 R_{c2}^{\frac{1}{\phi} - 1} \quad (2.33)$$

Donde:

$T_C$  = Temperatura del Proceso de Compresión del Motor Turbo Alimentado ( $^{\circ}K$ )

$T_2$  = Temperatura a la Salida del Turbocompresor ( $^{\circ}C$ )

$R_{c2}$  = Relación de Compresión Motor Turbo Alimentado

$\phi$  = (1.33) Coeficiente Politrópica Aire - Combustible [22]

$$T_C = (137 + 273) R_{c2}^{\frac{1}{1.33} - 1}$$

$$T_C = 779.23^{\circ}K$$

$$T_C = 506^{\circ}C$$

La temperatura de compresión con relación a la tabla 2.2 llega casi al límite de autoencendido, este rango es para la gasolina con 92 RON y la gasolina utilizada el motor 4ZD1 es de 89 RON, es así que para seguridad de que no se produzca el autoencendido se decide utilizar un sistema de enfriamiento del flujo de aire conocido como intercooler.

#### 4.7.4 Determinación del Sistema de Enfriamiento

El sistema de enfriamiento del flujo de aire, conocido como intercooler tiene como finalidad, disminuir la temperatura de entrada de la mezcla aire - combustible, para evitar la posibilidad de autoencendido, y disminuir la densidad del flujo de aire, para que ingrese una mayor carga de oxígeno al interior del cilindro.

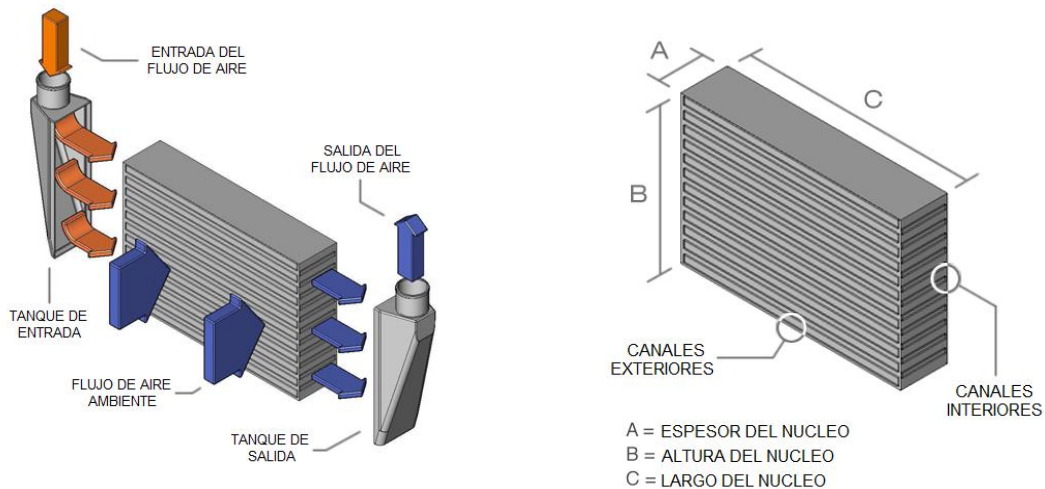


Figura 4.2 Partes principales del Intercooler

Para seleccionar un intercooler se tienen que considerar ciertos parámetros que intervienen de manera directa en el rendimiento del motor turbo cargado. Estos parámetros se consideran a continuación:

#### Eficiencia Térmica

La eficiencia térmica es la capacidad de un intercooler para eliminar el calor. Esto se mide en relación a la temperatura ambiente. Cuanto más se acerque la temperatura de salida del intercooler a la temperatura ambiente de este, la eficiencia es mayor.

### Caída de Presión

La eficiencia de la presión, más comúnmente conocida como la caída de presión, es la medida de la resistencia interna del intercooler o la cantidad de presión que pierde el flujo de aire al pasar por el intercooler. Si bien esta caída de presión es más frecuente en el núcleo del intercooler, también hay una caída de presión en los conductos que conducen hacia y desde el intercooler, así como la de los tanques de intercooler. Cada pulgada de tubo ofrece cierta resistencia al aire de admisión, al igual que las curvas y vueltas en el sistema admisión. También los tubos de diámetro más pequeño aumentan la resistencia aerodinámica en comparación con tubos más grandes. El sistema de intercooler óptimo utiliza conductos de rutas directas, disponibles con diámetros de tubo de tamaño adecuado para el flujo de aire, asociada con el nivel de potencia del motor.

La resistencia en el núcleo del intercooler está directamente relacionada con dos elementos, el área de flujo interno y la resistencia interna.

El área de flujo interno es la cantidad de espacio disponible para que el aire se mueva a través del núcleo o interior del intercooler. Cuanto mayor sea el área de flujo interno, menor será la resistencia y menor la caída de presión. Cuanto menor sea el área, mayor es la resistencia y mayor será la caída de presión.

Con estas consideraciones se procedió a determinar el tamaño más apropiado para nuestro motor turbo cargado, lo que se realizó obteniendo en primer lugar el área de flujo estimado, con la utilización de la figura 4.3 que se muestra a continuación. [23]

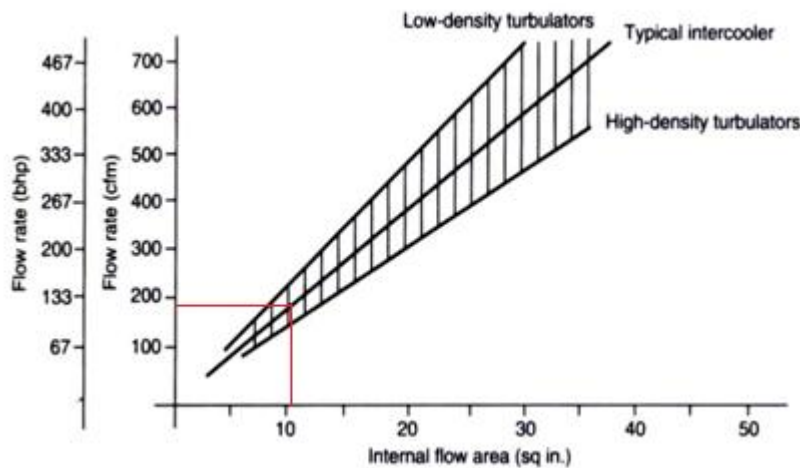


Figura 4.3 Área del flujo Interno Estimado



Con el flujo de aire de 191.54 CFM que necesita el motor turbo alimentado obtenemos de la figura 4.3 el área de flujo estimado que es de 11 in<sup>2</sup> (70.96 cm<sup>2</sup>). Del rango normal del intercooler.

Con este valor se procedió a calcular el área de la cara del intercooler con la siguiente fórmula:

$$A_I = \frac{A_{Flujo}}{0.45} \quad (2.34)$$

Donde:

A<sub>I</sub> = Área de Flujo de Aire (in<sup>2</sup>)

A<sub>F</sub> = Área de Flujo de Aire Estimado (in<sup>2</sup>)

$$A_I = \frac{11}{0.45}$$

$$A_I = 24 \text{ in}^2$$

Obtenido el área del intercooler se calculo el ancho del mismo con la formula siguiente:

$$B = \frac{A_I}{A} \quad (2.35)$$

Donde:

B = Altura del Intercooler (in)

A = Espesor del Intercooler (in)

A<sub>I</sub> = Área de Flujo de Aire (in<sup>2</sup>)

$$B = \frac{24}{3.5}$$

$$B = 6.8 \text{ in}$$

El espesor se tiene que seleccionar de los existentes en el mercado, para esto se escogido los espesores de la empresa de diseño y construcción de intercooler BELLINTERCOOLER que ofrecen espesores en el rango de 1 - 6 pulgadas.

Hay que tomar en cuenta que un espesor pequeño ofrecerá una gran resistencia al flujo de aire, lo cual provocara una caída de presión considerable, por el contrario un espesor mayor tendrá una menor resistencia al flujo de aire, pero debe tomarse en cuenta que si se lo coloca delante del

radiador del refrigerante del motor, puede causar problemas de sobrecalentamiento al mismo, provocando una situación de riesgo al motor.

Teniendo en cuenta estas condiciones se eligió un espesor medio de 3.5 pulgadas para nuestros cálculos.

Con los parámetros obtenidos se eligió del catálogo de la empresa BELLINTERCOOLER el siguiente intercooler con sus características que se muestra en la tabla 4.1

Tabla 4.1 Características del Intercooler Instalado

Denominación	A 225045050
Disposición de Paneles	Horizontales
Disposición de las tomas entrada y salida	Opuestos
Largo del Intercooler	40 in
Alto del Intercooler	7 in
Espesor del Intercooler	3.5 in
Área Interna de Flujo	197 CFM
Eficiencia del Intercooler	80%
Caída de Presión	0.3 PSI

#### 4.7.5 Funcionamiento del Sistema de Enfriamiento

##### 4.7.5.1 Proceso de Circulación desde el Turbocompresor hasta el Intercooler

El proceso de circulación del flujo de aire por el sistema de sobrealimentación se observa en la figura 4.4

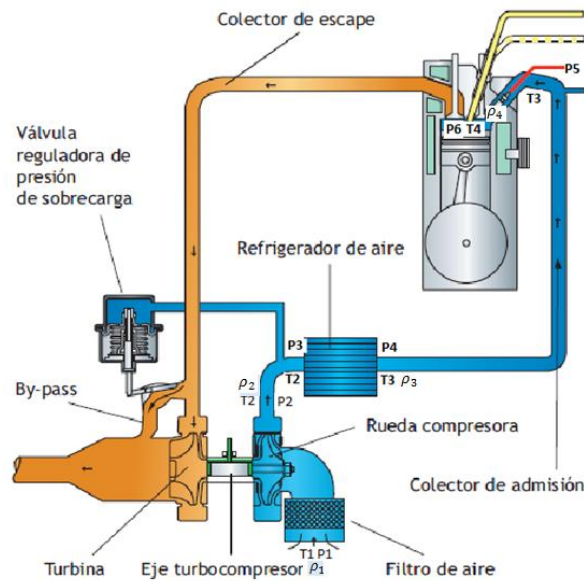


Figura 4.4 Circuito de Recorrido del Flujo de Aire

Después de que el aire es comprimido por el turbocompresor, existe una pérdida de presión en el conducto que guía el flujo de aire hasta el intercooler, debido a las curvas que este tiene, lo que genera caídas de presión en el orden de los 0.5 PSI.

