



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Estudio de la eficiencia del ciclo de un motor de encendido Por chispa de 5 tiempos

Santiago Madriñán Molina

Universidad Nacional de Colombia

Facultad Ingeniería Mecánica

Bogotá, Colombia

2015

Estudio de la eficiencia del ciclo de un motor de encendido Por chispa de 5 tiempos

Santiago Madriñán Molina

Trabajo de investigación presentado como requisito parcial para optar al título de:
Magister en Ingeniería Mecánica

Director:

Ph.D. Helmer Acevedo Gamboa

Línea de Investigación:

Eficiencia y emisiones en motores de combustión interna

Grupo de Investigación:

Grupo de Investigación en Combustibles Alternativos, Energía y Protección del Medio Ambiente – GICAEPMA

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería Mecánica

Bogotá, Colombia

2015

Agradecimientos

Quiero agradecer a mis padres Julia María Molina y Raúl Madriñán por su incansable apoyo a mi formación y educación como profesional y como persona.

También quiero agradecer a la Universidad Nacional de Colombia y a la Fundación Juan Pablo Gutiérrez Cáceres por la beca de estudio y por las oportunidades de desempeñarme como estudiante auxiliar en proyectos de extensión que contribuyeron enormemente a mi formación como ingeniero.

Al grupo de investigación GICAEPMA y sus miembros, que además se convirtieron en amigos, quiero agradecer muy especialmente por el soporte a nivel investigativo durante el desarrollo de este trabajo y por proporcionarme los recursos necesarios para poder llevar a cabo la experimentación y adaptación del banco de pruebas.

Por último quiero agradecer al profesor Helmer Acevedo por su guía y notable asesoramiento durante el desarrollo de la fase experimental y sobre todo en el desarrollo de la metodología de trabajo y planteamiento de los objetivos, lo cual me permitió desarrollar de forma acertada y llevar a buen término mis estudios de maestría.

Resumen

El presente trabajo tiene por objetivo estudiar de forma teórica y experimental la eficiencia de un motor que opere en un ciclo de 5 tiempos (ciclo Otto más una carrera de expansión adicional). Para desarrollar el estudio se realizó una simulación cero-dimensional utilizando el modelo de gas ideal para un motor de 5 tiempos y se comparó con su equivalente de 4 tiempos. Posteriormente se ejecutó la fase experimental en la cual fue necesario adaptar un banco de pruebas, en el cual un motor de combustión interna tradicional (cilindro de alta presión) transfiere los gases de escape a un segundo motor (cilindro de baja presión) para realizar una segunda carrera de expansión.

Los parámetros medidos experimentalmente fueron: presión al interior del cilindro de alta y baja presión, rpm, potencia al freno, consumo de aire y combustible, temperatura y composición de los gases de escape.

En el pos procesamiento de los datos se calculó de forma aproximada el ángulo de desfase entre el PMS y el punto de máxima presión, se calculó la potencia indicada, se aproximaron las pérdidas por fricción y se realizó un análisis del proceso de combustión a partir de los datos de presión.

Finalmente, se realizó una estimación teórica – experimental de la eficiencia del ciclo de un motor que opere en un ciclo de 5 tiempos optimizado, es decir, sin las pérdidas inherentes al banco de pruebas utilizando los datos de presión obtenidos experimentalmente.

Palabras clave: Motor combustión interna, consumo específico, emisiones específicas, potencia indicada y al freno, eficiencia volumétrica, eficiencia de combustión, modelo combustión bi-zona, Gerhard Schmitz.

Abstract

This work has as objective study theoretic and experimentally the efficiency of an engine which works in a 5 strokes cycle. To developing the study was done a zero dimensional simulation using the ideal gas model for a 5 strokes engine and was compared with a similar 4 strokes engine. Later an experimental phase was executed, where a bench test was adapted, and a traditional 4 stroke engine was modified to work as a 5 stroke engine (low pressure cylinder) together with another 4 stroke engine (high pressure cylinder).

The experimental measured parameters were: internal cylinder pressure (high and low pressure cylinders), brake power, specific fuel and air consumption, temperature and composition of the exhaust gases.

During the post processing data, the TDC (Top dead center) and maximum pressure point offset was calculated, the friction losses were estimated and a combustion process analysis was done.

Finally an estimation theoretical-experimental about the cycle efficiency of an optimized 5 stroke engine was done.

Keywords: Internal combustion engine, specific fuel consumption, specific emissions, indicated and brake power, volumetric efficiency, combustion efficiency, bi-zone combustion model, Gerhard Schmitz.

Contenido

	Pág.
Resumen	VII
Lista de figuras	XIII
Lista de tablas	XVIII
Lista de Símbolos y abreviaturas	21
Introducción	27
Objetivos	28
Identificación del Problema	29
Pregunta de investigación	31
1. Marco Teórico	32
1.1 Breve descripción del motor de combustión interna.....	32
1.2 Clasificación de los motores de combustión interna.....	35
1.3 Ciclos termodinámicos de operación de los motores	36
1.4 Operación de los motores de encendido por chispa	38
1.5 Motores de carga estratificada.....	40
1.6 Características importantes de los motores	42
1.7 Propiedades geométricas de los motores recíprocos	42
1.8 Parámetros de operación de los motores.....	45
1.8.1 Torque y potencia al freno.....	45
1.8.2 Trabajo indicado por ciclo	46
1.8.3 Eficiencia mecánica	47
1.8.4 Presión media efectiva	47
1.8.5 Consumo específico de combustible (Eficiencia energética)	48
1.8.6 Relación aire - combustible	49
1.8.7 50	
1.8.8 Eficiencia volumétrica.....	50
1.8.9 Factores de emisión.....	50
1.8.10 Relaciones generales entre los parámetros de desempeño	51
1.9 Modelos de gas ideal para motores de combustión interna	52
1.10 Suposición de gas ideal con calores específicos constantes	58
1.10.1 Eficiencia termodinámica de un motor de combustión interna de encendido por chispa	59
1.11 Ciclos con sobre expansión y ciclo Atkinson.....	60
2. Estado del Arte	63
1.12 Patentes relacionadas	63
1.12.1 Motor de combustión interna de 6 tiempos (PATENTE US 4,917,054).....	65
1.12.2 Motor de combustión interna de 6 ciclos (PATENTE US 7,673,596 B2 Y US 8,256,390 B1).....	66
1.12.3 Motor de combustión interna de 5 tiempos (PATENTE US 6,776,144 B1)	67

1.12.4	Motor de combustión interna con múltiples etapas de compresión y expansión (PATENTE US 5,072,589)	69
1.12.5	Motor de combustión interna de 5 tiempos (PATENTE US 6,553,977 B2)	70
1.12.6	Motor de combustión interna con un solo cigüeñal y cilindros opuestos (PATENTE EP 2 320 048 A1)	72
1.12.7	Motor de doble pistón (PATENTE US 7,516,723 B2)	74
3.	Metodología	75
1.13	Resumen de las expresiones matemáticas empleadas en la simulación (modelo cero dimensional) y en el post-procesamiento de los datos experimentales.	75
1.14	Cálculo parámetros	79
1.14.1	Eficiencia combustión	80
1.14.2	Eficiencia mecánica	80
1.14.3	Eficiencia térmica	80
1.14.4	Eficiencia global	81
1.14.5	Presión media indicada	81
1.14.6	Presión media al freno	81
1.14.7	Presión media de fricción	81
1.14.8	Potencia indicada	82
1.14.9	Potencia al freno	82
1.14.10	Potencia por fricción	82
1.14.11	Consumo específico de combustible (BSFC)	82
1.14.12	Relación de equivalencia	83
1.14.13	Factores de emisión específicos	83
1.15	Descripción banco de pruebas	83
1.15.1	Descripción Combustible	86
1.15.2	Descripción Motores	87
1.16	Desarrollo y adaptación del banco de pruebas	89
1.17	Modificaciones motor honda gx390 (Cilindro de baja presión)	91
1.17.1	Sistema de distribución motor Honda GX390	92
1.17.2	Registro fotográfico modificaciones realizadas al motor Honda GX390 (cilindro baja presión)	95
1.17.3	Modificación árbol de levas (Apertura y cierre de válvulas, Timing and Lifting)	98
1.18	DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO	102
1.19	Matriz experimental	104
1.20	Cálculo del error y de la incertidumbre del experimento	106
1.20.1	Método general para calcular la incertidumbre en funciones de dos o más variables	106
1.20.2	Criterio estadístico para la validación de los datos experimentales	107
1.21	Especificaciones técnicas de los instrumentos de medida	108
1.21.1	Pinza Volti-Amperimétrica	108
1.21.2	Termocupla Tipo K	108
1.21.3	Medidor RPM	109
1.21.4	Encoder	109
1.21.5	Sensor de presión	109
8.10	Cálculo de incertidumbre absoluta y relativa	110
9.	Análisis de Resultados	112

1.22	Cinemática de los motores	112
1.23	Análisis datos potencia al freno (generador).....	118
1.24	Análisis gráficas P vs CAD	121
1.24.1	Validación de la data de presión (Cálculo COV (IMEP).....	121
1.24.2	P vs CAD	127
1.25	Análisis gráficas P vs V (4T, 5T, 2T y 2T SR).....	132
1.25.1	Estrategia identificación (Método derivadas) PMS, PMI, IVO, IVC, EVO y EVC 133	
1.26	Diagramas P vs V	140
1.27	Análisis de las pérdidas por fricción.....	148
1.28	Análisis temperaturas gases de escape y emisiones	156
1.28.1	Emisiones	156
1.28.2	Factores emisión y consumo específico	161
1.28.3	Temperatura gases de escape.....	165
1.29	Análisis proceso de combustión.....	167
1.29.1	Condiciones generales.....	170
1.29.2	Fracción residual.....	173
1.30	Análisis combustión Motor 4T y 5T a 3400 rpm	174
1.31	Fracción masa quemada	175
1.31.1	Análisis mediante la correlación de Wiebe	175
1.31.2	Análisis método gráfico LogP-LogV.....	176
1.31.3	Análisis Bi-zona.....	178
1.31.4	CAD 10 y CAD 90	181
1.31.5	Temperatura mezcla gases sin quemar	181
1.31.6	Temperatura masa quemada	182
1.31.7	Temperatura promedio de los gases.....	183
1.31.8	Análisis Heat Release Instantáneo.....	184
1.31.9	Análisis Heat Release Acumulativo	185
1.31.10	Presión (Motored)	188
1.31.11	Trabajo en el pistón.....	188
1.31.12	Coefficiente de transferencia de calor por convección.....	189
1.31.13	Tasa calor transferido a las paredes del cilindro.....	190
1.31.14	Calor transferido a las paredes del cilindro (acumulativo)	191
1.32	Análisis combustión Motor 4T y 5T 3000 rpm	191
1.33	Fracción masa quemada	191
1.33.1	Análisis Bi-zona.....	192
1.33.2	CAD 10 y CAD 90	192
1.33.3	Temperatura gases sin quemar.....	193
1.33.4	Temperatura masa quemada	194
1.33.5	Temperatura promedio de los gases	194
1.33.6	Análisis Heat Release Instantáneo.....	195
1.33.7	Análisis Heat Release Acumulativo	195
1.33.8	Presión (Motored)	196
1.33.9	Trabajo en el pistón.....	197
1.33.10	Coefficiente de transferencia de calor por convección.....	198
1.33.11	Tasa calor transferido a las paredes del cilindro.....	199
1.33.12	Calor transferido a las paredes del cilindro (Acumulativo)	199
1.34	Simulación motor 5T "teórico-experimental".....	200
1.35	Simulación motor 5 tiempos (Modelo gas ideal).....	209
10.	Conclusiones.....	211

11. Bibliografía	213
12. Patentes.....	216
13. Anexos.....	218
13.1 Fotografías banco de pruebas.....	218
13.2 Hoja recopilación de datos experimentales	222

Lista de figuras

<i>Figura 1: Funcionamiento motor de combustión interna de 2 tiempos. Fuente: http://smallenginerepairdiy.com/2-stroke-4-stroke-overhead-valves-what-does-it-all-mean/</i>	33
<i>Figura 2: Funcionamiento motor de combustión interna de 4 tiempos. Fuente: http://www.mecanicaymotores.com/el-motor-de-cuatro-tiempos.html</i>	33
<i>Figura 3: Geometría básica de los motores recíprocos. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)</i>	36
<i>Figura 4: Secuencia de apertura y cierre de válvulas, inicio de la combustión, fracción de mezcla quemada y presión dentro de un cilindro de un motor de 4 tiempos de encendido por chispa. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)</i>	39
<i>Figura 5: Motor AUDI FSI (Fuel Stratificate Inyección). Fuente: http://8000vueltas.com/wp-content/uploads/2013/04/enginecutaway.jpg</i>	41
<i>Figura 6: Diferencias en el diseño de la cabeza del pistón en un motor de carga homogénea y uno de carga heterogénea (estratificada). Fuente: http://www.aficionadosalamecanica.net/inyeccion_directa.htm</i>	41
<i>Figura 7: Geometría de cilindro, pistón, biela y manivela. Donde B es el diámetro, L la carrera, l la longitud de la biela, a la longitud de la manivela y θ se refiere al ángulo de giro del cigüeñal. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)</i>	43
<i>Figura 8: Diagrama presión-volumen motor ciclo Otto. Fuente: Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engines. Willard W. Pulkrabek. Prentice Hall.</i>	46
<i>Figura 9: Tabla recopilatorio de los valores típicos de los principales parámetros definidos para motores de combustión interna. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	52
<i>Figura 10: Diagrama presión-volumen real para un motor de combustión que opera un ciclo Otto. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	53
<i>Figura 11: Diagrama presión-volumen ciclo Otto teórico. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	54
<i>Figura 12: Diagrama entalpía-entropía del proceso de expansión de los gases de escape a través de la válvula. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	56
<i>Figura 13: Volumen de control para definir el estado de los gases al inicio de la carrera de compresión. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	57
<i>Figura 14: Variación de la eficiencia termodinámica de un motor ciclo Otto respecto a la relación de compresión y a la relación de los calores específicos del fluido de trabajo. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	59
<i>Figura 15: Ciclo Otto con sobre expansión de los gases de escape (ciclo Atkinson). Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	60
<i>Figura 16: Diagrama de la eficiencia termodinámica versus la razón entre la relación de compresión y la relación de expansión. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).</i>	61

Figura 17: Motor combustión interna de 6 tiempos. Fuente: PATENTE US 4.917.054	65
Figura 18: Motor de combustión interna de 6 ciclos. Fuente: PATENTE US 7.673.596 B2 y US 8.256.390 B1	66
Figura 19: Motor de combustión interna de 5 tiempos. Fuente: PATENTE US 6.776.144 B1	67
Figura 20: Motor de combustión interna con múltiples etapas de compresión y expansión. Fuente: PATENTE US 5.072.589	69
Figura 21: Motor de combustión interna de 5 tiempos. Fuente: PATENTE US 6.553.977 B2	71
Figura 22: Prototipo motor 5 tiempos. Fuente: Ilmor Engineering; http://www.ilmor.co.uk/concept_5-stroke_1.php	72
Figura 23: Motor de combustión interna con un solo cigüeñal y cilindros opuestos. Fuente: PATENTE EP 3 320 048 A1	73
Figura 24: Motor 2 tiempos. Fuente: http://www.popularmechanics.com/cars/news/industry/the-lighter-better-more-efficient-two-stroke-engine	73
Figura 25: Motor de doble pistón. Fuente: PATENTE US 7.516.723 B2	74
Figura 26: Elementos que conforman el banco de pruebas. Fuente: Autor.	85
Figura 27: Curvas de potencia y torque para los motores empleados en la fase experimental. Fuente: http://engines.honda.com/models/model-detail/gx200 y http://engines.honda.com/models/model-detail/gx390 .	88
Figura 28: Ajustes requeridos y perdida de potencia de acuerdo a la presión atmosférica local. Fuente: Engine Application Manual GX Series.	89
Figura 29: Modelo realizado en Autodesk Inventor de la configuración del banco de pruebas. Fuente: Autor.	90
Figura 30: Vista superior del banco de pruebas. Fuente: Autor.	91
Figura 31: distribución original con engranajes. Fuente: Autor.	96
Figura 32: Distribución modificada por cadena. Fuente: Autor.	96
Figura 33: Eje de balance motor Honda GX390. Fuente: Autor.	97
Figura 34: Pistón y biela motor Honda GX390. Fuente: Autor.	97
Figura 35: Culata motor Honda GX390. Fuente: Autor.	98
Figura 36: Bloque y tapa motor honda GX390. Fuente: Autor.	98
Figura 37: Configuración original árbol de levas motor Honda GX390. Fuente: Autor.	99
Figura 38: Válvulas motor Honda GX390 (cilindro baja presión). Fuente: Autor.	99
Figura 39: Lifting válvulas vs CAD. Fuente: Autor.	100
Figura 40: Árbol de levas modificado para el cilindro baja presión. Fuente: Autor.	100
Figura 41: Lifting válvulas vs CAD árbol de levas modificado. Fuente: Autor.	101
Figura 42: Análisis de la geometría leva admisión y escape. Fuente: Autor.	102
Figura 43: Geometría de cilindro, pistón, biela y manivela. Donde B es el diámetro, L la carrera, l la longitud de la biela, a la longitud de la manivela y theta se refiere al ángulo de giro del cigüeñal. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)	112
Figura 44: Desplazamiento pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.	113
Figura 45: Velocidad pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.	114
Figura 46: Aceleración pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.	114
Figura 47: Perfil levas admisión y escape motor Honda GX200. Fuente: Autor.	115
Figura 48: Desplazamiento pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.	116
Figura 49: Velocidad pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.	116
Figura 50: Aceleración pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.	117
Figura 51: Potencia al freno a 3400 rpm. Fuente: Autor.	119
Figura 52: Potencia al freno a 3000 rpm. Fuente: Autor.	120

<i>Figura 53: Ciclos consecutivos, cilindro alta presión, configuración 4T. Fuente: Autor.</i>	122
<i>Figura 54: Ciclos consecutivos, cilindro de alta presión, configuración 5T. Fuente: Autor.</i>	124
<i>Figura 55: IMEP configuración 4T y 5T para el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.</i>	125
<i>Figura 56: IMEP para el cilindro de baja presión en configuración 4T(SR) y 5T. Fuente: Autor.</i>	125
<i>Figura 57: Ciclos consecutivos motor 2T, cilindro de baja presión. Fuente: Autor.</i>	126
<i>Figura 58: Presión vs CAD motor 5T a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	127
<i>Figura 59: Presión vs CAD motor 5T a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	129
<i>Figura 60: Presión vs CAD motor 4T a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	129
<i>Figura 61: Presión vs CAD motor 4T a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	130
<i>Figura 62: Presión vs CAD motor 2T a 1700 rpm. Fuente: Autor.</i>	131
<i>Figura 63: Presión vs CAD motor 2T a 1500 rpm. Fuente: Autor.</i>	132
<i>Figura 64: Presión y primera derivada. Fuente: Autor.</i>	134
<i>Figura 65: Primera y segunda derivada de la presión. Fuente: Autor.</i>	135
<i>Figura 66: Presión del cilindro y velocidad del pistón. Fuente: Autor.</i>	135
<i>Figura 67: Volumen y presión del cilindro. Fuente: Autor.</i>	136
<i>Figura 68: Diagrama de presión, Heat Release Ratio y Heat Release Acumulative típicos para un motor de encendido por chispa. Fuente: Stone, 1999.</i>	137
<i>Figura 69: Curvas fracción másica quemada para el PMS sin ajustar. Fuente: Autor.</i>	138
<i>Figura 70: Fracción de masa quemada para el régimen de 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	138
<i>Figura 71: P vs V motor 4T a3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	140
<i>Figura 72: P vs V motor 4T a3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	141
<i>Figura 73: P vs V motor 5T a3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	141
<i>Figura 74: P vs V motor 5T a3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	142
<i>Figura 75: P vs V motor 2T SR. Fuente: Autor.</i>	143
<i>Figura 76: P vs V motor 2T a3400 rpm 100%. Fuente: Autor.</i>	143
<i>Figura 77: P vs V motor 2T a3400 rpm 75%. Fuente: Autor.</i>	144
<i>Figura 78: P vs V motor 2T a3400 rpm 50%. Fuente: Autor.</i>	145
<i>Figura 79: P vs V motor 2T a3400 rpm 25%. Fuente: Autor.</i>	145
<i>Figura 80: P vs V motor 2T a3000 rpm 100%. Fuente: Autor.</i>	146
<i>Figura 81: P vs V motor 2T a3000 rpm 75%. Fuente: Autor.</i>	146
<i>Figura 82: P vs V motor 2T a3000 rpm 50%. Fuente: Autor.</i>	147
<i>Figura 83: P vs V motor 2T a3000 rpm 25%. Fuente: Autor.</i>	147
<i>Figura 84: Pérdidas por fricción banco de pruebas para la configuración 4T. Fuente: Autor.</i>	152
<i>Figura 85: Pérdidas por fricción banco de pruebas para la configuración 5T. Fuente: Autor.</i>	152
<i>Figura 86: Porcentaje de pérdidas en el banco a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	153
<i>Figura 87: Porcentaje de pérdidas en el banco a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	153
<i>Figura 88: Concentración de las especies en los gases de escape, motor 4T. Fuente: Autor.</i>	156
<i>Figura 89: Concentración especies de los gases de escape motor 5T. Fuente: Autor.</i>	157
<i>Figura 90: Concentración HC para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	159
<i>Figura 91: Concentración CO para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	160
<i>Figura 92: Concentración CO₂ para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	161
<i>Figura 93: Concentración O₂ para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	161
<i>Figura 94: Factores emisión 4T a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	162
<i>Figura 95: Factores emisión 5T a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	163
<i>Figura 96: Factores emisión 4T a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	163
<i>Figura 97: Factores emisión 5T a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	164

<i>Figura 98: BSFC para las configuraciones 4T y 5T en el banco de pruebas. Fuente: Autor.</i>	164
<i>Figura 99: Registro temperatura gases de escape a 3400 rpm y 100% de carga, para la configuración 4T (izquierda) y 5T (derecha). Fuente: Autor.</i>	165
<i>Figura 100: Temperaturas promedio 4T vs 5T. Fuente: Autor.</i>	166
<i>Figura 101: Fracción masa quemada calculada mediante la correlación de Wiebe. Fuente: Autor.</i>	175
<i>Figura 102: Gráfica LogP vs LogV motor 4T a 3400 rpm y 100% de carga. Fuente: Autor.</i>	176
<i>Figura 103: Carrera de compresión y estimación del inicio de la combustión. Fuente: Autor.</i>	177
<i>Figura 104: Carrera de expansión y estimación del fin de la combustión. Fuente: Autor.</i>	177
<i>Figura 105: Entalpía estándar para la mezcla de gases sin quemar y quemados, de acuerdo al rango de temperaturas de interés. Fuente: Autor.</i>	179
<i>Figura 106: Fracción de masa quemada para el régimen de 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	180
<i>Figura 107: Temperatura mezcla sin quemar a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	182
<i>Figura 108: Temperatura masa quemada a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	183
<i>Figura 109: Temperatura promedio de los gases en el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.</i>	183
<i>Figura 110: Heat Release Ratio a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	185
<i>Figura 111: Heat Release Acumulative a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	186
<i>Figura 112: Influencia de la relación de los calores específicos en el cálculo del Heat Release. Fuente: Autor.</i>	186
<i>Figura 113: Variación de la relación entre calores específicos durante la combustión en un motor SI. Fuente: A Specific Heat Ratio Model and Compression Ratio Estimation. Marcus Klein, 2004.</i>	187
<i>Figura 114: Presión motored calculada para 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	188
<i>Figura 115: Trabajo acumulativo a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	189
<i>Figura 116: Velocidad promedio de los gases en el cilindro a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	189
<i>Figura 117: Coeficiente de transferencia de calor por convección a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	190
<i>Figura 118: Tasa de calor transferido a través de las paredes del cilindro a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	190
<i>Figura 119: Calor transferido a través de las paredes del cilindro a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	191
<i>Figura 120: Fracción masa quemada a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	192
<i>Figura 121: Temperatura mezcla sin quemar a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	193
<i>Figura 122: Temperatura de masa quemada a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	194
<i>Figura 123: Temperatura promedio modelo de una sola zona a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	194
<i>Figura 124: Heat Release ratio a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	195
<i>Figura 125: Heat Release Acumulative a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	196
<i>Figura 126: Presión motored a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	197
<i>Figura 127: Trabajo acumulativo realizado por los gases sobre el pistón a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	197
<i>Figura 128: Velocidad promedio de los gases en el cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	198
<i>Figura 129: Coeficiente de transferencia de calor por convección a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	198
<i>Figura 130: Tasa de calor transferido a través de las paredes del cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	199
<i>Figura 131: Calor transferido a través de las paredes del cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	200
<i>Figura 132: Variación de la presión con el volumen efectivo para el proceso de expansión adicional a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	202
<i>Figura 133: Trabajo cilindro alta y baja presión durante la carrera de escape y expansión, respectivamente. Fuente: Autor.</i>	204
<i>Figura 134: motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz y fabricado por Ilmor. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.</i>	205

<i>Figura 135: Potencias indicadas por proceso para un motor 4T y 5T. Fuente: Autor.</i>	208
<i>Figura 136: Trabajo indicado para 2 revoluciones del cigüeñal del motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.</i>	209
<i>Figura 137: Diagrama P vs V motor 5T, de acuerdo a los resultados de la simulación para gas ideal. Fuente: Autor.</i>	210
<i>Figura 138: Diagrama P vs V motor 4T, de acuerdo a los resultados de la simulación para gas ideal. Fuente: Autor.</i>	211
<i>Figura 139: Vista general del banco de pruebas. Fuente: Autor.</i>	218
<i>Figura 140: Banco de resistencias. Fuente: Autor.</i>	218
<i>Figura 141: Vista del banco de pruebas. Se aprecia el encoder y el sistema de transmisión de potencia entre los motores del banco. Fuente: Autor.</i>	219
<i>Figura 142: Vista del tanque calibrado para medir el consumo de aire, se aprecia también el tanque de combustible y la probeta para medir el consumo de combustible. Fuente: Autor.</i>	219
<i>Figura 143: Vista de los computadores para el almacenamiento de los datos, del amplificador del sensor de presión y de la tarjeta de adquisición. Fuente: Autor.</i>	220
<i>Figura 144: Analizador de gases Brain Bee AGS-688. Fuente: Autor.</i>	220
<i>Figura 145: Detalle de la forma en que se comunicaban los cilindros de alta y baja presión, se observa también el sensor de presión instalado en el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.</i>	220

Lista de tablas

	Pág.
<i>Tabla 1: Suposiciones modelo ideal para los procesos de un motor ciclo Otto.</i>	53
<i>Tabla 2: Tabla resumen patentes.</i>	63
<i>Tabla 3: Listado elementos del banco de pruebas. Fuente: Autor.</i>	85
<i>Tabla 4: Propiedades gasolinas oxigenadas suministradas a municipios con poblaciones superiores a los 500.000 habitantes. Fuente: Resolución 447 del 14 de abril del 2003.</i>	86
<i>Tabla 5: Características motores empleados en la fase experimental. Fuente: http://engines.honda.com/models/model-detail/gx200 y http://engines.honda.com/models/model-detail/gx390</i>	87
<i>Tabla 6: Dimensiones de cadena estándar americana (ANSI B29. 1-1975). Fuente: Mechanical Engineering Design (página 888), Shigley.</i>	93
<i>Tabla 7: Capacidad nominal de transferencia de potencia para cadenas estándar para un piñón de 17 dientes. Fuente: Mechanical Engineering Design (página 891), Shigley.</i>	94
<i>Tabla 8: Factor de corrección por número de dientes. Fuente: Mechanical Engineering Design (página 893), Shigley.</i>	94
<i>Tabla 9: Perfil leva admisión y escape. Fuente: Autor.</i>	101
<i>Tabla 10: Matriz experimental banco de pruebas motor 5 tiempos. Fuente: Autor.</i>	104
<i>Tabla 11: Tabla resumen de las características de los instrumentos de medida. Fuente: Autor.</i>	110
<i>Tabla 12: Cálculo de las incertidumbres absoluta y relativa para las variables dependientes. Fuente: Autor.</i>	111
<i>Tabla 13: Apertura y cierre de válvulas motor GX200. Fuente: Canadian Karting Honda Technical Regulations.</i>	115
<i>Tabla 14: Apertura y cierre de válvulas motor GX390. Fuente: Autor.</i>	117
<i>Tabla 15: Potencia disipada por el banco de resistencias a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	118
<i>Tabla 16: Potencia disipada por el banco de resistencias a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	118
<i>Tabla 17: COV_{imep} motor 4T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	122
<i>Tabla 18: COV_{Pmax} motor 4T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	122
<i>Tabla 19: COV_{imep} motor 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	123
<i>Tabla 20: COV_{Pmax} motor 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	123
<i>Tabla 21: Comparativa COV_{imep} entre 4T y 5T. Fuente: Autor.</i>	124
<i>Tabla 22: Comparativa COV_{Pmax} entre 4T y 5T. Fuente: Autor.</i>	125
<i>Tabla 23: COV_{Pmax} motor 2T a 1700 y 1500 rpm. Fuente: Autor.</i>	126
<i>Tabla 24: Offset PMS y P_{Max}. Fuente: Autor.</i>	139
<i>Tabla 25: Relación entre los Offset de las configuraciones 5T y 4T. Fuente: Autor.</i>	139
<i>Tabla 26: Calculo MEP estado de carga del 100%. Fuente: Autor.</i>	148
<i>Tabla 27: Calculo MEP estado de carga del 75%. Fuente: Autor.</i>	149
<i>Tabla 28: Calculo MEP estado de carga del 50%. Fuente: Autor.</i>	150
<i>Tabla 29: Calculo MEP estado de carga del 25%. Fuente: Autor.</i>	151
<i>Tabla 30: Análisis cualitativo de los factores que intervienen en las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas. Fuente: Autor.</i>	154
<i>Tabla 31: Resumen emisiones en concentraciones en volumen. Fuente: Autor.</i>	158
<i>Tabla 32: Factores de emisión y consumo específico. Fuente: Autor.</i>	162
<i>Tabla 33: Temperatura promedio gases de escape. Fuente: Autor.</i>	166

<i>Tabla 34: Resumen de variables empleadas para el análisis de la combustión. Fuente: Autor.....</i>	<i>167</i>
<i>Tabla 35: Parámetros generales combustión medidos a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	<i>171</i>
<i>Tabla 36: Parámetros generales combustión medidos a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 37: Valores considerados al momento de hacer los ajustes por presión y temperatura al flujo de aire. Fuente: Autor.</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 38: Fracciones residuales según modelo de ciclo ideal. Fuente: Autor.</i>	<i>174</i>
<i>Tabla 39: Incremento fracción masa gases residuales 5T vs 4T. Fuente: Autor.</i>	<i>174</i>
<i>Tabla 40: Características del proceso de combustión a 3400 rpm. Fuente: Autor.....</i>	<i>181</i>
<i>Tabla 41: Eficiencia combustión y estimación del máximo calor liberado a 3400 rpm. Fuente: Autor.</i>	<i>187</i>
<i>Tabla 42: Características del proceso de combustión a 3000 rpm. Fuente: Autor.....</i>	<i>192</i>
<i>Tabla 43: Eficiencia combustión y estimación del máximo calor liberado a 3000 rpm. Fuente: Autor.</i>	<i>196</i>
<i>Tabla 44: Presiones promedio medidas y disponibles en el banco de pruebas a 3400 rpm. Fuente: Autor. .</i>	<i>200</i>
<i>Tabla 45: Presiones promedio medidas y disponibles en el banco de pruebas a 3000 rpm. Fuente: Autor. .</i>	<i>201</i>
<i>Tabla 46: Contrapresión motor 4T y 5T optimizado. Fuente: Autor.</i>	<i>202</i>
<i>Tabla 47: Fracción másica de gases residuales estimada para un motor 5T optimizado. Fuente: Autor.....</i>	<i>203</i>
<i>Tabla 48: Incremento de la fracción másica 5T optimizado vs 4T. Fuente: Autor.</i>	<i>203</i>
<i>Tabla 49: Potencia indicada y al freno para un motor 5T optimizado en función de la carga a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.....</i>	<i>205</i>
<i>Tabla 50: Potencia indicada y al freno para un motor 4T convencional en función de la carga a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.....</i>	<i>206</i>
<i>Tabla 51: Comparativa desempeño motor 5T optimizado vs 4T. Fuente: Autor.</i>	<i>207</i>
<i>Tabla 52: Resultados publicados por Ilmor Engineering para el motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.....</i>	<i>208</i>
<i>Tabla 53: Formato de recolección de datos en el banco de prueba. Fuente: Autor.....</i>	<i>222</i>

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
a	Radio del cigüeñal	m
B	Diámetro del cilindro	m
c	Calor específico	$\frac{\text{J}}{\text{g K}}$
c_p	Calor específico a presión constante	$\frac{\text{J}}{\text{g K}}$
c_v	Calor específico a volumen constante	$\frac{\text{J}}{\text{g K}}$
D	Diámetro	m
h	Entalpia específica	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
h_c	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$
h_s	Entalpia específica sensible	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
H	Entalpia	kJ
K	Número de cilindros	1

L	Carrera del pistón	mm
L_v	Levantamiento de la válvula	mm
m	Masa	kg
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
m_r	Masa de gases residuales	kg
M	Peso molar	g
n	Número de moles	mol
n_R	Número de revoluciones por carrera de potencia	1
N	Velocidad de rotación del cigüeñal	rpm
p	Presión en el cilindro	MPa
P	Potencia	kW
IP	Potencia indicada	kW
BP	Potencia al freno	kW
\dot{q}	Transferencia de calor por unidad de área	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2}$
Q	Calor transferido	kJ

\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor	$\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2}$
Q_{ch}	Energía química liberada del combustible	kJ
Q_{HV}	Poder calorífico del combustible	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Q_n	Calor neto liberado	kJ
r_c	Relación de compresión	1
R	Relación entre la longitud de la biela y el radio del cigüeñal (manivela)	$\frac{\text{mm}}{\text{mm}}$
s	Entropía específica	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
s	Desplazamiento del pistón	mm
S_p	Velocidad lineal del pistón	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
u	Energía interna específica	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
u_s	Energía interna sensible específica	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
U	Energía interna	kJ

v	Volumen específico	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$
V	Volumen del cilindro	cm^3
V_c	Volumen de la cámara de combustión	cm^3
V_d	Volumen desplazado	cm^3
w	Velocidad relativa del gas	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
W	Trabajo transferido	kJ
W_c	Trabajo por ciclo	$\frac{\text{kJ}}{\text{ciclo}}$
W_p	Trabajo de bombeo	kJ
x, y, z	Coordenadas espaciales	m
x	Fracción másica	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$
x_b	Fracción másica quemada	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$
x_r	Fracción másica residual	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI
α, β	Ángulos	Deg
γ	Relación de calores específicos	1
η_c	Eficiencia de la combustión	1
η_f	Eficiencia de la conversión del combustible	1
η_m	Eficiencia mecánica	1
η_t	Eficiencia térmica	1
η_v	Eficiencia volumétrica	1
θ	Angulo del cigüeñal	Deg
λ	Relación de equivalencia	$\frac{\text{kg}}{\text{kg}}$
ρ	Densidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
T	Torque	Nm
ω	Velocidad angular	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Subíndices

Subíndice	Término
<i>a</i>	Aire
<i>b</i>	Gas quemado
	Freno
<i>e</i>	Escape
<i>i</i>	Admisión
	Indicada
<i>g</i>	Gas
<i>l</i>	Líquido
<i>u</i>	Sin quemar
<i>w</i>	Pared
0	Valor de referencia

Abreviaturas

Abreviatura	Término
$\left(\frac{A}{F}\right)$	Relación aire - combustible
<i>EVC, EVO</i>	Válvula de escape cerrada y abierta
<i>IVC, IVO</i>	Válvula de admisión cerrada y abierta
<i>mep</i>	Presión media efectiva
<i>Nu</i>	Número de Nusselt
<i>Re</i>	Número de Reynolds
<i>sfc</i>	Consumo específico de combustible
<i>PMS</i>	Punto muerto superior
<i>PMI</i>	Punto muerto inferior
<i>CAD</i>	Ángulo del cigüeñal

Introducción

Los intentos por mejorar la eficiencia de los motores de combustión interna data desde el invento mismo del motor de este tipo de motores, si bien han existido muchos modelos o ciclos termodinámicos a través de la historia, únicamente 2 se popularizaron verdaderamente: el ciclo Diesel y el ciclo Otto.

Las eficiencias de los motores de combustión interna actuales se encuentran aproximadamente en el 50% de la eficiencia máxima posible determinada por el ciclo termodinámico de Carnot. Si bien la eficiencia de los motores depende de un gran número de factores, existe un factor especialmente importante, la relación de expansión.

Actualmente los motores más popularizados tienen una relación de expansión igual o casi igual a la relación de compresión, las cuales están determinadas casi que exclusivamente por parámetros geométricos que obligan a que la compresión y la expansión de un motor estén estrechamente vinculadas.

En el pasado se plantearon ciclos termodinámicos que pretendían desvincular la expansión y la compresión de los motores de combustión interna recíprocos, como es el caso del ciclo Atkinson que nunca llegó a popularizarse, especialmente por su baja densidad energética frente a sus contrapartes: el ciclo Otto y el ciclo Diesel.

Actualmente con las nuevas tecnologías en gestión de motores se ha logrado emular el ciclo Atkinson mediante la variación de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape, sin embargo, aún la relación de compresión y de expansión siguen estando estrechamente vinculadas.

Más recientemente han surgido ideas innovadoras que plantean motores con más de 4 tiempos. Los tiempos adicionales corresponden a carreras de expansión de los gases de escape, lo cual intenta desligar definitivamente la expansión de la compresión. Estas ideas innovadoras por el momento únicamente han llegado hasta la fase de motores experimentales. El propósito de este trabajo es lograr experimentalmente cuantificar las ventajas de incorporar carreras adicionales de expansión que permitan desacoplar la relación de compresión de la carrera de expansión.

Objetivos

GENERAL:

Determinar los cambios en la eficiencia del ciclo entre un motor de 4 tiempos y un motor de 5 tiempos

ESPECÍFICOS:

- Simular la eficiencia del ciclo de un motor de 4 y 5 tiempos.
- Adaptar un motor convencional de 4 tiempos para operar en 5 tiempos.
- Establecer experimentalmente la eficiencia de un motor de 4 tiempos y un motor de 5 tiempos.

Identificación del Problema

Cuando se estudian los ciclos termodinámicos de los motores de combustión interna utilizados actualmente en automóviles, camiones, buses, maquinaria pesada, plantas de generación entre otros, se observa con preocupación lo ineficientes que llegan a ser en el aprovechamiento de la energía del combustible.

La eficiencia máxima teórica de los ciclos térmicos (Otto y Diesel) empleados en los motores de combustión interna está determinada por la eficiencia de un ciclo Carnot que trabaje a las mismas condiciones. La eficiencia de un ciclo Carnot a las condiciones típicas oscila entre el 55% y el 65%.

Las eficiencias de los motores de combustión interna modernos están en el orden del 25-30% para ciclos Otto y del 35-38% para ciclos Diesel, es decir, se desperdicia la mitad de la energía potencialmente utilizable.

La potencia perdida se disipa por acción del sistema de refrigeración, convección y radiación de calor al ambiente, pérdidas por fricción y flujo de masa de los humos calientes que salen del sistema.

Desde la invención del motor de combustión interna, los ingenieros han desarrollado tecnologías que han mejorado sustancialmente la eficiencia, sin embargo, esta aún se encuentra muy por debajo de la máxima eficiencia teórica que podrían desarrollar.

Algunas de las tecnologías que han sido exploradas para mejorar la eficiencia de los motores de combustión interna (ciclo Otto y ciclo Diesel) son:

- Incorporación de turbo cargadores para aumentar la densidad energética de los motores al mismo tiempo que se utiliza parte de la energía existente en los humos para mejorar el desempeño del motor. Los motores turbo cargados históricamente han tenido especialmente una desventaja, el turbo-lag. Este fenómeno se debe a que a bajas RPM los gases no tienen la suficiente energía para mover el turbo, por lo tanto la potencia del motor turbo cargado a bajas RPM es inferior a un motor de aspiración atmosférica de igual potencia nominal. Cuando el turbo-cargador entra en funcionamiento los motores turbo se caracterizan por una descarga de potencia brusca, lo que produce en ocasiones, un manejo impredecible cuando se utilizan en

vehículos, mientras los motores de aspiración atmosférica se caracterizan por una entrega de potencia y par más suave y lineal.

- Incorporación de compresores volumétricos cuya función radica en extraer una cantidad de energía del cigüeñal del motor para mejorar el proceso de admisión y de esta forma aumentar la densidad energética del motor elevando así su desempeño.
- Aumento del número de válvulas por cilindro para optimizar el proceso de llenado y de vaciado durante las carreras de admisión y escape.
- Aumento de la relación de compresión, la cual se relaciona directamente con la eficiencia de los ciclos termodinámicos Otto y Diesel. El aumento en la relación de compresión ha requerido combustibles de mayor octanaje para evitar el pre-encendido de la mezcla para el caso de los motores que operan bajo el ciclo Otto, además de una compleja gestión de los tiempos de apertura de válvulas y control del knock.
- Tiempo yalzada de las válvulas de admisión y escape variable. Tiene el propósito de optimizar las condiciones de operación de un motor a cualquier régimen de revoluciones.
- Ciclos termodinámicos que combinan las cualidades del ciclo Otto y el diésel, como es el caso de los motores HCCI y en términos comerciales los motores GCI de Volkswagen y DiesOtto de Mercedes-Benz.
- Inyección directa de combustible, pretende mejorar el rendimiento del motor al permitir operarlo a relaciones de compresión más elevadas.
- Sistemas de distribución variable para mejorar la eficiencia de los motores que funcionan con mezcla homogénea a cargas parciales.
- Relación de compresión variable, permite operar un mismo motor en ciclo Diesel a bajos niveles de carga y en ciclo Otto cuando se requiere máxima potencia y altas revoluciones por minuto, como es el caso del motor SVC de SAAB.
- Sistemas complejos de recirculación de gases para tener un llenado total del cilindro cuando el motor opera a carga parcial, como es el caso del motor SCC de SAAB.
- Apertura y cierre de válvulas de admisión y escape mediante sistemas electro-neumáticos.
- Reducción de las pérdidas por fricción gracias a la incorporación de nuevos materiales y recubrimientos.