Con esta pérdida de presión se obtiene los siguientes valores de presión y densidad.

$$P_3 = P_2 - P_p \quad (2.36)$$

Donde:

$P_3$  = Presión a la Entrada al Intercooler (PSI)

$P_2$  = Presión a la Salida del Turbocompresor (PSI)

$P_p$  = Presión Perdida en la Tubería (PSI)

$$P_3 = 17.16 - 0.5$$

$$P_3 = 16.66 \text{ PSI}$$

Con la variación de la presión se calculo la nueva relación de presión en el conducto de admisión que dirige el flujo de aire al intercooler, la que se calculo con la siguiente fórmula:

$$R_{p1} = \frac{P_3}{P_2} \quad (2.37)$$

Donde:

$P_3$  = Presión a la Entrada al Intercooler (PSI)

$P_2$  = Presión a la Salida del Turbocompresor (PSI)

$R_{p1}$  = Relación de Presión del Turbocompresor al Intercooler

$$R_{p1} = \frac{16.66}{17.16}$$

$$R_{p1} = 0.98$$

Con la variación de la relación de presión se tiene también un cambio en la densidad del flujo de aire que se cálculo de la siguiente manera, teniendo en cuenta que por la velocidad del flujo de aire la transferencia de calor es mínima y se puede considerar que la relación de presión es igual a la relación de densidad.

$$\rho_2 = \rho(R_{p1}) \quad (2.38)$$

Donde:

$\rho_2$  = Densidad del Turbocompresor al Intercooler ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho$  = Densidad a 3000 msnm ( $\text{kg/m}^3$ )

$R_{p1}$  = Relación de Presión del Turbocompresor al Intercooler

$$\rho_2 = 0.909(0.98)$$

$$\rho_2 = 0.89 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

#### 4.7.5.2 Proceso de Intercambio de Temperatura en el Intercooler

Una vez que el aire ingresa a través del intercooler sufre una disminución considerable de temperatura y por lo tanto un aumento de su densidad. Para calcular la temperatura de salida del intercooler se procedió de la siguiente manera:

$$T_3 = T_2 \left( 1 - \frac{\eta}{100} \right) \quad (2.39)$$

Donde:

$T_2$  = Temperatura a la Entrada al Intercooler ( $^{\circ}C$ )

$T_3$  = Temperatura a la Salida del Intercooler ( $^{\circ}C$ )

$\eta$  = Eficiencia del Intercooler

$$T_3 = 137^{\circ}C \cdot \left( 1 - \frac{80}{100} \right)$$

$$T_3 = 27.4^{\circ}C$$

Obtenida la temperatura de salida del intercooler hay que considerar que existe una caída de presión en el interior del mismo que el fabricante nos dice que es de 0.4 PSI, lo que conlleva que existe una nueva presión, que se calculo a continuación.

$$P_4 = P_3 - P_{PI} \quad (2.40)$$

Donde:

$P_3$  = Presión a la Entrada al Intercooler (PSI)

$P_4$  = Presión a la Salida del Intercooler (PSI)

$P_{PI}$  = Presión Perdida a través del Intercooler (PSI)

$$P_4 = 16.66 - 0.3$$

$$P_4 = 16.36 \text{ PSI}$$

Debido a la disminución de la presión existe una nueva relación de presión que se calculo con la siguiente fórmula:

$$R_{P2} = \frac{P_4}{P_3} \quad (2.41)$$

Donde:

$P_3$  = Presión a la Entrada al Intercooler (PSI)

$P_4$  = Presión a la Salida del Intercooler (PSI)

$R_{P2}$  = Relación de Presión del Intercooler al Motor

$$R_{P2} = \frac{16.36}{16.66}$$

$$R_{P2} = 0.98$$

Con la variación de temperatura y presión fue necesario calcular la nueva relación de densidad del flujo de aire después del intercooler que se determino con la siguiente expresión.

$$R_{\rho_3} = R_{P2} \cdot \left( \frac{T_2 + 273}{T_3 + 273} \right) \quad (2.42)$$

Donde:

$R_{\rho_3}$  = Relación de Densidad del Intercooler al Motor

$T_2$  = Temperatura a la Entrada al Intercooler (°C)

$T_3$  = Temperatura a la Salida del Intercooler (°C)

$R_{P2}$  = Relación de Presión del Intercooler al Motor

$$R_{\rho_3} = 0.98 \left( \frac{137 + 273}{27.4 + 273} \right)$$

$$R_{\rho_3} = 1.34$$

Con esta relación de densidad se pudo determinar la densidad del flujo de aire al salir del intercooler, la cual fue:

$$\rho_3 = \rho_2 \cdot (R\rho_3) \quad (2.43)$$

Donde:

$\rho_3$  = Densidad del Intercooler al Motor ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_2$  = Densidad del Turbocompresor al Intercooler ( $\text{kg/m}^3$ )

$R\rho_3$  = Relación de Densidad del Intercooler al Motor

$$\rho_3 = 0.89 \cdot (1.34)$$

$$\rho_3 = 1.19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

#### 4.7.5.3 Proceso de Circulación desde el Intercooler hacia el Motor

En este tramo también existe una caída de presión debido a las curvas que presenta el conducto de admisión y por la resistencia que presenta el cuerpo de aceleración al paso del flujo de aire que ingresa al motor, el valor de las pérdidas es de 0.5 PSI. Partiendo de este criterio la presión que entra al motor se calcula de la siguiente manera.

$$P_5 = P_4 - P_p \quad (2.44)$$

Donde:

$P_5$  = Presión a la Entrada del Motor (PSI)

$P_4$  = Presión a la Salida del Intercooler (PSI)

$P_p$  = Presión Perdida en la Tubería (PSI)

$$P_5 = 16.36 - 0.5$$

$$P_5 = 15.86 \text{ PSI}$$

Con la presión obtenida anteriormente se procede a calcular nuevamente la relación de presión que se tendrá entre la salida del intercooler y entrada del motor.

$$R_{p3} = \frac{P_5}{P_4} \quad (2.45)$$

Donde:

$R_{p3}$  = Relación de Presión del Intercooler al Motor

$P_5$  = Presión a la Entrada al Intercooler (PSI)

$P_4$  = Presión a la Salida del Turbocompresor (PSI)

$$R_{p3} = \frac{15.86}{16.36}$$

$$R_{p3} = 0.97$$

Después de haber obtenido la relación de presión en el tramo señalado, se procede a calcular la nueva densidad con la que el aire va a entrar ingresar al motor. Este parámetro se calcula de la siguiente manera.

$$\rho_4 = \rho_3 \cdot (R_{p3}) \quad (2.46)$$

Donde:

$\rho_3$  = Densidad del Intercooler al Motor ( $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_4$  = Densidad al Interior del Cilindro ( $\text{kg/m}^3$ )

$R_{p3}$  = Densidad del Intercooler al Motor

$$\rho_4 = 1.19(0.97)$$

$$\rho_4 = 1.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



Tabla 4.2 Presión y Temperatura en el Circuito de Refrigeración

REFERENCIA	PRESIÓN (PSI)	TEMPERATURA ( $^{\circ}\text{C}$ )	DENSIDAD ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
1	10.16	32	0.909
2	17.16	137	0.89
3	16.66	137	0.89
4	16.36	27.4	1.19
5	15.86	27.4	1.15

#### 4.7.6 Análisis Termodinámico del Motor Isuzu 4ZD1 Turbo Alimentado

Mediante la determinación del ciclo Otto, del motor 4ZD1 turbo alimentado tendremos un parámetro de comparación con el ciclo Otto del motor 4ZD1 estándar, que nos ayudo a determinar los cambios en la presión, temperatura y así verificar si hubo una variación considerable de los aspectos antes mencionados y cuantificar estos.

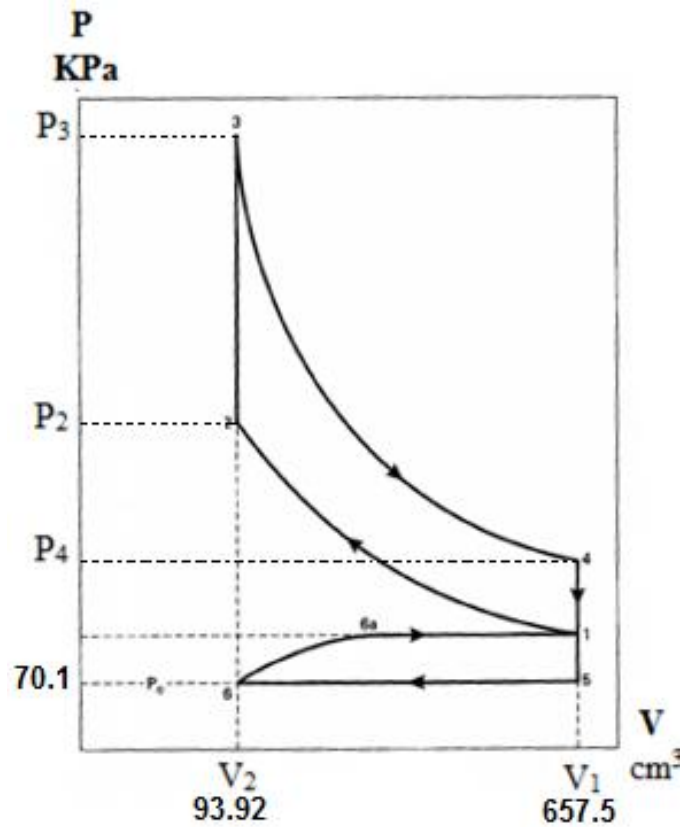


Figura 4.5 Ciclo Otto del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

## CONSIDERACIONES PARA EL CÁLCULO DEL CICLO TEÓRICO

### Presión de Entrada

La presión de entrada al motor 4ZD1 turbo cargado corresponde a la presión generada por el turbocompresor, y después de pasar por el circuito de refrigeración asumiendo sus respectivas pérdidas. Esta presión es de 15.86 PSI (109.35 KPa). Tabla 4.2

### Temperatura de Admisión

La temperatura de ingreso del aire al múltiple de admisión después del circuito de refrigeración fue de 27.4 °C. Tabla 4.2

### Relación de Compresión

La relación de compresión a la que trabaja el motor 4ZD1 turbo cargado es de 7: 1 por todas las consideraciones explicadas en el apartado de la relación de compresión en motores turbo cargados en este mismo capítulo.

### Combustible Utilizado

El combustible que se utilizó en las pruebas la camioneta Chevrolet Luv con motor turbo cargado, fue gasolina súper, las características de este tipo de combustible se muestran en la Tabla 2.2

### Proceso 1 - 2 Figura 4.5

En este proceso no existe intercambio de calor así que se ha tomado como un Proceso Isentropico o Adiabático.

$$T_1 = 27.4^{\circ}\text{C} + 273$$

$$T_1 = 300.4^{\circ}\text{K}$$

Se procedió a determinar la temperatura en el punto 1, con lo cual se determino la energía interna y el volumen específico en este punto, para esto se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_1 = 214.35 \text{ KJ / Kg}$$

$$v_{r1} = 593.20$$

Seguidamente mediante la ecuación de relación entre el volumen y volumen relativo específico se determino el volumen específico, temperatura, energía interna en el punto 2.

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

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

$$v_{r2} = \frac{1}{7} * 593.20$$

$$v_{r2} = 84.74$$

Luego se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_2 = 474.59 \text{ KJ / Kg}$$

$$T_2 = 651.73 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Se aplico la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 2.

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

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \left( \frac{V_1}{V_2} \right)$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) R_c$$

$$P_2 = 109.35 \text{ KPa} \left( \frac{651.73^\circ\text{K}}{300.4^\circ\text{K}} \right) (7)$$

$$P_2 = 1660.67 \text{ KPa}$$

**Proceso 2 – 3 Figura 4.5**

En este proceso no existe variación en el volumen así que se ha tomado como un Proceso Isocora. Se calculo los volúmenes específicos tanto en el punto 1 como en el punto 2.

$$P_1 V_1 = RT_1$$

$$P_2 V_2 = RT_2$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$V_2 = \frac{RT_2}{P_2}$$

$$V_1 = \frac{\left(0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}\right) (300.4^\circ\text{K})}{109.35 \text{KPa}}$$

$$V_2 = \frac{\left(0.287 \frac{\text{KPa} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}\right) (51.73^\circ\text{K})}{1660.67 \text{KPa}}$$

$$V_1 = 0.78 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$V_2 = 0.11 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Con estos valores se calculó el trabajo neto, según la definición de trabajo que dice que es igual al producto entre la presión media efectiva y el volumen específico.

$$W_{neto} = PME (v_{\max} - v_{\min})$$

$$W_{neto} = 10.77 \text{bar} \left( \frac{1 \text{KPa}}{0.01 \text{bar}} \right) \left( 0.78 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} - 0.11 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right)$$

$$W_{neto} = 721.59 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Se calculó el rendimiento térmico mediante la siguiente ecuación.

$$n_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}}$$

$$n_t = 1 - \frac{1}{7^{1.4-1}}$$

$$n_t = 0.54$$

Con este valor se determinó el calor de entrada en el proceso de funcionamiento del motor.