Como alternativa a los ciclos tradicionales de 4 tiempos existe el motor de 2 tiempos, que tiene una alta densidad energética, pero cuyo uso se ha reducido drásticamente debido a los controles cada vez más exigentes de emisiones contaminantes al ambiente.

Otra alternativa a los motores reciprocantes, tanto de 2 tiempos como de 4 tiempos es el motor Wankel o motor rotativo, el cual al igual que los motores de 2 tiempos tiene graves problemas para superar los controles de emisiones contaminantes.

Las anteriores soluciones han sido ampliamente estudiadas tanto a nivel académico como a nivel industrial, donde los grandes fabricantes de motores gastan ingentes sumas de dinero para garantizar que sus motores sean competitivos y no tengan problemas ambientales.

Por último una alternativa hasta ahora poco desarrollada a nivel industrial y que muy probablemente ayudaría a aumentar la eficiencia de los actuales motores de combustión interna sería la adopción de 1 o 2 tiempos adicionales, que permitan a los gases de escape un mayor trabajo de expansión, liberando por consiguiente una mayor cantidad de energía aprovechable en el cigüeñal del motor. Esta alternativa tiene su sustento teórico en que una de las cantidades más importantes de energía, aproximadamente un 30% (Heywood, 1988), disipada se encuentra en los gases calientes que salen del motor luego del proceso de expansión. Estos gases suelen salir a temperaturas del orden de los 600-1000°C, aunque en los ciclos teóricos las temperaturas pueden elevarse incluso hasta los 1500°C. Además de la elevada temperatura, los gases de escape se encuentran a presiones cercanas a los 5 bares, es decir que estos gases aún tienen mucha energía para realizar trabajo de expansión hasta alcanzar las condiciones de equilibrio con el ambiente.

Pregunta de investigación

La pregunta de investigación es:

¿Es posible mejorar la eficiencia del ciclo termodinámico de los motores de combustión interna actuales que operan en ciclo Otto mediante la incorporación de carreras adicionales de expansión?

Una respuesta preliminar sustentada por la patente (US 6,553,977 B2) desarrollada por Gerhard Schmitz y al prototipo y estudio (ILMOR Engineering Ltd, 2011) desarrollado en base a la misma patente por el constructor de motores suizo Ilmor, es que si es posible mejorar sustancialmente la eficiencia de los actuales motores de combustión interna mediante el diseño de motores de 5 tiempos.

Se espera que por medio de este trabajo de tesis se pueda cuantificar experimentalmente el beneficio de incluir un tiempo extra de expansión a los actuales motores de 4 tiempos.

1. Marco Teórico

En el marco teórico se hará una revisión de los conceptos termodinámicos relacionados con el funcionamiento de los motores de combustión interna recíprocos. Se definirán además los parámetros geométricos y de desempeño que se utilizarán para comparar el rendimiento y eficiencia del motor de 4 y 5 tiempos durante la fase experimental y el análisis de resultados.

1.1 Breve descripción del motor de combustión interna

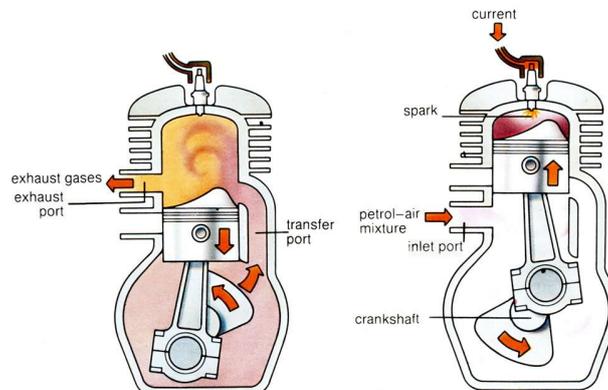
El propósito de los motores de combustión interna es la producción de potencia mecánica a partir de la energía química contenida en el combustible. Los motores de combustión interna se caracterizan porque la cámara de combustión, es decir, el lugar donde ocurre la oxidación del combustible se encuentra al interior del motor. El fluido de trabajo inicialmente es una mezcla de combustible y aire y después de la combustión son los gases de combustión.

Los motores de combustión interna de mayor interés en este trabajo son los motores de encendido por chispa o de ciclo Otto y los motores de encendido por compresión o ciclo Diesel. En los motores de encendido por chispa la combustión se inicia por medio de una chispa (descarga eléctrica) ocasionada por un elemento llamado bujía, mientras en los motores de encendido por compresión la combustión se inicia al inyectar el combustible en aire a alta presión y temperatura.

Los motores de combustión interna objeto de estudio son los motores recíprocos, en estos el pistón sube y baja dentro del cilindro mientras se expanden los gases de combustión, el movimiento lineal es convertido en movimiento circular mediante un mecanismo biela-manivela.

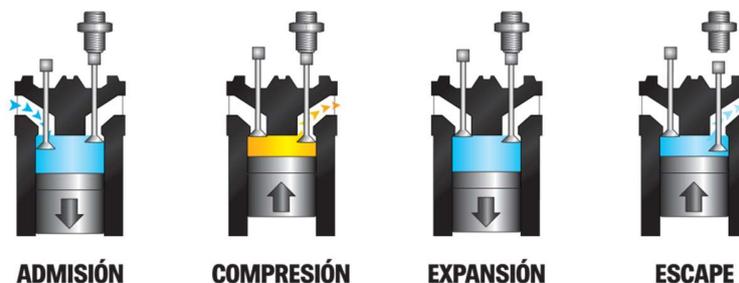
Se pueden clasificar los motores de combustión interna recíprocos en motores de 2 y 4 tiempos. Los motores de 2 tiempos se caracterizan por un movimiento descendente del pistón en el cual se expanden los productos de la combustión y al final de este movimiento comienza la fase de escape de los mismos y la admisión de la mezcla fresca, posteriormente el pistón comienza su carrera ascendente donde se comprime la mezcla y se produce la ignición para iniciar de nuevo el movimiento descendente. Los motores de 2 tiempos por su configuración desarrollan una carrera de potencia por cada giro del cigüeñal.

Figura 1: Funcionamiento motor de combustión interna de 2 tiempos. Fuente: <http://smallenginerepairdiy.com/2-stroke-4-stroke-overhead-valves-what-does-it-all-mean/>



Los motores de 4 tiempos se caracterizan por realizar 4 carreras del pistón bien definidas, la primera de ellas es la admisión (carrera descendente), donde la mezcla fresca de aire-combustible ingresa al cilindro, en la carrera siguiente (ascendente), la mezcla es comprimida para luego ser inflamada cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS). Al inflamarse la mezcla, esta se expande y empuja al pistón en un movimiento descendente, por último, el pistón realiza la carrera de escape (ascendente), donde se evacuan los productos de la combustión del cilindro para poder iniciar de nuevo el ciclo con la admisión de la mezcla fresca.

Figura 2: Funcionamiento motor de combustión interna de 4 tiempos. Fuente: <http://www.mecanicaymotores.com/el-motor-de-cuatro-tiempos.html>



Los motores de 4 tiempos, a diferencia de los motores de 2 tiempos, entregan una carrera de potencia por cada dos giros del cigüeñal, por lo tanto para motores de idéntico desplazamiento y condiciones de operación, los motores de 2 tiempos entregarían teóricamente el doble de potencia que su equivalente de 4 tiempos.

A pesar de la gran proliferación que han tenido los motores de combustión interna desde su invención, y de la constante evolución tecnológica de los mismos, estos siguen siendo máquinas térmicas poco eficientes.

En 1884 Alphonse Beau Rochas (1815-1893) describió los principios de los motores de 4 tiempos y además expuso las condiciones bajo las cuales la máxima eficiencia de un motor

de combustión interna podría ser alcanzada. Estos principios a pesar de haber sido conocidos desde hace mucho tiempo siguen siendo un reto para los ingenieros de motores actuales, estos principios son:

1. El volumen del cilindro debe ser lo más grande posible con la mínima superficie de contorno.
2. El motor debe operar a la máxima velocidad posible.
3. El motor debe tener la relación de expansión más grande que sea posible.
4. La presión al inicio de la expansión debe ser lo más alta posible.

Las primeras dos condiciones buscan minimizar al máximo las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes del cilindro. La tercera condición reconoce que cuando la relación de expansión es mayor, es posible extraer mayor cantidad de trabajo de los gases de combustión. La cuarta condición establece que la presión al inicio de la expansión debe ser lo más alta posible, para que exista mayor potencial de expansión de los gases, lo cual resulta en una cantidad superior de trabajo transferido.

En los motores de 4 tiempos tradicionales la relación de compresión y de expansión están relacionadas y suelen ser iguales o al menos muy parecidas, pues estas se encuentran determinadas por la carrera del pistón. Sin embargo a finales del siglo XIX James Atkinson (1846-1914) en Inglaterra fabricó un motor con una relación de expansión mayor que la carrera de compresión lo cual le permitió obtener valores superiores para la eficiencia del motor. Se reconoció entonces que la eficiencia estaba directamente relacionada con la relación de expansión, sin embargo, en aquel momento las relaciones de compresión de los motores estaban aún limitadas por la presencia de knock, el cual se debía principalmente a las características de los combustibles disponibles. A pesar de la notable contribución de Atkinson al diseño de los motores y a entender como la eficiencia se relaciona con el proceso de expansión, sus diseños no se popularizaron debido a que estos eran frágiles y tenían una baja densidad energética.

En 1892, el ingeniero alemán Rudolf Diesel (1859-1913) patentó una nueva forma de motores de combustión interna. Su concepto para iniciar la combustión consistía en comprimir inicialmente el aire, así cuando este hubiera elevado su temperatura y presión se inyecta combustible el cual se inflama al entrar en contacto con el aire caliente. Para lograr las temperaturas de encendido correctas se trabajaba con relaciones de compresión más altas, así como con combustibles líquidos en lugar de gaseosos. Mediante un análisis termodinámico de los fenómenos de expansión de los gases de combustión tanto para motores de ciclo Otto como de ciclo Diesel es posible demostrar que la relación de compresión es un factor fundamental en la eficiencia de los motores de combustión interna.

Como resumen puede afirmarse que para el caso de los motores de combustión interna su eficiencia es función de la relación existente entre el proceso de compresión y de expansión.

1.2 Clasificación de los motores de combustión interna

Existen muchos tipos de motores de combustión interna, los cuales se pueden clasificar de varias maneras, a continuación se muestran algunas formas de clasificar los motores.

- I. Aplicación: Los motores se pueden clasificar de acuerdo a su aplicación, de forma general pueden identificarse dos grupos, el primero de ellos conformado por los motores estacionarios, es decir motores que operan en un rango de revoluciones por minuto estrecho o muy reducido, en este grupo se incluyen los motores de plantas de generación eléctrica, motores de barcos e incluso los motores de las grandes locomotoras. El otro grupo corresponde a los motores no estacionarios, es decir que operan en un rango amplio de revoluciones por minuto dependiendo de la demanda de potencia, en este grupo se encuentran los motores de los automóviles, motocicletas, camiones, etc.
- II. Los motores se pueden también clasificar de acuerdo a la disposición de sus cilindros, los motores pueden ser reciprocantes con sus configuraciones en línea, en V, en W, radiales, o también pueden ser motores rotativos o tipo Wankel.
- III. El ciclo de trabajo también permite clasificar a los motores de combustión interna, existen motores de 4 tiempos, naturalmente aspirados, turbo cargados o súper cargados, de 2 tiempos súper cargados, turbo cargados, entre otros.
- IV. Diseño y ubicación de los puertos y válvulas, los motores pueden tener válvulas sobre la cabeza, bajo la cabeza, válvulas rotatorias, puertos en la camisa del pistón estando estos al mismo lado o en lados opuestos de la camisa del pistón.
- V. Combustible, existen motores de gasolina, aceite combustible (diesel), gas natural, gas licuado de petróleo, alcoholes, hidrógeno o de combustible dual.
- VI. Métodos de preparación de la mezcla aire-combustible, los motores pueden ser de carburador, inyección de combustible directa e indirecta. También de acuerdo al tipo de mezcla con el que trabajan, la cual puede depender o no del estado de carga, puede catalogarse como de mezcla homogénea o heterogénea.
- VII. Métodos de ignición de la mezcla, el combustible puede ser encendido mediante chispa o mediante compresión de la mezcla hasta alcanzar la temperatura requerida para la ignición.

En este trabajo en particular se busca mejorar la eficiencia de los motores de combustión interna estacionarios o no estacionarios, reciprocantes, de encendido por chispa que operan con una mezcla de gasolina y etanol al 10% (gasolina corriente oxigenada), de 4 tiempos, naturalmente aspirados, con las válvulas en la cabeza (OHV, On Head Valves) y de carburador o inyección de combustible.

1.3 Ciclos termodinámicos de operación de los motores

En este trabajo interesa conocer en detalle el funcionamiento de los motores de combustión interna recíprocos, es decir, motores donde el pistón se mueve de arriba a abajo y transmite la potencia mediante un mecanismo biela-manivela.

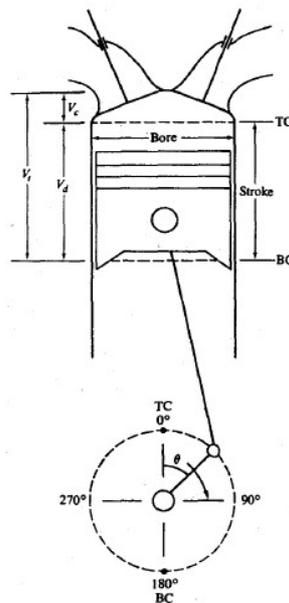
En el motor de 4 tiempos el pistón se mueve desde el punto muerto inferior (PMI) hasta el punto muerto superior (PMS), este recorrido se llama carrera del pistón, el volumen desplazado por el pistón durante su carrera se conoce como el desplazamiento del motor y determina el tamaño del mismo, en motores con varios cilindros el desplazamiento es la suma de los desplazamientos de cada uno de los pistones que lo conforman.

Los motores de 4 tiempos se caracterizan por las siguientes etapas:

1. Admisión: El pistón se encuentra en el PMS, en este instante la válvula de admisión se encuentra abierta mientras la válvula de escape está cerrada, el pistón comienza un movimiento descendente en el cual crea un vacío que succiona aire del exterior al interior del cilindro a través de la válvula de admisión, este proceso continúa durante toda la carrera del pistón, es decir hasta que este alcanza el PMI.
2. Compresión: El pistón se encuentra en el PMI, en este instante la válvula de admisión se cierra mientras la válvula de escape permanece cerrada, el pistón comienza la carrera ascendente mientras comprime la mezcla admitida durante la admisión, al llegar al PMS la mezcla se encuentra comprimida dentro del volumen de la cámara de combustión.

A continuación se representa el volumen de la cámara de combustión V_c en la Figura 3.

Figura 3: Geometría básica de los motores recíprocos. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)



Donde V_c representa el volumen de la cámara de combustión, o el volumen que queda libre cuando el pistón se encuentra en el PMS, V_d representa el volumen desplazado por el pistón durante su carrera y V_t es el volumen total, es decir la suma de los dos volúmenes anteriores.

La relación $\frac{V_d+V_c}{V_c}$ se conoce como la relación de compresión (R_c) del motor.

Potencia o carrera de expansión: Al encontrarse el pistón en el PMS, las válvulas de admisión y escape están cerradas y encontrarse la mezcla aire-combustible comprimida, se produce la ignición que puede ser mediante una chispa para el caso de los motores de encendido por chispa o mediante la inyección de combustible en el aire caliente altamente comprimido al interior del cilindro para el caso de los motores de encendido por compresión. La combustión del combustible genera un aumento importante de presión y temperatura que empuja el pistón hacia el PMI, en esta carrera el pistón entrega trabajo útil al cigüeñal.

3. Escape: El pistón se encuentra en el PMI, al final de su carrera de potencia, en este instante la válvula de escape se abre mientras la válvula de admisión permanece cerrada, el pistón comienza su carrera ascendente mientras expulsa los gases residuales de la combustión a través de la válvula de escape, al llegar al PMS la válvula de escape se cierra y la de admisión se abre para iniciar de nuevo el ciclo.

Los motores de 4 tiempos entregan una carrera de potencia por cada dos vueltas del cigüeñal, pues cada carrera corresponde a 180° al moverse el pistón desde el PMS al PMI y viceversa.

Para obtener más potencia a partir de un motor de igual cilindrada o desplazamiento los ingenieros crearon el motor de 2 tiempos el cual entrega una carrera de potencia por cada vuelta del cigüeñal.

Los motores de 2 tiempos se caracterizan por las siguientes etapas:

1. Compresión: Esta etapa inicia cuando se cierran los puertos de admisión y escape, comprimiéndose por tanto la mezcla fresca que se encuentre dentro del cilindro cuando el pistón alcanza el PMS. Al alcanzar el PMS la combustión es iniciada.
2. Potencia: De forma similar a los motores de 4 tiempos, la carrera de potencia o de expansión de los gases culmina cuando el pistón llega al PMI, en este momento el pistón ya ha abierto los puertos de escape y luego los puertos de admisión durante su carrera descendente. Al momento en que se abren los puertos de escape los gases de combustión inmediatamente escapan a causa de que se encuentran a mayor presión respecto al ambiente, entonces al momento de abrirse los puertos de admisión la mezcla fresca puede ingresar al cilindro para luego ser comprimida, pero debido a que los puertos de escape se abren antes de que el pistón alcance el PMI se pierde posibilidad de que los gases realicen trabajo durante la última parte de la carrera de potencia, de igual forma al quedar durante un instante los puertos de admisión y escape abiertos parte de la mezcla fresca escapa aumentando las emisiones contaminantes principalmente de hidrocarburos sin quemar y afectando además la eficiencia energética de los motores de 2 tiempos.

1.4 Operación de los motores de encendido por chispa

Considerando que este trabajo se centrará en los motores de encendido por chispa conviene realizar una revisión más detallada del funcionamiento de estos motores en particular.

En los motores de encendido por chispa el aire y el combustible suelen mezclarse en el sistema de admisión antes de entrar al cilindro del motor, esta mezcla se realiza bien sea con un carburador o un sistema de inyección de combustible, sin embargo es bueno mencionar que en los últimos años la inyección directa de combustible se ha convertido en una alternativa muy interesante para mejorar la eficiencia del motor así como para reducir las emisiones contaminantes, en la inyección directa el combustible es inyectado directamente en el cilindro.

En aplicaciones automovilísticas, la temperatura del aire que ingresa al motor es controlada mediante la transferencia de calor entre el múltiple de escape y el de admisión, los cuales suelen colocarse en ubicaciones cercanas para maximizar la transferencia de calor y de esta forma mejorar el proceso de evaporación del combustible y la mezcla de este con el aire. En los motores de gasolina la relación estequiométrica del aire y el combustible es aproximadamente de 15 a 1, de esta forma es posible extraer la máxima energía química del combustible y transformarla en energía mecánica.

La dosificación del combustible en función de la cantidad de aire que aspira el motor en cada instante se realiza de forma mecánica en el carburador mediante efecto Venturi, en donde el aire a gran velocidad causa una depresión en el carburador la cual hace posible la evaporación del combustible y su posterior mezcla con el aire. En los motores de inyección el combustible es inyectado directamente en la corriente de aire o dentro del cilindro mediante una bomba de baja o alta presión según sea el caso. Para establecer la cantidad correcta de combustible que debe ser inyectada el flujo de aire en la admisión es medido, así como también se monitorea la presencia de oxígeno (sonda lambda) en los gases de escape para de esta forma retroalimentar el sistema electrónico que gestiona la inyección y optimizar el proceso de combustión.

Una vez la mezcla de aire-combustible está dentro del cilindro y la carrera de compresión inicia, la presión al interior aumenta, esto es debido a que el volumen se reduce a medida que el pistón alcanza el PMS. Cuando la mezcla se encuentra comprimida es momento de iniciarse la combustión, idealmente como ya se ha mencionado la chispa se originaría cuando el pistón se encuentre en el PMS, pero considerando que el proceso de combustión no es instantáneo y que una vez iniciada la combustión se genera un frente de llama el cual viaja a través de la cámara de combustión quemando todo el combustible, sin embargo este fenómeno físico toma tiempo, por lo cual en la práctica la chispa suele generarse aproximadamente entre 10 a 40 grados CAD antes del PMS, esto varía según la geometría de la cámara de combustión, el combustible, la relación aire-combustible, velocidad de rotación del motor y el nivel de carga o llenado del cilindro. La chispa es generada por una

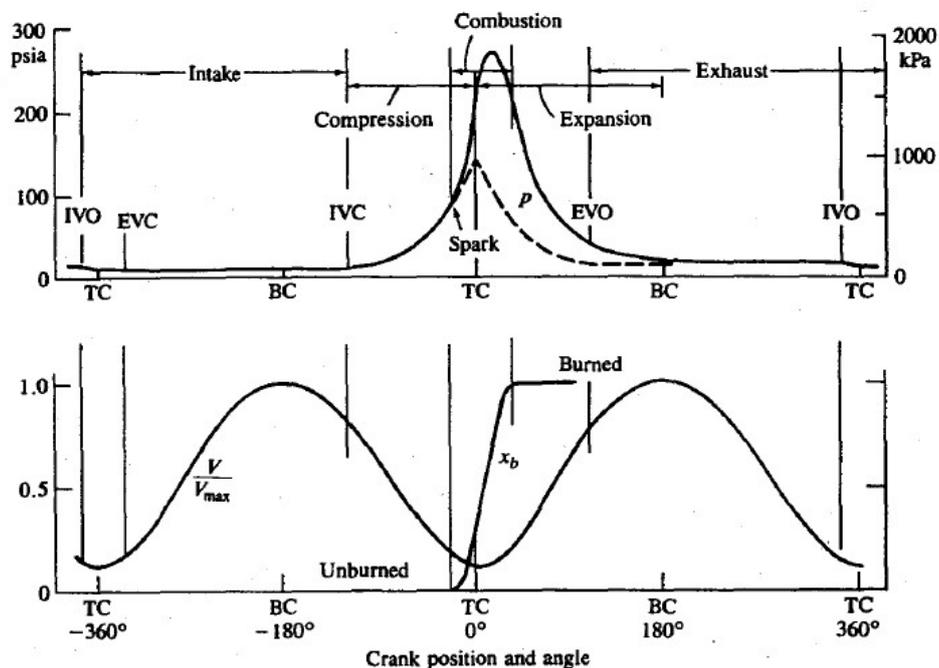
bobina la cual eleva el voltaje para que se pueda generar un pequeño arco eléctrico en la bujía y de esta forma encender la mezcla.

Una vez encendida la mezcla se genera una llama turbulenta que se propaga a través de la mezcla aún sin quemar y se extingue al alcanzar las paredes del cilindro. La duración del proceso de combustión varía según el diseño del motor y sus condiciones de operación, pero típicamente suelen ser de 30 a 90 grados CAD (Heywood, 1988).

A medida que la mezcla dentro de la cámara de combustión se quema se genera un aumento en la temperatura lo que se refleja en un aumento importante en la presión de los gases al interior del cilindro, esta presión es la encargada de empujar el pistón de regreso al PMI y generar trabajo útil en el cigüeñal. El aumento de presión se muestra en la Figura 4 por la línea continua, mientras la línea discontinua muestra el aumento de presión causado únicamente por la compresión de los gases en la cámara.

En la Figura 4 se observa además, como para aumentar la eficiencia de los motores de combustión interna los ingenieros han debido recurrir al traslape de válvulas para mejorar el llenado y vaciado de los cilindros, gracias al aprovechamiento de la inercia de la masa de aire entrando y la masa de los humos saliendo.

Figura 4: Secuencia de apertura y cierre de válvulas, inicio de la combustión, fracción de mezcla quemada y presión dentro de un cilindro de un motor de 4 tiempos de encendido por chispa. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)



La válvula de admisión comienza a abrirse antes de que el pistón llegue al PMS, esto permite que al momento de iniciarse la carrera de admisión la válvula se encuentre

totalmente abierta y el llenado del cilindro sea óptimo, también este avance en la apertura de la válvula de admisión permite que el vacío dejado por los gases quemados que están saliendo por la válvula de escape arrastre mezcla fresca permitiendo reducir de forma importante la fracción de gases residuales. La válvula de escape tiene por lo general un retraso en su cierre, al realizarse este después de alcanzado el PMS, esto permite al igual que en el avance en la apertura de la válvula de admisión aprovechar la inercia en el movimiento de los gases de escape, los cuales siguen saliendo y son sustituidos por mezcla fresca a pesar de haberse iniciado la carrera de admisión.

El retraso en el cierre de la válvula de admisión está justificada porque los gases siguen entrando incluso luego de haberse alcanzado el PMI lo cual mejora el llenado del cilindro, puesto que la presión al interior del cilindro todavía es inferior a la presión en el ducto de admisión esto debido al rápido movimiento del pistón y a las restricciones en el flujo de mezcla fresca. Sin embargo, este retraso tiene un argumento aún más fuerte y consiste en tratar de obtener una carrera de compresión menor a la carrera de expansión, lo cual permita aprovechar mejor la energía de los gases quemados, sin embargo en la práctica la diferencia entre la carrera de admisión y la de expansión sigue siendo mínima (además de poder presentarse una mezcla enriquecida al pasar una fracción de esta más de una vez por el carburador, en los motores de inyección directa no se presenta este problema), es por esto que algunos fabricantes han apostado por un modelo más radical como lo es el ciclo Atkinson (motor térmico Toyota Híbrido PRIUS, Fuente <http://www.km77.com/glosario/a/atkin.asp>).

Como ya se comentó, la combustión inicia antes de alcanzado el PMS, lo cual es evidente por el rápido aumento en la presión, el adelanto de la chispa en los motores de ciclo Otto es un compromiso entre adelantar la chispa para lograr una combustión completa y un tiempo máximo de expansión de los gases de combustión, pero al mismo tiempo no puede elevarse en exceso la presión antes de alcanzarse el PMS pues esto aumentaría el trabajo requerido para comprimir completamente los gases y afectaría la eficiencia general del ciclo.

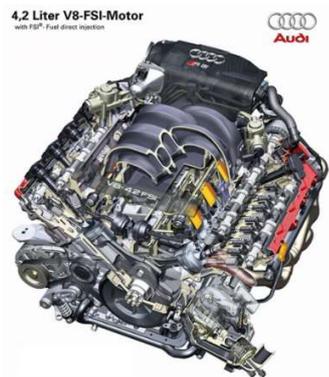
El avance en la apertura de la válvula de escape se da sobre los 45 grados CAD antes del PMI, esto permite mejorar el vaciado de los gases de escape y reducir por ende los gases residuales en el próximo ciclo. Al abrirse la válvula de escape los gases salen al múltiple de escape gracias a la elevada presión que aún tienen, gracias a esto (a este proceso se conoce como *blowdown*) en la carrera de escape es posible reducir el trabajo de bombeo realizado para evacuarlos, mejorando así la eficiencia del ciclo.

1.5 Motores de carga estratificada

Hasta ahora se ha hablado acerca de los motores de ciclo Otto y ciclo Diesel, es decir, de encendido por chispa y por compresión respectivamente. Sin embargo desde comienzos del siglo XX han existido intentos por hacer un motor que mezcle las bondades de los motores de gasolina y los motores diesel. Particularmente se buscan motores con

relaciones de compresión más elevadas para mejorar su eficiencia pero sin problemas de knock y además que puedan controlar el inicio de la combustión mediante una chispa para no depender de combustibles con puntos de ignición muy específicos, esto con el objeto de poder trabajar con una amplia variedad de combustibles.

Figura 5: Motor AUDI FSI (Fuel Stratificate Inyection). Fuente:<http://8000vueltas.com/wp-content/uploads/2013/04/enginecutaway.jpg>



En la actualidad existen motores de carga estratificada, particularmente de ciclo Otto. Se llaman de carga estratificada porque la potencia se regula mediante la inyección de combustible, de esta forma el motor de ciclo Otto funciona como un diésel en el sentido que siempre hay un llenado completo del cilindro y que el combustible es inyectado directamente en la cámara de combustión justo antes de la ignición para evitar el knock, pero para garantizar que la mezcla encienda adecuadamente la relación aire-combustible debe encontrarse dentro de unos parámetros muy específicos, por lo tanto, para evitar que la mezcla no se encienda cuando se trabaje con mezclas muy pobres se trabaja con cargas estratificadas es decir que la concentración de combustible en la cámara de combustión no es homogénea, consecuentemente cerca de la bujía o punto de ignición la mezcla presenta una relación fácilmente inflamable.

Figura 6: Diferencias en el diseño de la cabeza del pistón en un motor de carga homogénea y uno de carga heterogénea (estratificada). Fuente:http://www.aficionadosalamecanica.net/inyeccion_directa.htm



Los motores de inyección directa y carga estratificada tienen además la ventaja de reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno pues al tratarse en términos generales de una mezcla pobre no se alcanzan las temperaturas necesarias para la formación de los óxidos de nitrógeno, además de evitar la aparición de hidrocarburos sin quemar y de monóxido de carbono al existir suficiente oxígeno para garantizar una combustión completa.

1.6 Características importantes de los motores

Hasta ahora se ha estudiado el funcionamiento de los motores de encendido por chispa, pese a no haberse establecido relaciones que permitan comparar el desempeño entre motores, así como diferenciar las distintas geometrías que influyen de manera notable en las prestaciones.

El desempeño de un motor está definido principalmente por:

1. La potencia máxima (o el torque máximo) disponible a cada velocidad de giro del motor, así como el rango de operación del mismo.
2. El rango de velocidad y potencia en la cual la operación del motor es satisfactoria.

Las siguientes definiciones de desempeño son comúnmente usadas:

- **Potencia máxima:** Se refiere a la potencia máxima del motor, que puede ser alcanzada durante cortos periodos de tiempo.
- **Potencia nominal:** Se refiere a la potencia máxima que el motor puede desarrollar en operación continua.
- **Velocidad de operación:** Se refiere a la velocidad de giro del cigüeñal del motor a la cual la potencia máxima o nominal es desarrollada.

1.7 Propiedades geométricas de los motores reciprocantes

Los siguientes parámetros definen la geometría básica de un motor reciprocante (Ver Figura 7):

Relación de compresión: Es la relación existente entre el volumen total del cilindro cuando el pistón (volumen desplazado + volumen cámara de combustión) se encuentra en el PMI y el volumen de la cámara de combustión.

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

Dónde:

V_d : Es el volumen desplazado por el pistón durante su carrera, es decir, desde el PMS hasta el PMI.

V_c : Es el volumen de la cámara de combustión, es decir, el volumen que queda entre la culata y el pistón cuando este se encuentra en el PMS.

Relación entre el diámetro y la carrera: Se refiere a la razón existente entre la longitud de la carrera del pistón y su diámetro.

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2)$$

Dónde:

B : Es el diámetro, usualmente expresado en milímetros.

L : Es la carrera, también usualmente expresada en milímetros.

Relación entre la longitud de la biela y la manivela: Es la razón existente entre las dos barras que conforman este mecanismo, que permite convertir movimiento lineal en movimiento rotacional.

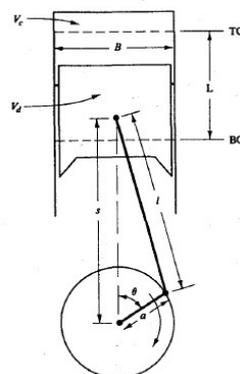
$$R = \frac{l}{a} \quad (3)$$

Dónde:

l : Es la longitud de la biela.

a : Es la longitud de la manivela.

Figura 7: Geometría de cilindro, pistón, biela y manivela. Donde B es el diámetro, L la carrera, l la longitud de la biela, a la longitud de la manivela y θ se refiere al ángulo de giro del cigüeñal. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)



Adicionalmente a las relaciones descritas anteriormente, de acuerdo a la geometría y al funcionamiento del motor recíprocante es fácilmente deducible que la longitud de la carrera del pistón es el doble de la longitud de la manivela.

$$L = 2a \quad (4)$$

Para el caso de los motores de encendido por chispa los valores más comunes para las siguientes relaciones son: entre 8 y 14 para la relación de compresión (r_c), entre 0,8 y 1,2 para la relación entre diámetro-carrera (R_{bs}) y entre 3 y 4 para la relación entre biela-manivela (R) (Heywood, 1988).

El volumen del cilindro puede calcularse en función del ángulo de giro del cigüeñal mediante la siguiente expresión:

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (5)$$

Dónde s es la distancia entre el centro del cigüeñal y el centro del pin donde va acoplada la biela al pistón. El valor de s puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$s = a \cos\theta + (l^2 - a^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (6)$$

El ángulo theta (θ) es llamado *crank angle* (CAD) o ángulo del cigüeñal.

De manera similar al volumen se puede expresar el área de la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal.

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B (l + a - s) \quad (7)$$

Dónde A_{ch} es el área de la cabeza del cilindro y A_p es el área de la superficie de la corona del cilindro (si el pistón es de cabeza plana esta área corresponderá a $\frac{\pi B^2}{4}$).

Otra característica importante es la velocidad del pistón, sin embargo, como esta velocidad varía según la posición del pistón, se ha establecido un parámetro para la velocidad denominado (Mean Piston Speed) definida como:

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (8)$$

Dónde N es la velocidad de rotación del cigüeñal. Este parámetro permite calcular una velocidad lineal promedio para el pistón para cada velocidad de rotación o de giro del motor,

esto es importante puesto que es posible correlacionar el comportamiento del motor con respecto a una velocidad de operación.

La velocidad instantánea del pistón se puede calcular derivando la función s con respecto al tiempo.

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (9)$$

1.8 Parámetros de operación de los motores

Además de los parámetros geométricos y las relaciones entre ellos es muy útil conocer en realidad como estos intervienen en el desempeño de los motores

1.8.1 Torque y potencia al freno

El torque de un motor se refiere a la fuerza que actúa sobre la cabeza de cada pistón multiplicada por el brazo existente respecto al centro de giro del cigüeñal, este brazo varía de acuerdo al ángulo theta, pero se relaciona directamente con la longitud de la manivela. Una manivela de mayor diámetro es comúnmente usada en motores de alto torque y bajas revoluciones.

El torque indicado de un motor puede ser calculado conociendo la presión media efectiva al interior de cada cilindro, sin embargo en la práctica es más común medir el torque al freno con la ayuda de un dinamómetro. El dinamómetro es un dispositivo en el cual se acopla el motor a un generador eléctrico, o algún tipo de freno, el cual ejerce una resistencia conocida, o medible, al giro del motor.

El torque suele ser representado con la letra griega T.

La potencia entregada por el motor se define como el producto del torque y la velocidad de giro. En un sentido teórico podría decirse que la potencia de un motor se mantiene constante cuando se modifican parámetros geométricos como la longitud de la biela (al existir una compensación entre la variación del torque y la velocidad de giro del motor), sin embargo, en la práctica variar la longitud de la biela influencia de forma directa la velocidad media del pistón, lo cual altera procesos como el llenado y vaciado del cilindro, la combustión, fricción, transferencia de calor, entre otros.

$$P = 2\pi NT \quad (10)$$

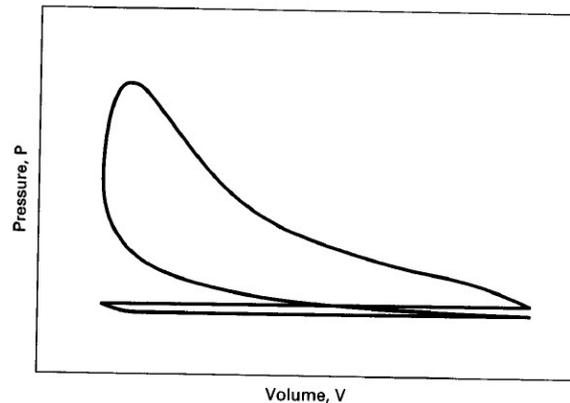
La anterior expresión se aplica únicamente para unidades del sistema internacional, donde la velocidad angular se mide en revoluciones por segundo.

El torque y la potencia pueden ser indicados o al freno. El término indicado se utiliza cuando no se han considerado las pérdidas por fricción y el término al freno hace referencia a la potencia y torque disponibles en el cigüeñal del motor.

1.8.2 Trabajo indicado por ciclo

El torque indicado de un motor se calcula a partir de los registros de presión en cada cilindro y del ángulo de giro cigüeñal, pues este último permite asociar un estado de presión a un volumen desplazado. Para obtener datos de torque confiables debe ubicarse con buena precisión el PMS. Un ejemplo de los datos de presión asociados al volumen desplazado se muestra en la Figura 8.

Figura 8: Diagrama presión-volumen motor ciclo Otto. Fuente: *Engineering Fundamental of the Internal Combustion Engines*. Willard W. Pulkrabek. Prentice Hall.



El trabajo realizado sobre el pistón está representado por el área encerrada de la Figura 8, debiendo diferenciarse el área superior del área inferior. El área superior se refiere al trabajo entregado por el pistón, mientras el área inferior corresponde al trabajo consumido por el pistón al momento del llenado o vaciado.

Se define el trabajo útil como la diferencia entre el trabajo entregado y el trabajo consumido. Por tratarse del trabajo indicado no se contemplan las pérdidas por fricción, ni a causa de los dispositivos o auxiliares como el alternador, bomba de agua y aceite, entre otros.

Termodinámicamente el trabajo indicado realizado por el pistón corresponde a la integral cerrada:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (11)$$

La potencia indicada en función del trabajo se define como:

$$P_i = \frac{W_{c,i} N}{n_r} \quad (12)$$

Dónde n_r se refiere al número de revoluciones del cigüeñal por cada carrera de potencia, para el caso de los motores de 4 tiempos n_r es igual a 2.

1.8.3 Eficiencia mecánica

La totalidad del trabajo realizado por los gases durante la expansión no está disponible en el cigüeñal para ser utilizado, puesto que parte de este trabajo es invertido en el llenado y vaciado de los gases en el cilindro, a la potencia consumida en este proceso se denomina potencia de bombeo. Existen además pérdidas que aparecen en el movimiento alternativo del pistón, como la fricción, además de la potencia invertida en mover accesorios o dispositivos acoplados al motor y que son indispensables para su funcionamiento como lo es la bomba de aceite y de agua, entre otros dispositivos. La potencia indicada es la suma de la potencia al freno y la potencia por fricción, matemáticamente se escribe:

$$P_i = P_b + P_f \quad (13)$$

La potencia de fricción es posible medirla mediante un procedimiento denominado *Motored Test*. Este procedimiento consiste en hacer girar el motor sin que se lleve a cabo la combustión, se hace girar hasta una determinada velocidad en la cual se mide la potencia consumida por el motor eléctrico que hace girar al motor, esta potencia corresponderá a la potencia de fricción para la velocidad de giro de interés.

La eficiencia mecánica del motor se define como la relación entre la potencia al freno y la potencia indicada:

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (14)$$

La eficiencia típica de los motores modernos a velocidades entre 1800 y 2400 rpm está alrededor del 90% para condición de mariposa completamente abierta o máxima carga, sin embargo al aumentar la velocidad esta eficiencia decrece al ser la fricción función de la velocidad relativa entre las superficies en contacto llegando a valores cercanos al 75% (Heywood, 1988).

1.8.4 Presión media efectiva

Hasta ahora los parámetros de desempeño como el torque y la potencia describen la habilidad de un motor para hacer trabajo y la velocidad con que lo puede realizar, sin embargo estos parámetros dependen del tamaño del motor, por lo tanto no es posible comparar objetivamente el desempeño de motores de distinto tamaño utilizando estos parámetros, por esto surge el concepto de la presión media efectiva.

La presión media efectiva indicada se refiere a la presión real que ejercen los gases producto de la combustión durante la carrera de expansión sobre el pistón.

Para definir matemáticamente la presión media efectiva primero debe definirse el trabajo entregado por ciclo:

$$\text{Trabajo por ciclo } (W_c) = \frac{Pn_r}{N} \quad (15)$$

La presión media efectiva (mep), de acuerdo a la definición termodinámica del trabajo de expansión, sería:

$$mep = \frac{Pn_r}{V_d N} \quad (16)$$

La presión media efectiva al freno (bmep) es una medida de cuan eficiente es un motor. Los fabricantes de motores deben cumplir con unos valores mínimos para garantizar que sus motores son lo suficientemente capaces de transformar la energía contenida en el combustible en energía útil en el cigüeñal.

Los valores típicos para la presión media efectiva al freno para el caso de los motores de encendido por chispa de 4 tiempos (Heywood, 1988) son:

- Para motores naturalmente aspirados entre 850 a 1050 kPa, a la velocidad donde es alcanzado el torque máximo, mientras para la velocidad donde se alcanza la potencia máxima se espera una reducción entre un 10 y un 15%.
- Para motores turbo cargados entre 1250 y 1700 kPa para condición de torque máximo mientras para potencia máxima se esperan valores entre 900 a 1400 kPa.

1.8.5 Consumo específico de combustible (Eficiencia energética)

El consumo de un motor es medido como un flujo volumétrico o másico del carburante (\dot{m}_f), sin embargo este flujo no dice nada acerca de la eficiencia del motor. Un parámetro mucho más interesante es el consumo específico de combustible (sfc), el cual se define como la razón entre el flujo másico de combustible y la potencia entregada.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (17)$$

Valores bajos para el consumo específico son altamente deseables, para el caso de los motores de encendido por chispa los mejores valores son cercanos a los 270 g/kwh (Heywood, 1988).

Otra forma de explicar el consumo específico de combustible es definiéndolo como la eficiencia del motor en la conversión de la energía contenida en el combustible, porque si se conoce el poder calorífico del combustible (Q_{HV}) empleado es posible calcular la cantidad de energía que se está suministrando al motor y cuanta de esta energía se está

recuperando como trabajo útil en el eje del motor, lo cual corresponde con la definición de la eficiencia global de un motor.

La eficiencia de un motor (η_f) se define:

$$\eta_f = \frac{W_c}{m_f Q_{HV}} = \frac{(P n_r / N)}{(\dot{m}_f n_r / N) Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (18)$$

Donde m_f es la masa de combustible consumida por cada ciclo del motor, entonces:

$$\eta_f = \frac{1}{sfc Q_{HV}} \quad (19)$$

Es importante anotar que en los procesos de combustión toda la energía contenida en el combustible no es liberada en forma de calor, puesto que en la mayoría de casos la combustión no es completa. La eficiencia de la combustión se define como la relación entre la energía real liberada en la reacción química y la energía química disponible. Cuando existe un exceso de oxígeno en la mezcla aire-combustible pueden alcanzarse valores para la eficiencia de la combustión en el rango del 95-98%, cuando existe una menor cantidad de aire disponible en la reacción este porcentaje se reduce de forma importante.

1.8.6 Relación aire - combustible

La relación entre la masa de aire y de combustible que ingresa a la cámara de combustión de un motor se conoce como la relación aire-combustible. Esta relación tiene fuertes implicaciones en el rendimiento del motor. Dependiendo del tipo de aspiración del motor y de su diseño la relación puede ser variable o constante en todo el rango de operación del motor.

Tradicionalmente los motores de encendido por chispa trabajan con una relación aire-combustible estequiométrica, es decir, con valores cercanos a 15. Algunos motores de carga heterogénea (estratificada) pueden trabajar con mezclas pobres para estados de carga parcial y relaciones estequiométricas para carga máxima.

Para el caso de los motores de aplicación vehicular existen momentos en los cuales la mezcla es enriquecida, por ejemplo, cuando se requiere un rápido aumento de potencia en una aceleración fuerte.

La relación aire-combustible matemáticamente se define como:

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (20)$$

Para motores de encendido por chispa los valores típicos son: $12 \leq A/F \leq 18$

También es posible referirse a la relación inversa es decir combustible-aire (F/A).

1.8.7

1.8.8 Eficiencia volumétrica

El aire que ingresa al cilindro de un motor debe recorrer y superar varios obstáculos como lo son, el ducto de admisión, el filtro de aire, el múltiple de admisión, la mariposa de aceleración, las válvulas de admisión, entre otros. Todos estos obstáculos perjudican el desempeño del motor al evitar que el cilindro sea completamente llenado cuando el pistón realiza la carrera de admisión, por esto para calcular el rendimiento real de un motor debe considerarse la eficiencia volumétrica (η_v).

La eficiencia volumétrica se define como la razón entre la masa de aire real admitida por el motor y el volumen desplazado por el pistón multiplicado por la densidad del aire. La densidad del aire puede considerarse como la densidad del aire atmosférico, en este caso se estaría considerando la eficiencia volumétrica total. Puede también considerarse la densidad del aire a la temperatura y presión que se encuentra en el múltiple de admisión en este caso se estaría considerando únicamente la eficiencia en la admisión del aire a través de las válvulas del motor.

Matemáticamente se expresa como:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V_d N} = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (21)$$

Dónde m_a es la masa de aire admitida por cada ciclo.

Para el caso de los motores naturalmente aspirados la eficiencia volumétrica suele tener valores típicos entre el 80% y el 90% (Heywood, 1988). En el caso de los motores turbo cargados debe considerarse la presión a la cual sopla el turbo, para de esta forma estimar cual sería la cantidad de masa máxima teórica que podría ser introducida en el cilindro.

La eficiencia volumétrica únicamente es usada para el caso de los motores de 4 tiempos, los cuales tienen un proceso de admisión bien definido.

1.8.9 Factores de emisión

Actualmente el diseño de los motores no se restringe únicamente a los parámetros de desempeño vistos anteriormente, sino que se involucra también el tema de emisiones contaminantes, por lo tanto es útil conocer el significado de los factores de emisión.

Existen algunos contaminantes que por sus efectos sobre la salud y el medio ambiente son regulados por las entidades competentes en todos los países, como es el caso del monóxido de carbono (CO), los óxidos de nitrógeno (NOx), los hidrocarburos totales sin quemar (THC) y el material particulado (PM).

Los factores de emisión específicos pueden reportarse de dos formas distintas, la primera se refiere a la cantidad de contaminante emitida en los gases de escape de un motor por unidad de potencia generada, mientras la segunda alternativa consiste en reportarlo en función de la cantidad de combustible consumido.

Matemáticamente:

$$\begin{aligned} sNO_x &= \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P} \\ sCO &= \frac{\dot{m}_{CO}}{P} \\ sTHC &= \frac{\dot{m}_{THC}}{P} \\ sPM &= \frac{\dot{m}_{PM}}{P} \end{aligned} \quad (22)$$

1.8.10 Relaciones generales entre los parámetros de desempeño

Es en extremo útil y necesario desarrollar expresiones matemáticas para calcular variables de difícil medición a partir de parámetros cuya medición es más fácil, viable y económica de realizar experimentalmente a escala industrial y de laboratorio.

La potencia indicada puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{\eta_f m_a N Q_{HV} \left(\frac{F}{A}\right)}{n_r} \quad (23)$$

Para el caso de los motores de 4 tiempos la eficiencia volumétrica debe ser incluida, obteniéndose:

$$P = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{HV} \rho_a \left(\frac{F}{A}\right)}{2} \quad (24)$$

El torque indicado puede representarse como:

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{HV} \rho_a \left(\frac{F}{A}\right)}{4\pi} \quad (25)$$

Y la presión media efectiva como:

$$mep = \eta_f \eta_v Q_{HV} \rho_a \left(\frac{F}{A} \right) \quad (26)$$

A continuación se muestra una tabla donde se recopilan los valores típicos para los parámetros anteriormente descritos en función del tipo de aplicación de los motores.

Figura 9: Tabla recopilatorio de los valores típicos de los principales parámetros definidos para motores de combustión interna. Fuente: *Internal Combustion Engine Fundamentals* - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).

Typical design and operating data for internal combustion engines

	Operating cycle	Compression ratio	Bore, m	Stroke/bore	Rated maximum			Weight/power ratio, kg/kW	Approx. best bsfc, g/kW·h
					Speed, rev/min	bmep, atm	Power per unit volume kW/dm ³		
<i>Spark-ignition engines:</i>									
Small (e.g., motorcycles)	2S,4S	6-11	0.05-0.085	1.2-0.9	4500-7500	4-10	20-60	5.5-2.5	350
Passenger cars	4S	8-10	0.07-0.1	1.1-0.9	4500-6500	7-10	20-50	4-2	270
Trucks	4S	7-9	0.09-0.13	1.2-0.7	3600-5000	6.5-7	25-30	6.5-2.5	300
Large gas engines	2S,4S	8-12	0.22-0.45	1.1-1.4	300-900	6.8-12	3-7	23-35	200
Wankel engines	4S	≈ 9	0.57 dm ³ per chamber		6000-8000	9.5-10.5	35-45	1.6-0.9	300
<i>Diesel engines:</i>									
Passenger cars	4S	17-23	0.075-0.1	1.2-0.9	4000-5000	5-7.5	18-22	5-2.5	250
Trucks (NA)	4S	16-22	0.1-0.15	1.3-0.8	2100-4000	6-9	15-22	7-4	210
Trucks (TC)	4S	14-20	0.1-0.15	1.3-0.8	2100-4000	12-18	18-26	7-3.5	200
Locomotive, industrial, marine	4S,2S	12-18	0.15-0.4	1.1-1.3	425-1800	7-23	5-20	6-18	190
Large engines, marine and stationary	2S	10-12	0.4-1	1.2-3	110-400	9-17	2-8	12-50	180

1.9 Modelos de gas ideal para motores de combustión interna

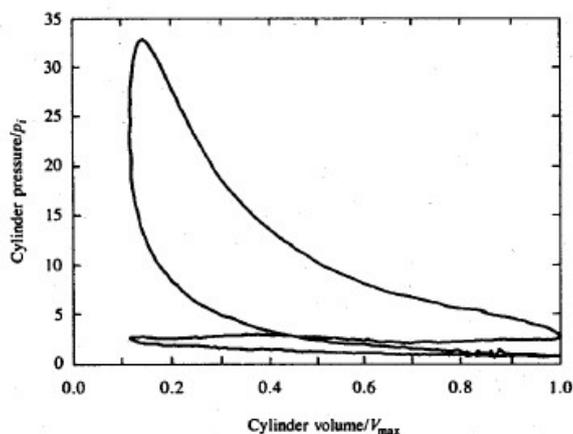
Los motores de combustión interna han sido ampliamente estudiados mediante modelos termodinámicos que buscan emular el comportamiento y las propiedades de los gases implicados en la combustión, para de esta forma determinar o predecir la eficiencia y el desempeño de un motor.

Existen muchos modelos, los hay muy sencillos y otros muy complejos; en este caso profundizaremos en el modelo más sencillo (cero dimensional) en el cual se asume que el fluido de trabajo es aire, que tiene propiedades de gas ideal y que en lugar de combustión lo que existe es un proceso de transferencia de calor que lo simula. Sin embargo esta primera aproximación puede fácilmente ser ajustada incluyendo mezclas de gases e incluso cálculos sencillos de combustión que permitan estimar bajo unas condiciones dadas la liberación de calor ocurrida.

Siendo los motores de ciclo Otto los de mayor interés en este trabajo, se profundizará especialmente en este ciclo termodinámico. El ciclo Otto al igual que todos los ciclos termodinámicos puede ser dividido en procesos, los cuales pueden ser inicialmente estudiados por separado.

A continuación se muestra un diagrama presión-volumen de un motor de encendido por chispa y posteriormente se mostrará la forma en que este ciclo en particular puede ser modelado.

Figura 10: Diagrama presión-volumen real para un motor de combustión que opera un ciclo Otto. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



Para comprender el comportamiento del fluido de trabajo, se deben realizar suposiciones para cada uno de los procesos del ciclo, a continuación se detallan estas aproximaciones:

Tabla 1: Suposiciones modelo ideal para los procesos de un motor ciclo Otto.

PROCESO	SUPOSICIÓN
COMPRESIÓN (1-2)	1. Adiabático y reversible (por lo tanto isentrópico)
COMBUSTIÓN (2-3)	1. Adiabático.
	2. Combustión ocurre a volumen constante.
	3. Combustión es completa.
EXPANSIÓN (3-4)	1. Adiabático y reversible (por lo tanto isentrópico)
ESCAPE (4-5-6)	1. Adiabático
	2. Apertura y cierre de válvulas ocurren en el PMS y PMI según corresponda.
ADMISIÓN	1. Admisión y escape se lleva a cabo a presión constante.
	2. Los efectos de la velocidad del pistón son despreciables.

En la realidad los procesos de compresión y expansión de los gases obedecen a un proceso politrópico regido de forma general por la siguiente expresión:

$$PV^n = C \text{ (constante)} \quad (27)$$

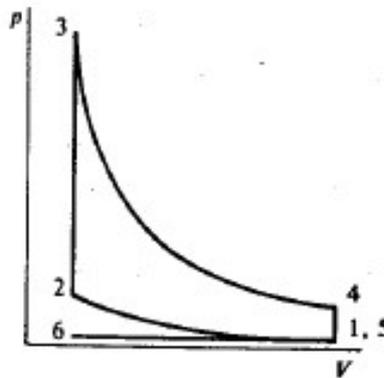
Si los gases se comportan como gases ideales y sus calores específicos son constantes, entonces de la anterior expresión pueden obtenerse expresiones muy útiles para el análisis del ciclo Otto. Los procesos de expansión y compresión se pueden suponer isentrópicos, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=cte} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (28)$$

Dónde (k) es la relación entre los calores específicos. La anterior expresión se obtiene al igualar a cero las expresiones para cambio de entropía para gases ideales.

Si se representa un ciclo que cumpla estrictamente con las suposiciones descritas y las expresiones termodinámicas anteriores se obtiene el siguiente diagrama presión-volumen:

Figura 11: Diagrama presión-volumen ciclo Otto teórico. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



Es apreciable la similitud entre el diagrama real y el teórico, esto muestra que a pesar de que el modelo cero-dimensional es el más simple de todos los modelos aporta información muy valiosa al momento de estimar temperaturas y presiones en cada uno de los puntos del diagrama, además de permitir calcular de forma sencilla la eficiencia del ciclo.

De acuerdo a la Figura 11 y al modelo teórico para el ciclo Otto es posible hacer las siguientes afirmaciones:

Compresión:

$$\frac{v_1}{v_2} = r_c \quad (29)$$

Dado que el proceso es adiabático y reversible,

$$s_1 = s_2$$

El trabajo de compresión está dado por:

$$W_C = U_1 - U_2 = m(u_1 - u_2) \quad (30)$$

Combustión:

$$V_3 = V_2$$

$$u_3 - u_2 = C_v(T_3 - T_2) = m_f Q_{LHV} \quad (31)$$

Expansión:

$$\frac{v_4}{v_3} = r_c \quad (32)$$

También es un proceso isentrópico:

$$s_4 = s_3$$

El trabajo de expansión es:

$$W_E = U_3 - U_4 = m(u_3 - u_4) \quad (33)$$

El trabajo útil del ciclo se define entonces como la diferencia entre el trabajo de expansión y el trabajo de compresión.

Y la eficiencia teórica del ciclo se define como:

$$\eta_{f,i} = \frac{m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]}{m_f Q_{LHV}} \quad (34)$$

En esta etapa del modelamiento debe considerarse que las propiedades y el estado de la mezcla aire-combustible en el estado 1, dependen de la cantidad de gases residuales y del estado termodinámico de los gases al final de la carrera de escape. En un ciclo ideal se

desprecian los gases remanentes de la combustión anterior, sin embargo, si es de interés refinar este modelo sencillo del ciclo Otto es conveniente considerar los gases residuales.

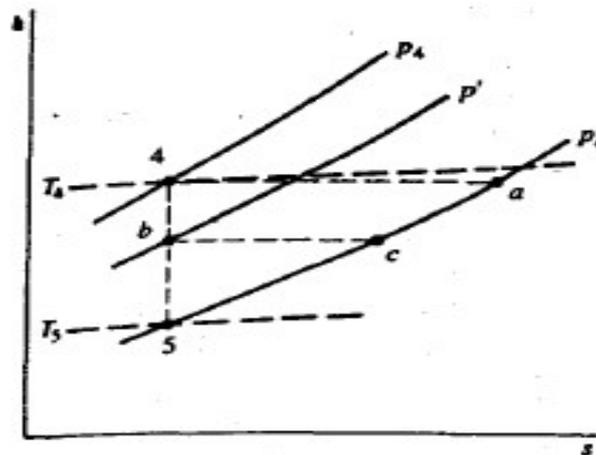
En el momento que la válvula de escape se abre, teóricamente lo haría en el PMI, los gases dentro del cilindro tienen una presión y temperatura superior a la presión del múltiple de escape, lo cual causa que los gases de escape se expandan de forma irrestricta y por lo tanto irreversible, mientras los gases que aún permanecen al interior del cilindro se expanden isotrópicamente. La Figura 12 muestra el diagrama entalpia-entropía para este proceso de expansión de los gases.

Al momento de la apertura de la válvula de escape los gases al interior del cilindro se encuentran en el estado 4, las primeras moléculas de gas que salen al múltiple de escape siguen la trayectoria que une el estado 4 con el estado (a), reduciendo considerablemente su presión en la expansión y aumentando su entropía, lo que significa que su temperatura se mantiene más o menos constante respecto al estado 4.

Los gases que permanecen al interior del cilindro van expandiéndose hasta alcanzar el estado 5, es decir que durante una presión intermedia (estado b), los gases que salen trazan la trayectoria b-c alcanzando el equilibrio mecánico entre la presión del múltiple de escape y el interior del cilindro (presión del estado 5). La única manera de que los gases residuales evacúen el cilindro es mediante el movimiento ascendente del pistón del PMI al PMS.

Debido a la naturaleza del proceso de expansión inicial (blowdown), existe un gradiente de temperatura entre los gases que salieron primero y los últimos, esto se debe a que los gases que salieron al final realizaron trabajo de flujo al empujar a las primeras moléculas de gas.

Figura 12: Diagrama entalpia-entropía del proceso de expansión de los gases de escape a través de la válvula. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



Alcanzado el PMS existe un volumen que físicamente no puede ser barrido para expulsar los gases de combustión, este volumen equivalente al de la cámara de combustión, es

donde se alojan los gases residuales que permanecen termodinámicamente en el estado 5.

La fracción de la masa de los gases residuales se puede expresar así:

$$x_r = \frac{m_r}{m} = \frac{v_4/v_5}{r_c} = \frac{v_2}{v_5} \quad (35)$$

El estado termodinámico promedio de los gases de combustión en el múltiple de escape se puede expresar mediante la primera Ley de la Termodinámica.

$$U_6 - U_4 = p_e(V_4 - V_6) - H_e \quad (36)$$

Dónde H_e es la entalpia de los gases luego de abandonar el cilindro, la entalpia específica promedio estaría definida por:

$$\bar{h}_e = \frac{m_4 u_4 - m_6 u_6 + p_e V_d}{m_4 - m_6} \quad (37)$$

El estado se define completamente conociendo que $p = p_e$.

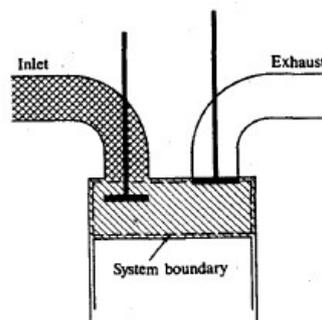
La temperatura y en general el estado de los gases al inicio de la carrera de compresión (considerando los gases residuales que están mezclados con los gases frescos) se puede determinar mediante la siguiente expresión:

$$m_1 h_1 = m_6 h_6 + (m_1 - m_6) h_i + V_2 (p_i - p_e) \quad (38)$$

Donde h_i es la entalpia de la mezcla fresca en el múltiple de admisión y $p_1 = p_i$.

El sistema considerado para deducir la anterior expresión en el siguiente:

Figura 13: Volumen de control para definir el estado de los gases al inicio de la carrea de compresión.
Fuente: *Internal Combustion Engine Fundamentals* - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



El trabajo realizado por el pistón durante el proceso de admisión y escape está definido por:

Trabajo durante el escape: $W_e = p_e(V_2 - V_1)$

Trabajo durante la admisión: $W_i = p_i(V_1 - V_2)$

El trabajo neto de bombeo es la suma de los dos trabajos anteriormente descritos, es decir:

$$W_p = (p_i - p_e)(V_1 - V_2) \quad (39)$$

1.10 Suposición de gas ideal con calores específicos constantes

El anterior análisis del ciclo Otto podría hacerse considerando que los calores específicos de los gases involucrados permanecen constantes y que los gases involucrados en todo el ciclo se comportan como gases ideales.

Para el motor de encendido por chispa se puede expresar el trabajo de compresión como:

$$W_C = mc_v(T_1 - T_2) \quad (40)$$

Y el trabajo de expansión como:

$$W_E = mc_v(T_3 - T_4) \quad (41)$$

En las anteriores expresiones se utiliza el calor específico a volumen constante, debido a que en el modelo teórico utilizado para describir el ciclo Otto el aumento de presión durante la combustión (estado 2-3) y la pérdida de presión durante la apertura de la válvula de escape (estado 4-5) se realiza a volumen constante.

Relacionando el aumento de presión y temperatura de los gases en el proceso (2-3) con el calor liberado por la combustión es posible plantear la siguiente ecuación:

$$mc_v(T_3 - T_2) = m_f Q_{LHV} \quad (42)$$

De acuerdo a las anteriores expresiones y a la definición de eficiencia, es posible reescribir la eficiencia como sigue:

$$\eta_{f,i} = \frac{m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]}{m_f Q_{LHV}} \Rightarrow \eta_{f,i} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (43)$$

1.10.1 Eficiencia termodinámica de un motor de combustión interna de encendido por chispa

Hasta el momento la eficiencia termodinámica del ciclo Otto se ha planteado de distintas maneras, sin embargo resulta útil poder relacionar la eficiencia con parámetros físicos del motor como lo es la relación de compresión y el fluido de trabajo.

Teniendo en cuenta que los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos y se realizan entre los mismos volúmenes V_1 y V_2 es posible mediante las expresiones termodinámicas para gases ideales, para calores específicos constantes, deducir las siguientes expresiones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r_c^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (44)$$

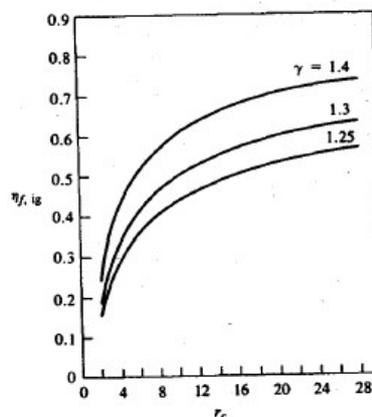
Dónde $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$, es la razón entre calores específicos.

Reescribiendo la última ecuación para la eficiencia, se obtiene:

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (45)$$

La Figura 14 muestra como varia la eficiencia termodinámica en función de la relación de los calores específicos del fluido de trabajo y la relación de compresión:

Figura 14: Variación de la eficiencia termodinámica de un motor ciclo Otto respecto a la relación de compresión y a la relación de los calores específicos del fluido de trabajo. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



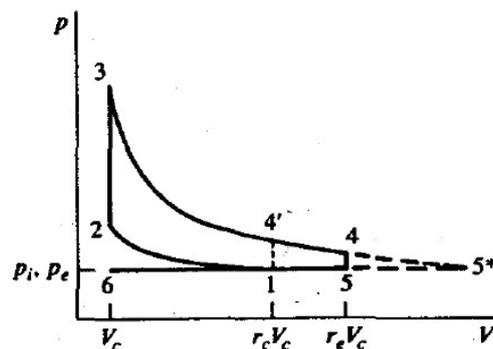
Las tendencias en la eficiencia mostradas por la Figura 14 eran esperables, puesto que la relación de compresión cuantifica la capacidad de expansión que tendrán los gases luego de la combustión. Si la capacidad de expansión es mayor, los gases podrán realizar trabajo sobre el pistón durante más tiempo y mayor recorrido, garantizando que gran parte de su energía se convierta en trabajo útil en el eje.

Para el caso de la relación de los calores específicos, puede afirmarse que los fluidos de trabajo con un $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ mayor pueden realizar ciclos Otto con una mayor eficiencia, puesto que el calor específico a presión constante representa el cambio de la entalpía de una sustancia por cada grado de temperatura a presión constante y el calor específico a volumen constante es el cambio en la energía interna por grado de temperatura a volumen constante, entonces, la diferencia entre el valor de c_p y c_v estará relacionado con el trabajo de expansión que pueda realizar la sustancia a una determinada presión, siendo esta expansión trabajo útil en un motor de combustión interna y cuanto mayor sea esta diferencia o esta relación se realizará más trabajo sin necesidad de calentar en exceso el fluido.

1.11 Ciclos con sobre expansión y ciclo Atkinson

En los motores convencionales de encendido por chispa, al momento de abrirse la válvula de escape los gases en el interior del cilindro tienen una presión muy superior a la presión del múltiple de escape, debido a esto los gases se expanden de forma irreversible desperdiándose trabajo útil, que podría haber sido aprovechado mediante una expansión controlada e idealmente isentrópica.

Figura 15: Ciclo Otto con sobre expansión de los gases de escape (ciclo Atkinson). Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



En la Figura 15 se observa cómo se vería modificado el diagrama presión-volumen para un motor con sobre expansión, en este caso la válvula de escape no se abre en el estado 4' sino en el estado 4; idealmente debería abrirse en el estado 5 para que los gases entreguen

toda la energía existente en ellos, sin embargo este ciclo tan ideal es imposible ponerlos en práctica.

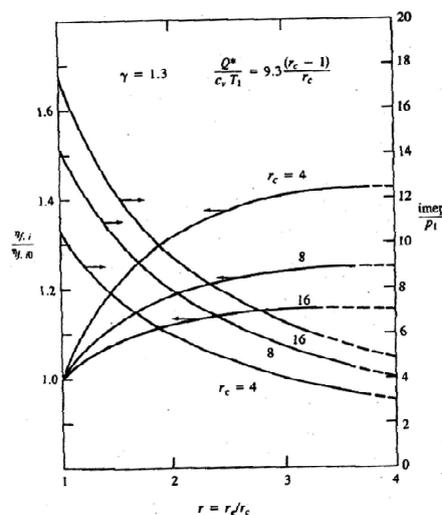
Se observa además que existe una relación de compresión y una relación de expansión, las cuales en los motores convencionales son prácticamente idénticas, pero en los motores con sobre expansión existe una clara diferencia entre ellas. La relación de expansión es mayor que la relación de compresión, es decir que los gases pueden expandirse durante mayor tiempo y además el trabajo invertido durante la compresión es menor, esto se traduce en una ganancia importante en la eficiencia termodinámica del motor.

En la Figura 16 es claro como la eficiencia termodinámica del ciclo aumenta cuando la relación entre la expansión y la compresión es mayor. El aumento de la eficiencia es más evidente para motores de relaciones de compresión bajas, sin embargo incluso para motores de encendido por chispa con relaciones de compresión muy altas, como por ejemplo 14 a 1, el incremento de la eficiencia sigue siendo del orden del 16%.

Actualmente los fabricantes han decidido convertir parcialmente los motores de ciclo Otto en motores que operan con relaciones de compresión y expansión "diferentes", esto lo logran modificando los tiempos de apertura y cierre de las válvulas. Como consecuencia de lo anterior los motores se ven perjudicados en los valores de presión media efectiva, pues la carga efectiva de mezcla al interior del cilindro es inferior al volumen desplazado por el pistón, sin embargo esta menor energía disponible es aprovechada de mejor manera.

Lo perjudicial de emular un ciclo Atkinson mediante el retraso o avance de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas es que existe un trabajo de bombeo que es desperdiciado, porque luego de que la mezcla fresca ha sido admitida parte de esta es regresada de nuevo al múltiple de admisión. Lo ideal sería poder aislar la expansión de la compresión de forma definitiva, sin embargo lograr esto no es fácil.

Figura 16: Diagrama de la eficiencia termodinámica versus la razón entre la relación de compresión y la relación de expansión. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988).



El trabajo indicado por ciclo, para un motor con sobre expansión, se expresaría como:

$$W_{c,i} = m[(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1) - p_1(v_4 - v_1)] \quad (46)$$

Las relaciones isentrópicas de los procesos 1-2 y 3-4 serían:

$$\frac{T_2}{T_1} = r_c^{\gamma-1} \quad y \quad \frac{T_3}{T_4} = r_e^{\gamma-1} \quad (47)$$

La expresión para la eficiencia termodinámica luego de realizar los reemplazos correspondientes es:

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{(rr_c)^{\gamma-1}} \left\{ 1 + \frac{c_v T_1}{Q^*} r_c^{\gamma-1} [1 - \gamma r^{\gamma-1} + (\gamma - 1)r^\gamma] \right\} \quad (48)$$

Dónde $r = \frac{r_e}{r_c}$ y $Q^* = \frac{m_f Q_{LHV}}{m}$

2.Estado del Arte

En el estado del arte de expondrán algunas patentes que están relacionadas con el aprovechamiento de los gases de escape en los motores de combustión interna o con el mejoramiento de la eficiencia global de los motores tanto de 2 como de 4 tiempos. La escasez de trabajos académicos recientes relacionados con el motor de 5 tiempos ha conducido a que una revisión de patentes represente la mejor aproximación al estado del arte.

1.12 Patentes relacionadas

En la presente revisión de antecedentes se exploran patentes de una alternativa hasta ahora poco estudiada, enfocada en la maximización de la eficiencia de los motores de 4 tiempos. Esta alternativa poco extendida corresponde a los motores de 5 y 6 tiempos, los cuales tienen un objetivo en común, desligar la relación de compresión de la relación de expansión.

La revisión de antecedentes se orienta en la consulta de patentes relacionadas con este tipo de motores, puesto que aún artículos y estudios de mayor profundidad son inexistentes o no son de fácil acceso. La búsqueda se limita a las patentes expedidas desde el año 1980 hasta la actualidad. El estado del arte está actualmente respaldado por las patentes más recientes.

En cada una de las patente los inventores realizan una revisión de antecedentes que pueden ser consultadas para nutrir la presente revisión del estado del arte.

A continuación se muestra una tabla resumen de las patentes más recientes sobre motores de 5 y 6 tiempos, así como de temas afines:

Tabla 2: Tabla resumen patentes.

	N° PATENTE	TITULO	INVENTOR(ES)	FECHA PUBLICACIÓN PATENTE
1	EP 2053214A1	6-cycle engine with regenerator	Ooyama, Kazuo Shinjuku-Ku	2009
2	EP 2 320 048 A1	Internal combustion engine with a single crankshaft and having opposed	Hofbauer, Peter, Prof. Dr.	2011

	N° PATENTE	TITULO	INVENTOR(ES)	FECHA PUBLICACIÓN PATENTE
		cylinders with opposed pistons		
3	US 4,289,097	Six-cycle engine	Charles P. Ward	1981
4	US 4,917,054	Six-stroke internal combustion engine	Gerhard B. Schmitz	1990
5	US 5,072,589	Internal combustion engine having multiple expansion and compression	Gerhard Schmitz	1991
6	US 5,265,564	Reciprocating piston engine with pumping and power cylinders	Glen A. Dullaway	1993
7	US 5,542,382	Dual compression and dual expansion internal combustion engine and method therefor	John M. Clarke	1996
8	US 5,732,677	Internal combustion engine with eight stroke operating cycle	Arthur C. Baca	1998
9	US 6,553,977 B2	Five-stroke internal combustion engine	Gerhard Schmitz	2003
10	US 6,776,144 B1	Five stroke internal combustion engine	Lennox G. Newman	2004
11	US 7,255,070 B2	Internal combustion engine	Peter Hofbauer	2007
12	US 7,516,723 B2	Double piston cycle engine	Benjamin H. Tour	2009

	N° PATENTE	TITULO	INVENTOR(ES)	FECHA PUBLICACIÓN PATENTE
13	US 7,673,596 B2	Six-cycle internal combustion engine	M. Jeffrey Bonner	2010
14	US 7,937,943 B2	Heat engines	Yiding Cao	2011
15	US 8,256,390 B1	Six-cycle internal combustion engine	M. Jeffrey Bonner	2012

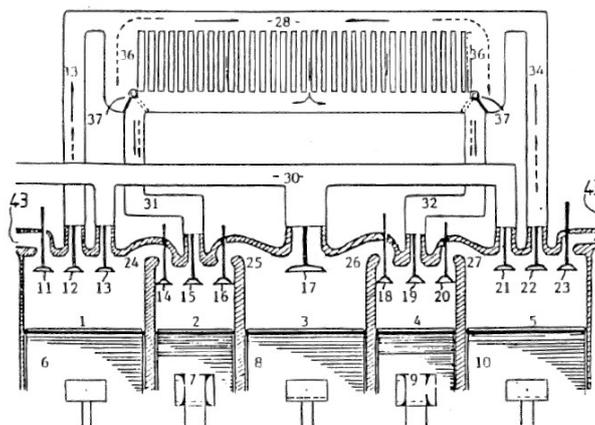
Todas las patentes anteriormente citadas se relacionan con los motores de 5 tiempos, sin embargo, existen entre ellas patentes cuya afinidad es aún mayor y cuyos inventos serán brevemente explicados a continuación.

De los inventores que se relacionan con los motores de más de 4 tiempos, Gerhard Schmitz es uno de los más prolíficos (actualmente tiene 3 patentes relacionadas con el tema de los motores de 5 y 6 tiempos), por esta razón se empezará explicando el funcionamiento de sus inventos.

1.12.1 Motor de combustión interna de 6 tiempos (PATENTE US 4,917,054)

El motor propuesto consta de un mínimo de 5 cilindros, cada uno con su respectivo pistón. Este motor requiere además de un intercambiador de calor para enfriar la mezcla aire-combustible luego de la carrera de compresión y de esta forma mejorar la eficiencia volumétrica. A continuación se muestra un diagrama general del motor:

Figura 17: Motor combustión interna de 6 tiempos. Fuente: PATENTE US 4.917.054

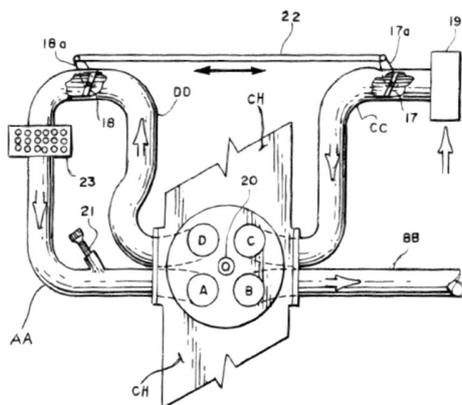


El pistón -1- es el encargado de realizar la carrera de admisión en su movimiento descendente, posteriormente durante su movimiento ascendente comprime la mezcla aire-combustible mientras la hace pasar a través del intercambiador de calor -28-. Una vez la mezcla se ha enfriado entra al pistón -2-, el cual en su movimiento ascendente realiza una segunda compresión. La ventaja de tener dos compresiones separadas es que garantiza una relación de compresión mucho más elevada, con menor gasto energético, si se incluye una fase intermedia de extracción de calor. Una vez el pistón llega al punto muerto superior (PMS) se da la ignición del combustible y comienza la carrera de potencia, la cual empuja el pistón -2- hacia abajo mientras se expanden los gases de la combustión. Consecutivamente cuando el pistón comienza su movimiento ascendente, la válvula -16- se abre para dar paso a los gases aún calientes y a alta presión, para que continúen expandiéndose en el pistón -8-, el cual desciende ayudado por la expansión de los gases. El pistón -8- en su movimiento ascendente expulsa los gases de escape a través de la válvula -17-. El pistón -5- es homologa al pistón -1- y el pistón 4 al -2-.

1.12.2 Motor de combustión interna de 6 ciclos (PATENTE US 7,673,596 B2 Y US 8,256,390 B1)

Este motor es también de 6 tiempos, pero a diferencia del motor propuesto por Schmitz que realiza una carrera de potencia por cada 2 vueltas del cigüeñal, este ejecuta una carrera de potencia cada 3 vueltas del cigüeñal.

Figura 18: Motor de combustión interna de 6 ciclos. Fuente: PATENTE US 7.673.596 B2 y US 8.256.390 B1



En este motor, el pistón en su movimiento descendente realiza la admisión, la mezcla aire-combustible ingresa al cilindro a través de la válvula C, al llegar al punto muerto inferior (PMI), la válvula C se cierra y la válvula D se abre. El pistón en su movimiento ascendente empuja la mezcla a través de la válvula D y del conducto DD, el cual conduce la mezcla hasta el intercambiador de calor -23-. Posteriormente cuando el pistón comienza de nuevo su movimiento descendente, admite mezcla de aire-combustible, pero esta vez a través de la válvula A. Seguidamente el pistón comienza la carrera de compresión, fase en la cual todas las válvulas se encuentran cerradas. Al llegar al PMS la mezcla se inflama, empujando el pistón hacia abajo. Al llegar al PMI se abre la válvula B y el motor comienza la carrera de escape, expulsando los gases de combustión a través del conducto BB.

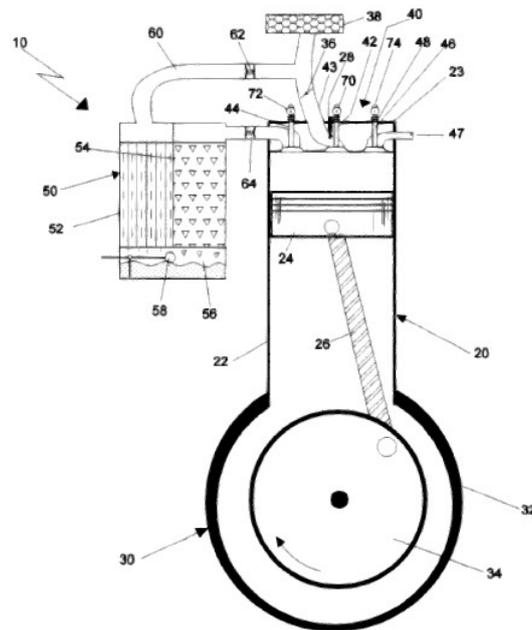
A comparación del motor de Schmitz este presenta un diseño más compacto, puesto que las funciones de 3 pistones se reducen a uno solo, pero también tiene desventajas. Las desventajas están asociadas a la potencia que podrá entregar el motor, pues será un motor con menor densidad energética al entregar potencia únicamente 1 vez cada 3 revoluciones del cigüeñal.

Otro motor que sigue una tendencia similar, aunque más influenciada por el conocido ciclo termodinámico Atkinson, es el motor inventado por Lennox G. Newman.

1.12.3 Motor de combustión interna de 5 tiempos (PATENTE US 6,776,144 B1)

Este motor basa su concepto en el ciclo Atkinson, el cual diferencia la carrera de compresión de la carrera de expansión, siendo esta última más larga y permitiendo, por consiguiente, que los gases de combustión realicen más trabajo antes de ser expulsados al ambiente. Pero esta diferenciación se logra sin necesidad de incorporar un pistón adicional para que los gases se expandan.

Figura 19: Motor de combustión interna de 5 tiempos. Fuente: PATENTE US 6.776.144 B1



En este motor el pistón realiza la admisión durante su movimiento descendente mientras la válvula -42- permanece abierta, al llegar al PMI la válvula -42- se cierra y la válvula -44- se abre permitiendo que parte de la mezcla sea expulsada fuera del cilindro hacia un condensador de combustible, en donde se separa el combustible presente en la mezcla el cual se retorna al tanque, mientras que los vapores que no pudieron ser condensados se inyectan directamente al múltiple de admisión para ser aspirados al inicio del próximo ciclo. La válvula -44- se cierra aproximadamente cuando el pistón se encuentra en el punto intermedio entre el PMI y el PMS, en este momento inicia la carrera de compresión la cual se realiza con todas las válvulas cerradas. Al llegar al PMS la mezcla es inflamada y los gases se expanden empujando el pistón hacia su PMI, esta es la carrera de potencia o de trabajo útil. Al llegar al PMI la válvula de escape -46- se abre para permitir que el pistón en su movimiento ascendente expulse los gases de escape.

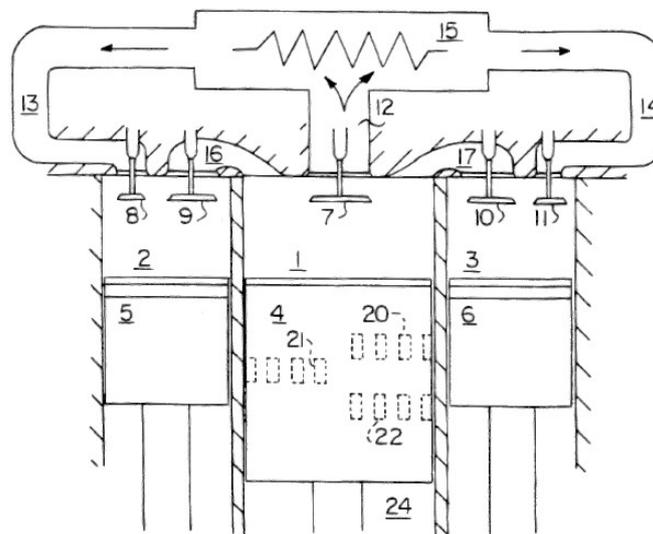
La ventaja de este motor es que permite que los gases realicen un proceso de expansión superior sin necesidad de recurrir a pistones o dispositivos adicionales, pero la principal desventaja radica en que un cilindro de gran tamaño realizaría un trabajo equivalente a un cilindro mucho más pequeño operando en un ciclo Otto tradicional. Actualmente muchos motores que operan teóricamente en ciclo Otto, operan realmente como un ciclo Atkinson para estados de carga bajos y medios, debido a la gestión que se realiza en las válvulas, esto se logra mediante los sistemas de apertura y cierre de válvulas variables.

Existe otro modelo para los motores de 5 tiempos propuesto por Gerard Schmitz.

1.12.4 Motor de combustión interna con múltiples etapas de compresión y expansión (PATENTE US 5,072,589)

En este motor se requieren como mínimo 3 cilindros con sus respectivos pistones. Dos de los cilindros (ubicados en los extremos del cigüeñal) trabajan a alta presión siguiendo un ciclo termodinámico tradicional de 4 tiempos de encendido por chispa (ciclo Otto), mientras que el cilindro central trabaja en un ciclo de 2 tiempos. Lo interesante de este motor es que recopila todas las bondades vistas en los modelos anteriores.