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

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

$$q_{entrada} = \frac{721.59 \frac{KJ}{Kg}}{0.54}$$

$$q_{entrada} = 1336.27 \frac{KJ}{Kg}$$

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

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

$$u_3 = 1336.27 \frac{KJ}{Kg} + 474.59 \frac{KJ}{Kg}$$

$$u_3 = 1810.86 \frac{KJ}{Kg}$$

Luego se utilizó la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$v_{r3} = 2.22$$

$$T_3 = 1810.86 \text{ } ^\circ K$$

Se aplicó la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 3.

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

$$P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) \left( \frac{V_3}{V_2} \right)$$

$$P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) * 1$$

$$P_3 = 1660.67 \text{ KPa} \left( \frac{2209.9^\circ \text{K}}{651.73^\circ \text{K}} \right) \quad (1)$$

$$P_3 = 5634.9 \text{ KPa}$$

**Proceso 3 - 4 Figura 4.5**

En este proceso no existe intercambio de calor así que se ha tomado como un Proceso Isentropico o Adiabático.

$$v_1 = v_4$$

$$v_2 = v_3$$

Mediante la ecuación de relación entre el volumen y volumen relativo específico se determino el volumen específico, temperatura, energía interna en el punto 4.

$$\frac{v_{r4}}{v_{r3}} = \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$v_{r4} = v_{r3} * R_c$$

$$v_{r4} = 2.809 * \left( \right)$$

$$v_{r4} = 19.663$$

Luego se utilizo la Tabla de Propiedades de gas Ideal, y mediante el método de interpolación lineal se obtuvo los siguientes valores:

$$u_4 = 832.98 \text{ KJ / Kg}$$

$$T_4 = 1085.84^\circ \text{K}$$

Se aplico la ley general de los gases ideales y se obtuvo la presión en el punto 4.

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

$$P_4 = P_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right) \left( \frac{V_3}{V_4} \right)$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{T_4}{T_3} \right) \left( \frac{1}{R_c} \right)$$

$$P_4 = 5634.9 \text{ KPa} \left( \frac{1085.84^\circ \text{K}}{2209.9^\circ \text{K}} \right) * \frac{1}{7}$$

$$P_4 = 395.53 \text{ KPa}$$

**Proceso 4 - 5 Figura 4.5**

En este proceso no existe variación en el volumen así que se ha tomado como un Proceso Isocora.

$$q_{salida} = u_4 - u_1$$

$$q_{salida} = 832.98 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 214.35 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$q_{salida} = 618.63 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\frac{P_5 V_5}{T_5} = \frac{P_4 V_4}{T_4}$$

$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right) \left( \frac{V_5}{V_4} \right)$$

$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right) * 1$$

$$T_5 = 1085.84^\circ \text{K} \left( \frac{70.1 \text{ KPa}}{395.53 \text{ KPa}} \right) (1)$$

$$T_5 = 192.44^\circ \text{K}$$

Una vez determinado los valores de los puntos característicos del ciclo de funcionamiento del motor, como la temperatura, presión y volumen podemos graficar el diagrama P - V.

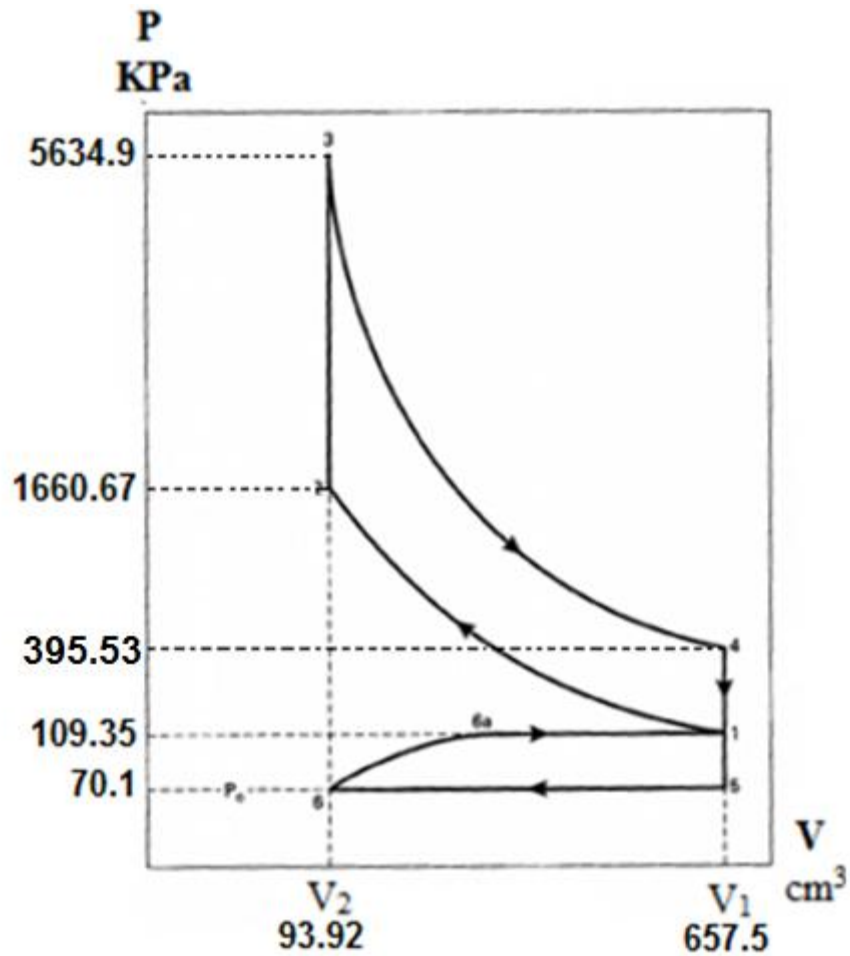


Figura 4.6 Ciclo Otto Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

Tabla 4.3 Presión, Temperatura y Volumen del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado.

PUNTO	PRESIÓN (KPa)	TEMPERATURA (°K)	VOLUMEN (cm <sup>3</sup> )
1	109.35	300.4	657.5
2	1660.67	651.73	93.92
3	5634.9	2209.9	93.92
4	395.53	1085.84	657.5
5	70.1	192.44	657.5
6	70.1	300.4	93.92



#### 4.7.7 Selección del Turbocompresor

Los parámetros más importantes para la correcta selección de un turbocompresor son los mencionados a continuación.

1. La Cilindrada del Motor
2. La Relación de Presión
3. El Flujo de Aire Necesario
4. Disponibilidad en el Mercado

Para la implementación del sistema turboalimentado, se escogió trabajar con la marca de Turbocompresores GARRETT ya que es la más reconocida en la industria de turbocompresores del mundo.

En primer lugar se escogió el tipo de serie del turbocompresor, de acuerdo a la cilindrada de nuestro motor que es de  $2254 \text{ cm}^3$  según la figura 4.7

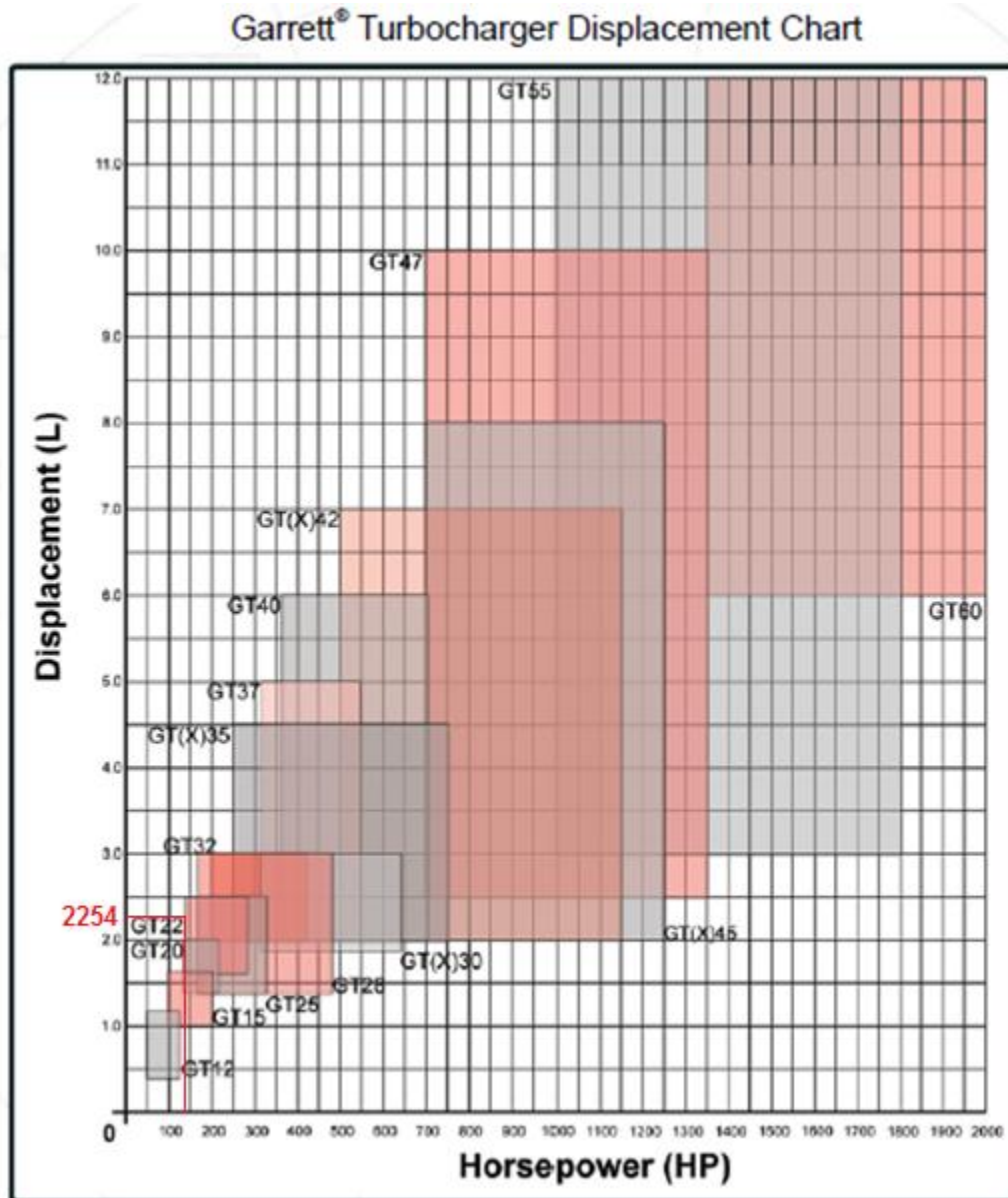


Figura 4.7 Selección de la serie del Turbocompresor

Según el parámetro de cilindrada, para el motor 4ZD1 le corresponde un turbocompresor GARRET de la serie GT22, como se observa en la figura 4.7