Figura 20: Motor de combustión interna con múltiples etapas de compresión y expansión. Fuente: PATENTE US 5.072.589



Para explicar el funcionamiento de este motor, se iniciará considerando que los pistones externos se encuentran en un movimiento ascendente, mientras que el pistón central está descendiendo, en esta etapa el cilindro del extremo izquierdo se encuentra en la carrera de escape, expulsando los gases de la combustión anterior para que se expandan en el pistón central, el paso de estos gases de un pistón a otro se da a través de la válvula -9-. A medida que los gases entran al cilindro central y realizan trabajo obligan al pistón a descender. Al abrirse los puertos de escape -20- los gases de combustión escapan al exterior dada la diferencia de presiones, además de ser barridos por la mezcla fresca de aire-combustible que entra al cilindro central cuando el pistón descende hasta el PMI descubriendo los puertos de admisión -21- y -22-. Posteriormente el pistón central comienza un movimiento ascendente realizando la primera compresión de la mezcla fresca recién admitida, la cual en un punto cercano al PMS pasará a través de la válvula -7- la cual se abrirá permitiendo que los gases circulen a través del intercambiador de calor, lo cual reduce la temperatura de los

mismos y por lo tanto su volumen, contribuyendo a aumentar la eficiencia volumétrica y a disminuir el trabajo de compresión. Luego de pasar por el intercambiador de calor la mezcla fresca se dirige hacia el cilindro lateral derecho, el cual para este entonces se encontrará en un movimiento descendente, permitiéndole admitir la mezcla fresca a través de la válvula -11-, al llegar al PMI tanto la válvula -10- como la -11- correspondientes al cilindro de alta presión derecho se encontrarán cerradas, por lo tanto se iniciará la segunda etapa de compresión de la mezcla de aire-combustible. Al llegar al PMS la mezcla se inflará, los gases se expandirán empujando el pistón -6- hacia abajo realizando la primera etapa de trabajo útil, al llegar al PMI la válvula de transferencia -10- se abrirá permitiendo expulsar los gases de combustión hacia el cilindro central, donde se expandirán adicionalmente, comenzando de nuevo el ciclo.

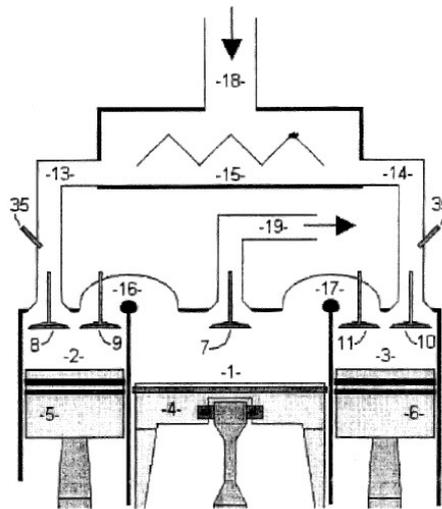
Este modelo es realmente muy interesante, pero tiene particularmente un inconveniente, el cual está relacionado con la expulsión de los gases de escape a través de los puertos del cilindro central. La expansión en el cilindro de baja presión sería incompleta, lo cual afectaría el desempeño del motor en altos estados de carga donde se requiere la máxima potencia y por lo tanto un completo llenado de los cilindros de alta presión de mezcla fresca, con una mínima cantidad de gases residuales.

Gerard Schmitz planteó entonces una nueva versión para su motor de 5 tiempos, donde básicamente prescinde de los puertos de admisión y escape en la camisa del cilindro central sustituyéndolos por válvulas, de esta forma se obtiene un vaciado más completo de los gases de escape luego de la segunda expansión.

1.12.5 Motor de combustión interna de 5 tiempos (PATENTE US 6,553,977 B2)

En este motor se mantiene el concepto de los 2 cilindros de alta presión trabajando en 4 tiempos, mientras existe un cilindro central de baja presión que trabaja en 2 tiempos. La principal diferencia entre ambos motores consiste en que el cilindro central descarta los puertos en la camisa del cilindro, sustituyéndolos por válvulas convencionales, lo cual garantiza vaciado completo de los gases de escape.

Figura 21: Motor de combustión interna de 5 tiempos. Fuente: PATENTE US 6.553.977 B2



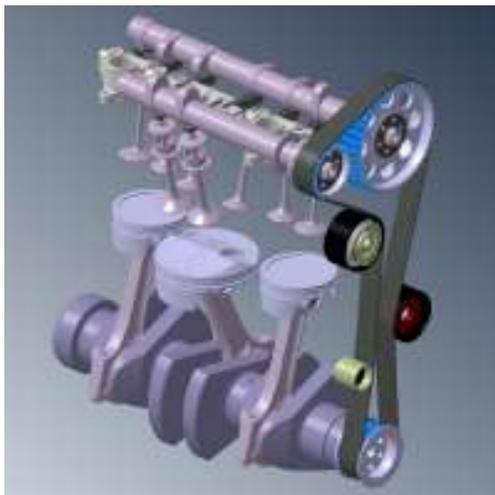
Entender el funcionamiento de este motor es mucho más sencillo. Básicamente los cilindros de los extremos trabajan en 4 tiempos y son considerados los cilindros de alta presión. Ellos admiten aire de la atmósfera, aire que pasa antes por un intercambiador de calor (intercooler) para reducir la temperatura del mismo, esto aplica cuando se tiene una admisión forzada. Luego de reducirse la temperatura al aire, este se mezcla con el combustible y pasa directamente a través de la válvula -8-, para el caso del cilindro izquierdo, el pistón -5- se encuentra en un movimiento descendente mientras admite la mezcla, posteriormente las válvulas -8- y -9-, correspondientes al cilindro izquierdo, se encuentran cerradas permitiendo la etapa de compresión. Al llegar al PMS la mezcla se inflama mediante una bujía, lo cual aumenta rápidamente la presión y la temperatura al interior de la cámara de combustión empujando el pistón -5- hacia el PMI. Al llegar al PMI la válvula de transferencia -9- se abre permitiendo a los gases continuar su proceso de expansión en el cilindro central de baja presión, el cual desciende ayudado por el trabajo entregado por los gases, seguidamente el pistón central -1- alcanzará el PMI, momento en el cual la válvula de escape -7- se abrirá permitiendo a los gases escapar hacia el exterior.

El pistón -6- realiza un trabajo homólogo al pistón -5-, la única diferencia es que los dos se encuentran desfasados, mientras el pistón -5- está en la fase de admisión el pistón -6- está en la fase de expansión, esto permite una entrega de potencia mucho más uniforme.

De todos los motores anteriormente descritos, este modelo es el que mayor acogida industrial ha tenido. El fabricante y preparador de motores de competición suizo Ilmor, hizo uso de esta patente para construir un prototipo. El prototipo ha mostrado un desempeño muy prometedor, gracias a unas cifras de potencia específica y de consumo específico de combustible excelentes (ILMOR Engineering Ltd, 2011).

Una de las ventajas de este motor, es que gracias a la segunda etapa de expansión es posible tener una relación de compresión más baja, permitiendo sobrecargar el motor a mayores presiones, aumentando por lo tanto la densidad energética del motor.

Figura 22: Prototipo motor 5 tiempos. Fuente: Ilmor Engineering; http://www.ilmor.co.uk/concept_5-stroke_1.php



El único inconveniente del motor radica en la necesidad de tener un cilindro de tamaño superior trabajando a baja presión, cuando se podría trabajar en un diseño más compacto conservando el concepto de la doble etapa de expansión.

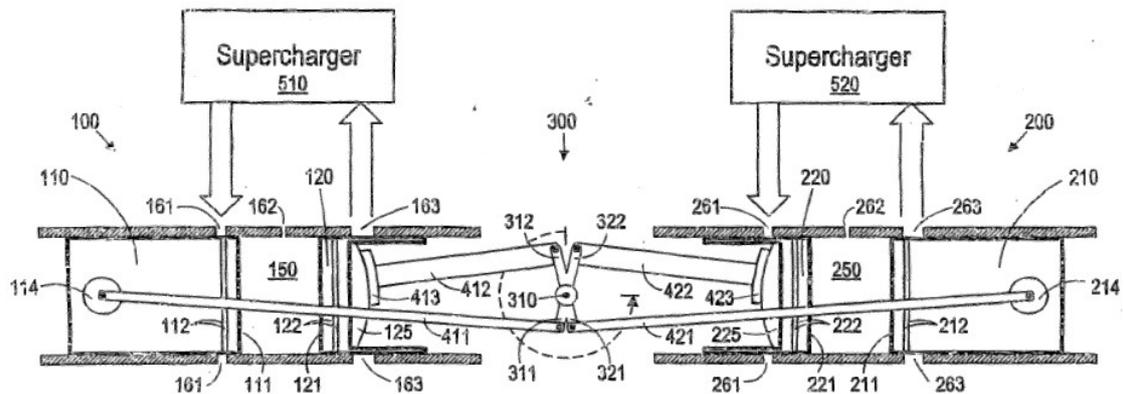
Una forma de optimizar este diseño y de hacerlo más compacto nace de los motores de cilindros opuestos, un digno representante de este concepto es un interesante motor de 2 tiempos desarrollado por el ingeniero Peter Hofbauer.

1.12.6 Motor de combustión interna con un solo cigüeñal y cilindros opuestos (PATENTE EP 2 320 048 A1)

Este motor muestra un diseño muy interesante por ser muy compacto, su diseño de basa en tener dos cilindros, con 2 pistones independientes dentro de cada cilindro. Dichos pistones se encuentran enfrentados y tienen un movimiento opuesto, permitiéndoles en la fase de compresión acercarse los dos para convertir el volumen entre las dos caras de los pistones en la cámara de combustión. De esta forma se logra tener un motor con un rendimiento equivalente a un motor de 4 cilindros, pero con el tamaño de un motor de 2 cilindros. Para el caso particular del motor propuesto por Hofbauer, el cual trabaja en un ciclo de 2 tiempos, es interesante observar cómo se

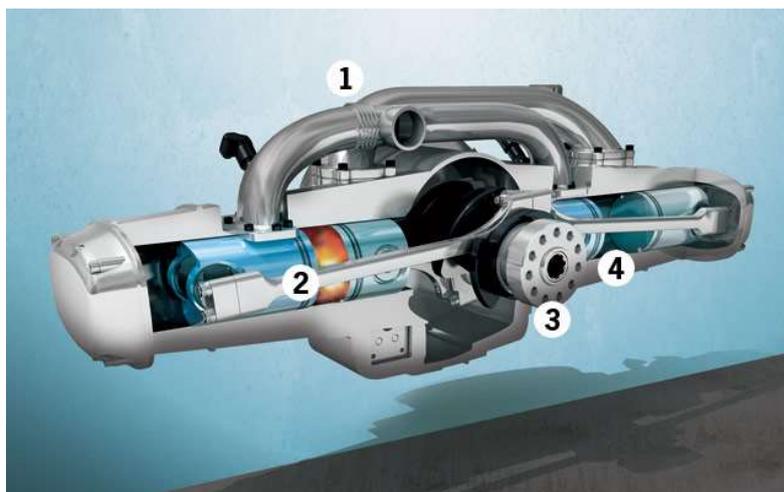
utiliza la tecnología de la inyección directa de combustible con los motores de 2 tiempos, pudiendo controlar las emisiones contaminantes como los hidrocarburos sin quemar.

Figura 23: Motor de combustión interna con un solo cigüeñal y cilindros opuestos. Fuente: PATENTE EP 3 320 048 A1



Otro modelo interesante de motor trabajando con cilindros opuestos es el propuesto por el inventor Benjamin H. Tour. Este diseño resulta muy atractivo pues convierte un motor de 4 tiempos en un motor de 2 tiempos, al desarrollar una carrera de potencia por cada giro del cigüeñal.

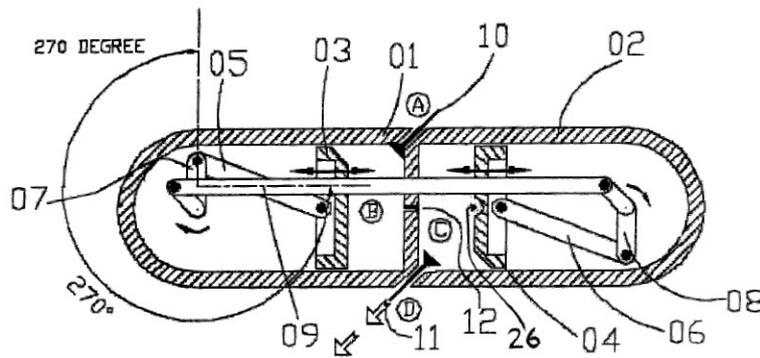
Figura 24: Motor 2 tiempos. Fuente: <http://www.popularmechanics.com/cars/news/industry/the-lighter-better-more-efficient-two-stroke-engine>



1.12.7 Motor de doble pistón (PATENTE US 7,516,723 B2)

La característica más relevante de este motor es que logra convertir un diseño tradicional de motor de 4 tiempos para que funcione como un motor de 2 tiempos, al realizar una carrera de potencia por cada giro del cigüeñal. Esto lo consigue creando un motor de 2 cilindros opuestos, y térmicamente aislados, únicamente comunicados a través de una válvula de transferencia -12-. De esta forma las funciones de admisión y compresión se independizan de las funciones de expansión y escape. El pistón izquierdo B realiza la admisión de la mezcla de aire-combustible a través de la válvula A, posteriormente comprime la mezcla, cuando esto sucede la válvula de transferencia -12- se abre permitiendo a la mezcla comprimida ocupar el volumen de la cámara de combustión al lado del pistón derecho, a continuación la válvula de transferencia se cierra y la bujía enciende la mezcla, la cual se expande empujando el pistón derecho, el cual luego expulsará los gases de escape a través de la válvula D.

Figura 25: Motor de doble pistón. Fuente: PATENTE US 7.516.723 B2



El principal inconveniente de este motor radica en el hecho de que la válvula de transferencia necesita abrirse y cerrarse en un lapso de tiempo demasiado pequeño, lo cual hace inviable este motor para velocidades de giro altas. Además para un tamaño de motor similar podría tenerse 2 pistones operando en 4 tiempos cada uno, lo que permitiría tener en conjunto una carrera de potencia por cada giro del cigüeñal, sin embargo, el concepto no deja de ser ingenioso e interesante.

3. Metodología

En la metodología se exponen los procedimientos y métodos que se utilizaron durante la realización del presente trabajo. Inicialmente se comenta la forma y las expresiones matemáticas que se utilizaron en el desarrollo de la simulación cero-dimensional del motor de 4 y 5 tiempos, así como algunas ecuaciones que no fueron abordadas con la suficiente profundidad en el marco teórico y que son de utilidad para el post-procesamiento de los datos experimentales y el análisis de resultados. Consecutivamente se explica el proceso de adaptación del banco de pruebas y la matriz experimental diseñada para la recolección de los datos experimentales.

1.13 Resumen de las expresiones matemáticas empleadas en la simulación (modelo cero dimensional) y en el post-procesamiento de los datos experimentales.

Para realizar la simulación de la eficiencia del ciclo de un motor de 4 y 5 tiempos, se seleccionó el software EES (Engineering Equation Solver) como la herramienta más adecuada debido a su sencillez al momento de programar, a las librerías de propiedades termodinámicas y al conocimiento previo que se tiene de este software.

La eficiencia global de un motor de 4 tiempos de encendido por chispa está definida como:

$$\eta_f = \frac{BP}{\dot{m}_f \times Q_{LHV}} \quad (49)$$

El término del numerador se refiere a la potencia entregada por el motor (Brake Power), mientras el término del denominador hace referencia a la energía química suministrada a través del combustible, siendo \dot{m}_f el consumo de combustible y Q_{LHV} el poder calorífico inferior del combustible.

El término del numerador se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$BP = \frac{BMEP \times V_d \times N \times K}{2} \quad (50)$$

Donde BMEP (Brake Mean Especific Pressure) es la presión media efectiva dentro del cilindro, V_d es el volumen desplazado por el pistón en su recorrido desde el PMS hasta el PMI, N es la velocidad de giro a la cual está operando el motor y K es el número de cilindros.

Para el cálculo del BMEP se utiliza la siguiente expresión:

$$BMEP = IMEP - PMEP - RFMEP - AMEP \quad (51)$$

Donde IMEP hace referencia a la presión promedio en el interior del cilindro, PMEP representa las pérdidas debidas al trabajo de bombeo, RFMEP son las pérdidas por fricción existente entre los elementos mecánicos y AMEP son las pérdidas de potencia debidas a accesorios que están conectados al motor.

Para el cálculo de IMEP se hace uso de la siguiente ecuación:

$$IMEP = \frac{\dot{m}_f \times Q_{LHV} \times \eta_f}{V_d} \quad (52)$$

La eficiencia del ciclo termodinámico se calcula:

$$\eta_f = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (53)$$

Donde r_c es la relación de compresión, es decir, el cociente entre el volumen total del cilindro cuando el pistón se encuentre en el PMI y el volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS. La constante k es el coeficiente politrópico, para procesos de compresión y expansión isentrópicos k es la relación entre los calores específicos del fluido de trabajo.

PMEP se calcula mediante la expresión:

$$PMEP = P_e - P_i \quad (54)$$

PMEP representa el trabajo de frontera realizado por el pistón durante la carrera de admisión y escape.

La potencia perdida por fricción se calcula mediante algunas expresiones desarrolladas a partir de datos experimentales como es el caso del modelo PNH propuesto inicialmente por Patton, Nitschke y Heywood (Nitschke, 1987). Modelo que ha sido recientemente actualizado por Sandoval (Sandoval, 2002) y adaptada para motores de baja cilindrada por Singh (Singh, 2013).

Las expresiones para los modelos de fricción mencionados son:

PNH-Motores pequeños

$$CFMEP = (1,22E5) \left(\frac{D_b}{B^2 S n_c} \right) + (3,03E - 4) \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + (1,35E - 10) \left(\frac{D_b^2 N^2 n_b}{n_c} \right) \quad (55)$$

$$RFMEP = 294 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{S_p L_s}{B^2} \right) + (4,06E4) \left(1 + \frac{1000}{N} \right) \frac{1}{B^2} + (3,03E - 4) \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + 6,89 \frac{P_i}{P_a} [0,088r_c + 0,182r_c^{(1,33-KS_p)}] \quad (56)$$

$$VFMEP = 244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{N n_b}{B^2 S n_c} \right) + (1,81E - 2) \left(1 + \frac{1000}{N} \right) \frac{KL_v n_v}{V_d} + 0,5 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{L_v^{1,5} N^{0,5} n_v}{B S n_c} \right) + \left(1 + \frac{1000}{N} \right) \frac{KL_v^2 n_v}{V_d} \quad (57)$$

$$AFMEP = 5,06 + 0,00000145N^2 \quad (58)$$

PNH-Sandoval

$$CFMEP = (1,22E5) \left(\frac{D_b}{B^2 S n_c} \right) + (3,03E - 4) \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) + (1,35E - 10) \left(\frac{D_b^2 N^2 n_b}{n_c} \right) \quad (59)$$

$$\begin{aligned}
 RFMEP = & 294 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{S_p}{B} \right) + (4,06E4) \left(\frac{F_t}{F_{t0}} C_r \right) \left(1 + \frac{500}{N} \right) \frac{1}{B^2} + (3,03E \\
 & - 4) \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{ND_b^3 L_b n_b}{B^2 S n_c} \right) \\
 & + 6,89 \frac{P_i}{P_a} \left[0,088 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} r_c + 0,182 \left(\frac{F_t}{F_{t0}} \right) r_c^{(1,33-2KSp)} \right]
 \end{aligned} \tag{60}$$

$$\begin{aligned}
 VFMEP = & 244 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{N n_b}{B^2 S n_c} \right) + C_{ff} \left(1 + \frac{500}{N} \right) \frac{n_v}{S n_c} + C_{rf} \left(\frac{N n_v}{S n_c} \right) \\
 & + C_{oh} \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0}} \left(\frac{L_v^{1,5} N^{0,5} n_v}{B S n_c} \right) + C_{om} \left(1 + \frac{500}{N} \right) \frac{L_v n_v}{S n_c}
 \end{aligned} \tag{61}$$

$$AFMEP = 6,23 + (5,22E - 3)N - (1,79E - 7)N^2 \tag{62}$$

Existen algunas expresiones para calcular las pérdidas totales por fricción, aunque no son tan precisas permiten tener una primera y rápida aproximación.

Una de estas expresiones es la siguiente (Heywood, 1988):

$$FMEP = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2 \tag{63}$$

Finalmente para calcular el flujo másico presente en la ecuación:

$$\eta_f = \frac{BP}{\dot{m}_f \times Q_{LHV}} \tag{64}$$

Se hace necesario utilizar la siguiente expresión:

$$\dot{m}_f = \frac{V_d \times N \times K \times n_v}{2 \times \left(\frac{A}{F} + 1 \right)} \tag{65}$$

La eficiencia volumétrica se puede aproximar con la expresión:

$$\eta_v = (r_c - 1)/r_c \tag{66}$$

Para incluir las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes del cilindro se puede utilizar la siguiente relación:

$$\dot{Q}_s = \left\{ 2,43 \times v_p^{1/3} \times (p \times T)^{1/2} \times \{T - T_s\} \right\} A_s \quad (67)$$

Donde v_p es la velocidad promedio del pistón en [m/s], p es la presión instantánea en el cilindro en [bar], T es la temperatura instantánea al interior del cilindro en [K], T_s es la temperatura promedio de la superficie en [K] y A_s es el área instantánea de la superficie en [m²]. Otros modelos de transferencia de calor como el propuesto por Woschni se describirán más adelante en el análisis de resultados.

El calor perdido a través de las paredes afectará directamente el valor de IMEP de acuerdo a la siguiente relación:

$$IMEP = \frac{(\dot{m}_f \times Q_{LHV} \times \eta_f) - \dot{Q}_s}{V_d} \quad (68)$$

1.14 Cálculo parámetros

Para calcular la eficiencia global y los factores de emisión del motor de 5 tiempos, del banco de pruebas, se deben medir las siguientes variables:

- Revoluciones por minuto [rpm].
- Estado de carga del motor (Potencia / Torque) [%Potencia].
- Consumo combustible [ml/seg].
- Consumo aire [lt/seg].
- Concentraciones especies en los gases de escape [% v/v o ppm v/v].
- Temperatura gases de escape [°C].
- Presión al interior del cilindro [mbar].

Los parámetros medidos permiten calcular:

- Eficiencia combustión.
- Eficiencia mecánica.
- Eficiencia térmica.
- Eficiencia global.
- Presión media indicada (IMEP) [kPa].
- Presión media al freno (BMEP)[kPa] .
- Presión media de fricción (FMEP) [kPa].
- Potencia indicada [Watts].
- Potencia al freno [Watts].

- Potencia por fricción [Watts].
- Consumo específico de combustible [gr/kWh].
- Relación de equivalencia.
- Factores de emisión [gr/kWh].

A continuación se enuncian las ecuaciones empleadas para el cálculo de cada uno de estos parámetros.

1.14.1 Eficiencia combustión

La eficiencia de la combustión se obtiene conociendo el poder calorífico inferior del combustible, las concentraciones de las especies mayores en los gases de escape y la masa de combustible consumida. Para su cálculo se utiliza la siguiente relación:

$$\eta_c = \frac{H_R(T_A) - H_P(T_A)}{m_f Q_{HV}} \quad (69)$$

$$[H_R(T_A) - H_P(T_A)] = m \left(\sum_{i, \text{Reactantes}} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^\circ - \sum_{i, \text{Productos}} n_i \Delta \tilde{h}_{f,i}^\circ \right) \quad (70)$$

1.14.2 Eficiencia mecánica

La eficiencia mecánica se define como la relación entre la potencia al freno y la potencia indicada total, la expresión para calcularla es.

$$\eta_m = \frac{BP}{IP_{gross}} = 1 - \frac{FP}{IP_{gross}} \quad (71)$$

“Gross” hace referencia a que únicamente se tiene en cuenta a la potencia neta de la carrera de compresión y expansión.

1.14.3 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica relaciona la cantidad de energía liberada en la combustión, con el trabajo realizado por los gases sobre el pistón. La expresión para su cálculo es:

$$\eta_t = \frac{W_c}{H_R(T_A) - H_P(T_A)} = \frac{W_c}{\eta_c * m_f * Q_{HV}} \quad (72)$$

Dónde:

$$W_C = \frac{P * n_R}{N} \quad (73)$$

W_C es el trabajo por ciclo, y P puede ser la potencia indicada o al freno dependiendo si se desea calcular el trabajo indicado o al freno.

1.14.4 Eficiencia global

La eficiencia global de un motor representa la capacidad que este tiene al momento de convertir la energía química del combustible en energía mecánica útil. Para el cálculo teórico de la potencia indicada de un motor se utiliza la eficiencia global, mientras para el cálculo de la potencia al freno de un motor se utiliza el producto de la eficiencia global y la eficiencia mecánica.

$$\eta_f = \frac{W_C}{m_f * Q_{HV}} = \eta_c * \eta_t \quad (74)$$

1.14.5 Presión media indicada

El IMEP se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$IMEP = \frac{\dot{m}_f * Q_{LHV} * \eta_f}{V_d} \quad (75)$$

1.14.6 Presión media al freno

La presión media al freno es la razón entre la potencia al freno y el desplazamiento del motor.

$$BMEP = \frac{BP * n_R}{V_d * N} \quad (76)$$

1.14.7 Presión media de fricción

Existen algunas expresiones experimentales para estimar las pérdidas por fricción, así como algunas técnicas: Direct motoring test, Willans line (únicamente útil en motores de encendido por compresión, debido a que en la mayoría de motores de encendido por chispa la cantidad de aire varía en función del estado de carga) y Morse test. Sin embargo, el método más confiable para determinar las pérdidas totales por fricción es a partir de la medición del IMEP y el BMEP.

$$\begin{aligned}
 IMEP_{gross} &= IMEP_{net} + PMEP \\
 TFMEP &= PMEP + RFMEP + AMEP \\
 BMEP &= IMEP_{gross} - TFMEP \\
 BMEP &= IMEP_{net} - RFMEP - AMEP
 \end{aligned}
 \tag{77}$$

Dónde:

- PMEP son las pérdidas por bombeo.
- TFMEP son las pérdidas totales por fricción.
- RFMEP son las pérdidas por fricción/rozamiento entre partes adyacentes.
- AMEP son las pérdidas ocasionadas por los accesorios acoplados al motor.

1.14.8 Potencia indicada

La potencia indicada se computa a partir de los datos registrados por el sensor de presión ubicado en la cámara de combustión, mientras el volumen desplazado por el pistón se estima a partir del ángulo de giro del cigüeñal.

La expresión que relaciona el trabajo indicado con la potencia indicada es:

$$IP = IMEP * V_d * \frac{N}{n_R} \tag{78}$$

1.14.9 Potencia al freno

La potencia al freno puede obtenerse de varias maneras, por ejemplo como se ha discutido en el marco teórico. Sin embargo considerando los equipos de medición empleados, la expresión para calcular la potencia al freno es:

$$BP = V * I \tag{79}$$

Donde V es el voltaje entregado al banco de resistencias, e I es la corriente disipada en el mismo. La potencia al freno en este caso es igual a la potencia eléctrica entregada por el generador.

1.14.10 Potencia por fricción

La potencia consumida debido a las pérdidas por fricción se calcula a partir del TFMEP calculado anteriormente, así:

$$FP = TFMEP * V_d * \frac{N}{n_R} \tag{80}$$

1.14.11 Consumo específico de combustible (BSFC)

El consumo específico de combustible se calcula mediante la siguiente expresión:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (81)$$

1.14.12 Relación de equivalencia

La relación de equivalencia guarda una relación directa con la relación aire-combustible:

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (82)$$

$$\lambda = \frac{A/F_{Real}}{A/F_{Estequiometrica}} \quad (83)$$

1.14.13 Factores de emisión específicos

Los factores de emisión para cada especie se calculan mediante la relación entre la masa emitida del contaminante y la potencia generada por el motor, así:

$$BSX = \frac{\dot{m}_X}{P} \quad (84)$$

1.15 Descripción banco de pruebas

El banco de pruebas consta de una estructura metálica rígida, en la cual se acoplan dos motores mono cilíndricos. En el diseño propuesto se necesita que uno de los motores opere en un ciclo Otto tradicional (cilindro alta presión), mientras el otro motor actúa únicamente como pistón de expansión (cilindro baja presión), es decir, en este motor no existe combustión, tampoco existen carreras de admisión o compresión.

Los motores se encuentran unidos mediante un sistema de catarinas (sprockets) y cadena. Este sistema de acople permite variar la velocidad de giro entre el motor de combustión y el motor de expansión.

Por tratarse de dos motores mono cilíndricos, donde uno trabaja en 4 tiempos mientras el otro lo hace en 2 tiempos, existe un ciclo en el cual el motor de expansión no va a generar trabajo, únicamente lo va a consumir. Este inconveniente se resuelve con una reducción 2 a 1 en el acople entre motores y mediante la modificación de la relación existente entre los piñones de distribución en el motor de expansión, para que estos tengan una relación 1 a 1. Con lo anterior se logra que las válvulas en el motor de expansión se abran luego de cada revolución y además que no se consuma trabajo cuando el motor de combustión se encuentre en las carreras de admisión y compresión. El acople entre el motor de combustión

y el motor de expansión incluye además un embrague centrífugo, el cual permite que el arranque del motor de combustión sea más sencillo.

Junto a los motores se acopla un generador eléctrico que actúa como freno. La unión es también mediante catarinas y cadenas con una relación 1 a 2, de esta forma es posible que el generador opere siempre en un rango de revoluciones adecuado para mantener su eficiencia.

La carga se varía mediante un banco de resistencias, en el cual se dispone de resistencias de 1000W y 100W, siendo el ajuste de 100W el más fino que se puede realizar.

Para la configuración 5T, los motores además de estar unidos por el cigüeñal se comunican por medio de los múltiples de escape y de admisión, es decir que los gases de escape del cilindro de alta presión ingresan directamente al cilindro de baja presión. Para esto fue necesario eliminar el carburador del motor de expansión, con el propósito de disminuir las restricciones al flujo y con ello las pérdidas.

El trabajo realizado por ciclo se calcula a partir de los datos registrados por el sensor de presión que se instala junto a la bujía, tanto para el motor de combustión como para el de expansión.

La eficiencia mecánica se calcula mediante la relación existente entre la potencia indicada y la potencia al freno.

La eficiencia volumétrica se calcula comparando el flujo volumétrico teórico, se calcula mediante el volumen desplazado y las rpm medidas, con el flujo de aire obtenido a partir del diferencial de presión generado en el tanque con boquilla calibrada y que está conectado a la admisión del cilindro de alta presión.

La eficiencia de la combustión es posible estimarla a partir de las concentraciones de los gases de escape y las entalpías de formación de los gases presentes en los humos.

El consumo de combustible se mide con un tanque aforado, cronometrándose los segundos necesarios para que se consuman 20 ml de combustible.

Los elementos que componen el banco de pruebas se muestran en la Figura 26.

Figura 26: Elementos que conforman el banco de pruebas. Fuente: Autor.

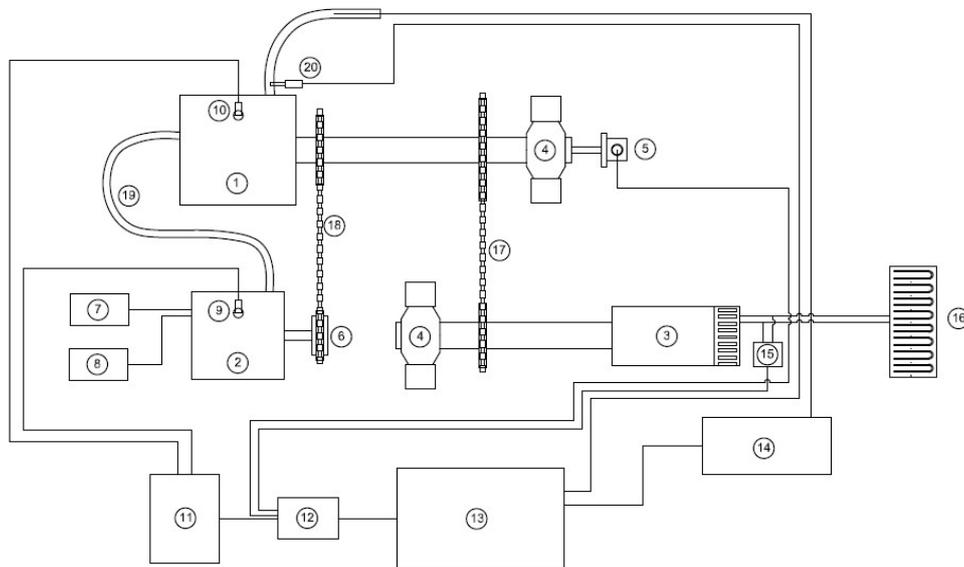


Tabla 3: Listado elementos del banco de pruebas. Fuente: Autor.

ITEM	DESCRIPCIÓN	VARIABLE
1	Motor Honda GX390 (cilindro baja presión)	NA
2	Motor Honda GX200 (cilindro alta presión)	NA
3	Generador eléctrico	NA
4	Chumaceras	NA
5	Encoder (2000 pulsos / rev)	RPM
6	Embrague centrífugo	NA
7	Medidor flujo de combustible	\dot{m}_f
8	Medidor de flujo aire	\dot{m}_{air}
9	Sensor presión (cilindro alta presión)	p
10	Sensor presión (cilindro baja presión)	p
11	Amplificador señal sensor de presión	NA
12	Tarjeta de adquisición de datos	NA
13	Computador portátil	NA
14	Analizador de gases	CO_2, CO, O_2, HC
15	Voltímetro - Amperímetro	V, I
16	Banco de resistencias	NA
17	Transmisión por cadena (1 a 2)	NA
18	Transmisión por cadena (2 a 1)	NA
19	Ducto comunicación gases de escape del cilindro de alta presión al cilindro de baja presión	NA
20	Termocupla tipo K	T
21	Sonda analizador de gases	NA

1.15.1 Descripción Combustible

El combustible empleado durante la fase experimental fue gasolina corriente oxigenada, es decir, con una mezcla al 10% en volumen de etanol (alcohol carburante). Las características del combustible se detallan en la Tabla 4 y son acordes a lo estipulado por la Resolución 447 del 14 de abril de 2003, el control de la mezcla se realiza también de acuerdo a los parámetros establecidos en esta resolución.

Tabla 4: Propiedades gasolinas oxigenadas suministradas a municipios con poblaciones superiores a los 500.000 habitantes. Fuente: Resolución 447 del 14 de abril del 2003.

Característica	Unidad	Especificación	Métodos
1 Índice Antidetonante, mínimo (1) Gasolina corriente oxigenada Gasolina extra oxigenada		84 89	D2699 y D 2700
2 Plomo, máximo	g/l	0.013	D3237 o D5059
3 RVP, máximo	kPa (psia)	65 (9.3)	D4953
4 Índice de Cierre de Vapor (ICV), máximo	KPa	124	(2)
5 Aromáticos, máximo Gasolina corriente oxigenada Gasolina extra oxigenada	% volumen % volumen	25 30	D5580 o D1319
6 Benceno, máximo Gasolina corriente oxigenada Gasolina extra oxigenada	% volumen % volumen	1.0 1.5	D5580 o D3606
7 Azufre, máximo	% en masa	0.03	D4294 o D2622
8 Corrosión al Cobre, 3h a 50°C, máximo	Clasificación	1	D130
9 Contenido de agua, máximo	% volumen	0.04	D 6422
10 Contenido de Gomas, máximo	mg/100 mL	5	D381
11 Oxígeno, máximo	% masa	3.5	D4815
12 % de etanol	%volumen	10±0.5	
13 Aditivos, mínimo (5)	% en masa	(3)	(4)
14 Estabilidad a la oxidación, mínimo	Minutos	240	D525
15 Destilación 10% volumen evaporado 50% volumen evaporado 90% volumen evaporado Punto final ebullición Residuo de la destilación, máximo	% volumen	°C Mín 70 77 121 190 225 2	Máx. D86

Se debe considerar que el poder calorífico del alcohol carburante es inferior aproximadamente en un 39% de acuerdo a las propiedades para los combustible suministradas por la Tabla D.4 del apéndice D (Heywood, 1988), al momento de valorar el rendimiento real del motor y compararlo con los datos de ficha técnica, los cuales según Honda corresponden para gasolina pura sin ploma y un RON >86. De igual forma no se realizaron ajustes al carburador (el motor se utilizó en su configuración de fábrica), por lo tanto el oxígeno adicional presente en la mezcla tendrá un efecto al momento de analizar la composición de los gases de escape.

1.15.2 Descripción Motores

Los motores empleados corresponden a motores típicamente utilizados en aplicaciones estacionarios, por lo tanto con rangos de operación fuertemente delimitados. El motor que opera en un ciclo 4 tiempos tradicional corresponde a un motor Honda GX200, y se denomina como cilindro de alta presión por existir un proceso de combustión en él. El motor modificado para operar como un híbrido entre un motor 4 tiempos y un motor 2 tiempos (Al realizar una carrera de potencia por cada revolución del cigüeñal), corresponde a un clon de un motor Honda GX390 y se denomina como cilindro de baja presión al no existir un proceso de combustión en su interior sino únicamente una expansión adicional de los gases de escape del cilindro de alta presión.

Los ajustes del motor Honda GX200 se mantuvieron de fábrica para eliminar variables, y se operó en exactamente las mismas condiciones para las pruebas realizadas para la configuración 4T y 5T.

Posteriormente al analizar las emisiones obtenidas durante las pruebas se evidencia que la operación del motor Honda GX200 puede ser optimizada con un correcto ajuste de la mezcla aire-combustible (Carburador), pues la mezcla estuvo en el rango rico durante la fase experimental, si bien esto no afecta la comparación entre la ambas configuraciones, si perjudica los valores de BSFC y los factores de emisión obtenidos.

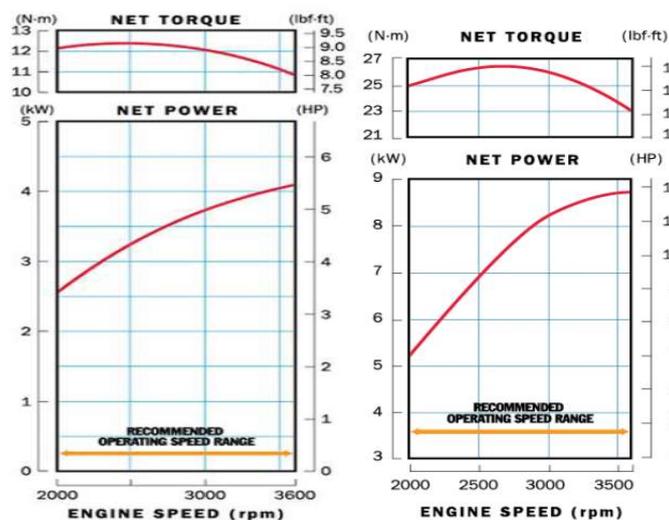
Tabla 5: Características motores empleados en la fase experimental. Fuente: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx200> y <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx390>.

Característica	Motor Honda GX200 (Cilindro alta presión)	Motor Honda GX390 (Cilindro baja presión)
Fabricante	Honda	Motor chino
Referencia	GX200	GX390 (clone)
Tipo	Enfriado por aire, 4 tiempos	Enfriado por aire, 4 tiempos
Desplazamiento	196 cm ³	389 cm ³
Número cilindros	1	1
Tipo aspiración	Natural	Natural

Característica	Motor Honda GX200 (Cilindro alta presión)	Motor Honda GX390 (Cilindro baja presión)
Diámetro y Carrera	68 X 54 mm	88 X 64 mm
Relación de compresión	8,5 a 1	8,2 a 1
Número de válvulas	2	2
Tipo distribución	OHV	OHV
Potencia máxima	5,5 HP (4,1 kW) a 3600 rpm	11,7 HP (8.7 kW) a 3600 rpm
Torque máximo	9,1 lb-ft (12,4 Nm) a 2500 rpm	19,5 lb-ft (26,4 Nm) a 2500 rpm
EVO y EVC	45° BBDC y 17,5° ATDC	35° ABDC y 30° BTDC (Árbol de levas modificado)
IVO y IVC	3° BTDC y 59,5° ABDC	35° BTDC y 30° ABDC (Árbol de levas modificado)
Sistema lubricación	Por salpicadura	Por salpicadura
Capacidad lubricante	0,63 US qt (0,6l)	1,16 US qt (1,1 L)
Tipo aceite lubricante	Aceite para motor mineral multigrado 20W-50	Aceite para motor mineral multigrado 20W-50

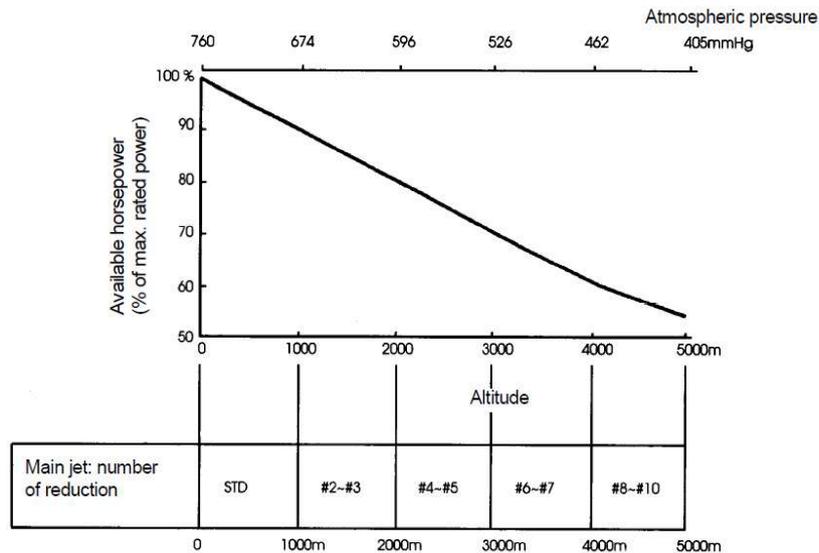
Las curvas de desempeño para el motor Honda GX200 (izquierda) y para el motor Honda (clon) GX390 (derecha) se muestran en la Figura 27.