Seguidamente se analizó el mapa del turbocompresor GARRETT GT 2252, para determinar la eficiencia del mismo. Figura 4.8

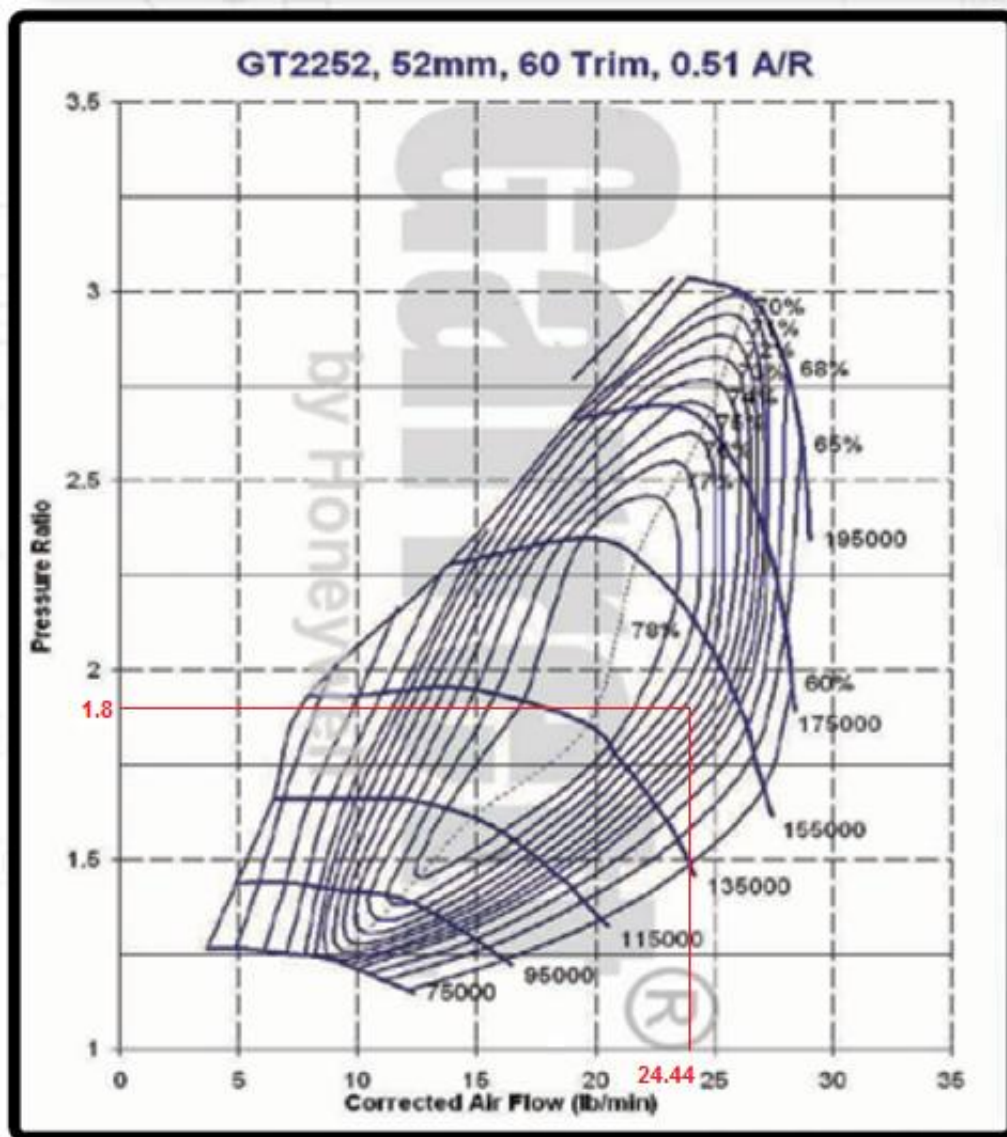


Figura 4.8 Mapa del Flujo Aire del Turbocompresor Garrett GT 2252

Con la relación de presión y el flujo de aire, se intersecó con los ejes del mapa del turbocompresor determinando una eficiencia del 75%, la cual es una eficiencia aceptable para el funcionamiento del motor 4ZD1 turboalimentado.

#### 4.7.8 Turbocompresor Seleccionado

Se escogió el turbocompresor, GARRETT GT 2252 para ser implementado en el sistema de sobrealimentación del motor 4ZD1, por lo que cumple con las necesidades de trabajo.

#### 4.7.9 Características del Turbocompresor

Las características del turbocompresor que se eligió para ser instalado en el sistema de sobrealimentación en el vehículo Chevrolet Luv Motor 4ZD1 se muestra en la tabla 4.4

Tabla 4.4 Características del Turbocompresor GARRETT GT 2252

GT 2252		COMPRESOR				TURBINA	
TURBO PN	GEOMETRÍA	DIÁMETRO		TRIM	A/R	TRIM	A/R
		INDUCTOR	INDUCIDO				
452187-6	FIJA	40.2 mm	50.2 mm	60	0.51	62	0.67

#### 4.8 Implementación del Turbocompresor

Una vez seleccionado el turbocompresor mediante los cálculos tecnológicos se procedió a implementar el sistema de sobrealimentación turbo cargado, con algunas consideraciones que se mencionan a continuación.

1. Modificaciones en el Motor
2. Modificación del Sistema de Admisión de Aire
3. Modificación del Sistema de Escape
4. Modificación del sistema de Lubricación

#### 4.8.1 Modificación en el Motor

Las modificaciones en el motor no fueron considerables, ya que el rango de sobrealimentación que se escogió para que el motor 4ZD1 funcione fue de 7 PSI, que es un rango medio de sobrealimentación, la única modificación sufrida fue el incremento del espesor del empaque para disminuir la relación de compresión original del motor de 8:1 a 7:1, relación de compresión que nos dará un rango de seguridad para evitar el autoencendido de la mezcla aire combustible.

El espesor necesario para la disminución de la relación de compresión se calculo en este mismo capítulo fue de 2.1 mm, lo que se traduce en utilizar 2 empaques de cabezote originales.



Figura 4.9 Empaque de Cabezote Motor 4ZD1

#### 4.8.2 Modificación del Sistema de Admisión de Aire

En el caso de los motores sobrealimentados el sistema de admisión de aire es muy diferente al de los motores alimentados de manera atmosférica ya que aumentan varios parámetros físicos del aire, como la presión y la temperatura debido a que en el momento que el aire pasa por el compresor del sistema de sobrealimentación, se calienta por el contacto que tiene el turbo con los gases de escape y por el mismo funcionamiento del turbo aumento la presión en el sistema de admisión. Por esta razón el sistema de admisión de aire debe constar de elementos como bridas, cañerías, juntas de caucho que soporten presión y elementos que ayuden al enfriamiento del aire como intercooler y cañerías de aluminio para facilitar la disipación del calor, también debe

constar de elementos que ayuden a la seguridad del sistema como reguladores de presión e indicadores.



Figura 4.10 Sistema de Admisión de un Motor Turbo Alimentado

#### 4.9 Implementación del Intercooler

Para la colocación del intercooler se determino el diámetro de la tubería que conecto al intercooler tanto con la entrada al turbocompresor, como a la entrada del múltiple de admisión.

Para la selección del diámetro de la tubería se considero los siguientes aspectos.

El camino de los conductos de admisión debe ser lo más recta posible, evitando los cambios bruscos de trayectoria, como lo son las curvas, ya que en estas hay una pérdida de presión lo que disminuirá el rendimiento del motor.

Otra consideración que se tuvo en cuenta fue que en los diámetros mayores la velocidad del flujo de aire es menor, lo que disminuiría la presión del flujo, y los diámetros menores provocan una mayor resistencia al flujo de aire lo que provoca de igual manera una caída de presión.

Con estas consideraciones se selecciono el diámetro de tubería de 2,25 pulgadas con referencia de la tabla 4.5 la cual muestra el diámetro más aconsejable para un motor turbo alimentado.

Tabla 4.5 Diámetros Aconsejables de Tubería para un Motor Turbo Alimentado

DIÁMETRO RECOMENDADO PARA TUBERÍAS DE ADMISIÓN MOTORES TURBO ALIMENTADOS	
1.3 L - 2.0 L	2 pulgadas
2.1 L - 3.5 L	2,25 pulgadas
3.6 - 6.5 L	2,5 pulgadas
6.5 L - 8.0 L	3 pulgadas

#### 4.9.1 Válvula de Alivio Blow Off

Este tipo de válvula se encargan de descargar el aire que origina un exceso de presión en un motor turbo alimentado, se pueden diferenciar dos tipos:

- Válvulas de descarga Blow off, estas válvulas descargan el aire sobrante al exterior del motor, de ahí el nombre de atmosféricas.
- Válvulas recirculadoras o de bypass, estas válvulas vuelven a introducir el aire sobrante en admisión, pero haciéndolo después del caudalímetro para evitar errores de medición de aire absorbido por el motor.

La función de estas válvulas es evitar problemas o futuras averías al turbocompresor. Esto es provocado en los momentos en los que la mariposa de admisión está cerrada pero el turbo sigue girando por su propia inercia y sigue emitiendo presión.

Esto por ejemplo ocurre en los cambios de marcha. En el momento que nosotros cambiamos de marcha, soltamos el acelerador al pisar el embrague, en este momento la mariposa se cierra bloqueando el paso al aire dentro del cuerpo de admisión, donde se provoca una depresión. En este momento, el turbo sigue girando por su propia inercia, y emitiendo flujo de aire, pero al no tener por donde salir, este aire se bloquea en el tramo entre el turbocompresor y la mariposa creando una sobrepresión en este conducto.

Esta sobrepresión también es ejercida sobre la turbina, lo que provoca una fuerza inversa al movimiento del turbo pudiendo dañarlo.

Para solventar este problema se instalan las válvulas de descarga, el cual es un simple mecanismo que libera la presión extra en esos momento antes descritos. La válvula de intercala entre el turbocompresor y la mariposa, con una toma de vacío al cuerpo de admisión, para poder detectar la diferencia de presión entre el cuerpo de admisión y el conducto donde está alojada. Mientras la mariposa este abierta, habrá igualdad de condiciones en ambos lugares, (cuerpo y conducto de admisión) ya que el aire circula libremente. Esta condición puede ser presión en el caso que el turbo este presurizando el motor o depresión.

Sobre las válvulas de descarga podemos hacer también otra distinción en función de su funcionamiento:

1. Push type
2. Pull type

Push type, estas válvulas son prácticamente la totalidad de las colocadas en los sistemas de serie en los vehículos. El funcionamiento está basado en un muelle que es el que ofrece la resistencia al pistón para que se abra para poder liberar la presión.



Figura 4.11 Válvula Blow Off Tipo Push Type



Pull type, estas válvulas no funcionan en base a un muelle, funcionan en base a unas membranas. La ventaja de estas válvulas por su sistema es que no hace falta regularlas, se auto adaptan solas a la presión y son compatibles con todos los rangos de presiones.

Estas válvulas a su vez aseguran una estanqueidad perfecta en el ralentí y no tiene fugas independientemente de la presión de soplado. Son más caras que las de tipo PUSH pero el comportamiento del vehículo mejora mucho en suavidad a la hora de cambios de posición de la mariposa.



Figura 4.12 Válvula Blow Off tipo Pull Type

Con las descripciones mencionadas anteriormente se seleccionó la válvula Blow Off tipo push debido a la que es mayormente comercializable en el Ecuador y su precio es menor a la Blow Off tipo pull.

#### 4.9.2 Modificación del Sistema de Escape

El sistema de gases de escape de los motores sobre alimentados es diferente al de los motores alimentados atmosféricos, debido a que el sistema de sobrealimentación funciona con el flujo de gases de escape que generan el movimiento de la turbina, por esta razón el sistema de escape tiene características, que permiten que los gases sean evacuados de una manera fácil, rápida y sin pérdida de presión



Figura 4.13 Múltiple de Escape para el Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

### 4.9.3 Válvula de Descarga Wastegate

La válvula wastegate está formada por un resorte, un diafragma y una válvula. El dispositivo se encuentra ubicado antes de la rueda de turbina. Figura 4.14

Un tubo conectado a una cámara de presión en la válvula toma como referencia la presión del múltiple de admisión. Cuando la fuerza de la presión de admisión sobre el diafragma supera la tensión del resorte, éste cede abriendo la válvula y permitiendo a una parte de los gases de escape fugarse directamente por el sistema de escape sin pasar por la rueda de turbina limitando así sus RPM y por consecuencia la presión de turbo. Por lo general esta válvula viene incorporada al turbocompresor y regulada de fábrica.

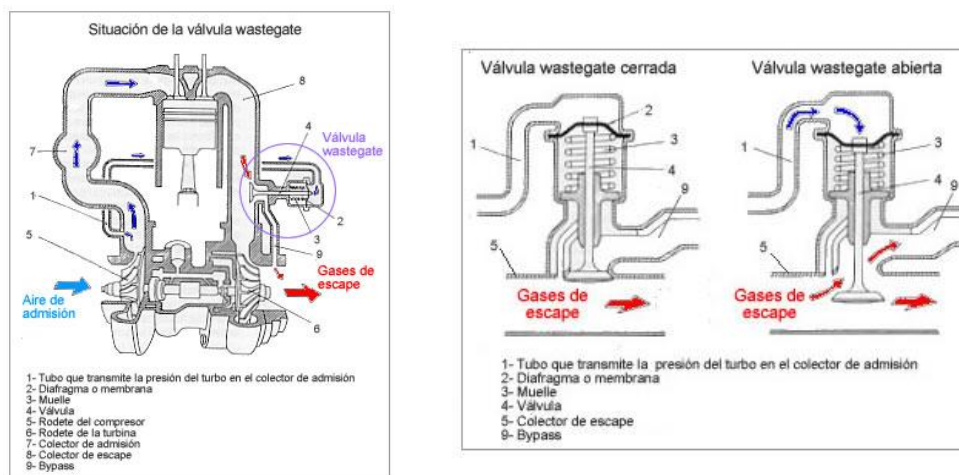


Figura 4.14 Partes Principales de la Válvula Wastegate



Figura 4.15 Válvula W astegate del Turbocompresor Garrett GT2252

#### **4.9.4 Modificación en el Sistema de Lubricación**

##### **4.9.4.1 Modificación del Carter**

La modificación en el cárter consiste en instalar un acople, para el retorno del aceite a este, una vez que el turbocompresor ha sido lubricado. La posición de este orificio debe ser la correcta y no en todos los vehículos es la misma; la localización del orificio de retorno debe ser en el punto más alto del cárter y dirigida hacia el sitio donde se acumula menos cantidad de aceite cuando el auto se encuentra sobre una superficie lineal (plana).

Si el retorno del aceite del turbo hacia el carter no es ubicado correctamente, se corre el riesgo de que exista filtración de aceite hacia la turbina por la acumulación del aceite en la manguera de retorno, dándose por consiguiente que el aceite se combustione por las altas temperaturas que hay en el sistema de escape; originando como consecuencia de esta combustión la presencia de humo en la salida de escape.



Figura 4.16 M odificación del Carter del M otor 4ZD 1

#### 4.9.4.2 Im plem entación de Lubricación para el Turbo Com presor

Para im plementar la línea de lubricación hacia el turbocom presor se colocó un acople en la base del filtro de aceite, para de esta m anera lubricar el turbocom presor, mientras tanto que el retorno de aceite se realiza desde el turbo hacia el carter, por medio de una cañería de retorno que se une al acople que se realizó en el carter. Figura 4.22



Figura 4.17 Tom a de Lubricación para el Turbocom presor

## CAPÍTULO V

### 5. PRUEBAS Y RESULTADOS

#### 5.1. Pruebas de Potencia para el Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

Una vez implementado el sistema de sobrealimentación en el motor 4ZD1 se procedió a realizar las pruebas prácticas en el banco dinámico para comprobar el aumento de potencia, y rendimiento, lo que nos permitió realizar una comparación con los datos obtenidos en el capítulo 2 del motor atmosférico y así poder cuantificar y establecer dicho aumento.

Para estas pruebas se utilizó el mismo banco dinámico DYNORACE, de la ciudad de Quito, para tener una correcta comparación de los datos, los mismos que se muestran en la figura 5.1

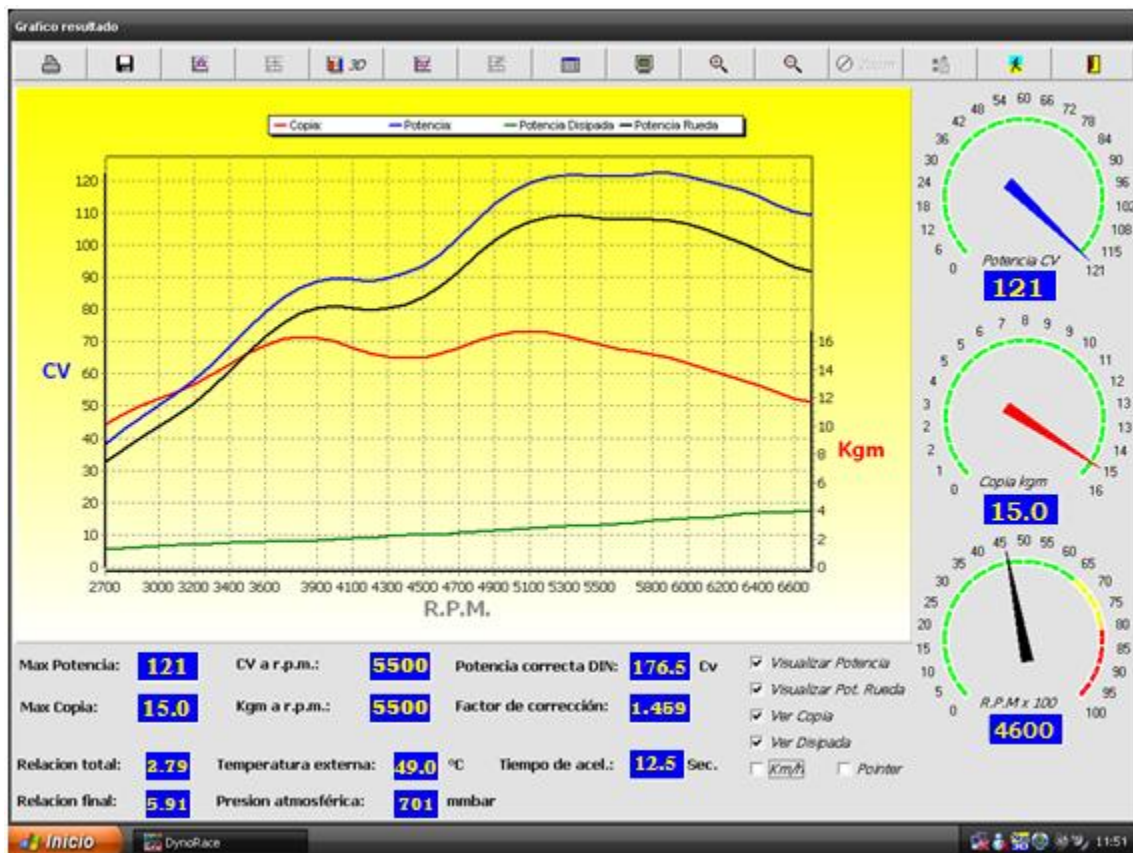


Figura 5.1 Datos Obtenidos en el Banco Dinámico del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

Tabla 5.1 Datos Obtenidos del Banco Dinamométrico DYNORACE

Potencia Indicada	(176.5 Cv) (174.08 HP) 129.86 Kw @ 5500
Potencia Efectiva	(121 Cv) (119.34 HP) 89.02 Kw @ 5500
Torque Máximo	147.10 Nm @ 5500
Potencia de Arrastre	10.30 Kw (13.81 HP) @ 5500
Potencia a la Rueda	85.27 Kw (117.02 HP) @ 5500
Presión Atmosférica	70.1 KPa
Temperatura Ambiente	23 °C
Temperatura Aire Aspirado	30 °C

**5.2. Cálculos de Potencia y Parámetros Fundamentales para el Motor Isuzu 4ZD1 Turbo Alimentado.**

**5.2.1. Velocidad Media del Pistón**

$$V_m = \frac{2.L.n}{60}$$

$$V_m = \frac{2 \cdot 0.09m \cdot (500rpm)}{60}$$

$$V_m = 16.5 \frac{m}{s}$$

**5.2.2. Presión Media Indicada**

$$P_{mi} = \frac{1200 \cdot N_i}{V_i \cdot n}$$

$$P_{mi} = \frac{1200 \cdot (29.86 KW)}{(0.62968 dm^3) \cdot (500 rpm)}$$

$$P_{mi} = 10.77 bar$$

### 5.2.3. Fuerza del Pistón

$$P_i = \frac{1200 \cdot N_i}{V_u \cdot n}$$

$$P_i = \frac{1200 \cdot (29860 \text{ W})}{(6.635 \times 10^{-4} \text{ m}^3) \cdot (500 \text{ rpm})}$$

$$P_i = 50280551.75 \text{ Pa}$$

$$F = P_i \cdot A$$

$$F = P_i \left( \frac{\pi}{4} d^2 \right)$$

$$F = 50280551.75 \text{ Pa} \left( \frac{\pi}{4} (0.0893 \text{ m})^2 \right)$$

$$F = 314914.67 \text{ N}$$

$$F = 314.91 \text{ KN}$$

### 5.2.4. Presión Media Efectiva

$$p_{me} = \frac{1200 \cdot N_e}{V \cdot n}$$

$$p_{me} = \frac{1200 \cdot (9.02 \text{ Kw})}{(6.62968 \text{ dm}^3) \cdot (500 \text{ rpm})}$$

$$p_{me} = 7.38 \text{ bar}$$

### 5.2.5. Potencia Teórica

$$q = \frac{Q_1}{m} = \frac{Q_1 \cdot v_1}{V_1}$$

$$Q_1 = \frac{\left( 1336.27 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) (6.44 \times 10^{-4} \text{ m}^3)}{0.78 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}$$

$$Q_1 = 1.10 \text{ KJ}$$

$$N_T = Q_1 \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot Z$$

$$N_T = 1.10 \frac{5500rpm}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot 4$$

$$N_T = 201.66 Kw$$

#### 5.2.6. Potencia Indicada

Este tipo de potencia se obtuvo mediante el dinamómetro.