Figura 27: Curvas de potencia y torque para los motores empleados en la fase experimental. Fuente: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx200> y <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx390>.



La Figura 28 establece las pérdidas aproximadas de potencia de acuerdo a la presión atmosférica local y los ajustes que deben hacerse en el chicler principal (Main Jet) para mejorar el desempeño del motor.

Figura 28: Ajustes requeridos y pérdida de potencia de acuerdo a la presión atmosférica local. Fuente: Engine Application Manual GX Series.



1.16 Desarrollo y adaptación del banco de pruebas

Tal como se menciona anteriormente, para el desarrollo del presente trabajo de tesis fue necesario adaptar un banco de pruebas, el cual permitiese simular la operación de un motor de 5 tiempos. Para lograrlo se acopló un motor de combustión interna (Honda GX200) que opera en 4 tiempos a un cilindro de baja presión, el cual está basado en un motor de combustión interna modificado (Honda GX390), las modificaciones realizadas al motor de detallarán más adelante.

El banco de pruebas consta de los siguientes elementos:

1. Motor de combustión interna 4T (Honda Gx200).
2. Cilindro de baja presión (Honda GX390).
3. Generador eléctrico (GSA M1-2 B3).
4. Embrague centrífugo.
5. Chumaceras para arboles de transmisión.
6. Arboles de transmisión acoplados a sprockets.
7. Banco de resistencias.

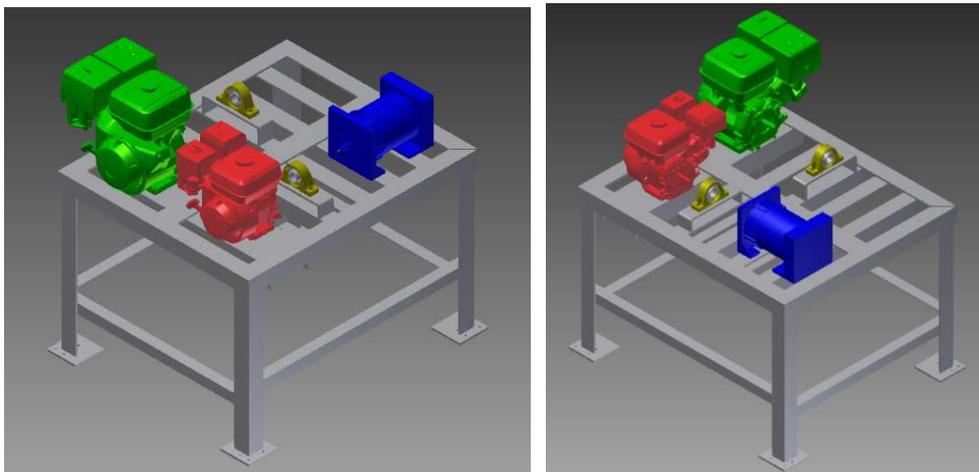
La configuración del banco se caracteriza por la ubicación de los motores en paralelo, acoplados mediante cadena, con una relación de transmisión de 2 a 1. Con esta disposición

el cilindro de baja presión realiza una revolución por cada dos revoluciones del cilindro de alta presión, coincidiendo entonces la carrera de expansión del cilindro de baja presión con la fase de escape del motor 4T (cilindro de alta presión).

Debido a que el alternador está diseñado para operar a 3600 rpm, la reducción en el acoplamiento de los motores debe ser compensada. Para lograrlo, el eje del cilindro de baja presión se conecta con el alternador mediante cadena con una relación de transmisión de 1 a 2. Los ejes que soportan las catarinas están apoyados en chumaceras para evitar vibraciones y saltos en la cadena.

En las Figura 29 y Figura 30 se muestra la configuración del banco, siendo el motor rojo el cilindro de alta presión que opera en un ciclo Otto (Honda GX200), el motor verde funciona como cilindro de baja presión y el objeto azul corresponde al generador eléctrico.

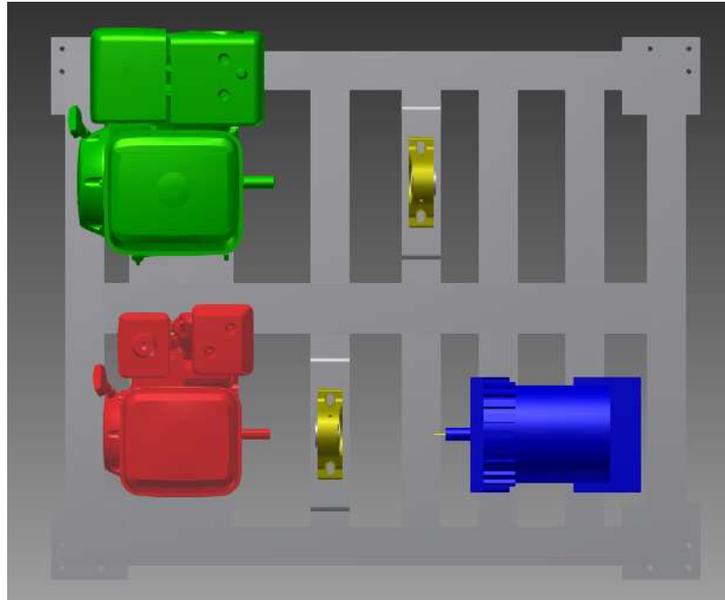
Figura 29: Modelo realizado en Autodesk Inventor de la configuración del banco de pruebas. Fuente: Autor.



En la vista superior, aunque no están modelados los ejes, catarinas y cadenas que unen los elementos, resulta fácil entender como irán estos montados. En el cigüeñal del cilindro de alta presión (color rojo) se instala un embrague centrífugo el cual es solidario a una catarina, la cual se conecta mediante cadena al cilindro de baja presión (color verde). El cigüeñal del cilindro de baja presión (color verde) se acopla a un eje, el cual se soporta en su otro extremo en la chumacera ubicada al frente del motor verde. En este eje se montan 2 catarinas, la primera permite la conexión con el cilindro de alta presión (color rojo) y la segunda con el generador (color azul).

El generador eléctrico (color azul) se conecta a un eje que en su otro extremo se apoya en la chumacera ubicada al frente de este. En este eje se monta una catarina que permite el acople mediante cadena con el eje del cilindro de baja presión (color verde).

Figura 30: Vista superior del banco de pruebas. Fuente: Autor.



1.17 Modificaciones motor honda gx390 (Cilindro de baja presión)

El cilindro de baja presión que simula el quinto tiempo o carrera de expansión adicional, se construyó a partir de un motor Honda GX390 el cual originalmente operaba en un ciclo Otto.

La elección del cilindro de alta y baja presión se realizó de acuerdo a la relación entre sus desplazamientos. Considerando que se desea que los gases de escape realicen un proceso de expansión adicional el cilindro de baja presión debe tener un desplazamiento mayor al cilindro de alta presión. Se eligió entonces un volumen para el cilindro baja presión de casi dos veces el desplazamiento del cilindro de alta presión, de acuerdo a la recomendación encontrada en la patente US6,553,977 B2 de Gerhard Schmitz.

Para evitar pérdidas por fricción se optó por conectar los motores mediante una relación de transmisión de 2 a 1, de esta forma se elimina trabajo innecesario de fricción y de apertura de válvulas. Adicionalmente se debió modificar el sistema de distribución del motor Honda GX390, pues se requiere que opere como un motor 2 tiempos. Para esto se cambió la relación entre el cigüeñal y el árbol de levas (2 a 1) por una transmisión directa (1 a 1), reemplazando los engranajes originales por un sistema de cadena.

Para la selección del tipo de cadena y engranajes se consideraron los siguientes criterios:

- Espacio disponible.
- Capacidad de tensión, para eliminar la necesidad de un tensor de cadena.
- Potencia a transmitir.
- Velocidad máxima de salida de la cadena vs RPM del motor.
- El número de dientes se seleccionó a partir de la variación de la velocidad cordal.

Además de las modificaciones al sistema de distribución fue necesario mecanizar el eje del cigüeñal para poder acoplar la catarina seleccionada y eliminar interferencias entre el eje de balanceo, cigüeñal, árbol de levas y biela.

La posición de las levas se roto de forma que la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape optimizaran la recuperación de energía de los gases. La modificación del perfil de las levas se descartó por los altos costos y porque excede los alcances de los objetivos planteados.

1.17.1 Sistema de distribución motor Honda GX390

Para la adaptación del sistema de distribución, se optó por sustituir los engranajes por un sistema de cadena, debido a las restricciones de espacio, posibilidades de reglaje, costos y por poder prescindir de un tensor (con la longitud de cadena correcta).

Para la selección de la cadena se utilizó la Tabla 6, donde se detallan las principales características de las cadenas estandarizadas. Entre las características de importancia están: el paso (Pitch) que es la distancia entre eslabones, el ancho que está determinado por la longitud de los pasadores y que en el caso específico de este trabajo resulta de gran importancia para poder operar sin interferencia con el engranaje del eje de balanceo y el rodamiento de la tapa, la resistencia mínima del material, el peso promedio, el diámetro de los pasadores y por ultimo el espaciado entre hilos (para el caso que se tenga una cadena con más de un hilo).

En general para la selección correcta de la cadena se debe considerar primero la potencia a transmitir. Las potencia nominales que las cadenas pueden transmitir dependen de su número o tamaño, revoluciones por minuto máximas y del número de dientes del engranaje más pequeño. La ANSI proporciona tablas estandarizadas para un número de dientes igual a 17, por lo tanto posteriormente se debe aplicar un factor de corrección.

La potencia nominal que puede transmitir una cadena depende de la resistencia de sus eslabones y de los pasadores, la tabla estandarizada suministrada por la ANSI (Tabla 7) muestra únicamente el menor de estos dos valores.

Tabla 6: Dimensiones de cadena estándar americana (ANSI B29. 1-1975). Fuente: Mechanical Engineering Design (página 888), Shigley.

ANSI Chain Number	Pitch, in (mm)	Width, in (mm)	Minimum Tensile Strength, lbf (N)	Average Weight, lbf/ft (N/m)	Roller Diameter, in (mm)	Multiple-Strand Spacing, in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

La selección del tamaño de la cadena se realizó teniendo en cuenta la potencia máxima a transmitir, la velocidad de salida de la cadena en relación con las revoluciones por minuto máximas esperadas y el espacio disponible.

El motor de combustión bajo condiciones óptimas de funcionamiento ($P_o = 1$ atm en la admisión) entrega una potencia máxima de 5.5hp a 3600 rpm, sin embargo, se deben hacer las correcciones por la altura sobre el nivel del mar para el lugar en el cual se van a realizar las pruebas (Bogotá-Colombia, 2600 msnm). Se espera entonces una potencia máxima de 4,07 hp (un 26% menos).

El tamaño de cadena que más se ajusta considerando el factor de corrección por número de dientes (Tabla 8) es la cadena #35 con piñones de 19 dientes.

Tabla 7: Capacidad nominal de transferencia de potencia para cadenas estándar para un piñón de 17 dientes. Fuente: Mechanical Engineering Design (página 891), Shigley.

Sprocket Speed, rev/min	ANSI Chain Number					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

*Estimated from ANSI tables by linear interpolation.
 Note: Type A—manual or drip lubrication; type B—both or disk lubrication; type C—oil-stream lubrication.

Tabla 8: Factor de corrección por número de dientes. Fuente: Mechanical Engineering Design (página 893), Shigley.

Number of Teeth on Driving Sprocket	K_1 Pre-extreme Horsepower	K_1 Post-extreme Horsepower
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

La cadena #35 según la Tabla 7 puede transmitir una potencia nominal de 3,93hp a 1800 rpm, lo cual se ajusta a la potencia máxima entregada por el motor de combustión, teniendo

en cuenta que el cilindro de baja presión operará a la mitad de las revoluciones del motor de combustión.

Al valor de potencia leído en la Tabla 7 debe aplicársele el factor de corrección por número de dientes, el cual se lee en la Tabla 8, obteniéndose una potencia nominal que puede ser transmitida igual a 4,44hp (caso conservador) y 4,64hp (caso extremo). Estos valores de potencia nominal son adecuados considerando la máxima potencia esperada.

Siguiendo con las recomendaciones técnicas para transmisión de potencia a altas velocidades (Richard G. Budynas, 2008) se seleccionan piñones con número de dientes impar tipo 17, 19 o 21 para generar bajo ruido, baja fricción y menor desgaste del material por fatiga.

De acuerdo al espacio disponible y a la distancia entre centros (74 mm), se eligieron piñones de 19 dientes tanto para el piñón de potencia como para el arrastrado.

El ajuste de la cadena se realizó utilizando accesorios o eslabones de medio paso, con lo cual fue posible ajustar la cadena sin necesidad de un tensor.

La longitud de la cadena se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p} \quad (85)$$

Dónde:

$$C = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{N_2 - N_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (86)$$

$$A = \frac{N_1 + N_2}{2} - \frac{L}{p} \quad (87)$$

Siendo C la distancia entre centros.

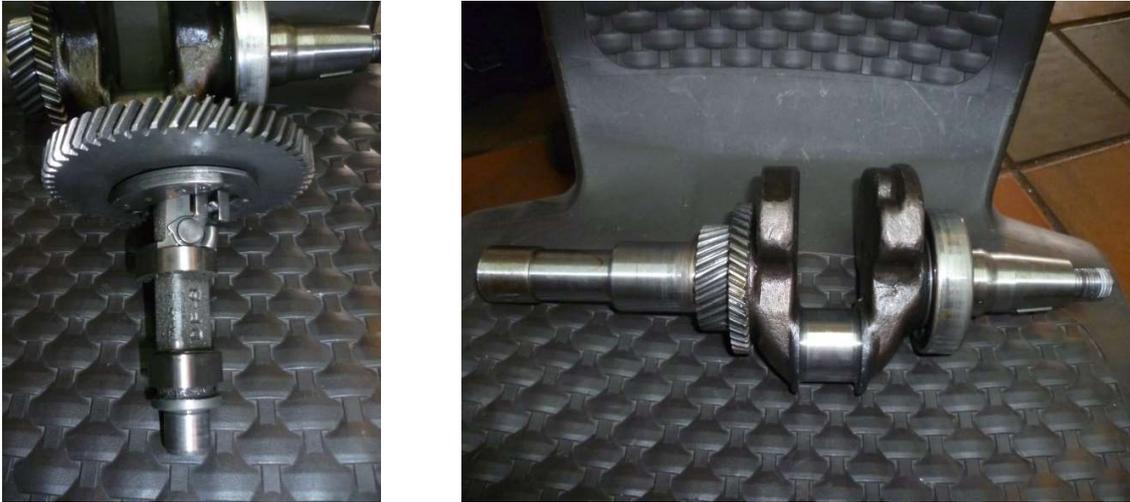
Resolviendo la ecuación para la longitud de la cadena (en número de pasos) para una distancia entre centros igual a 74mm, $N_1=N_2=19$ dientes y una cadena #35, se obtiene una longitud igual a 35 pasos. Longitud que coincide con pruebas que se habían realizado para ajustar la tensión de la cadena.

1.17.2 Registro fotográfico modificaciones realizadas al motor Honda GX390 (cilindro baja presión)

Modificación sistema de distribución: Se sustituyen engranajes (relación 2 a 1) por piñones y cadena (relación 1 a 1).

Distribución original:

Figura 31: distribución original con engranajes. Fuente: Autor.



Distribución modificada:

Figura 32: Distribución modificada por cadena. Fuente: Autor.



Adicionalmente al motor Honda GX390 se le suprimieron algunos elementos como:

- Bujía.
- Sistema eléctrico (bobina).
- Sensor nivel de aceite.
- Carburador.
- Silenciador.

- Gobernador.

Las partes que se mantienen del motor y que hacen parte del cilindro baja presión de muestran a continuación.

El eje de balance se mantiene, para evitar vibraciones excesivas y mitigar las pérdidas mecánicas.

Figura 33: Eje de balance motor Honda GX390. Fuente: Autor.



El conjunto pistón-biela-manivela permanece intacto.

Figura 34: Pistón y biela motor Honda GX390. Fuente: Autor.



La culata con todos sus elementos (resortes, válvulas, balancines, impulsadores) permanece intacta, únicamente se deshabilita la bujía.

Figura 35: Culata motor Honda GX390. Fuente: Autor.



El bloque permanece sin modificaciones al igual que la tapa del mismo. Únicamente se retiraron elementos como el sensor de nivel de aceite, el gobernador de revoluciones y en sistema eléctrico.

Figura 36: Bloque y tapa motor honda GX390. Fuente: Autor.



1.17.3 Modificación árbol de levas (Apertura y cierre de válvulas, Timing and Lifting)

El cilindro de baja presión consiste en una adaptación de un motor Honda GX390 de 4 tiempos para que opere de forma similar a un motor de 2 tiempos, es decir, que realice una carrera de expansión por cada giro del cigüeñal. Sin embargo a diferencia de los motores de 2 tiempos convencionales, el cilindro de baja presión reemplaza los puertos por válvulas.

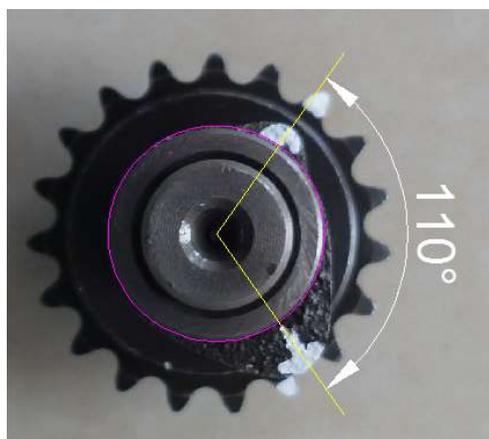
El árbol de levas original del motor Honda GX390 debió ser reemplazado por uno que permite ajustar el ángulo entre las levas. Esto debido a la necesidad de que las levas se

encuentren desfasadas 180° , aproximadamente, pues en teoría esta sería la configuración ideal para el cilindro de baja presión.

Originalmente las levas de apertura de las válvulas de admisión y escape están desfasadas 110° (Figura 37), tienen un ángulo efectivo de 150° y existen 40° de traslape entre ellas.

Considerando que en un motor de 4 tiempos el árbol de levas realiza un giro completo por cada dos giros del cigüeñal, se entiende porque ambas levas están ubicadas hacia un mismo lado, pues existen dos carreras consecutivas (compresión y expansión) donde las válvulas permanecen cerradas.

Figura 37: Configuración original árbol de levas motor Honda GX390. Fuente: Autor.



El diagrama de alzada (lifting) de las válvulas en función del ángulo de rotación del cigüeñal (CAD) se muestra en la Figura 39.

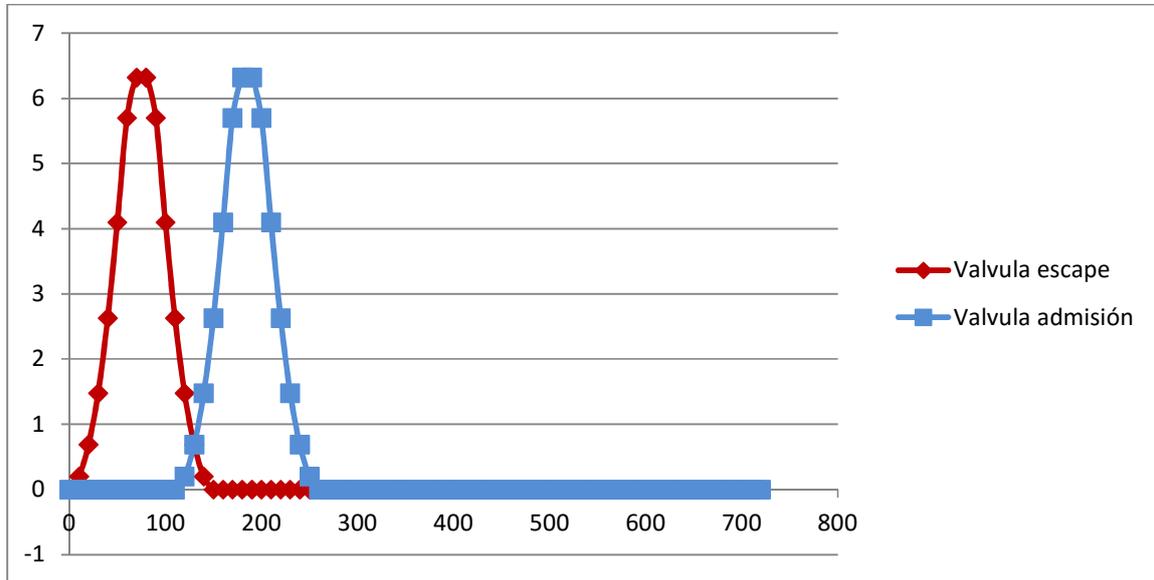
Las levas de admisión y escape son casi idénticas, consecuentemente la admisión y el escape se diferencian únicamente por el diámetro de las válvulas, siendo la válvula de admisión de mayor diámetro que la de escape (35mm y 31mm).

Debido a que el mecanismo de distribución se modificó reemplazando los engranajes por catarinas y cadena, el sentido de giro del árbol de levas cambió. Anteriormente el árbol de levas giraba en sentido contrario al cigüeñal, ahora lo hace en el mismo sentido, por lo tanto se debe modificar el árbol de levas y su sincronización con el cigüeñal.

Figura 38: Válvulas motor Honda GX390 (cilindro baja presión). Fuente: Autor.



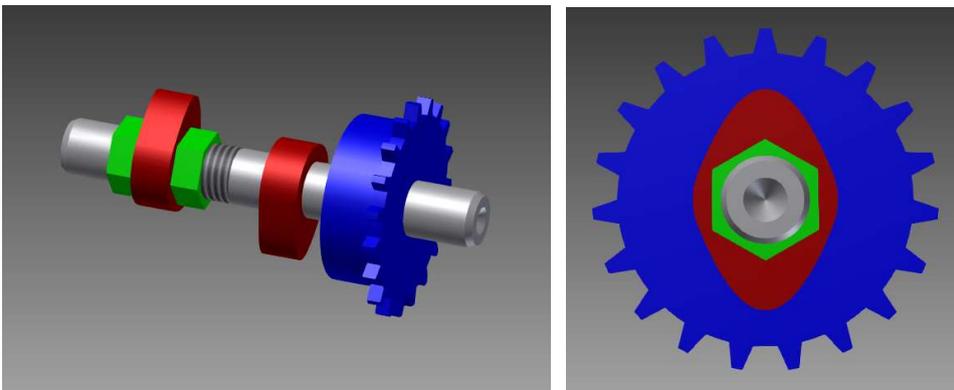
Figura 39: Lifting válvulas vs CAD. Fuente: Autor.



Para el caso del cilindro de baja presión, la intuición sugiere que lo ideal sería que cuando el pistón alcance el PMS la válvula de admisión comience a abrirse, mientras la válvula de escape debe estar cerrada, ocurriendo lo opuesto cuando el pistón este en el PMI.

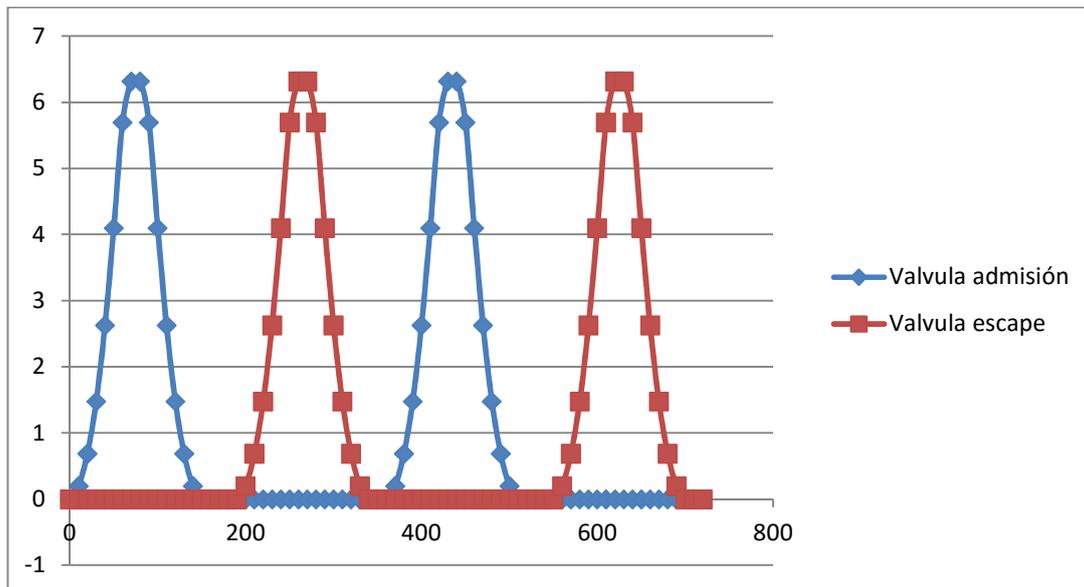
El árbol de levas se modificó, pero el perfil de las levas permanece intacto. En conclusión, debido al cambio en la distribución ambas válvulas se abrirán y cerrarán por cada giro del cigüeñal y estarán desfasadas aproximadamente 180° (en la práctica esto no fue posible, pues el ángulo efectivo de las levas es de 150° aproximadamente).

Figura 40: Árbol de levas modificado para el cilindro baja presión. Fuente: Autor.



El perfil de las levas en función del CAD se muestra en la Figura 41. Como se comentó anteriormente las levas permanecen intactas, esto principalmente por un tema de costos, además de no querer introducir variables adicionales.

Figura 41: Lifting válvulas vs CAD árbol de levas modificado. Fuente: Autor.



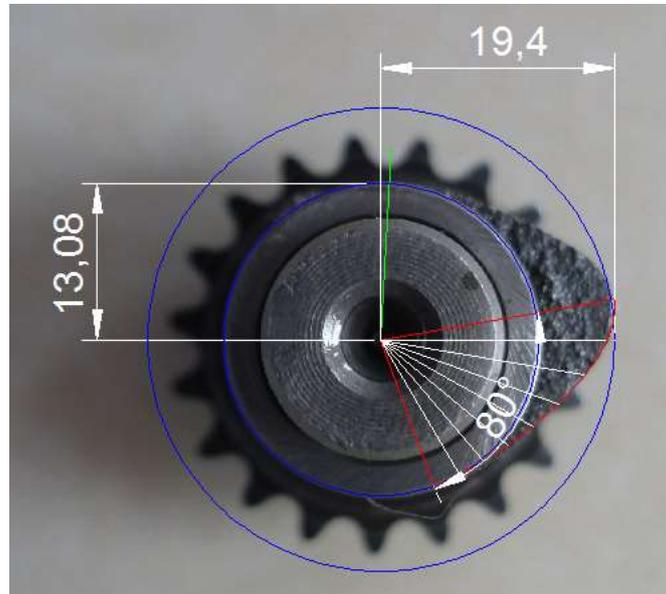
Las características geométricas aproximadas de las levas se detallan a continuación:

Tabla 9: Perfil leva admisión y escape. Fuente: Autor.

Ángulo rotación árbol de levas	Radio efectivo Leva	Alzada Válvula admisión
0	13,08	0
10	13,28	0,2
20	13,77	0,69
30	14,56	1,48
40	15,71	2,63
50	17,18	4,1
60	18,78	5,7
70	19,4	6,32
80	19,4	6,32
90	18,78	5,7
100	17,18	4,1
110	15,71	2,63
120	14,56	1,48
130	13,77	0,69
140	13,28	0,2
150	13,08	0

La Tabla 9 se elaboró en base al análisis físico de las levas. El resultado de este análisis se observa en la Figura 42.

Figura 42: Análisis de la geometría leva admisión y escape. Fuente: Autor.



1.18 DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO

La fase experimental y el post-procesamiento de la información constan de 3 etapas que se describen a continuación:

1. La primera etapa consiste en la caracterización del motor de combustión de 4 tiempos, para esto se hace operar a 2 velocidades (3400 y 3000 rpm) y a diferentes estados de carga (100%, 75%, 50%, 25% y 0%).

Para cada una de las velocidades y estados de carga se miden la presión en el cilindro, la potencia al freno, la velocidad de giro del motor, el consumo de combustible, concentración de gases en los humos, temperatura de los gases de escape y flujo de aire.

Además de los parámetros medidos anteriormente, se calculan las pérdidas por fricción mediante el modelo PNH (Patton-Nitschke-Heywood) modificado para motores estacionarios de pequeña cilindrada.

2. En la segunda etapa se realiza la caracterización del sistema compuesto por el motor de combustión y el motor de expansión. Para esto se hace operar el conjunto a idénticas velocidades y estados carga mientras se miden los mismos parámetros.

Es importante en esta etapa hacer énfasis en el cálculo de las pérdidas por fricción, pues de estas dependerá la viabilidad de la expansión adicional. La potencia generada en el cilindro de baja presión deberá ser mayor al incremento de las pérdidas por fricción, para que al final exista una ganancia neta de potencia.

3. La tercera etapa consiste en la determinación de los factores de desempeño, como lo es la presión media efectiva y al freno del motor, la potencia indicada y al freno, la eficiencia volumétrica, eficiencia mecánica, eficiencia de la combustión, eficiencia global, el consumo específico de combustible y los factores de emisión específicos.

Los parámetros anteriores se calculan tanto para la configuración 4T como 5T, para al final determinar si existe o no una ganancia de potencia o incremento en la eficiencia.

1.19 Matriz experimental

Para la fase experimental se identificó, de acuerdo a pruebas preliminares, grandes pérdidas de potencia por fricción debidas al acople entre motores. Estas pérdidas son causadas por el motor de expansión y por el sistema de transmisión por cadena.

Considerando las altas pérdidas de potencia, se estableció que las dos velocidades de operación del motor deberían estar comprendidas entre las 2500 rpm (régimen de máximo torque) y 3600 rpm (régimen de máxima potencia). Las velocidades seleccionadas para las pruebas son 3400 rpm y 3000 rpm.

Además de definir las velocidades de prueba, se observó la necesidad de operar el motor de combustión (Honda GX200) en un rango superior al 50% de su potencia máxima, para de esta forma obtener valores de potencia al freno significativos, luego de las pérdidas inherentes al banco de pruebas.

La matriz experimental se muestra a continuación:

Tabla 10: Matriz experimental banco de pruebas motor 5 tiempos. Fuente: Autor.

Parámetros constantes	Parámetros variables (Régimen de operación del motor y estado de carga)	
Configuración del motor 4T	3400 rpm	100%
		75%
		50%
		25%
	3000 rpm	100%
		75%
		50%
		25%
Configuración del motor 5T	3400 rpm	100%
		75%
		50%
		25%
	3000 rpm	100%
		75%
		50%
		25%

La matriz experimental corresponde a las necesidades de este trabajo de tesis, es decir, establecer experimentalmente los parámetros de operación de un motor de 5 tiempos.

La presión en los cilindros es el parámetro de mayor interés, especialmente los valores de presión de los gases de escape a la salida del motor de combustión (cilindro de alta presión) y sus valores en el motor de expansión (cilindro de baja presión).

Se reconoce que el banco de pruebas dista mucho, en cuanto a eficiencia, de un motor de 5T desarrollado completamente para operar en este tipo de ciclo termodinámico, sin embargo, se advierte que el valor principal de este experimento corresponde a la caracterización del estado termodinámico de los gases de escape y su comportamiento dentro del cilindro de baja presión, así como la implicación que tendría este proceso de expansión adicional en la combustión en el cilindro de alta presión.

Resumiendo, el objetivo de la matriz experimental es obtener suficiente información que permita dar respuesta a las siguientes preguntas:

- ¿Qué nivel de contrapresión se genera a la salida de los gases de escape del cilindro de alta presión a distintos estados de carga y velocidades de operación?
- ¿La contrapresión generada es suficiente para afectar de forma significativa el proceso de combustión?
- ¿Cómo se ve afectado el trabajo de bombeo del cilindro de alta y baja presión para distintos estados de carga y velocidades de operación?
- ¿Para qué condiciones de carga y velocidades de operación es posible obtener trabajo indicado neto en el cilindro de baja presión?
- ¿De qué manera se ven afectadas las emisiones al operar el motor en un ciclo de 5 tiempos?
- ¿Cómo varía la temperatura de los gases de escape en un motor de 5 tiempos respecto a un motor de 4 tiempos?
- ¿Cómo se ve afectado el consumo de combustible y aire en un motor de 5 tiempos respecto a un motor de 4 tiempos?
- ¿Cuál es la eficiencia global real de un motor de 5 tiempos?
- ¿Cuál sería el potencial real de un motor de 5 tiempos basado en datos teórico – experimentales?

1.20 Cálculo del error y de la incertidumbre del experimento

El error y la incertidumbre de un experimento se definen de acuerdo a lo expresado en el libro "Introducción a la metodología experimental" de Carlos Gutiérrez Aranzeta (Aranzeta, 1998).

Aunque algunas veces en la literatura los términos error e incertidumbre se usan como sinónimos, la verdad es que sus significados son bien distintos.

A continuación se enuncian las definiciones dadas por Carlos Gutiérrez Aranzeta (Aranzeta, 1998):

Error: "El error experimental es inherente al proceso de medición, su valor solamente se puede estimar. Dicho error está definido como la diferencia entre el valor verdadero y el valor medido de la magnitud."

"Debido a que los errores pueden surgir por muy distintas causas, para su análisis los científicos los han clasificado en dos amplias categorías:

1. Errores sistemáticos.
2. Errores aleatorios o accidentales."

Incertidumbre: "Es el valor posible que puede tener el error experimental."

Existen dos tipos de incertidumbre:

- Incertidumbre absoluta: Representa los límites de confianza dentro de los cuales se está seguro (alrededor del 99%) de que el valor verdadero se encuentra en dicho intervalo.
- Incertidumbre relativa: Se define como el cociente de la incertidumbre absoluta y el valor medido o valor promedio.

1.20.1 Método general para calcular la incertidumbre en funciones de dos o más variables

El método para calcular la incertidumbre de variables que son función de variables medibles de forma directa se explica a continuación.

Aunque el procedimiento que se explica a continuación, corresponde a funciones de dos o más variables, para el caso más simple, de una sola variable, también aplica. Simplemente se deben sustituir las derivadas parciales por derivadas totales.

De acuerdo a lo mencionado por Aranzeta (Aranzeta, 1998):

Si se admite que las incertidumbres absolutas δx , δw , δz ... son muy pequeñas comparadas con x , w , z , entonces se pueden aplicar las reglas del cálculo diferencial para determinar la incertidumbre de la variable dependiente.

Sea una magnitud (z) función de las variables (x) y (w)

$$z = f(x, w) \quad (88)$$

Donde (x) y (w) son variables independientes; entonces la diferencial tiene por valor:

$$dz = \frac{\partial f}{\partial x} dx + \frac{\partial f}{\partial w} dw \quad (89)$$

Pero si se trata a las diferenciales como incertidumbres absolutas se obtiene la expresión general mediante la cual se obtiene la incertidumbre asociada a una medición indirecta:

$$\delta z = \frac{\partial f}{\partial x} \delta x + \frac{\partial f}{\partial w} \delta w \quad (90)$$

Donde las derivadas parciales se deben evaluar para los valores medidos y las incertidumbres absolutas δx y δw , dependerán de cada método o herramienta de medición empleada.

La propagación de la incertidumbre juega un papel fundamental en el momento de diseñar el experimento, así como para seleccionar los métodos de medición y los instrumentos de medida.

1.20.2 Criterio estadístico para la validación de los datos experimentales

En el ámbito del estudio de los motores de combustión interna el criterio más ampliamente utilizado para validar la información obtenida experimentalmente cuando se utiliza un sensor de presión es el cálculo del COV o coeficiente de variación para la presión media indicada y para la presión máxima.

El coeficiente de variación se define como:

$$COV = \frac{\sigma}{|\bar{x}|} \times 100 \quad (91)$$

El número de muestras requeridas para lograr resultados confiables se ha establecido entre 40 y 100 ciclos consecutivos (Heywood, 1988). De acuerdo a estudios previos, cuando se obtiene un COV para el IMEP menor al 10% se asume que el motor está operando de forma estable. Pero si el COV resulta ser superior, deberá tomarse un número mayor de ciclos una vez descartado un mal funcionamiento del motor.

1.21 Especificaciones técnicas de los instrumentos de medida

A continuación se realiza una breve descripción de los instrumentos de medida utilizados durante la fase experimental.

Se incluye también una tabla resumen de las principales características de los instrumentos utilizados, así como una tabla con los mayores valores posibles para la incertidumbre de las variables dependientes.

1.21.1 Pinza Volti-Amperimétrica

La pinza volti-amperimétrica se utiliza para medir el voltaje y la corriente suministrada por el generador y disipada en el banco de resistencias. De esta forma es posible calcular la potencia eléctrica que está generando el motor. Sin embargo la potencia eléctrica medida no es exactamente la potencia entregada por el motor, puesto que existen un conjunto de eficiencias que la condicionan.

1.21.2 Termocupla Tipo K

La termocupla tipo K se utiliza para medir la temperatura de los gases de escape a la salida del cilindro de alta y baja presión.

1.21.3 Medidor RPM

El medidor de RPM permite conocer el régimen de operación del motor, para garantizar que las comparaciones entre el ciclo de 4 tiempos y el ciclo de 5 tiempos se lleven a cabo a las mismas condiciones de operación.

1.21.4 Encoder

El encoder se utiliza para controlar de forma precisa la toma de datos realizada por el sensor de presión, permitiendo además, procesar la información de forma más ágil, al garantizar una cantidad de datos de presión iguales para cada revolución del motor.

El encoder además permite conocer con precisión las revoluciones por minuto del motor, de forma que cuando se esté operando el encoder se pueda prescindir del medidor de RPM, el cual quedaría relegado únicamente como una medición de respaldo.

1.21.5 Sensor de presión

Este sensor permite medir con exactitud la presión al interior del cilindro de alta y baja presión, de forma que se pueda calcular el trabajo y la potencia indicada.

La potencia indicada junto con la potencia al freno, permitirán estimar las pérdidas mecánicas asociadas al montaje experimental.

8.10 Cálculo de incertidumbre absoluta y relativa

La Tabla 11 muestra un resumen acerca de las características de los instrumentos de medida utilizados. Una de las características que más interesa al momento de realizar un diseño experimental es la precisión, pues esta determina el intervalo en el cual se encuentra el valor verdadero.

Tabla 11: Tabla resumen de las características de los instrumentos de medida. Fuente: Autor.

RESUMEN FICHAS TECNICAS EQUIPOS DE MEDICIÓN			
Variable	Equipo	Referencia	PRECISIÓN
Tiempo	Cronómetro	Casio Hs-3 Basic Trainer	De +/- 0,01 s
Volumen combustible	Probeta	Tanque combustible UNAL	De +/- 0,1 ml
Flujo másico aire	Tanque calibrado aire con medidor de presión diferencial	Tanque UNAL boquilla 3/4 "	Presión diferencial +/- 0,02 in H ₂ O, lectura tabla calibración +/- 1lbm/h
Presión cilindro	Sensor de presión	Kistler spark plug Type 6118BFD16	De +/- 0,5%
Voltaje	Voltímetro	Fluke 323	1,5% +/- 5 dígitos
Amperaje	Pinza amperimétrica	Fluke 323	Hasta 400A (45Hz a 65Hz) 2,0% +/- 5 dígitos
Ángulo giro de cigüeñal	Encoder	ENCODER Model 702-20-S-2000-R-OC-1-S-1-SY-Y-N	De +/- 0,015° por revolución
Temperatura	Termocupla	Termocupla tipo K	De +/- 0,75%
% v/v CO ₂	Analizador de gases de combustión	Brain Bee AGS-668	De +/- 0,1%
% v/v CO			De +/- 0,01%
% v/v O ₂			De +/- 0,01%
ppm v/v HC			De +/- 1%
Diámetro pistón	Calibrador	KANON 8"	1/20 mm
Carrera pistón	Calibrador	KANON 8"	1/20 mm

Los instrumentos de medida anteriormente mencionados, permiten calcular variables dependientes que son de difícil medición, como por ejemplo, el trabajo indicado realizado por los gases de escape sobre el pistón.

Al realizar cálculos matemáticos a partir de las magnitudes medidas se incurre en una propagación del error, sin embargo, la incertidumbre para el caso de las variables dependientes puede ser calculada.

La Tabla 12 muestra el cálculo de la incertidumbre absoluta para los mayores valores medidos por cada uno de los instrumentos de medición. Para tener un referente más objetivo se calcula la incertidumbre relativa, pudiendo entonces aproximar rápidamente la incertidumbre absoluta para cada valor calculado.

Tabla 12: Cálculo de las incertidumbres absoluta y relativa para las variables dependientes. Fuente: Autor.

CALCULO DE LA INCERTIDUMBRE EXPERIMENTAL			
Variable	Expresión matemática	Incertidumbre absoluta	Incertidumbre relativa
RPM Honda GX200	$RPM_{4T} = Vueltas_{encoder} \times 20 \times \left(\frac{60}{360}\right)$	De +/- 0,05 rpm	0,0017%
RPM Honda GX390	$RPM_{2T} = Vueltas_{encoder} \times 10 \times \left(\frac{60}{360}\right)$	De +/- 0,025 rpm	0,0017%
Desplazamiento piston Honda GX200	$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2}$	De +/- 1,05 mm	1,94%
Volumén desplazado Honda GX200	$V = (a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2}) \times \left[\pi \left(\frac{B}{2}\right)^2\right]$	De +/- 8,2 cm ³	4,18%
Trabajo indicado Honda GX200	$W = \int_{V_0}^V p dV'$	De +/- 2,72 J	2,13%
Trabajo indicado Honda GX390		De +/- 0,48 J	8,15%
Potencia Indicada Honda Gx200	$IP = W * (RPM/120)$	De +/- 68,05 W	2,13%
Potencia Indicada Honda Gx390		De +/- 12 W	8,16%
Potencia al freno @3400 rpm	$BP = V \times I$	De +/- 51 W	3,46%
Potencia al freno @3000 rpm		De +/- 59,5 W	4,99%
Flujo combustible	$\dot{m}_f = \frac{V}{t} \times \rho_f$	De +/- 0,00125 g/s	0,65%
BSFC	$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{BP}$	De +/- 21,52 g/kWh	6,42%
Eficiencia del ciclo	$\eta_{Ciclo} = \frac{1}{BSFC * PCI_f}$	De +/- 0,34 %	1,39%

9. Análisis de Resultados

En el análisis de resultados se incluye el estudio de la cinemática del mecanismo biela manivela de los motores empleados, el análisis de los datos de potencia al freno y de los registros de presión al interior de los cilindros de alta y baja presión. También se analizan las emisiones y la temperatura de los gases de escape. En la parte final se realiza un análisis del proceso de combustión.