$$N_i = 129.86 Kw$$

#### 5.2.7. Potencia Efectiva

$$N_e = 89.02 Kw$$

#### 5.2.8. Potencia Absorbida

$$N_a = N_i - N_e$$

$$N_a = 129.86 Kw - 84.65 Kw$$

$$N_a = 45.21 Kw$$

#### 5.2.9. Potencia de Arrastre

Esta potencia se obtuvo en el dinamómetro.

$$N_A = 10.30 Kw$$



#### 5.2.10. Potencia a las Ruedas

Esta potencia se obtuvo en el dinamómetro.

$$N_R = 85.21 \text{ Kw}$$

#### 5.2.11. Rendimiento Térmico

Este rendimiento se calculó en el diagrama del ciclo Otto.

$$\eta_t = 0.54$$

#### 5.2.12. Rendimiento Indicado

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_T}$$

$$\eta_i = \frac{129.86 \text{ Kw}}{201.66 \text{ Kw}}$$

$$\eta_i = 0.65$$

#### 5.2.13. Rendimiento Termodinámico

$$\eta_T = \eta_t \cdot \eta_i$$

$$\eta_T = 0.54 \cdot 0.65$$

$$\eta_T = 0.35$$

#### 5.2.14. Rendimiento Mecánico

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\eta_m = \frac{89.02 \text{ Kw}}{129.86 \text{ Kw}}$$

$$\eta_m = 0.69$$

### 5.2.15. Rendimiento Volumétrico

Caudal teórico

$$Q_T = (V_u + V_C + V_E) \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot Z$$

$$Q_T = (63.5 + 80.5 + 13.42 \text{ cm}^3) \cdot \frac{5500 \text{ rpm}}{60} \cdot \frac{1}{2} \cdot 4$$

$$Q_T = 120527 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q_T = 0.120527 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$d_{3000} = \frac{\frac{m_{\text{Teorico}}}{\text{s}}}{Q_{\text{Teorico}}}$$

$$\frac{m_{\text{teorico}}}{\text{s}} = Q_{\text{Teorico}} \cdot d_{3000}$$

$$m_{\text{teorico}} = 0.120527 \text{ m}^3 \left( 0.909 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$m_{\text{teorico}} = 0.1095590 \text{ Kg}$$

$$n_v = \frac{m_r}{m_T}$$

$$m_r = n_v m_T$$

$$m_r = 0.75 \cdot 0.109559 \text{ Kg}$$

$$m_r = 0.08217 \text{ Kg}$$

### 5.2.16. Rendimiento Total

$$\eta = \eta_T \cdot \eta_m$$

$$\eta = 0.35 \cdot 0.69$$

$$\eta = 0.24$$

5.2.17. Consumo de Combustible en Carretera.

$$C_{Cc} = \frac{G_c \cdot 100}{d_R}$$

$$C_{Cc} = \frac{9400}{50Km}$$

$$C_{Cc} = 18 \frac{L}{100km}$$

5.2.18. Consumo Especifico de Combustible

$$C_{CS} = \frac{632300}{Hx\eta}$$

$$C_{CS} = \frac{632300}{10500 \frac{Kcal}{Kg} \cdot 0.24}$$

$$C_{CS} = 250.91 \frac{gr}{Cv-h}$$

5.3. Pruebas de Gases de Escape del Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

Tabla 5.2 Gases de Escape Motor 4ZD1 Turbo Alimentado

GASES DE ESCAPE MOTOR TURBO ALIMENTADO	VALORES
CO	0.30 %
HC	130 ppm
CO <sub>2</sub>	10.3 %
O <sub>2</sub>	1.5 %
LAMBDA	0.950
AFR	14.3
FUEL	GASOLINA
H/C	1.8500
O/C	0.0000

#### 5.4. Análisis de Resultados Obtenidos

Después de haber sido implementado el sistema de sobrealimentación en el motor 4ZD1 se pudo cuantificar el incremento de potencia del mismo, comparando los datos calculados tanto para el motor atmosférico como para el turboalimentado.

##### 5.4.1. Ciclo Teórico del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turboalimentado.

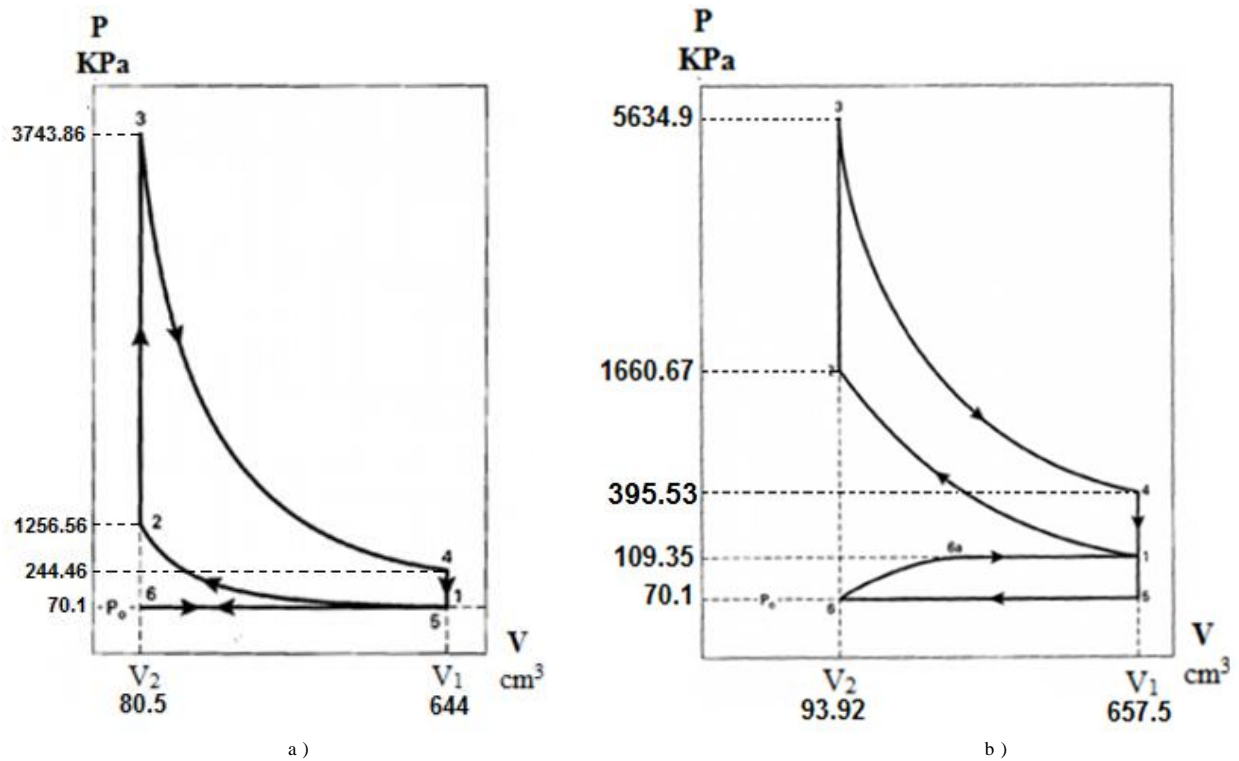


Figura 5.2 Ciclo Teórico Motor 4ZD1 a) Atmosférico b) Turboalimentado

Relacionando los ciclos teóricos del motor 4ZD1 atmosférico y turboalimentado, permitió cuantificar el incremento de la presión y temperatura, de dicho motor, figura 5.3 y 5.4 para verificar cómo estos parámetros afectan en el trabajo del motor.