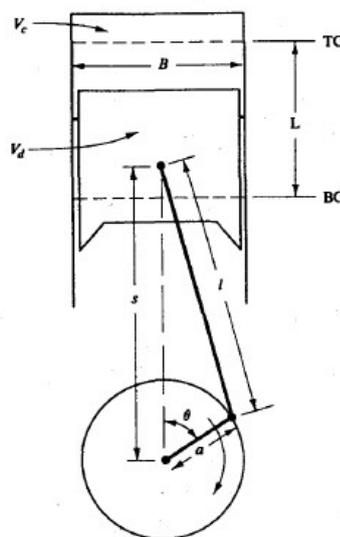
1.22 Cinemática de los motores

El conocimiento de los motores empleados durante las pruebas es indispensable para el correcto análisis de los datos obtenidos, especialmente de los datos de presión al interior del cilindro. Pues la presión de factores como la turbulencia de los gases, la cual entre otras cosas, depende de la velocidad del pistón y de los tiempos de apertura y cierre de válvulas. Por esto se realiza un compendio de las características cinemáticas del sistema biela-manivela de los motores empleados: Honda GX200 y Honda GX390.

Honda GX200

El motor Honda GX200 corresponde al motor que funciona en un ciclo típico de 4 tiempos de encendido por chispa (ciclo Otto), el cilindro de este motor se denominará de ahora en adelante cilindro de alta presión debido a que en su interior se llevará a cabo un proceso de combustión.

Figura 43: Geometría de cilindro, pistón, biela y manivela. Donde B es el diámetro, L la carrera, l la longitud de la biela, a la longitud de la manivela y θ se refiere al ángulo de giro del cigüeñal. Fuente: Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood (McGraw-Hill, 1988)

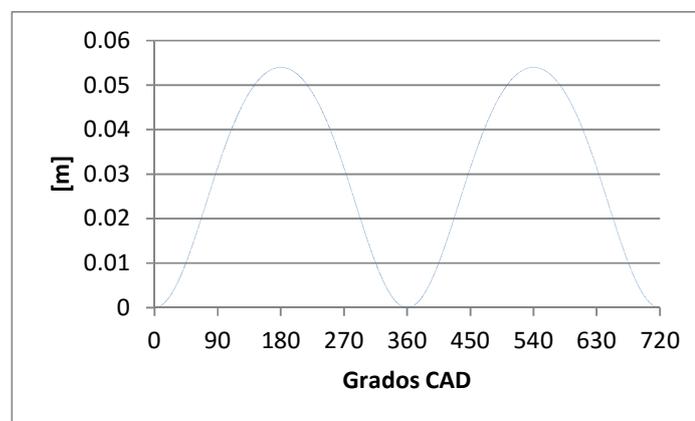


El desplazamiento del pistón se calcula de acuerdo la siguiente expresión:

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{1/2} \quad (92)$$

De acuerdo a las dimensiones de los componentes del sistema biela-manivela se obtiene un desplazamiento del pistón sinusoidal típico para este tipo de mecanismos. La Figura 44 relaciona el desplazamiento del pistón con el ángulo del cigüeñal (CAD).

Figura 44: Desplazamiento pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.



El desplazamiento del pistón respecto a los grados CAD, sin importar el motor, siempre será simétrico cada 90°, sin embargo la velocidad y aceleración del pistón no será simétrica puesto que depende de la relación entre las longitudes de la biela y la manivela. La simétrica se logra cada 90°, pero solo teóricamente cuando la longitud de la biela sea mucho mayor que la longitud de la manivela. Para el caso del motor Honda GX200 la relación biela-manivela es igual a 3,1; lo que significa que la velocidad máxima se alcanza antes de los 90 CAD en las carreras descendentes (admisión y expansión) y después de los 270 CAD en las carreras ascendentes (compresión y escape).

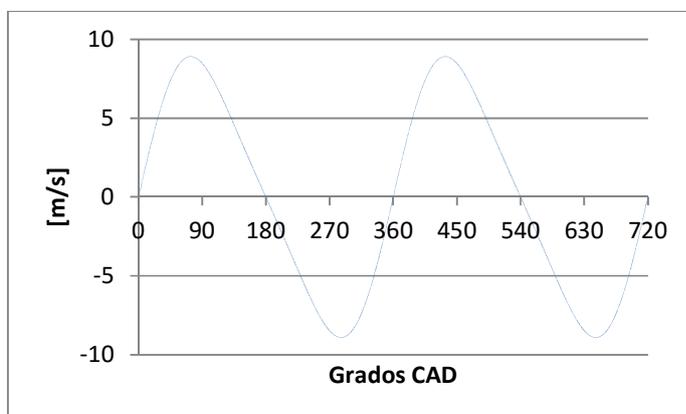
El valor de 3,1 para la relación biela/manivela está dentro del rango de los valores comúnmente empleados, debido a que entrega buena cantidad de torque a bajas revoluciones sin necesidad de depender del diseño del múltiple o tubuladura de la admisión.

La velocidad del pistón se calcula de acuerdo a la derivada de la ecuación para el desplazamiento:

$$\frac{S_p}{\dot{S}_p} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{(R^2 - \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (93)$$

La Figura 45 relaciona la velocidad del pistón con el ángulo de giro del cigüeñal.

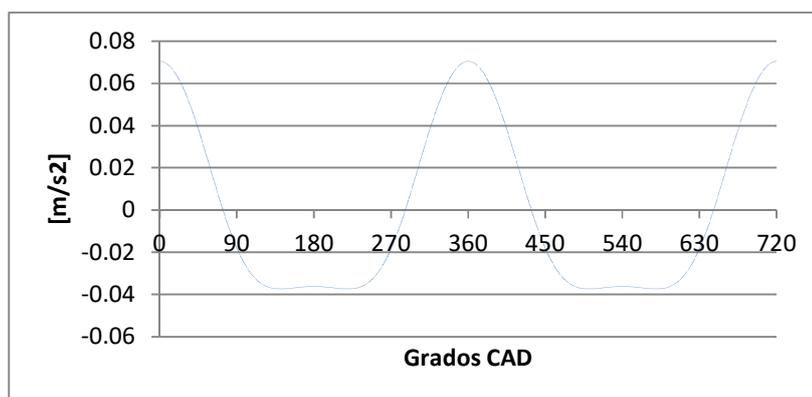
Figura 45: Velocidad pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.



De acuerdo a la Figura 45, la velocidad tiene un periodo de casi 180° en el cual la velocidad sufre una variación constante (aceleración), que se observa más claramente al graficar la segunda derivada del desplazamiento respecto a los grados CAD. Es importante mencionar que la combustión suele ocurrir entre los 320 y los 420 CAD por lo que esta zona de aceleración “constante” no la afecta.

La aceleración del pistón se calcula mediante la derivada numérica de la velocidad.

Figura 46: Aceleración pistón vs CAD motor Honda GX200. Fuente: Autor.



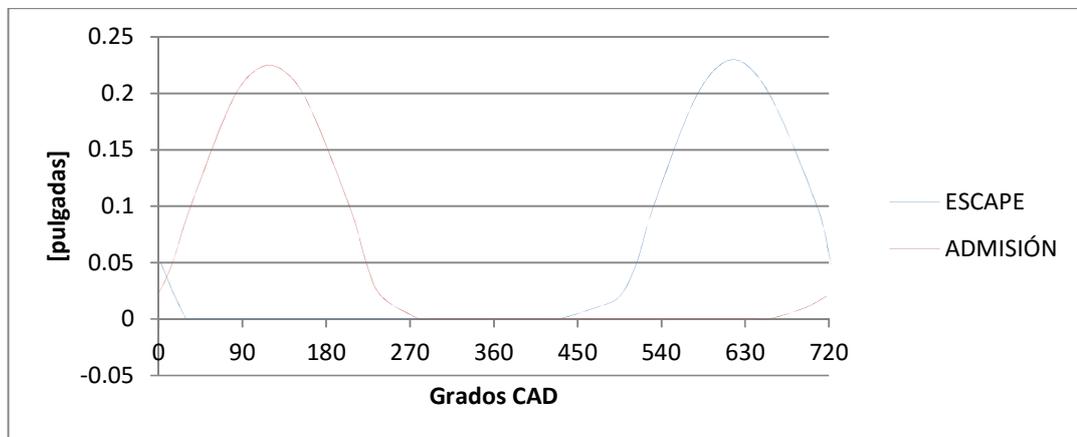
Uno de los parámetros definitivos en el desempeño de un motor es el perfil de las levas, puesto que estas determinan la apertura y cierre de las válvulas, es decir, la forma en que el motor admite la mezcla fresca, evacua los gases de escape.

Los ángulos CAD que determinan cada uno de estos sucesos en el motor Honda GX200 se resumen en la Tabla 13 y en la Figura 47.

Tabla 13: Apertura y cierre de válvulas motor GX200. Fuente: Canadian Karting Honda Technical Regulations

Honda GX200	
IVO	3° BTDC
IVC	59,5° ABDC
Spark timing	20° BTDC
EVO	45° BBDC
EVC	17,5° ATDC

Figura 47: Perfil levas admisión y escape motor Honda GX200. Fuente: Autor.



Honda GX390 Modificado "2T"

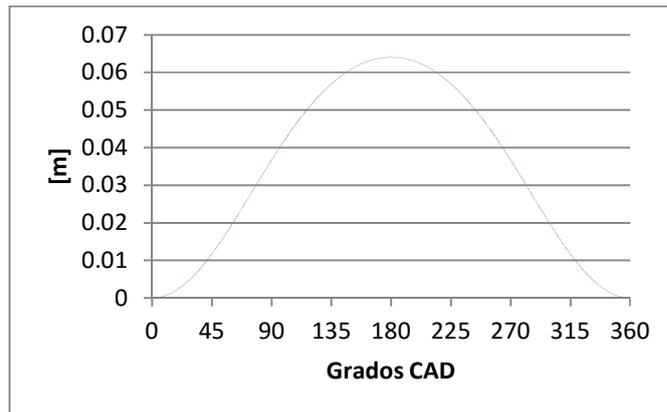
El motor empleado para que los gases se expandan adicionalmente es un Honda GX390, el cual como ya se describió fue ampliamente modificado, puesto que en él no se llevaría a cabo combustión sino únicamente expansión y escape, por esta razón se denomina cilindro de baja presión.

La relación entre la longitud de la biela y la manivela es de 3,5. Por lo tanto el comportamiento de la velocidad y la aceleración del pistón respecto al ángulo de giro del cigüeñal son muy similares a las vistas en el motor Honda GX200. Las figuras

Figura 48, Figura 49 y

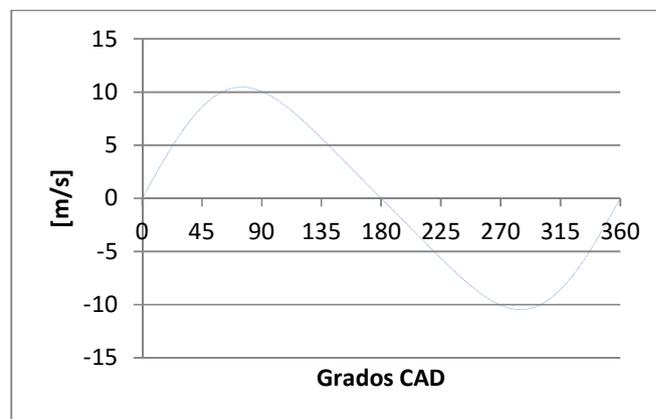
Figura 50 ilustran el comportamiento del desplazamiento, la velocidad y la aceleración respectivamente.

Figura 48: Desplazamiento pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.



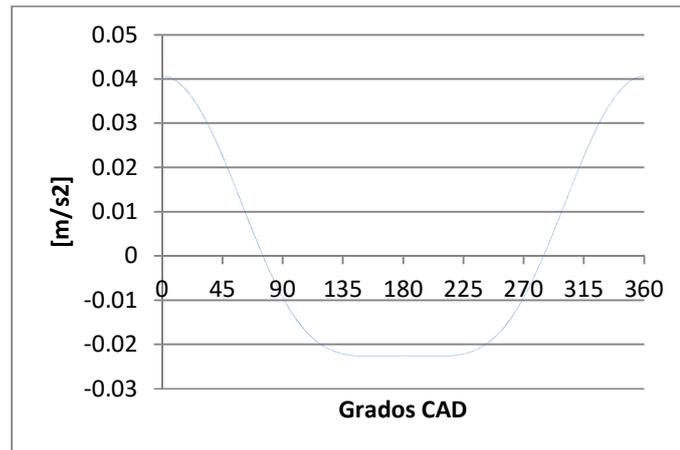
La velocidad máxima se alcanza más cerca de los 90 CAD que en el motor Honda GX200, sin embargo el perfil de la velocidad resulta ser muy similar.

Figura 49: Velocidad pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.



La aceleración del pistón en el motor Honda GX390 tiene zona plana muy marcada entre los 135 y 225 CAD, esto garantiza un comportamiento más uniforme con menos nivel de vibraciones y menor desgaste de las piezas móviles.

Figura 50: Aceleración pistón vs CAD motor Honda GX390. Fuente: Autor.



El motor Honda GX390 fue modificado en su sistema de distribución, cambiando la relación de la velocidad de giro del cigüeñal con respecto al árbol de levas de un 2 a 1 original a un 1 a 1. Sin embargo, por razones de presupuesto y de tecnología disponibles los perfiles de las levas no fueron modificados. Debido a esto, a pesar de que las levas están opuestas, existen dos zonas de aproximadamente 65 CAD donde tanto la válvula de admisión como de escape están cerradas. Esto tendrá un efecto particular en los datos de presión al interior del cilindro de baja presión que se analizan más adelante.

Tabla 14: Apertura y cierre de válvulas motor GX390. Fuente: Autor.

Honda GX390 (Modificado 2T)	
IVO	35° ATDC
IVC	30° ABDC
Spark timing	N.A
EVO	35° ABDC
EVC	30° BTDC

1.23 Análisis datos potencia al freno (generador)

Durante la fase experimental se midieron dos tipos de potencia, la potencia al freno que corresponde a la potencia disipada en el banco de resistencias y la potencia indicada en cada uno de los motores. Existe además una potencia que se obtiene indirectamente y que corresponde a la potencia al freno de ambos motores, es decir, la potencia disponible en el cigüeñal de cada uno de ellos. Es importante tener esto presente puesto que el banco de pruebas por su diseño y construcción genera pérdidas de potencia considerables.

Los datos correspondientes a la potencia disipada en el banco de resistencias se resumen en la Tabla 15.

Tabla 15: Potencia disipada por el banco de resistencias a 3400 rpm. Fuente: Autor.

3400 rpm						
	Voltaje	Amperaje	Carga real	Potencia	BMEP	RPM
4T	105,00	13,72	100%	1441,06	259,49	3380
	105,00	9,84	72%	1080,79	194,62	3400
	105,00	6,81	50%	720,53	129,75	3380
	105,00	5,54	40%	360,26	64,87	3370

3400 rpm						
	Voltaje	Amperaje	Carga real	Potencia	BMEP	RPM
5T	105,00	14,03	100%	1473,00	265,25	3490
	105,00	9,58	68%	1104,75	198,93	3430
	105,00	8,08	58%	736,50	132,62	3430
	105,00	4,16	30%	368,25	66,31	3260

Tabla 16: Potencia disipada por el banco de resistencias a 3000 rpm. Fuente: Autor.

3000 rpm						
----------	--	--	--	--	--	--

	Voltaje	Amperaje	Carga real	Potencia	BMEP	RPM
4T	85,00	19,33	100%	1166,57	238,08	3000
	85,00	13,37	69%	874,93	178,56	3000
	85,00	10,11	52%	583,28	119,04	2968
	85,00	5,61	29%	291,64	59,52	2872

3000 rpm						
	Voltaje	Amperaje	Carga real	Potencia	BMEP	RPM
5T	85,00	19,66	100%	1192,43	243,35	3040
	85,00	11,87	60%	894,32	182,51	3036
	85,00	11,32	58%	596,21	121,68	3030
	85,00	5,64	29%	298,11	60,84	2964

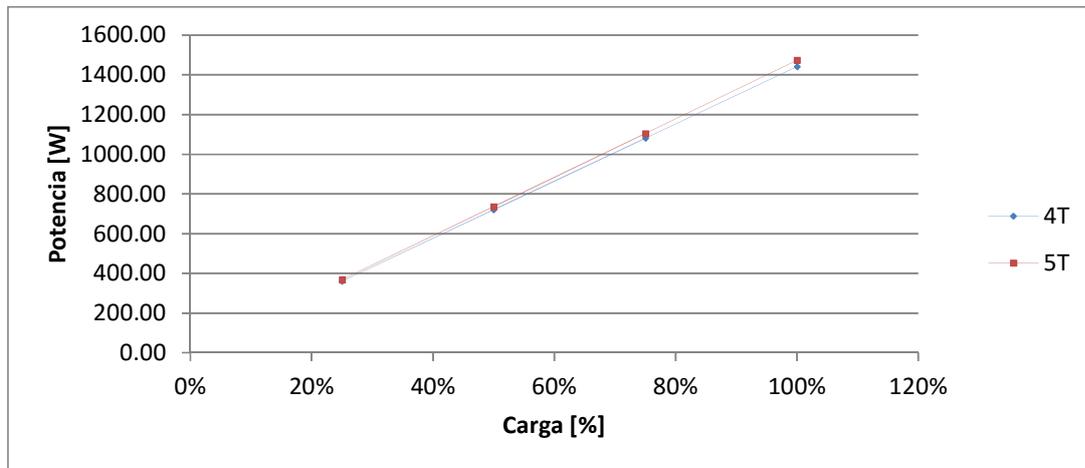
Los datos de la Tabla 15 y

Tabla 16 corresponden a distintos estados de carga. Sin embargo las potencias obtenidas no equivalen estrictamente con los estados de carga propuestos (100%, 75%, 50%, 25%), puesto que el banco de resistencias tiene un ajuste fino de hasta 100W. Por esta razón bajo ciertas condiciones de carga fue imposible ajustar el valor de las resistencias y al mismo tiempo mantener el voltaje generado, el cual es directamente proporcional a las revoluciones por minuto del motor.

Por lo anterior para poder hacer una comparación objetiva, los valores fueron ajustados en base al estado de carga real y a las revoluciones por minuto.

Los resultados a 3400 rpm se muestran en la Figura 51.

Figura 51: Potencia al freno a 3400 rpm. Fuente: Autor.

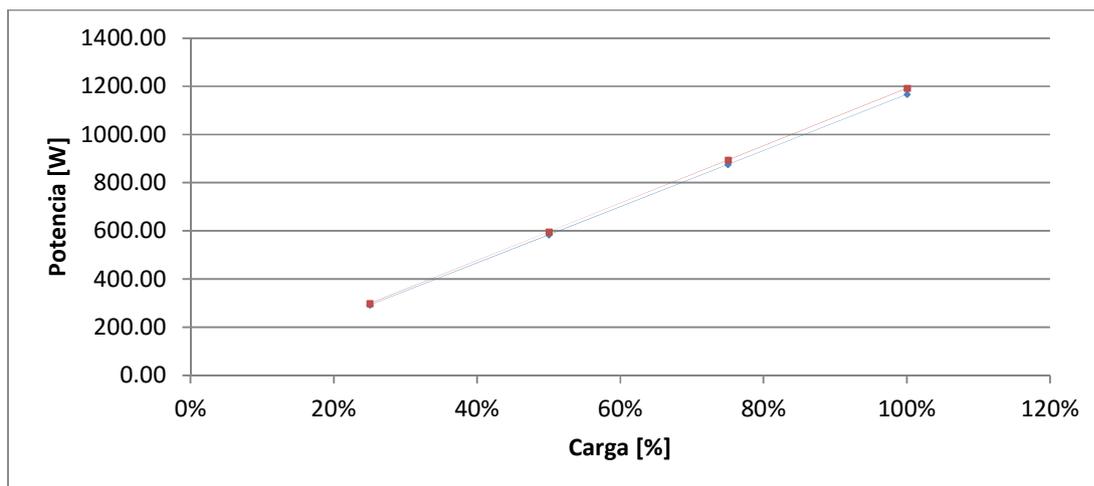


En la Figura 51 se observa una mayor potencia para el caso de la configuración 5T. Sin embargo, más adelante se desarrollan análisis adicionales que permitirán concluir si la configuración 5T representa una ventaja en cuanto a la eficiencia energética.

Ambas configuraciones fueron evaluadas en el banco de pruebas, por lo que el motor en configuración 4T era castigado al tener que vencer la resistencia de múltiples partes necesarias para la configuración 5T, pero innecesarias para su propio funcionamiento. Se decidió realizar las pruebas de esta manera para poder garantizar unas pérdidas por fricción iguales en ambos casos.

De forma similar se ajustaron los valores de la potencia al freno para 3000 rpm. Los resultados se muestran en la Figura 52 .

Figura 52: Potencia al freno a 3000 rpm. Fuente: Autor.



Para la operación a 3000 rpm se observa una tendencia similar en cuanto a la potencia entregada por ambas configuraciones, percibiéndose una ganancia mayor para los estados de carga altos.

1.24 Análisis gráficas P vs CAD

El sensor de presión es la herramienta más valiosa de este trabajo de tesis para determinar las condiciones de operación tanto del motor de 4 tiempos como del motor de 5 tiempos. Por esta razón el análisis adecuado de esta información es de vital importancia para garantizar resultados confiables y conclusiones de acuerdo con la realidad.

1.24.1 Validación de la data de presión (Cálculo COV (IMEP))

Los datos de presión de un motor que se encuentra operando en estado estable deben ser también estables y tener una desviación lo menor posible, para asegurar que el motor está operando adecuadamente.

Un parámetro ampliamente usado para evaluar la estabilidad de operación de un motor es el COV o *coeficiente de variación* del IMEP. El coeficiente de variación del IMEP debe ser menor al 10% (Heywood, 1988) en un motor que opera adecuadamente en estado estable. El número de ciclos, que corresponden a la muestra representativa, para determinar el COV deben estar en el rango entre 40 y 100 ciclos consecutivos (Heywood, 1988), sin embargo el número de ciclos podría ampliarse hasta varios cientos cuando la combustión no es altamente repetible.

El COV del IMEP se evalúa de acuerdo a la siguiente expresión:

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{imep} \times 100 \quad (94)$$

El COV del IMEP evaluado para el cilindro de alta presión y para el cilindro de baja presión, tanto en configuración 4T como 5T se muestran a continuación.

Tabla 17: COV_imep motor 4T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

Motor 4T (Cilindro de alta presión)					
Carga		COV_imep	Carga		COV_imep
3400 rpm	100%	10,50%	3000 rpm	100%	9,68%
	75%	7,93%		75%	10,77%
	50%	6,72%		50%	6,88%
	25%	5,49%		25%	7,69%

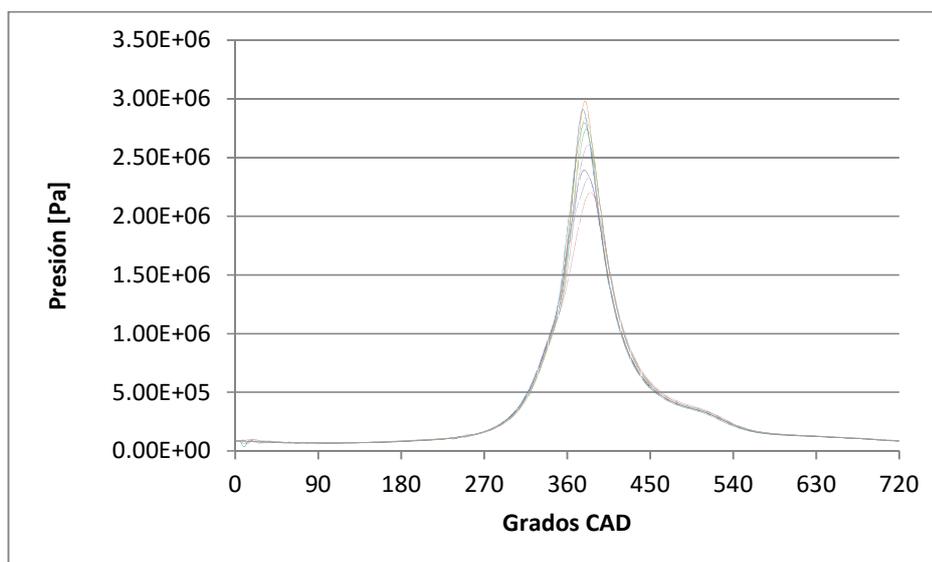
El COV muestra un funcionamiento estable del motor, a pesar que al graficar 10 ciclos consecutivos, Figura 53 , se aprecia una variación en la presión máxima. El COV de la presión máxima también se puede calcular y de hecho refleja una mayor desviación comparada con el IMEP. Sin embargo, se garantiza un funcionamiento estable del motor mediante el COV del IMEP que se mantiene por debajo del 10%.

Tabla 18: COV_Pmax motor 4T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

Motor 4T (Cilindro de alta presión)					
Carga		COV_Pmax	Carga		COV_Pmax
3400 rpm	100%	15,66%	3000 rpm	100%	13,09%
	75%	11,52%		75%	12,69%
	50%	11,44%		50%	12,27%
	25%	14,23%		25%	13,35%

La Figura 53 muestra un ejemplo de los registros de presión en el cilindro de alta presión para 10 ciclos consecutivos.

Figura 53: Ciclos consecutivos, cilindro alta presión, configuración 4T. Fuente: Autor.



Un análisis similar se realiza para el cilindro de alta presión pero operando bajo la configuración de 5 tiempos.

Tabla 19: COV_imep motor 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

Motor 5T (Cilindro de alta presión)					
Carga		COV_imep	Carga		COV_imep
3400 rpm	100%	10,43%	3000 rpm	100%	19,19%
	75%	8,61%		75%	13,51%
	50%	6,96%		50%	11,32%
	25%	11,82%		25%	12,73%

Tabla 20: COV_Pmax motor 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

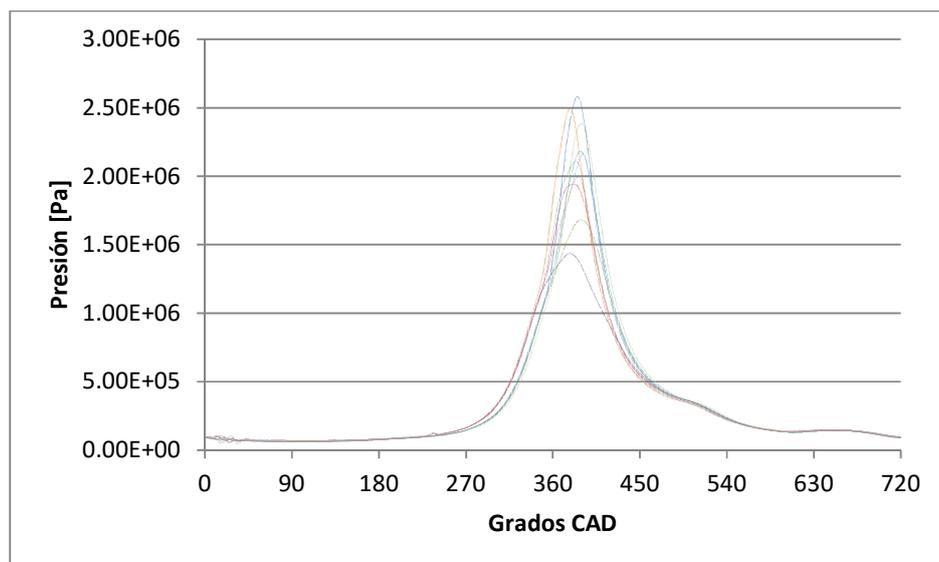
Motor 5T (Cilindro de alta presión)					
Carga		COV_Pmax	Carga		COV_Pmax
3400 rpm	100%	10,88%	3000 rpm	100%	16,29%
	75%	14,12%		75%	11,25%
	50%	11,24%		50%	12,86%
	25%	17,78%		25%	17,88%

Para el caso de la configuración 5T se obtienen algunos valores de COV para el IMEP superiores al 10% e inferiores al 20%. Las pruebas se repitieron 3 veces obteniéndose valores similares. También se probó descartando ciclos especialmente distintos de los 100 disponibles, pero no se logró obtener valores para el COV menores al 10%. Por lo tanto se asume que es una característica del montaje experimental, al no existir una unión rígida entre

los motores, además de desconocerse a profundidad la dinámica de los gases de escape al pasar del cilindro de alta presión al de baja presión.

La Figura 53 muestra un ejemplo de los registros de presión en el cilindro de alta presión para 10 ciclos consecutivos.

Figura 54: Ciclos consecutivos, cilindro de alta presión, configuración 5T. Fuente: Autor.



Comparando los valores obtenidos de COV del IMEP para la configuración 4T y 5T, se concluye que la configuración 5T muestra una mayor varianza, muy seguramente debida a la falta de una sincronización estable entre ambos motores, pues al existir un embrague centrífugo es imposible predecir el grado de deslizamiento conforme se aplica la carga. Igualmente al existir una mayor contrapresión a la salida de los gases de escape del cilindro de alta presión en la configuración 5T se favorece la fracción de gases residuales que afecta la estabilidad del motor. La Tabla 21 refleja lo anteriormente mencionado.

Tabla 21: Comparativa COV_imep entre 4T y 5T. Fuente: Autor.

	3400 rpm	3000 rpm	
	COV_imep (Relación 5T/4T)	COV_imep (Relación 5T/4T)	(Relación 5T/4T)
100%	99,33%	198,24%	
75%	108,58%	125,44%	
50%	103,57%	164,53%	
25%	215,30%	165,54%	

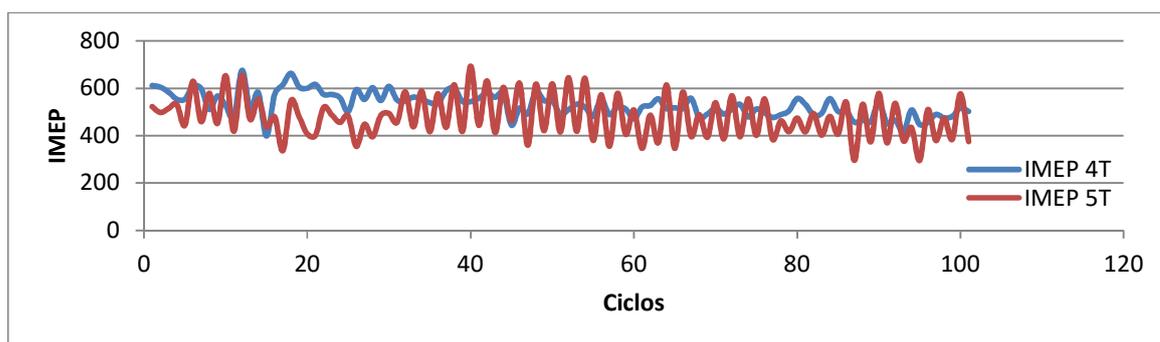
Sin embargo para el caso del COV de la presión máxima no existe una tendencia clara que indique que la configuración 5T contribuye a aumentar la variación de la presión máxima en el cilindro de alta presión.

Tabla 22: Comparativa COV_Pmax entre 4T y 5T. Fuente: Autor.

	3400 rpm	3400 rpm
	COV_Pmax	COV_Pmax
100%	69,45%	124,44%
75%	122,57%	88,66%
50%	98,24%	104,80%
25%	124,98%	133,96%

La Figura 55 ilustra la diferencia entre los valores del COV del IMEP para la configuración 4T y 5T calculadas anteriormente. La configuración 5T además de tener un valor promedio ligeramente menor, presenta una variación mucho más rápida y de mayor rango.

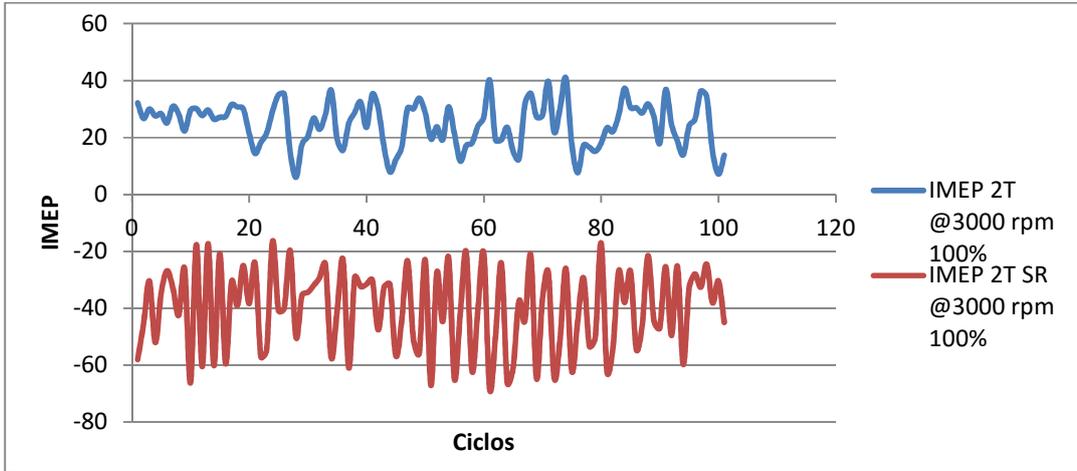
Figura 55: IMEP configuración 4T y 5T para el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.



Para el caso del cilindro de baja presión el COV del IMEP no tiene sentido calcularlo, pues las variaciones son en extremo elevadas comparadas con el valor medio. Por esto se prefiere calcular el COV para la presión máxima.

La Figura 56 muestra las variaciones del IMEP para el caso del cilindro de baja presión en configuración 5T, esta variación resulta ser comparable con la obtenida para el cilindro de baja presión en configuración 4T (SR "Sin recirculación"), lo que hace suponer que se debe principalmente a los tiempos de apertura de las válvulas y al tiempo que estas permanecen abiertas y no a un problema de sincronía entre los motores o a una excesiva contrapresión generada al cilindro de alta presión.

Figura 56: IMEP para el cilindro de baja presión en configuración 4T(SR) y 5T. Fuente: Autor.



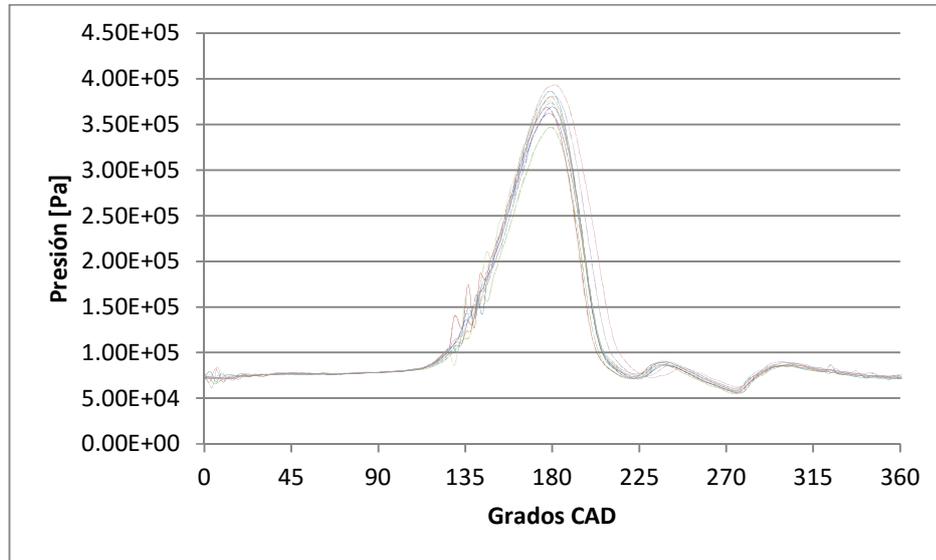
Para el caso del COV de la presión máxima, se observan valores por debajo del 10%. Esto debido a que en el cilindro de baja presión no existe combustión, sino únicamente un proceso de expansión de los gases de escape del cilindro de alta presión.

Tabla 23: COV_Pmax motor 2T a 1700 y 1500 rpm. Fuente: Autor.

Motor 2T (Cilindro de baja presión)					
Carga		COV_Pmax	Carga		COV_Pmax
1700 rpm	100%	6,46%	1500 rpm	100%	5,80%
	75%	5,33%		75%	6,07%
	50%	5,61%		50%	6,56%
	25%	6,11%		25%	6,19%

La Figura 57 muestra 10 ciclos consecutivos del motor 2T (cilindro baja presión), donde se observa una variación entre ciclos pequeña, lo cual indica que a pesar de que en el experimento no se pudo controlar directamente la sincronía entre motores, una vez enganchado el embrague centrífugo el deslizamiento era pequeño y se podía controlar mediante una aplicación de la carga gradual y con suficiente tiempo para estabilizarse.

Figura 57: Ciclos consecutivos motor 2T, cilindro de baja presión. Fuente: Autor.



1.24.2 P vs CAD

La presión al interior de los cilindros se midió con un sensor piezoeléctrico. La calibración del sensor y la configuración empleada en el amplificador de señal nos determinan un factor de conversión equivalente a 5 bares por cada voltio.

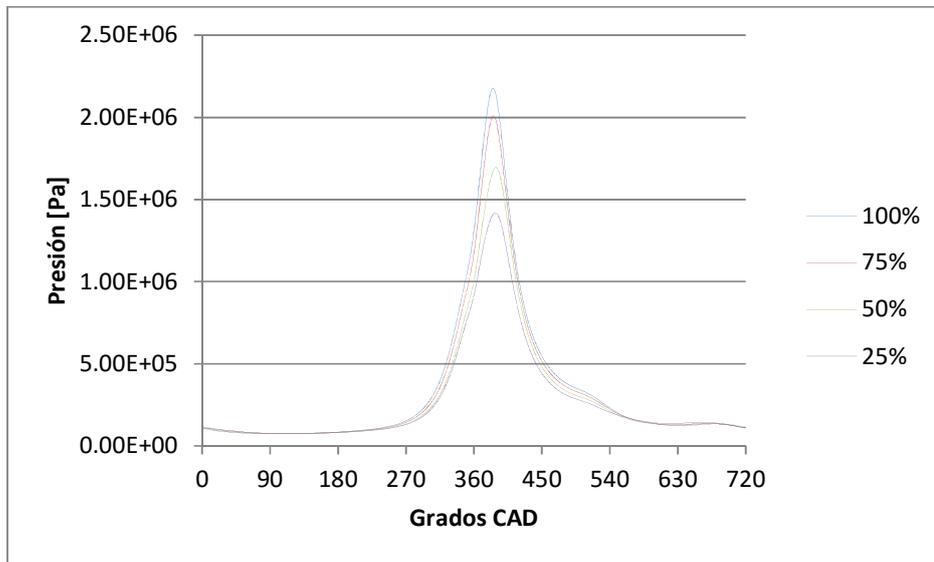
El procesamiento de los datos de presión se realizó de la siguiente manera:

- Las señales de voltaje fueron transformadas a unidades de presión, más concretamente a pascales.
- La data de presión correspondiente a 100 ciclos, por prueba, se promedió punto a punto, para obtener un ciclo promedio.
- La frecuencia de muestreo estaba determinada por el encoder, para cada pulso corresponde un dato de presión. El encoder tiene una resolución de 2000 pulsos por revolución y se montó solidariamente al eje del motor 2T. Esto significa que para el cilindro de alta presión se tiene una tasa de muestreo equivalente a 2000 datos de presión por ciclo (720 CAD), mientras para el cilindro de baja presión se tiene una resolución de 2000 datos por ciclo (360 CAD).

A continuación se presentan los ciclos promedio para cada estado de carga y configuración del motor.

1.24.2.1 Motor 5T (Cilindro alta presión)

Figura 58: Presión vs CAD motor 5T a 3400 rpm. Fuente: Autor.



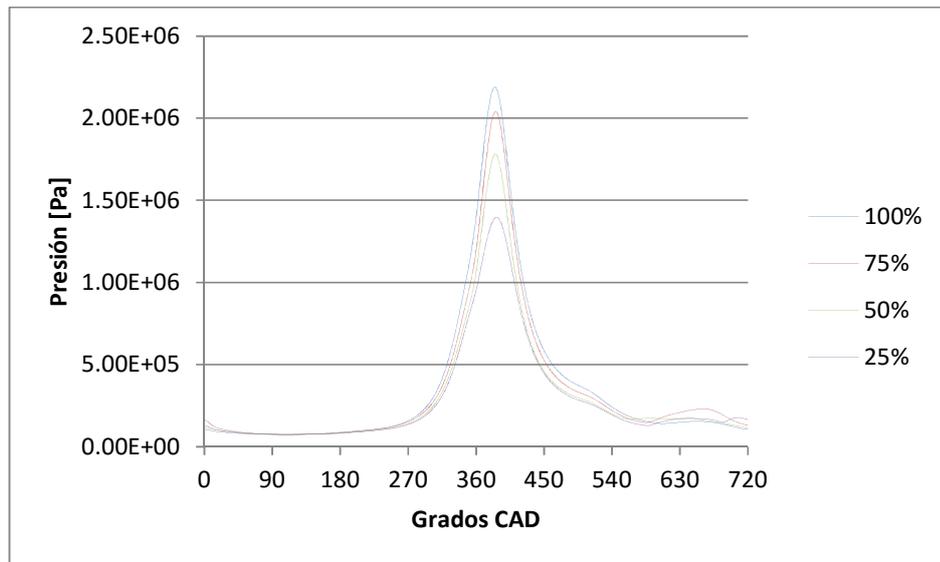
La Figura 58 y

Figura 59 muestran unos ciclos promedio muy similares en cuanto a presión máxima para cada uno de los estados de carga.