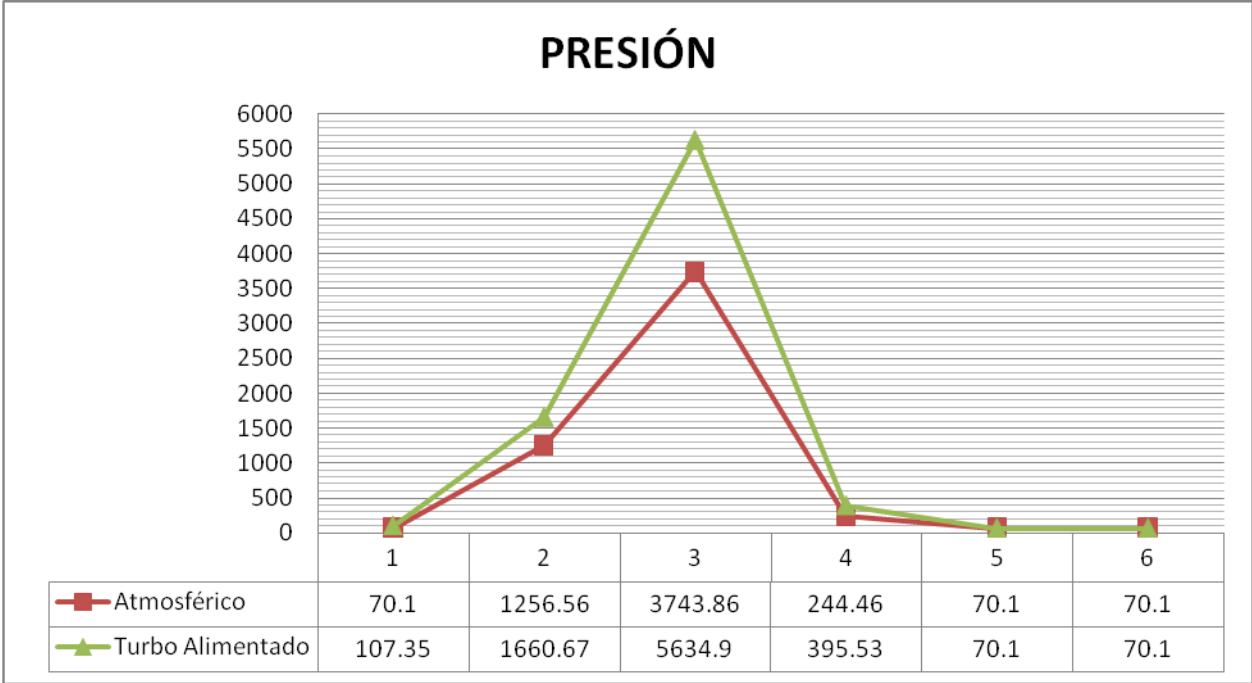


Figura 5.3 Presión del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado

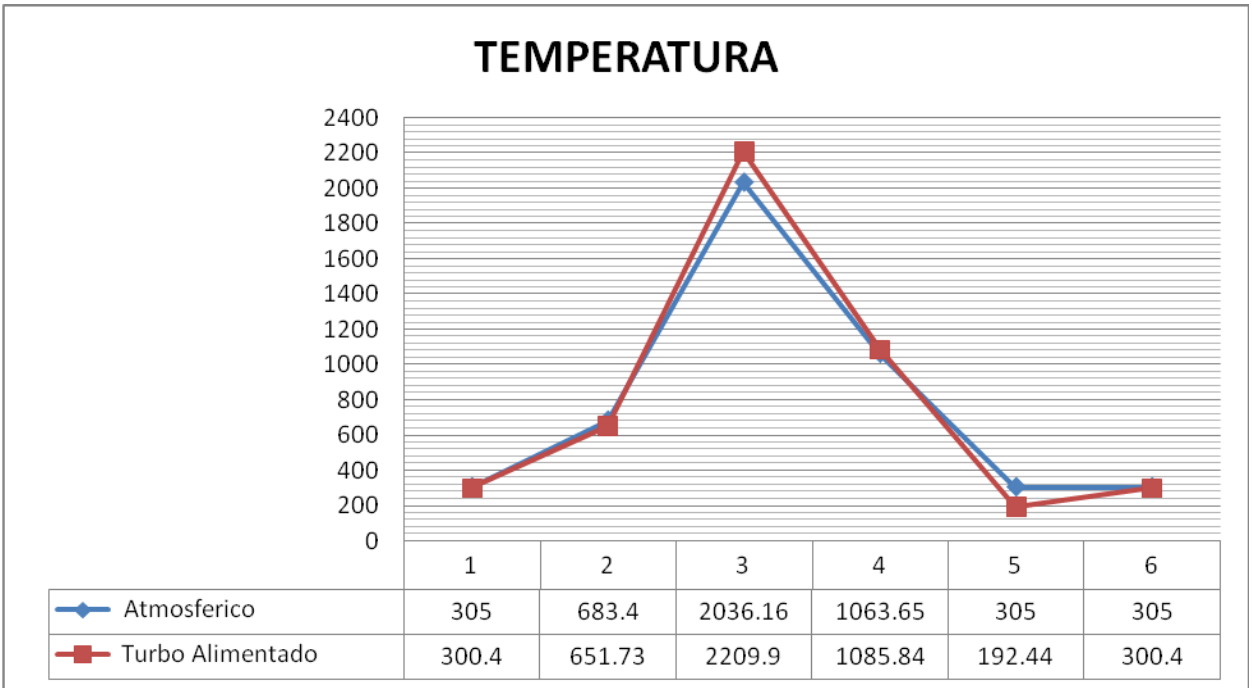


Figura 5.4 Temperatura del Motor Atmosférico y Turbo Alimentado

#### 5.4.2. Parámetros Fundamentales del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado

Tabla 5.3 Cuadro Comparativo de los Parámetros Fundamentales Motor 4ZD1

PARÁMETROS	MOTOR	
	ATMOSFÉRICO	MOTOR TURBO ALIMENTADO
Volumen Unitario (cm <sup>3</sup> )	563.5	563.5
Volumen de la Cámara de Combustión (cm <sup>3</sup> )	80.5	92.93
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	2254	2254
Velocidad Media del Pistón (m/s)	16.5	16.5
Presión Media Indicada (bar)	6.28	10.77
Fuerza del Pistón (N)	157.53	314.91
Rendimiento Térmico	0.56	0.54
Rendimiento Indicado	0.60	0.65
Rendimiento Termodinámico	0.34	0.35
Rendimiento Mecánico	0.69	0.69
Rendimiento Total	0.23	0.24
Relación de Compresión	8	7
Caudal de Entrada (Kg)	0.08049	0.08217
Consumo de Comb. Carretera (L/100Km)	15	18
Consumo de Comb. Específico (gr/Cv-h)	261.82	250.91

#### 5.4.3. Potencias Obtenidas en el Banco Dinamométrico.

##### 5.4.3.1. Potencia del Motor 4ZD1 Atmosférico

Para poder cuantificar el aumento de potencia con respecto a la del fabricante, se procedió a comparar los datos obtenidos en el dinamómetro DYNORACE, tanto para el motor atmosférico como para el motor turbo alimentado.

Para esto se tuvo la siguiente consideración, la potencia y torque efectivo dada por el fabricante del motor estándar atmosférico es de 110 Cv (80.93 Kw) y 126 Nm a nivel del mar, mientras

que la potencia y torque efectivo a los 3000 msnm es de 72.38 Cv (53.23 Kw) y 92.42 Nm respectivamente, según los cálculos realizados en el capítulo 3, dicha potencia es superior a la obtenida en el banco dinamométrico DYNORACE de la ciudad de Quito que fue de 60.5 Cv (44.5 Kw) y 76.98 Nm, esta variación se debe al desgaste del motor existente desde el año de fabricación hasta la toma de pruebas, además se tiene como factor la calibración del mismo. Con estos parámetros se establece el incremento de potencia y torque con el motor Turboalimentado, dando como resultado una potencia de 121 Cv (89.02 Kw) y un torque de 147.2 Nm. Figura 5.5 y Figura 5.6

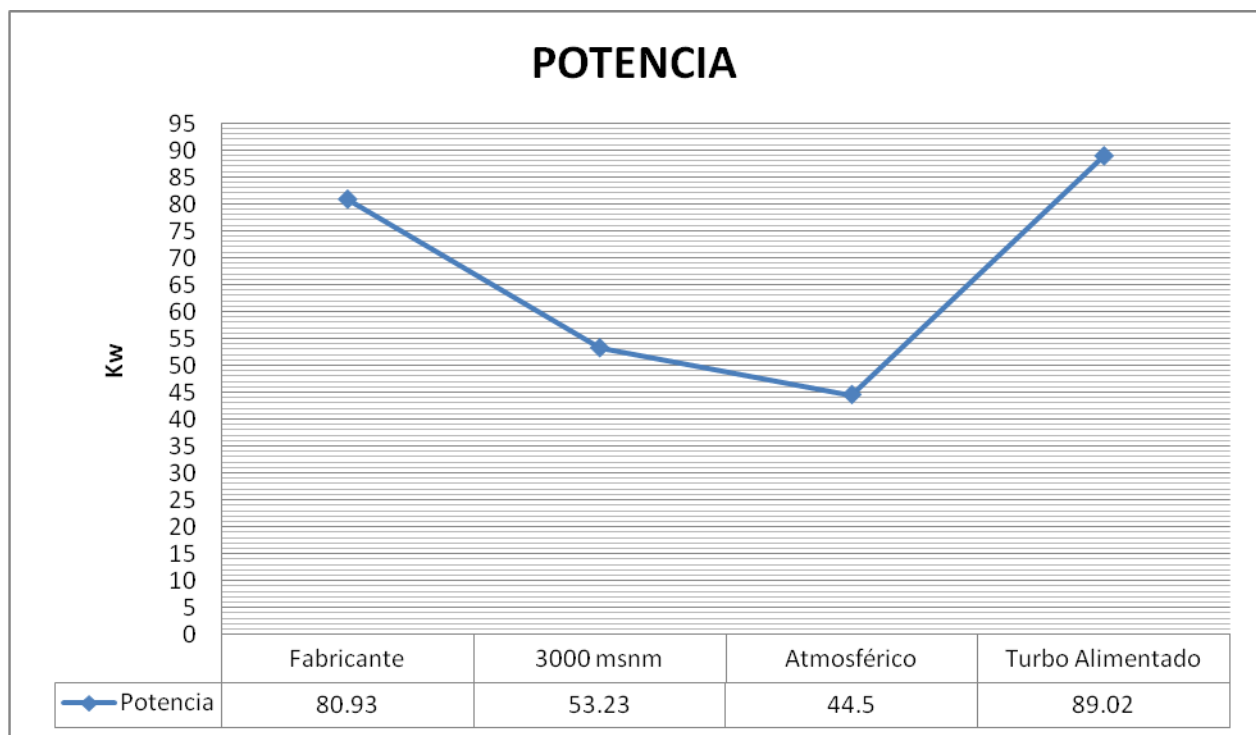


Figura 5.5 Aumento de Potencia

Para cuantificar el aumento de potencia, se restó la potencia del motor Turbo Alimentado y la potencia del motor atmosférico al nivel del mar, y se determinó el porcentaje de aumento de potencia que es del 55%

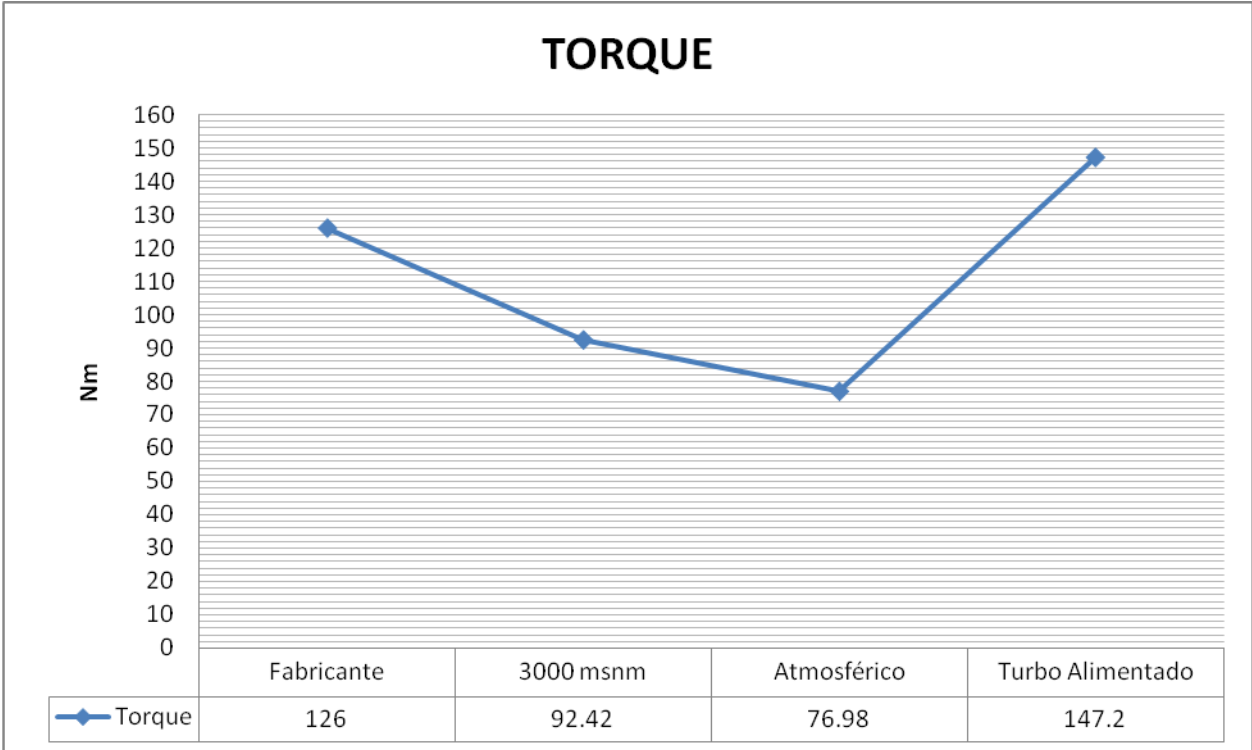


Figura 5.6 Aumento de Torque

Para cuantificar el aumento de torque, se restó el torque del motor Turbo Alimentado y el torque del motor atmosférico al nivel del mar, y se determinó el porcentaje de aumento del torque que es del 55 %



### 5.4.3.2 Tiempo de Aceleración del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado.

Como se puede observar en la tabla 5.4, el tiempo de respuesta de aceleración de 0 a 100 Km es menor que en el atmosférico, debido a que el vehículo con el sistema de sobrealimentación produce una mayor potencia y velocidad, lo que hace que se recorra la misma distancia en menor tiempo.

Tabla 5.4 Cuadro Comparativo de Tiempo de Aceleración

Tiempo Alcanzado de 0 a 100 km/h		
PARÁMETRO	MOTOR ATMOSFÉRICO	MOTOR TURBO ALIMENTADO
Altitud	2754 m .s.n.m	2754 m .s.n.m
Pendiente.	0°	0°
Cambio de Marcha	4200 rpm	4200 RPM
Marcha Alcanzada	4ta	4ta
Tiempo de la Prueba	23.14 s	16.20 s

Con respecto al tiempo de cambio de marcha este también disminuye, debido a que el turbo compresor se acciona a partir de las 2500 rpm, realizando un mayor ingreso de aire al interior del cilindro, lo que provoca que exista un aumento súbito de rpm, haciendo que el cambio de marcha se realice en menor tiempo.