Se observa además, ligeras fluctuaciones de la presión al final del ciclo a 3400 rpm, aproximadamente cuando se espera se abra la válvula de escape. Estas oscilaciones de la presión también están presentes a 3000 rpm pero de forma más pronunciada. Estas variaciones corresponden a la contrapresión generada en el interior del tubo que comunica el cilindro de alta presión con el de baja presión.

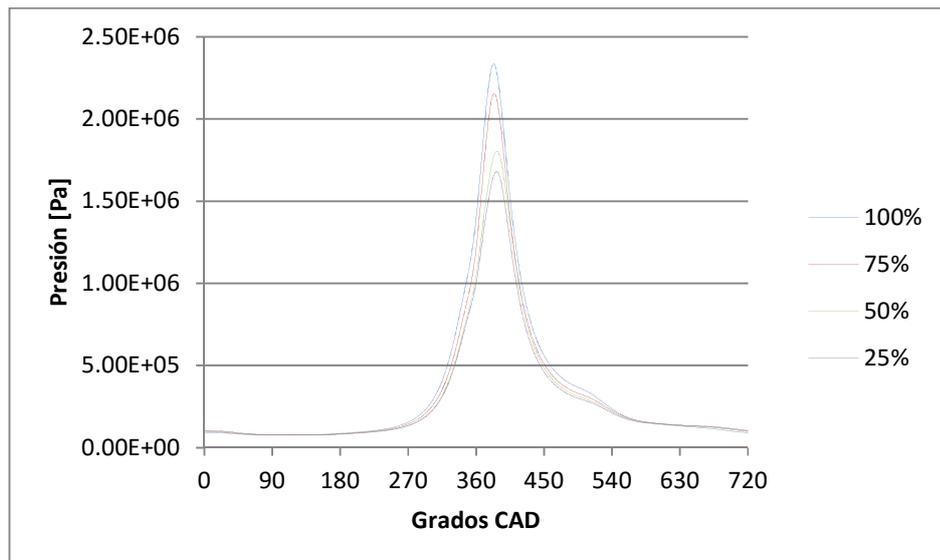
Para el 75% de carga a 3000 rpm se observa un comportamiento ligeramente diferente durante la carrera de escape respecto a las demás cargas. Probablemente esto se deba a que la válvula de admisión del cilindro de baja presión tardó más en abrirse respecto a la apertura de la válvula de escape del cilindro de baja presión.

Figura 59: Presión vs CAD motor 5T a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.24.2.2 Motor 4T (Cilindro alta presión)

Figura 60: Presión vs CAD motor 4T a 3400 rpm. Fuente: Autor.



Para la configuración 4T, se observa como los valores de presión, una vez abierta la válvula de escape, disminuyen hasta un valor cercano a cero.

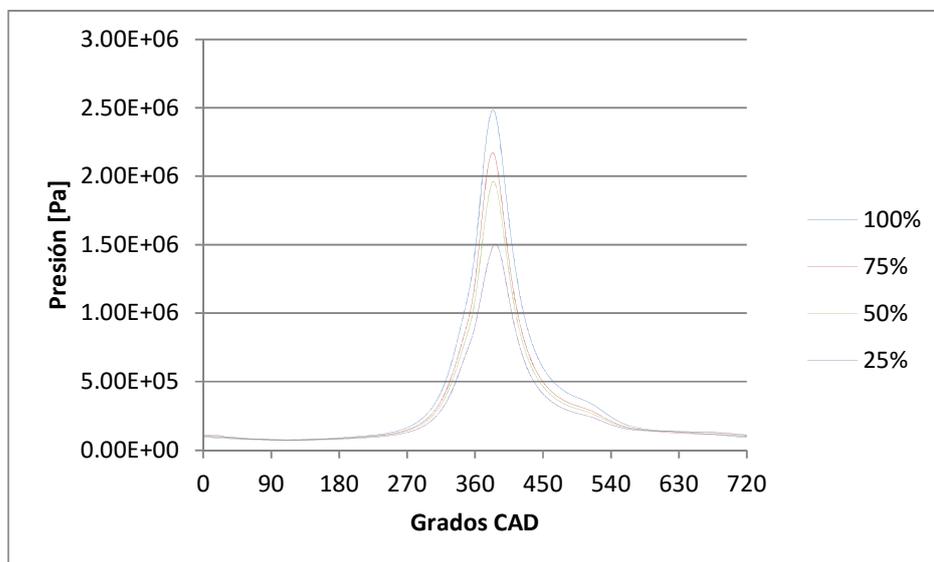
La presión del sensor es manométrica, sin embargo la presión graficada corresponde a la presión absoluta. La presión atmosférica local es de 75 kPa (Bogotá – Colombia).

La apertura de la válvula de escape (EVO) ocurre para ambas configuraciones antes de los 540 CAD. Debido a las características de la configuración 4T al abrirse la válvula de escape inmediatamente los gases tienen a equilibrarse mecánicamente, térmicamente y químicamente con el ambiente, por esto no se observan las oscilaciones características de la configuración 5T.

El comportamiento de la presión a 3000 rpm es similar, aunque los valores máximos de presión alcanzados son ligeramente mayores. La presión máxima a 3000 rpm se espera sea ligeramente mayor a los valores alcanzados a 3400 considerando que el torque máximo y por lo tanto el trabajo máximo por ciclo se obtiene a 2500 rpm.

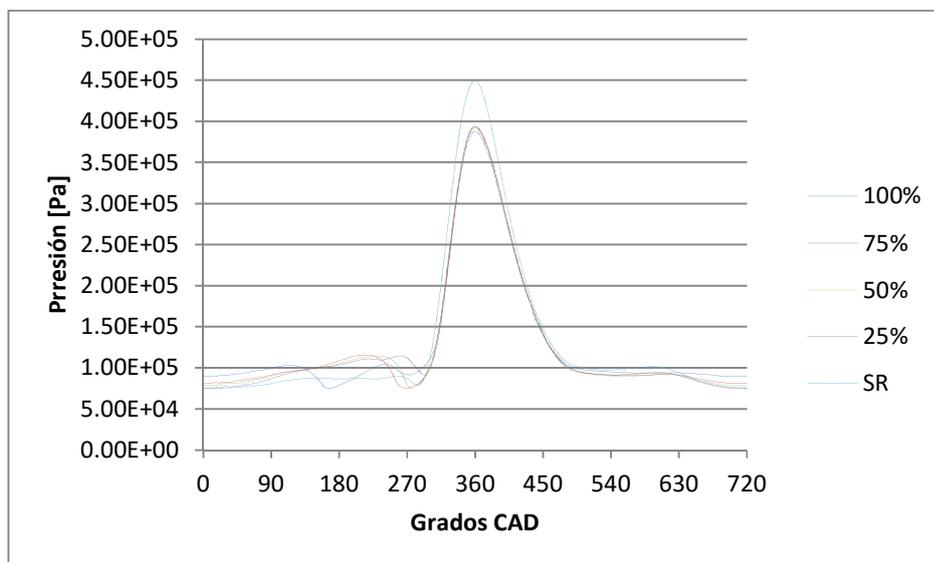
La Figura 61 muestra las curvas de presión en función del ángulo de giro del cigüeñal para los 4 estados de carga evaluados, teóricamente 100%, 75%, 50% y 25%, pero como ya se mencionó la carga real varía ligeramente debido a las limitaciones al momento de frenar los motores mediante el generador eléctrico.

Figura 61: Presión vs CAD motor 4T a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.24.2.3 Motor 2T (Cilindro de baja presión)

Figura 62: Presión vs CAD motor 2T a 1700 rpm. Fuente: Autor.



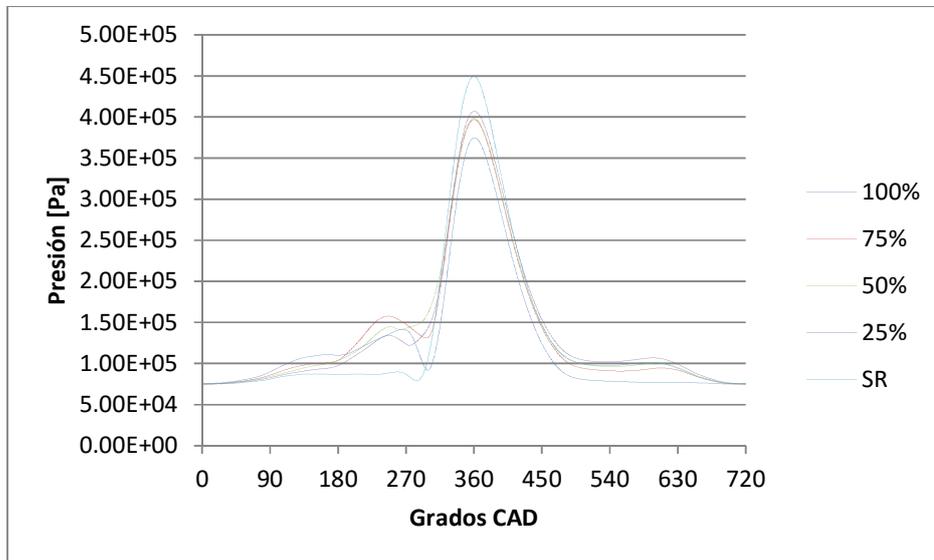
En el cilindro de baja presión se tomaron registros para cada estado de carga cuando se operaba en la configuración 5T. Para la configuración 4T el estado de carga no influye en el cilindro de baja presión al no existir recirculación de gases de escape, por esto únicamente se tiene datos de presión a 3400 y 3000 rpm sin importar la carga aplicada.

La data correspondiente al cilindro de baja presión en configuración 4T se denomina como "SR" que significa *Sin Recirculación*.

El valor de presión máxima se obtiene en la curva SR, lo cual aparentemente no tiene sentido por tratarse de aire frío de la atmósfera. Sin embargo considerando que el desplazamiento del cilindro de baja presión es el doble del volumen del cilindro de alta presión, la masa de aire para el estado SR debe ser mayor, y debido a las limitaciones, ya explicadas, respecto al perfil de las levas la presión alcanzada durante la breve etapa de compresión es superior.

La presión censada en el cilindro de baja presión con recirculación de gases corresponde a la energía térmica y mecánica disponible en los gases de escape y no a un ligero proceso de compresión realizado al aire atmosférico debido a los perfiles de las levas que durante un "breve" momento mantienen el cilindro de baja presión estanco provocando la compresión de los gases en su interior.

Figura 63: Presión vs CAD motor 2T a 1500 rpm. Fuente: Autor.



En el proceso de admisión/expansión para las curvas con recirculación existe un incremento de la presión hasta valores máximos de 100 kPa de presión manométrica, antes de que el cilindro se vuelva estanco y el pistón comprima los gases en el interior de este. Ese máximo local de presión se debe a la energía disponible en los gases de escape al salir del cilindro de alta presión. Esta energía disponible podría ser hasta 3 veces superior en un motor 5T optimizado, puesto que se minimizarían las pérdidas por transferencia de calor en el tubo de comunicación entre ambos motores, así como se disminuiría la energía perdida en la expansión sin restricción a la salida del cilindro de alta presión.

1.25 Análisis gráficas P vs V (4T, 5T, 2T y 2T SR)

Para calcular el trabajo indicado realizado por los gases sobre el pistón en un ciclo de trabajo promedio, se requiere conocer con exactitud la correlación de los datos de presión con su correspondiente dato de volumen.

El valor del trabajo calculado es muy sensible a la correlación de la presión con el volumen, por lo tanto, considerando que experimentalmente no se dispuso de un sensor de PMS, se establece un método para estimar la ubicación del PMS respecto al punto de presión máxima para cada estado de carga y configuración, de forma que en todos los casos se utilice el mismo criterio y puedan los resultados ser comparables.

Debe aclararse que el propósito de este trabajo de tesis no es calcular el trabajo indicado con exactitud, por lo que basta con desarrollar una metodología que se aplique para todos los

casos. Posteriormente se hará una validación de la metodología en base a parámetros encontrados en la literatura, así como a la potencia máxima al freno indicada en la ficha técnica del motor Honda GX200.

La metodología que se desarrollará solo aplica para el cilindro de alta presión, puesto que para el cilindro de baja presión es fácil asociar el punto de presión máxima con el PMS debido a que no existe combustión y a que el PMS sucede mientras el cilindro se encuentra estanco.

1.25.1 Estrategia identificación (Método derivadas) PMS, PMI, IVO, IVC, EVO y EVC

El método empleado para aproximar la ubicación del PMS a partir de los datos del sensor de presión, se basa en el cálculo de la primera y segunda derivada de la presión respecto al ángulo CAD.

La primera derivada representa la tasa de incremento de la presión respecto al ángulo CAD, alcanzando su valor máximo en un punto cercano al PMS, puesto que la combustión se inicia en el momento en que se dispara la chispa de la bujía, esto es 20° antes del PMS.

El retardo de la combustión es de aproximadamente 5-10 CAD (Heywood, 1988), después de esto se inicia la liberación de calor cuya pendiente es aproximadamente constante hasta quemarse cerca del 90% de la mezcla aire-combustible. Considerando una pendiente uniforme y de acuerdo a las gráficas de velocidad y aceleración del pistón es lógico ubicar el punto de mayor gradiente de presión muy cerca al PMS, puesto que la tasa de liberación de energía se mantiene constante.

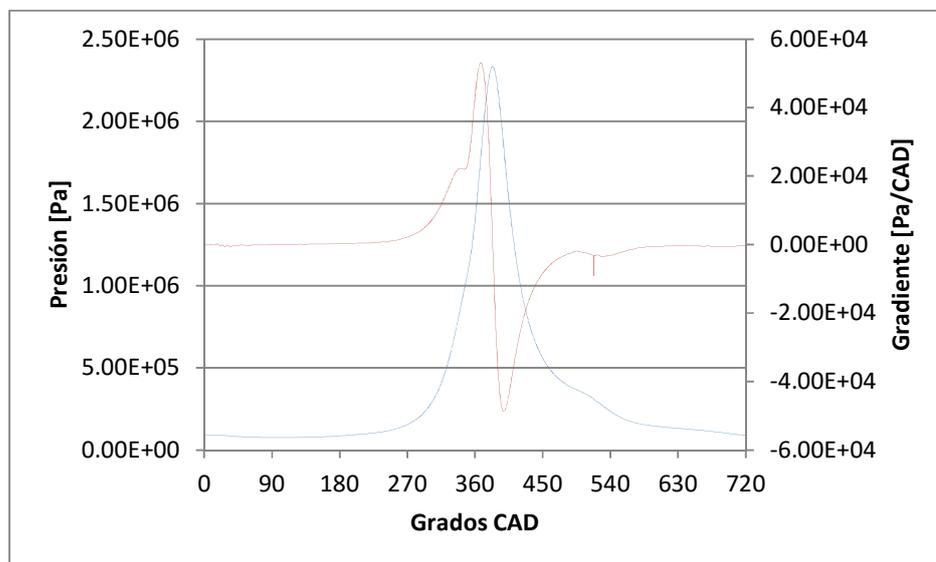
Una vez alcanzado el PMS inevitablemente el gradiente debe disminuir, puesto que el volumen comienza a crecer de nuevo, y la liberación de calor continua siendo constante, y la aceleración del pisto está alcanzando su valor mínimo.

La segunda derivada se calcula para poder asociar el valor de máximo gradiente de presión, con el corte en el eje de las abscisas. Este método arrojó unos resultados muy satisfactorios, pues las potencias indicadas obtenidas son lógicas de acuerdo con las potencias al freno anunciadas en la ficha técnica del motor y a las pérdidas por fricción calculadas de acuerdo a las correlaciones PNH (Nitschke, 1987) y a los ajustes realizados por Singh para motores de pequeña cilindrada (Singh, 2013).

El offset obtenido del punto de presión máxima respecto al PMS está de acuerdo con los valores encontrados en la literatura (Heywood, 1988) cuyos valores oscilan en torno a los 16 grados después del PMS.

1.25.1.1 Presión y primera derivada

Figura 64: Presión y primera derivada. Fuente: Autor.



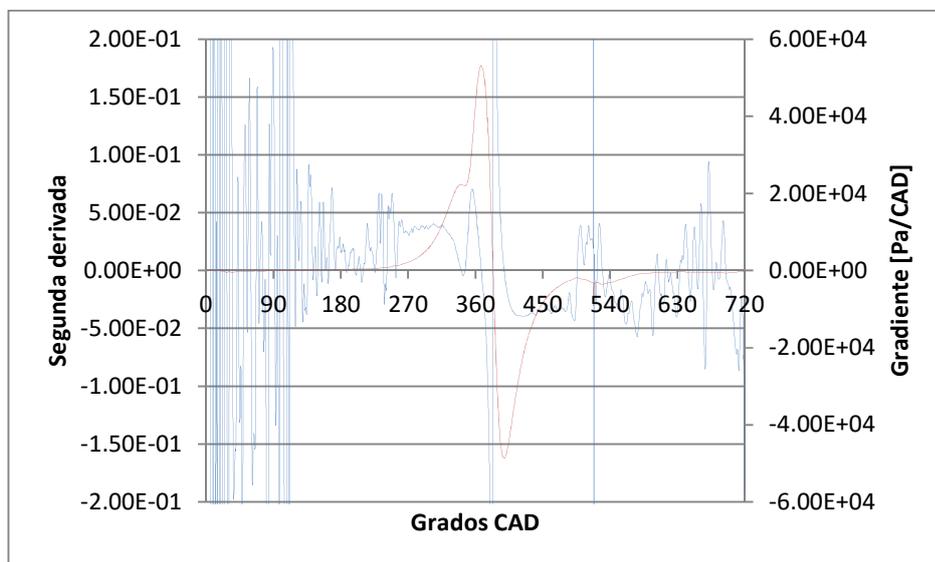
La primera derivada permite ubicar el punto de mayor gradiente de la presión, el cual se ubica antes del punto de presión máxima. En la Figura 64 se observa un escalón en la curva de la primera derivada antes del punto de máximo gradiente. Este escalón corresponde al momento en que la bujía dispara la chispa y se da comienzo a la combustión. La pequeña zona “plana” se debe al retardo de la combustión o *Ignition Delay*.

La combustión inicia de forma lenta, puesto que la transferencia de calor a las paredes del cilindro empieza a ser considerable debido al calentamiento de la mezcla por la compresión, además de requerirse alcanzar la energía de activación para dar inicio a las reacciones.

Una vez superado el retardo de la ignición es evidente el aumento de la presión al interior del cilindro, así como el aumento de la temperatura de los gases en su interior. En los fotogramas del proceso de combustión es apenas en este instante donde la llama y su avance se hacen perceptibles (Heywood, 1988).

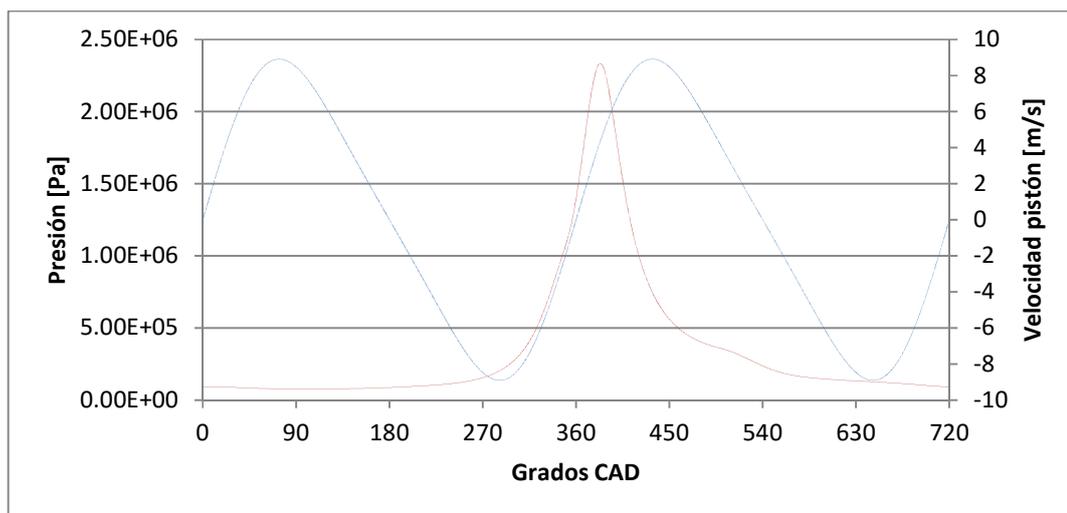
1.25.1.2 Primera y segunda derivada

Figura 65: Primera y segunda derivada de la presión. Fuente: Autor.



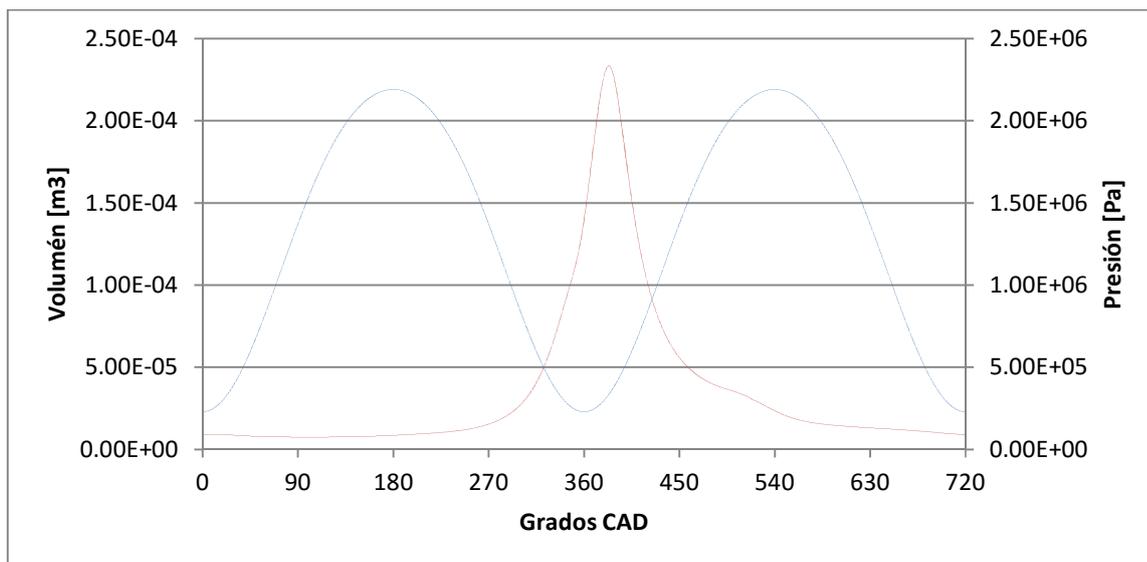
En la Figura 65 se aprecia que existen varios mínimos y máximos locales para el caso de la primera derivada, sin embargo el punto de interés es el máximo global ubicado entre 360 y 400 CAD, este punto corresponde al PMS.

Figura 66: Presión del cilindro y velocidad del pistón. Fuente: Autor.



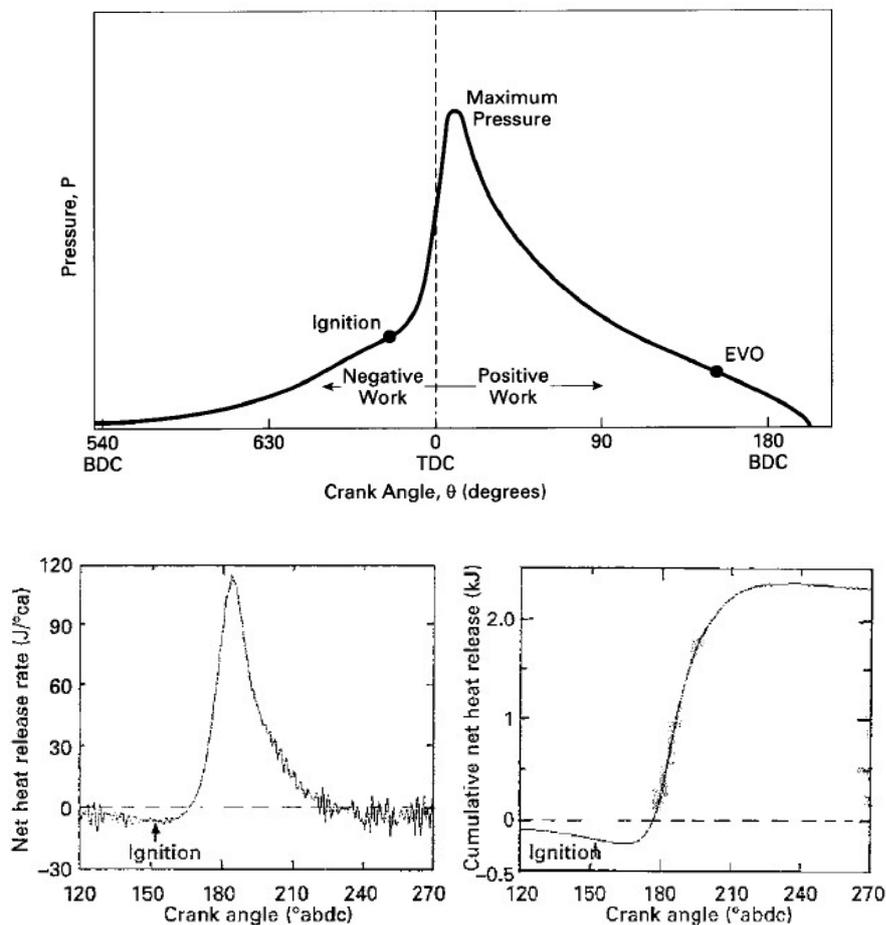
Cerca al PMS la velocidad del pistón tiene valores relativamente bajos debido a la cinemática del mecanismo biela-manivela. Cerca al PMS deltas grandes del ángulo CAD corresponden a pequeños desplazamiento del pistón, es por esto que la velocidad del pistón y la turbulencia de los gases asociada a esta no son comparables con el aumento de presión generado por la combustión. Asimismo en este punto la aceleración del pistón está decreciendo.

Figura 67: Volumen y presión del cilindro. Fuente: Autor.



De acuerdo a lo expuesto anteriormente, si se considera que el efecto principal que causa un aumento de la presión al interior del cilindro es la combustión de la mezcla aire-combustible, y teniendo además en cuenta que la de liberación de calor o *Heat Release* tiene una zona que se puede aproximar a una línea recta entonces el gradiente máximo de la presión tiene que ocurrir muy cerca del PMS.

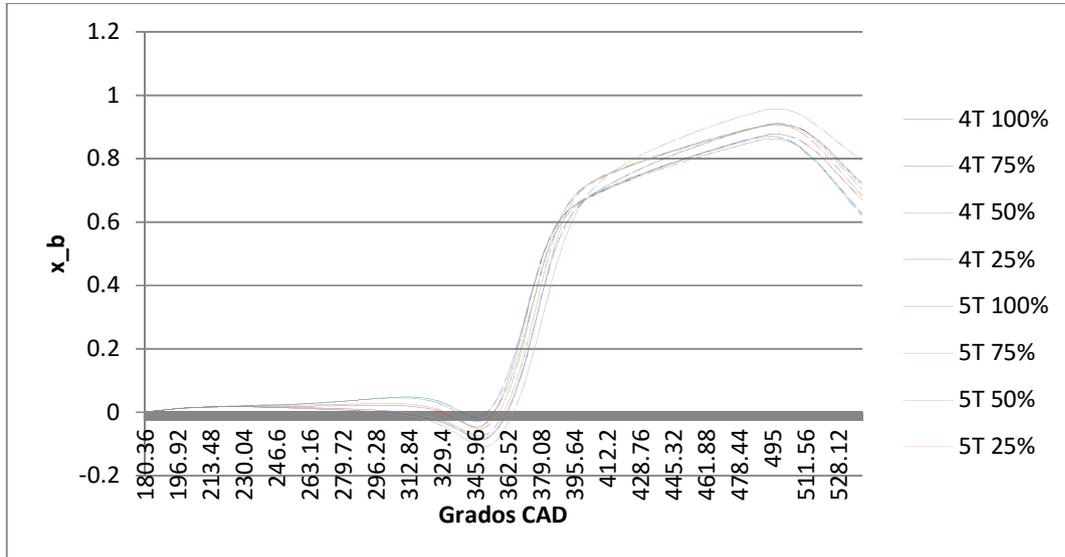
Figura 68: Diagrama de presión, Heat Release Ratio y Heat Release Acumulative típicos para un motor de encendido por chispa. Fuente: Stone, 1999.



1.25.1.3 Ajustes a la ubicación del PMS a partir de la fracción de masa quemada
 Luego de aproximar la ubicación del PMS mediante el método de la primera derivada, se puede realizar un ajuste mediante el cálculo de la fracción mássica quemada en función del ángulo CAD, debiendo teóricamente obtenerse un valor máximo para la fracción quemada igual a 1 y mantenerse constante hasta el momento en que la válvula de escape es abierta, instante en el cual la curva debería mostrar una pendiente negativa.

Graficando la fracción mássica quemada a partir del PMS calculado mediante el método de la primera derivada se obtienen las siguientes curvas para las configuraciones 4T y 4T a 3400 rpm.

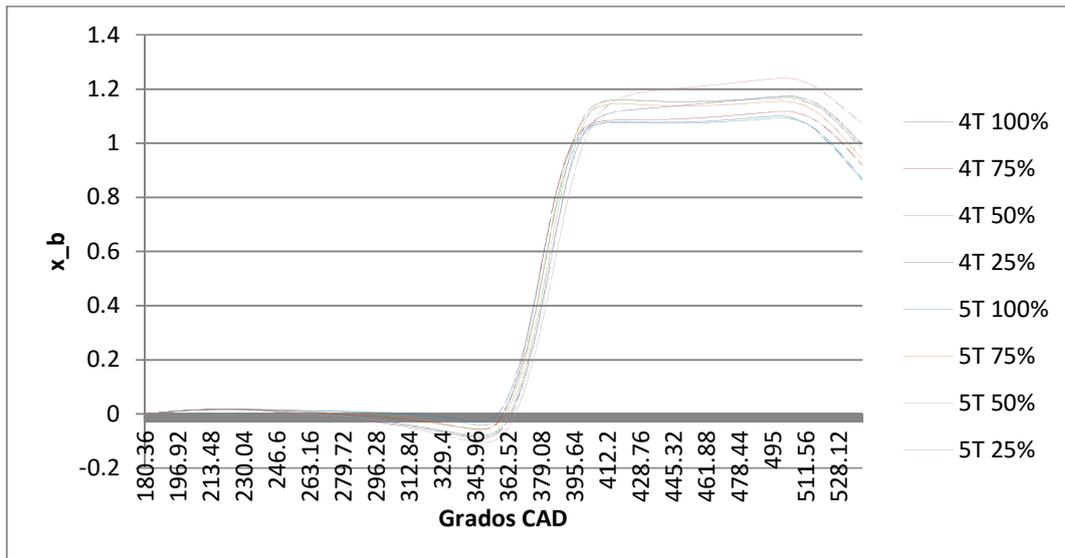
Figura 69: Curvas fracción másica quemada para el PMS sin ajustar. Fuente: Autor.



Se realizan ajustes variando de forma fina la ubicación del PMS, 0,36 CAD a la vez, para cada curva. Se encuentra que para todas las cargas y configuraciones al adelantar el punto de máxima presión del PMS 8,28 CAD, se obtienen curvas que se ajustan más a la teoría del proceso de combustión.

Al graficar las curvas ajustadas de la fracción másica quemada se obtiene:

Figura 70: Fracción de masa quemada para el régimen de 3400 rpm. Fuente: Autor.



Más adelante se comprueba también que los valores de potencia indicada obtenidos mediante la correlación de los datos presión con el volumen, luego de los ajustes realizados, se acerca bastante a lo que se esperaría de acuerdo a las especificaciones técnicas del motor.

El offset del punto de presión máxima respecto al PMS para cada configuración y estado de carga se resume en la Tabla 24.

Tabla 24: Offset PMS y P_Max. Fuente: Autor.

Motor 5T			
Carga (3400 rpm)	Offset [CAD]	Carga (3000 rpm)	Offset [CAD]
100%	24,84	100%	25,2
75%	25,56	75%	26,28
50%	28,8	50%	25,92
25%	28,08	25%	27,36

Motor 4T			
Carga (3400 rpm)	Offset [CAD]	Carga (3000 rpm)	Offset [CAD]
100%	23,76	100%	23,76
75%	24,48	75%	23,4
50%	27,72	50%	24,48
25%	27,36	25%	27

Se puede concluir que la configuración 5T retrasa el punto de máxima presión respecto al PMS, y que existe una relación constante, para el motor evaluado, entre el PMS y el punto de máximo gradiente igual a 8,28 CAD.

Tabla 25: Relación entre los Offset de las configuraciones 5T y 4T. Fuente: Autor.

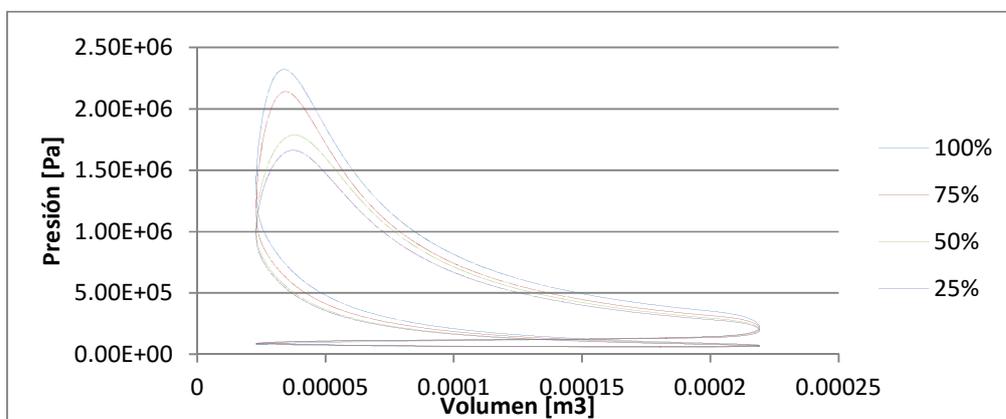
Carga (3400 rpm)	Relación Offset (5T/4T)	Carga (3000 rpm)	Relación Offset (5T/4T)
100%	105%	100%	106%
75%	104%	75%	112%
50%	104%	50%	106%
25%	103%	25%	101%

1.26 Diagramas P vs V

Para el cálculo de la potencia indicada y del trabajo realizado por los gases sobre el pistón en cada ciclo de trabajo se requirió identificar el PMS y de acuerdo a esto relacionar cada dato de presión con un dato de volumen. El resultado de esta correlación son los diagramas P vs V. El área encerrada entre las curvas representa el trabajo entregado por cada ciclo.

1.26.1.1 Motor 4T

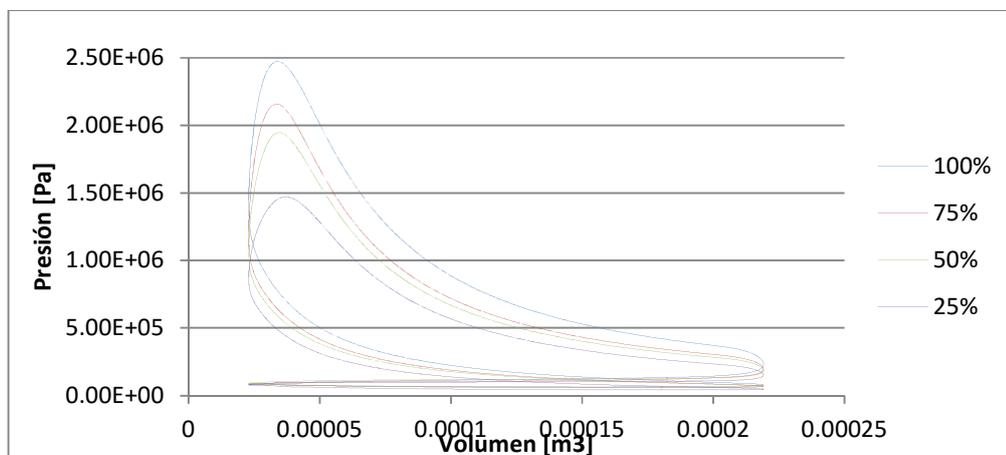
Figura 71: P vs V motor 4T a3400 rpm. Fuente: Autor.



De las gráficas obtenidas se observa una menor cantidad de trabajo conforme la carga se reduce, sin embargo no es proporcional. Esto se debe a las altas pérdidas por fricción asociadas al banco de pruebas, puesto que experimentalmente el estado de carga se mide en relación a la potencia al freno que es disipada en el banco de resistencias y no a la potencia entregada por el cilindro de alta presión.

Haber realizado pruebas con un 25% de la potencia indicada del cilindro de alta presión no hubiera sido posible, pues la potencia no hubiera sido suficiente para vencer las pérdidas por fricción del banco, más adelante se profundizará en este aspecto.

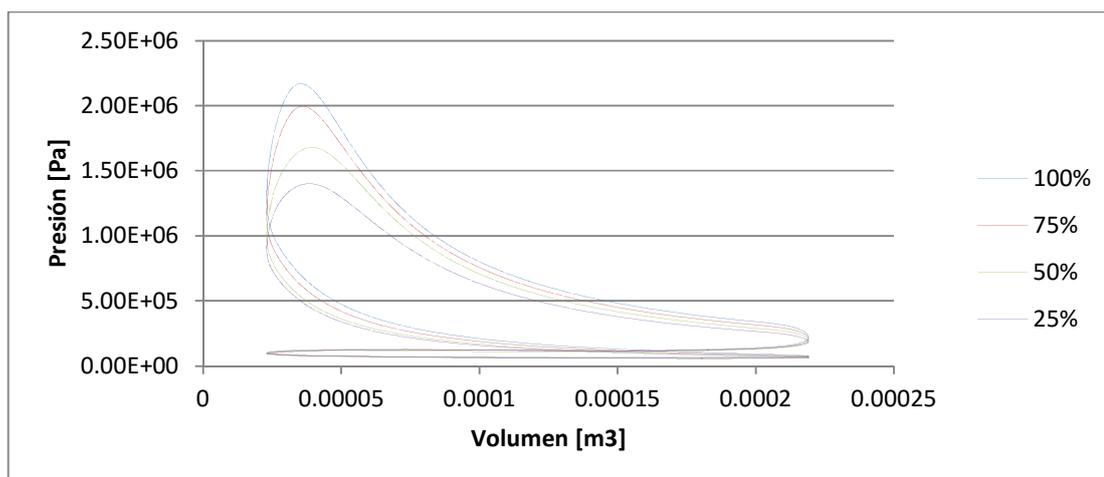
Figura 72: P vs V motor 4T a3000 rpm. Fuente: Autor.



Resulta interesante mencionar como a simple vista las gráficas P vs V para el caso del motor 4T operando a 3000 rpm entrega un mayor trabajo por ciclo comparado con el trabajo entregado a 3400 rpm, esto va de acuerdo con la ficha técnica donde para el caso del motor Honda GX200 el torque máximo se entrega a 2500 rpm, mientras la potencia máxima se entrega a 3600 rpm.

1.26.1.2 Motor 5T

Figura 73: P vs V motor 5T a3400 rpm. Fuente: Autor.

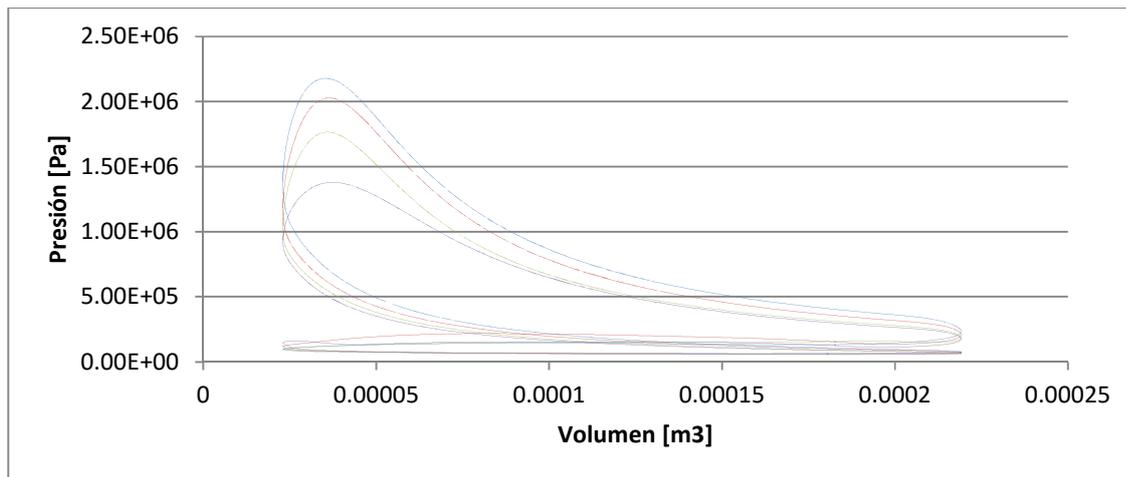


Para el cilindro de alta presión operando en configuración 5T se observa una disminución del trabajo entregado por ciclo, además de una disminución de la presión máxima alcanzada. Esto como ya se discutió anteriormente está relacionado con una mayor fracción de gases residuales, así como a una mayor contrapresión a la salida de los gases de escape.