Tabla 5.5 Cambios de Marcha

	<b>M O T O R</b> <b>A T M O S F É R I C O</b>	<b>M O T O R T U R B O</b> <b>A L I M E N T A D O</b>
<b>De 0 km /h hasta el Cambio de la 1ra marcha</b>		
Para Cambio de Marcha	4 2 0 0 rpm	4 2 0 0 rpm
Tiempo	3.65 s	3.10 s
Velocidad	30 Km /h	25 km /h
<b>En 2da marcha hasta el Cambio a 3ra marcha</b>		
Para Cambio de Marcha	4 2 0 0 rpm	4 2 0 0 rpm
Tiempo	7.39 s	6.50 s
Velocidad	50 Km /h	50 km /h
<b>En 3ra marcha hasta el cambio a 4ta marcha</b>		
Para Cambio de Marcha	4 2 0 0 rpm	4 2 0 0 rpm
Tiempo	20.16 s	18.5 s
Velocidad	90 Km /h	100 km /h
<b>En 4ta marcha hasta el cambio a 5ta marcha</b>		
Para Cambio de Marcha	4 2 0 0 rpm	4 2 0 0 rpm
Tiempo	39.05 s	28.5 s
Velocidad	100 Km /h	110 km /h
<b>En 5ta marcha</b>		
Para Cambio de Marcha	4 2 0 0 rpm	4 2 0 0 rpm
Tiempo	45.50 s	40.3 s
Velocidad	120 Km /h	145 km /h

### 5.4.3.3 Gases de Escape del Motor 4ZD1 Atmosférico y Turbo Alimentado

Como se observa en la tabla 5.7, existe una disminución en el porcentaje de los gases de escape, debido a que el sistema de sobrealimentación ingresa más aire al interior del cilindro y a su vez aumenta la presión en el proceso de compresión, lo que provoca que las moléculas de aire y combustible se mezclen de mejor manera, realizando una combustión mucho más equilibrada y completa.

Tabla 5.6 Cuadro Comparativo de Gases de Escape

GASES DE ESCAPE	TURBO ALIMENTADO	ATMOSFÉRICO	% REDUCCIÓN
CO	0.30 %	0.55 %	45 %
HC	130 ppm	166 ppm	22 %
CO <sub>2</sub>	10.3 %	12.3 %	16 %
O <sub>2</sub>	1.5 %	2.78 %	46 %
LAMBDA	0.950	1.120	-----
AFR	14.3	16.4	-----
FUEL	GASOLINA SÚPER	GASOLINA SÚPER	-----
H/C	1.8500	1.8500	-----
O/C	0.0000	0.0000	-----

## 5.5 Análisis de Costos

### 5.5.1 Costos Directos

#### Materiales

Tabla 5.7 Análisis de Costos de Materiales

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
TURBOCOMPRESOR		1	800	800
MÚLTIPLE DE ESCAPE		1	140	140
INTERCOOLER		1	150	150
MANGUERAS ACEITE	m	2	6	12
EMPAQUES		3	8	24
TUBERÍA DE ADMISIÓN		2	40	80
ABRAZADERAS		6	1	6
ACIETE	gal.	2	21	42
GASOLINA SÚPER	gal.	24	2.2	52.8
MANGUERA ADMISIÓN	m	2	4	8
VÁLVULA BLOW OFF		1	80	80
<b>TOTAL</b>				<b>1394.8</b>

#### Maquinarias y Herramientas

Tabla 5.8 Análisis de Costos de Equipos

DESCRIPCIÓN	HORA - EQUIPO	COSTO - HORA	PRECIO TOTAL
ANALIZADOR DE GASES	2	30	50
DINAMÓMETRO	2	50	80
SOLDADORA MIG	1	15	15
BOBLADORA	1	15	15
<b>TOTAL</b>			<b>160</b>

## Mano de Obra

Tabla 5.9 Análisis de Costos Mano de Obra

DESCRIPCIÓN	HORA - HOMBRE	SALARIO REAL - HOMBRE	PRECIO TOTAL
SOLDADOR	5	12	60
MECÁNICO	4	12.5	50
<b>TOTAL</b>			<b>110</b>

## Transporte

Tabla 5.10 Análisis de Costos de Transporte

DESCRIPCIÓN	HORA	SALARIO REAL - HOMBRE	PRECIO TOTAL
TRANSPORTE	15	90	90
<b>TOTAL</b>			<b>90</b>

### 5.5.2 Costos Indirectos

Tabla 5.11 Análisis de Costos Indirectos

DESCRIPCIÓN	HORA	SALARIO REAL - HOMBRE	PRECIO TOTAL
COSTO INGENIERIL (10%)	30	175	175
UTILIDAD	0	0	0
<b>TOTAL</b>			<b>175</b>

**TOTAL** \$ 1929.8

## CAPÍTULO VI

### 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1. Conclusiones

- Con la utilización de equipos especiales, para la medición de potencia y porcentaje de gases de escape, se estableció que el motor 4ZD1 atmosférico, se encontraba en condiciones aceptables para la implementación del sistema de sobrealimentación.
- El turbocompresor seleccionado para el sistema de sobrealimentación, que cumple con los requisitos óptimos para el correcto funcionamiento de nuestro sistema, es el Turbocompresor GARRETT serie GT2252.
- Para proporcionar un grado de fiabilidad al sistema de sobrealimentación se determinó, incorporar al mismo, la válvula de liberación de presión Blow Off marca COXXTURBO y un intercambiador de temperatura (intercooler) marca BELLINTERCOOLERS.
- Con el sistema de sobrealimentación se incremento el 55% de la potencia nominal del motor 4ZD1. Además el torque nominal del motor se incremento en un 55%.
- El turbocompresor utilizado incrementa el flujo de aire introducido al interior del cilindro, permitiendo realizar una combustión completa, lo que significa una disminución en los porcentajes de gases de escape.
- Debido al incremento del rendimiento total en 1%, se aprovecha de mejor manera el combustible utilizado, disminuyendo el consumo específico de combustible en un 5%.
- El costo operacional del vehículo aumenta, ya que el consumo de combustible en carretera incrementa un 20% por cada 100 km de recorrido, debido a que el motor

sobrealimentado incrementó su potencia, tomando en cuenta la relación que a mayor potencia mayor cantidad de combustible utiliza un motor.

- El tiempo de aceleración del vehículo disminuyó en 30%, debido a que se recorre la misma distancia en menor tiempo.

- Con la implementación del sistema de sobrealimentación se concluye que el motor 4ZD1, aumenta la potencia, mejora el rendimiento total y consumo de combustible específico, contribuyendo a la disminución del porcentaje de emisiones de gases al medio ambiente.

## **6.2. Recomendaciones**

Realizar las modificaciones del múltiple de admisión, múltiple de escape, sistema de lubricación, sistema de enfriamiento intercooler, con instrumentos especializados para tal trabajo, para de esta manera tener un sistema más eficiente.

Evitar el ingreso de contaminantes externos, en la implementación del sistema de lubricación del turbo compresor, ya que estos podrían ocasionar daños considerables en el mismo.

Al momento de iniciar una operación normal, el motor sobrealimentado, deberá permanecer en ralentí por lo menos 30 segundos antes de iniciar el trabajo, de igual forma el motor debe permanecer como mínimo 30 segundos encendido en ralentí antes de apagarlo, con el fin de proteger al turbocompresor.

Se recomienda en futuros trabajos de sistemas de sobrealimentación tener en cuenta modificaciones en los sistemas de alimentación de combustible, encendido y frenos.

Realizar la medición de consumo de combustible con instrumento de precisión.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CENGEL, Yunus. Termodinámica: pág. 498
- [2] CENGEL, Yunus. Termodinámica: pág. 450
- [3] PULRABEK, Williard. Engineering of The Internal Combustion Engine: pág. 85
- [4] GIACOSA, Dante. Motores Endotérmicos: pág. 67
- [5] GIACOSA, Dante. Motores Endotérmicos: pág. 70-71
- [6] PULRABEK, Williard. Engineering of The Internal Combustion Engine: pág. 49
- [7] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 119
- [8] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 147
- [9] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 109
- [10] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 155
- [11] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 155
- [12] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 156
- [13] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 156
- [14] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 156
- [15] KINDLER, H. Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil: pág. 155
- [16] GIL, Hermogenes. Técnicas de Sobrealimentación: pág. 70
- [17] EARL, Davis. Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide: pág. 51
- [18] BELL, Corky. Maximum Boost: pág 139
- [19] ISUZU. Manual de Servicio Motor 4ZD1: pág. 6A-2
- [20] ISUZU. Manual de Servicio Motor 4ZD1: pág. 6F-3
- [21] BOSHGmb. Manual del Automóvil: pág. 235
- [22] TAYLOR. Internal Combustion Engine in Theory and Practice: pág. 198
- [23] BELL, Corky. Maximum Boost: pág. 54



## BIBLIOGRAFÍA

**BELL, Corky.** Maximum Boost.

**CULTURAL, A.** Manual Práctico del Automóvil Reparación y Mantenimiento. Madrid: Cultural, 2006.

**FRANGOSO CARRIÓN, Raúl.** Motores de 4 Tiempos, Preparación y Cálculo, 2005.

**GIANCOSA, Dante.** Motores Endotérmicos. España: Editorial Científico, 2000

**GIL, Hermogenes.** Técnicas de Sobrealimentación. España: Editorial CEAC, 2002.

**GTZ.** Tecnología del Automóvil I. 20ava Edición. España: Editorial Revert, 1985.

**GTZ.** Tecnología del Automóvil II. 20ava Edición. España: Editorial Reverte, 1985.

**HARTMAN, JEFF.** Supercharging, Turbocharging & Nitrous Oxide. USA: Motor Books, 2007

**HUGH, Macinnes,** Manual de Turbocargadores. Estados Unidos. Editorial; Prentice Hall, 2000

**KINDLER, H.** Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. 8ava Edición. España: Editorial Reverte, 1986

**MIGUEL DE CASTRO, Vicente.** Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 8va.Edición. Barcelona: CEAC, 1982.

**PÉREZ, Alonso J.** Mecánica del Automóvil. 10ma.Edición. Madrid: Thomson Paraninfo, 2003.

**YUNUS, Cengel.** Termodinámica. 6ta Edición. México: Editorial Mcgraw Hill, 2009

**WASDYKE G., Raymond.** Experimentos en Motores de Combustión Interna Motores de Gasolina de Cuatro Tiempos. México: Limusa, 1991.

## LINKOGRAFÍA

CATÁLOGO DE TURBOCOMPRESORES.

[www.turbomaster.com](http://www.turbomaster.com)

2011-08-25

CATÁLOGO DE INTERCOOLER.

[www.bellintercoolers.com](http://www.bellintercoolers.com)

2011-08-30

FUNDAMENTOS SOBRE TURBOCOMPRESOR.

[www.turboneticsinc.com](http://www.turboneticsinc.com)

2011-09-16

IMPLEMENTACIÓN DE TURBOCOMPRESORES.

[www.turbobygarrett.com](http://www.turbobygarrett.com)

2011-08-15