En las gráficas P vs V para los motores que operan en ciclos de 4 tiempos, sean Otto o Diesel, existe una gran área encerrada en la parte superior del diagrama, pero también un área encerrada de menor tamaño en la parte inferior. El área superior se refiere al trabajo indicado bruto, mientras la inferior hace relación con el trabajo de bombeo realizado por el pistón al aspirar y al expulsar los gases.

Para los motores de aspiración natural, como el utilizado en este trabajo, el trabajo de bombeo es negativo; mientras para los motores súper cargados este trabajo suele ser positivo.

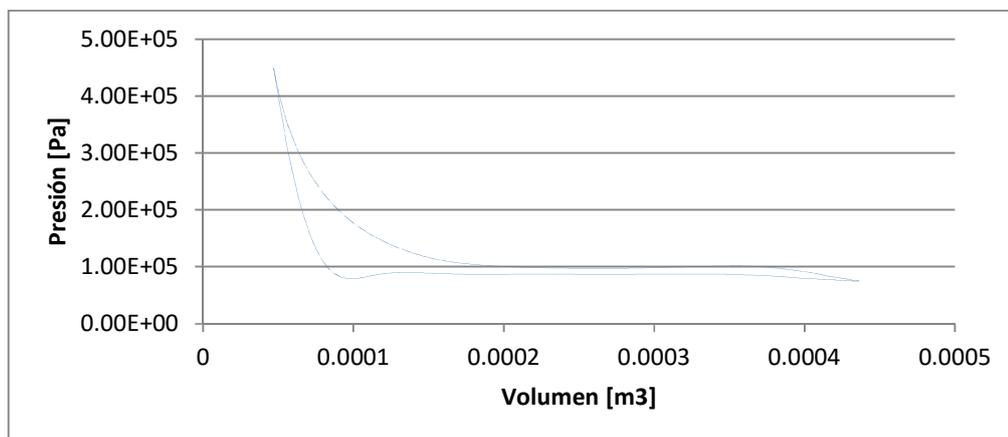
Figura 74: P vs V motor 5T a3000 rpm. Fuente: Autor.



Otra de las características para la configuración 5T, es el mayor área relacionada con el trabajo de bombeo, lo cual se explica por el hecho de que el pistón debe superar una mayor contrapresión a la salida de los gases de escape. Esto pone en evidencia la falta de control existente en la sincronización entre ambos motores, puesto que esta contrapresión, como se expondrá más adelante, puede ser mitigada con una correcta selección del volumen desplazado del cilindro de baja presión, así como con una buena sincronía entre el momento de apertura de la válvula de escape del cilindro de alta presión y la apertura de la válvula de admisión del cilindro de baja presión.

1.26.1.3 Motor 2T

Figura 75: P vs V motor 2T SR. Fuente: Autor.

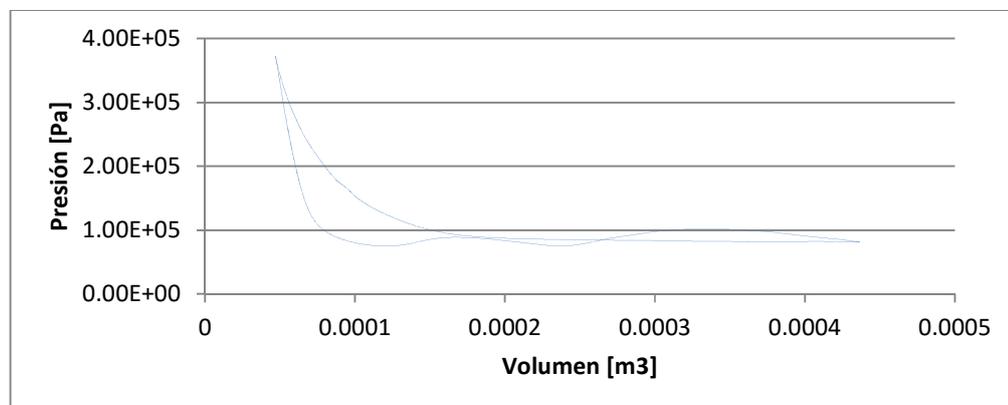


Por estar el cilindro de baja presión operando como un 2T, se obtienen gráficas P vs V sin áreas encerradas en la parte inferior, puesto que no existe una carrera de admisión y compresión sino únicamente de expansión y escape.

La Figura 75 corresponde a un ciclo de trabajo del cilindro de baja presión sin recirculación de gases. Una de las líneas, superior o inferior, corresponde a la carrera de expansión y la otra a la carrera de escape. La forma más fácil de identificar cual línea corresponde a la carrera de escape es ubicar la línea con un comportamiento “más suave”, en el caso de la Figura 75 correspondería a la línea superior. Debido a que la línea de escape se encuentra en la parte superior durante todo el desplazamiento del pistón, se puede afirmar que el trabajo encerrado es negativo, es decir es trabajo que debe ser suministrado al motor para realizar ese ciclo.

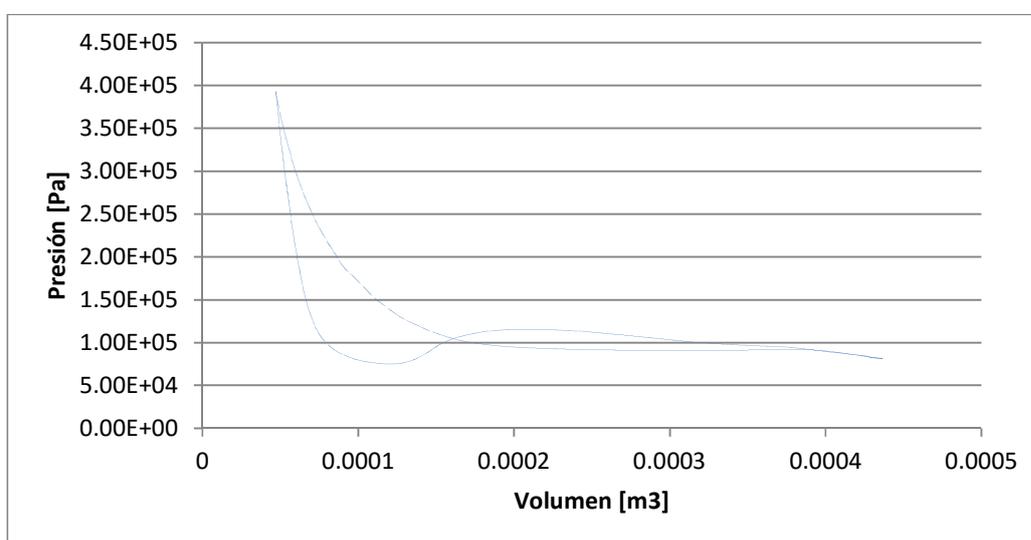
Los valores cuantitativos de los trabajos encerrados en todos los diagramas P vs V se tabulan más adelante para su análisis.

Figura 76: P vs V motor 2T a3400 rpm 100%. Fuente: Autor.



En las demás graficas P vs V del cilindro de baja presión los ciclos se realizan con recirculación de gases, por esta razón se observan oscilaciones más pronunciadas de la curva de presión durante la carrera de expansión, observándose generalmente que la curva de escape permanece en la parte superior en la primera etapa del desplazamiento. Esto se debe a que en la primera etapa del desplazamiento el cilindro permanece estanco, lo cual inevitablemente requiere una compresión de los gases por parte del pistón (trabajo negativo), sin embargo una vez la válvula de admisión es abierta se observa un máximo local de la presión y un trabajo positivo.

Figura 77: P vs V motor 2T a3400 rpm 75%. Fuente: Autor.



La curva de expansión puede o no mantenerse en la parte superior una vez abierta la válvula de admisión, dependiendo de la presión disponible en los gases y a la correcta sincronía entre ambos motores. Cuando uno de estos factores, o los dos, no adecuado la curva de expansión puede trasladarse a la parte inferior dando lugar a un trabajo negativo que perjudica el desempeño de la configuración 5T. También es posible observar dos valores máximos locales (ver Figura 76), el primero correspondería a la presión de los gases dentro del ducto que comunica ambos motores, mientras la segunda representaría la presión de los gases de escape recién liberados del cilindro de alta presión.

Figura 78: P vs V motor 2T a3400 rpm 50%. Fuente: Autor.

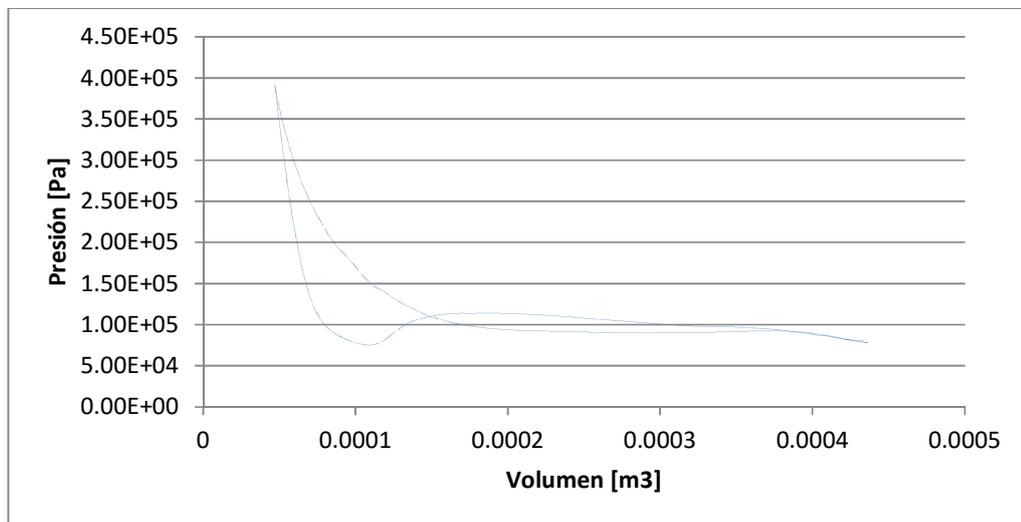
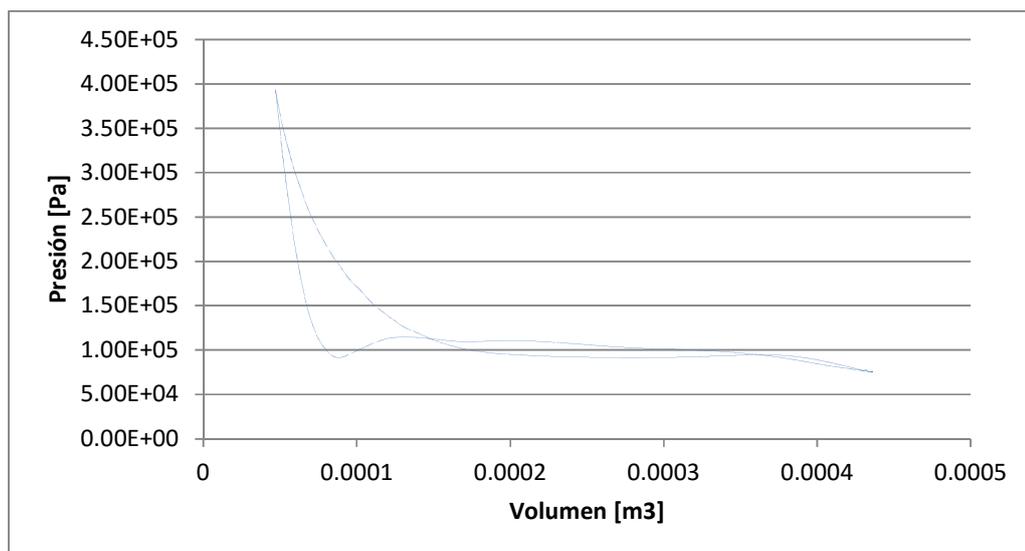
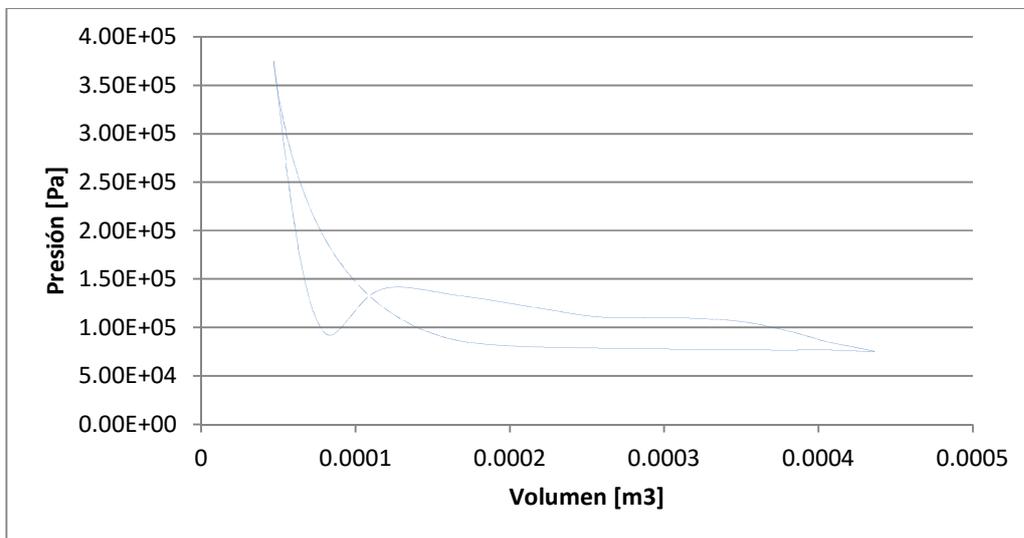


Figura 79: P vs V motor 2T a3400 rpm 25%. Fuente: Autor.



Durante las pruebas realizadas a 3400 rpm, el trabajo neto realizado por el pistón del cilindro de baja presión fue siempre negativo. Esto se debió especialmente al diseño no óptimo del árbol de levas, pues idealmente el cilindro de baja presión nunca debería estar estanco, pues esto involucraría una depresión o una compresión de los gases en el interior.

Figura 80: P vs V motor 2T a3000 rpm 100%. Fuente: Autor.

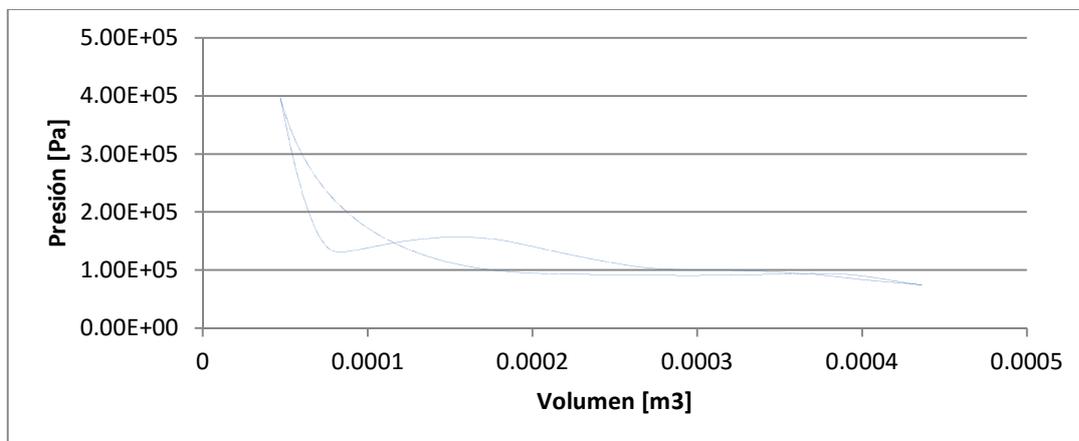


El momento de apertura de la válvula de admisión se identifica por el punto de inflexión en la depresión de la línea de expansión. Esta depresión es causada por una generación de vacío al existir poca masa al interior del cilindro y al movimiento descendente del pistón lo cual permite que los gases se expandan.

El momento de apertura de la válvula de escape se identifica justo en el comienzo de la carrera de escape, al permanecer la presión en valores cercanos a los de la presión atmosférica y no comportarse como un proceso politrópico.

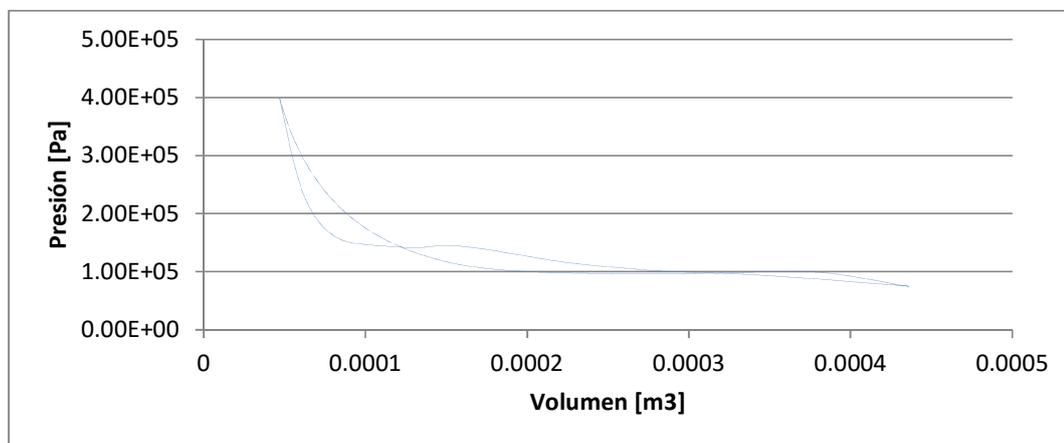
Al final de la carrera de expansión se observa también un rápido descenso de la presión ocasionado por la expansión de los gases en el cilindro que se encuentra en este momento nuevamente estanco y el pistón en movimiento descendente.

Figura 81: P vs V motor 2T a3000 rpm 75%. Fuente: Autor.



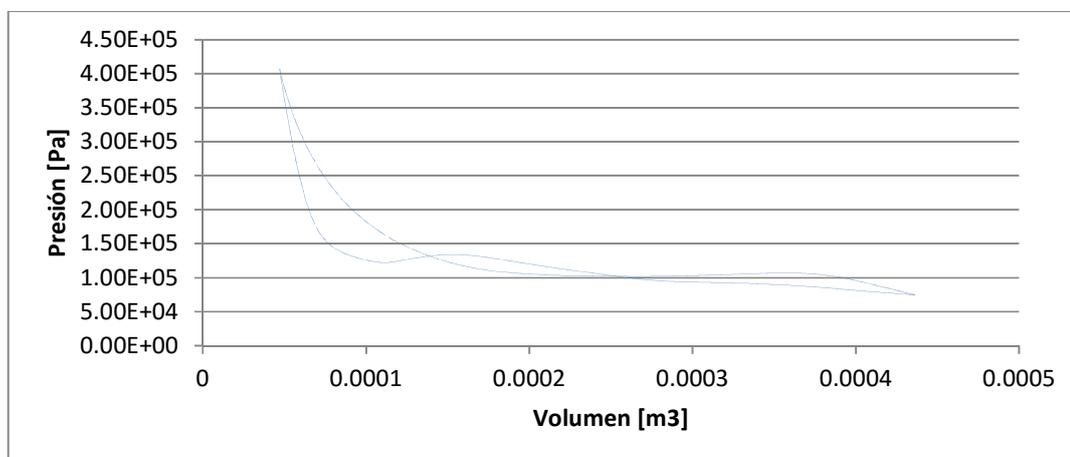
Para los estados de carga de 100% y 75% a 3000 rpm, el trabajo neto realizado por el pistón del cilindro de baja presión fue positivo, contribuyendo a la potencia al freno. Se debe considerar que a pesar de que en los demás estados de carga el trabajo neto fue negativo, este valor fue en todos los casos menor al trabajo requerido para realizar el ciclo sin recirculación de gases. Por esta razón es que a pesar de que el cilindro de alta presión en configuración 5T realizó menor cantidad de trabajo, los gases de recirculación siempre contribuyeron a disminuir la carga ocasionada por el pistón de baja presión. Lo anterior se evidencia en las potencias disipadas en el banco de resistencias que fue mayor para la configuración 5T.

Figura 82: P vs V motor 2T a3000 rpm 50%. Fuente: Autor.



Existe una gran oportunidad de aprovechar mejor los gases de escape del cilindro de alta presión. Este beneficio podría maximizarse con un adecuado diseño del árbol de levas, así como minimizando las pérdidas de presión de los gases al pasar de un cilindro al otro.

Figura 83: P vs V motor 2T a3000 rpm 25%. Fuente: Autor.



1.27 Análisis de las pérdidas por fricción

El cálculo de las pérdidas por fricción se realizó de acuerdo al modelo PNH (Nitschke, 1987), posteriormente ajustado para motores de baja cilindrada por Singh (Singh, 2013). Este modelo tiene la ventaja de calcular una a una las pérdidas por fricción para cada elemento: Cigüeñal, árbol de levas, elementos recíprocos, pérdidas por bombeo, accesorios entre otros.

Poder estimar las pérdidas por fricción mediante este modelo, que en múltiples publicaciones ha demostrado ser bastante preciso, permite conocer las pérdidas por fricción propias del banco de pruebas. El banco de pruebas por contar con múltiples catarinas y cadenas para la transmisión de potencia genera inevitablemente pérdidas notables de potencia.

En las tablas que se presentan a continuación se muestran los valores correspondientes a la potencia asociada a cada uno de los elementos que generan fricción, así como al trabajo generado en los cilindros.

Tabla 26: Cálculo MEP estado de carga del 100%. Fuente: Autor.

Carga 100%									
Potencia [W]	Método	GX200 (4T)		GX200 (5T)		GX390 (2T)			
		Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 1700 rpm	Valor 1500 rpm	SR 1700 rpm	SR 1500 rpm
IP_gross	Diagrama P vs V	3610	3445	3463	3216	-143	134	-324	-286
PP	Diagrama P vs V	-289	-255	-313	-345	N.A	N.A	N.A	N.A
IP_net	Diagrama P vs V	3321	3189	3150	2871	-143	134	-324	-286
BP_GX200	Teórico-experimental	2775	2736	2604	2418	N.A	N.A	N.A	N.A
BP_Banco	Potencia alternador	1470	1190	1503	1217	N.A	N.A	N.A	N.A
cFP	Small Engines Model de Singh, a partir del modelo de fricción PNH	90	76	90	76	40	39	40	39
rFP		172	143	172	143	97	93	97	93
rFP_gas		92	86	92	86	107	111	107	111
vFP		69	58	69	58	38	38	38	38
aFP		124	91	124	91	52	47	52	47
PP_i		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
PP_e		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
tFP		547	453	547	453	334	328	334	328
FP_Banco	Teórico-experimental	645	931	623	1006	N.A	N.A	N.A	N.A

Es de resaltar las altas pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas, las cuales, en algunos casos, representan casi el 50% de la potencia al freno generada por el cilindro de alta presión.

La Tabla 26 permite validar el método de la primera derivada para aproximar el PMS, así como las correlaciones para las pérdidas por fricción sugeridas por Singh (Singh, 2013).

	HP	kW
Potencia neta (Ficha técnica)	5,5 a3600 rpm	4,103
Potencia neta (Corregida para Bogotá)	4,07	3,04
Potencia máxima calculada en base al BMEP a3400 rpm (a la altura de Bogotá)	3,73	2,78
Error [%]	8,3%	

El error obtenido luego de aplicar el método de la primera derivada para encontrar el PMS y calcular las pérdidas por fricción mediante las correlaciones propuestas por Singh, es menor al 10%. Lo cual es un resultado satisfactorio considerando que la potencia obtenida se está comparando con la potencia teórica de la ficha técnica, pues en la realidad, como lo demostró el analizador de gases la combustión no era óptima.

Tabla 27: Calculo MEP estado de carga del 75%. Fuente: Autor.

Carga 75%										
MEP [kPa]	Método	GX200 (4T)		GX200 (5T)		GX390 (2T)				
		Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	SR 3400 rpm	SR 3000 rpm	
IP_gross	Diagrama vs V P	3350	2850	3285	2964	-146	53	-324	-286	
PP	Diagrama vs V P	-308	-226	-312	-569	N.A	N.A	N.A	N.A	
IP_net	Diagrama vs V P	3042	2623	2973	2396	-146	53	-324	-286	
BP_GX200	Teórico-experimental	2500	2174	2431	1946	N.A	N.A	N.A	N.A	
BP_Banco	Potencia alternador	1055	1023	1027	908	N.A	N.A	N.A	N.A	
cFP	Small Engines Model de Singh, a partir del modelo de fricción PNH	90	76	90	76	40	39	40	39	
rFP		172	143	172	143	97	93	97	93	
rFP_gas		92	86	92	86	107	111	107	111	
vFP		69	58	69	58	38	38	38	38	
aFP		124	91	124	91	52	47	52	47	
PP_j		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
PP_e		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
tFP		542	449	542	449	334	328	334	328	
FP_Banco	Teórico-experimental	786	536	924	763	N.A	N.A	N.A	N.A	

El modelo de fricción PNH actualizado por Sandoval y Heywood (Sandoval, 2002) será más adelante de gran utilidad para estimar las pérdidas por fricción de un motor 5T optimizado, es decir, donde se eliminan elementos del banco de pruebas para obtener un motor que pueda operar en configuración 5T de forma más eficiente.

Este modelo de motor “optimizado” está basado en el prototipo presentado por la empresa suiza Ilmor, prototipo desarrollado en base a la patente de invención de Gerhard Schmitz. Este prototipo se basa en un motor tri-cilíndrico, donde dos cilindros operan a alta presión mientras uno trabaja a baja presión, más adelante se detallará este modelo de motor y se compararán los resultados obtenidos en este trabajo con los resultados publicados por la empresa Ilmor.

Tabla 28: Calculo MEP estado de carga del 50%. Fuente: Autor.

Carga 50%									
MEP [kPa]	Método	GX200 (4T)		GX200 (5T)		GX390 (2T)			
		Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	SR 3400 rpm	SR 3000 rpm
IP_gross	Diagrama P vs V	3105	2613	3007	2521	-124	-14	-324	-286
PP	Diagrama P vs V	-302	-264	-281	-401	N.A	N.A	N.A	N.A
IP_net	Diagrama P vs V	2803	2349	2726	2120	-124	-14	-324	-286
BP_GX200	Teórico-experimental	2261	1900	2184	1671	N.A	N.A	N.A	N.A
BP_Banco	Potencia alternador	729	774	866	866	N.A	N.A	N.A	N.A
cFP	Small Engines Model de Singh, a partir del modelo de fricción PNH	90	76	90	76	40	39	40	39
rFP		172	143	172	143	97	93	97	93
rFP_gas		92	86	92	86	107	111	107	111
vFP		69	58	69	58	38	38	38	38
aFP		124	91	124	91	52	47	52	47
PP_i		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
PP_e		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
tFP		542	449	542	449	334	328	334	328
FP_Banco		Teórico-experimental	873	511	860	462	N.A	N.A	N.A

En la Tabla 28 y Tabla 29 se refleja que a pesar de que la potencia disipada en el banco de resistencias es considerablemente menor, las pérdidas por fricción en el banco varían pero en una proporción diferente, ver

Figura 84 y Figura 85. Esto justifica el hecho de que las potencias indicadas obtenidas a partir de los datos de presión estén mucho más cercanas entre ellas, para las distintas cargas, de lo que la potencia al freno sugeriría.

Un factor que influye en las pérdidas por fricción en los motores y que las correlaciones empleadas para su estimación no han tenido en cuenta, son las modificaciones realizadas a la distribución del motor 2T (cilindro de baja presión). Entre las modificaciones realizadas la más importante es la sustitución de los engranajes de distribución por catarinas y cadena, así como al hecho de que el árbol de levas en el motor 2T ahora gira a la misma velocidad del cigüeñal.

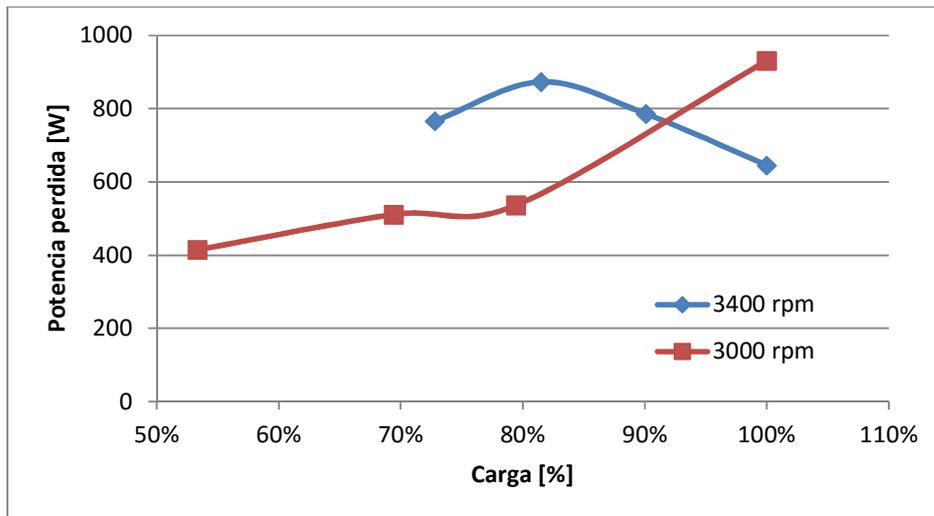
También se observan diferencias en las pérdidas por fricción del banco de pruebas para la configuración 4T y 5T, las cuales probablemente estén relacionadas con el hecho de que el cilindro de baja presión aspira una mayor cantidad de masa de aire cuando opera sin recirculación. Sin embargo esto no está contemplado en las correlaciones propuestas por Singh (Singh, 2013).

Tabla 29: Calculo MEP estado de carga del 25%. Fuente: Autor.

Carga 25%									
MEP [kPa]	Método	GX200 (4T)		GX200 (5T)		GX390 (2T)			
		Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	Valor 3400 rpm	Valor 3000 rpm	SR 3400 rpm	SR 3000 rpm
IP_gross	Diagrama P vs V	2864	2164	2561	2219	-118	-143	-324	-286
PP	Diagrama P vs V	-303	-256	-333	-379	N.A	N.A	N.A	N.A
IP_net	Diagrama P vs V	2561	1908	2229	1841	-118	-143	-324	-286
BP_GX200	Teórico-experimental	2019	1459	1686	1391	N.A	N.A	N.A	N.A
BP_Banco	Potencia alternador	594	430	446	432	N.A	N.A	N.A	N.A
cFP	Small Engines Model de Singh, a partir del modelo de fricción PNH	90	76	90	76	40	39	40	39
rFP		172	143	172	143	97	93	97	93
rFP_gas		92	86	92	86	107	111	107	111
vFP		69	58	69	58	38	38	38	38
aFP		124	91	124	91	52	47	52	47
PP_i		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
PP_e		N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A	N.A
tFP		542	449	542	449	334	328	334	328
FP_Banco	Teórico-experimental	767	415	788	488	N.A	N.A	N.A	N.A

A continuación se muestran graficas que relacionan las pérdidas por fricción del banco con la carga aplicada.

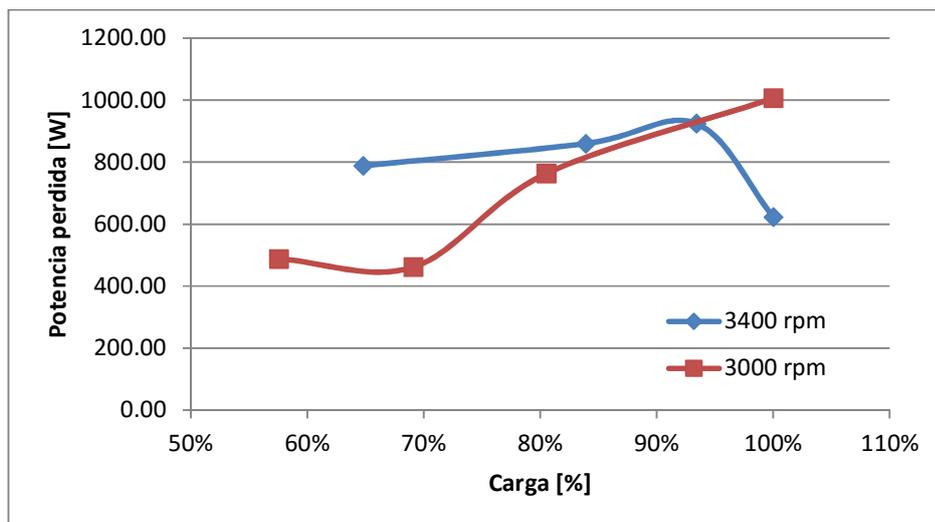
Figura 84: Pérdidas por fricción banco de pruebas para la configuración 4T. Fuente: Autor.



La

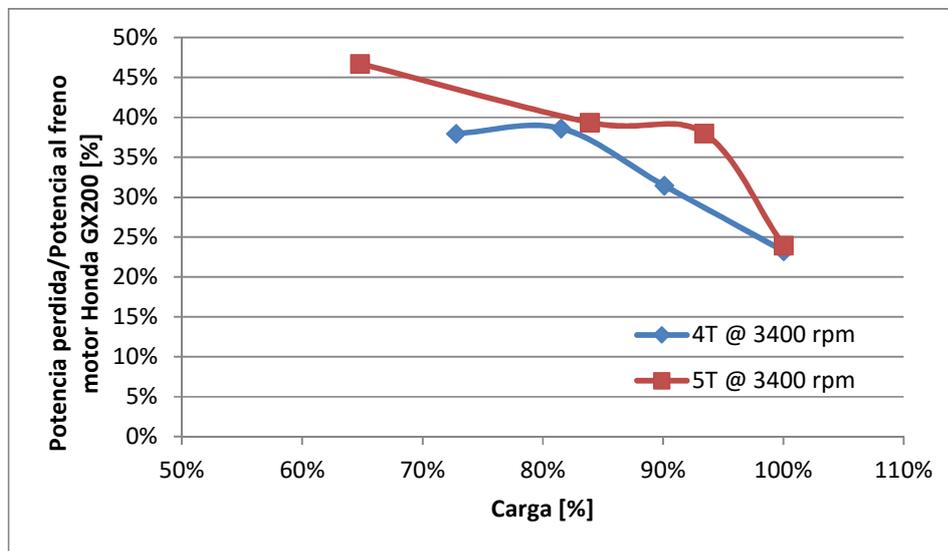
Figura 84 y la Figura 85 muestran comportamiento similares para las pérdidas de potencia ocasionadas por el banco de pruebas en las configuraciones 4T y 5T. Siendo las pérdidas más o menos constantes a 3400 rpm, mientras a 3000 rpm las pérdidas incrementan conforme se incrementa la carga aplicada.

Figura 85: Pérdidas por fricción banco de pruebas para la configuración 5T. Fuente: Autor.



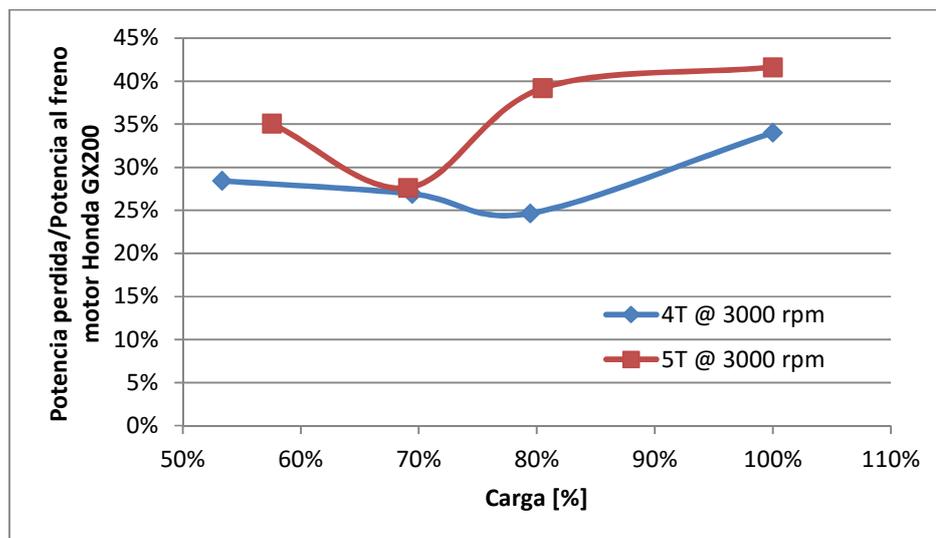
Haciendo un análisis complementario, donde se relaciona la potencia perdida con la potencia al freno del cilindro de alta presión. A 3400 rpm el porcentaje de potencia perdido a causa de las fricciones generadas por el banco de pruebas disminuye a medida que la carga es aumentada, un resultado acorde con las potencias indicadas y al freno medidas.

Figura 86: Porcentaje de pérdidas en el banco a 3400 rpm. Fuente: Autor.



A 3000 rpm el porcentaje de pérdidas se mantiene aproximadamente constante respecto a la carga aplicada.

Figura 87: Porcentaje de pérdidas en el banco a 3000 rpm. Fuente: Autor.



En el banco de pruebas se identifican pérdidas debidas a:

- Eficiencia del generador (según ficha técnica la eficiencia del generador en su rango de operación óptimo, es decir a 3600 rpm, es de 73%).
- Fricción de las partes móviles, como cadenas, ejes y chumaceras.
- Desalineaciones entre las partes móviles.
- Desbalanceo y vibraciones.

Para comprender mejor como algunos factores intervienen en las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas, se realiza un análisis cualitativo de acuerdo a bibliografía consultada (James B. Spicer, 2000), (Juha Pyrhönen, 2014) y (Okaichi Atsuo, 2004).

En el análisis se consideran las rpm, la tensión de la cadena, la configuración entre los piñones empleados y como estos factores interactúan con la eficiencia del generador, las vibraciones del conjunto y la eficiencia en la transmisión de la potencia.

Tabla 30: Análisis cualitativo de los factores que intervienen en las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas. Fuente: Autor.

VARIABLE	3400 RPM			
	100%	75%	50%	25%
Eficiencia Generador	4	3	2	1
Revoluciones	1	1	1	1
Tensión cadena	1	3	6	10

Fricción	4	3	2	1
Configuración (Relación entre engranajes)	1	1	1	1
Otros (Desalineaciones, desbalanceo, offset)	4	3	2	1
TOTAL	11	11	12	14

VARIABLE	3000 RPM			
	100%	75%	50%	25%
Eficiencia Generador	10	6	3	1
Revoluciones	1	1	1	1
Tensión cadena	1	3	6	10
Fricción	4	3	2	1
Configuración (Relación entre engranajes)	1	1	1	1
Otros (Desalineaciones, desbalanceo, offset)	4	3	2	1
TOTAL	17	14	13	14

Los factores determinantes en las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas son la carga aplicada, la cual afecta notablemente las pérdidas del sistema de transmisión por cadena, siendo estas pérdidas inversamente proporcionales a la carga aplicada (James B. Spicer, 2000). La eficiencia del generador la cual es muy sensible a la carga aplicada, debido a las pérdidas por transferencia de calor, y a las rpm.

Estos factores se mezclan de forma diferente conforme se varía la carga y las rpm, siendo en unos casos unos más importantes que otros. La sumatoria de todas estas pérdidas, resultan ser de casi el 50% de la potencia al freno del motor Honda GX200, que es la fuente principal de generación de potencia en el banco de pruebas.

1.28 Análisis temperaturas gases de escape y emisiones

Un método para realizar el análisis de la combustión en un motor sin entrar en demasiados detalles, consisten en examinar las concentraciones de algunas especies en los gases de escape, así como la temperatura de los mismos.

Las especies usualmente medidas por los analizadores de gases de combustión son:

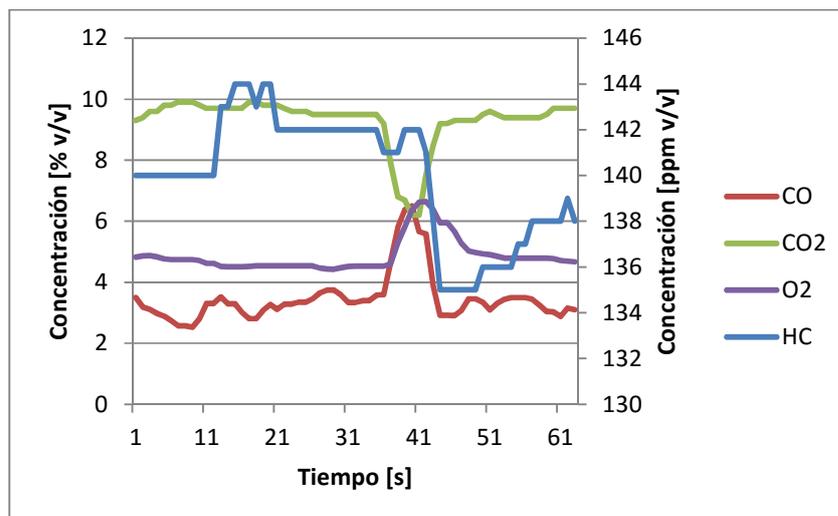
- CO₂: El dióxido de carbono es un indicador de la calidad de la combustión, así como un parámetro indispensable al momento de calcular la relación de equivalencia, o en su defecto el exceso de aire presente en la mezcla aire-combustible.
- CO: Permite cerrar el balance de carbono para calcular la relación de equivalencia, así como también es un indicador de la combustión incompleta.
- O₂: Permite cerrar el balance de oxígeno para determinar la relación de equivalencia.
- HC: Los hidrocarburos sin quemar usualmente son medidos como si se tratara de hexano. Es un indicador de combustión incompleta. Comúnmente las emisiones de HC son del orden de partículas por millón, por lo que tienen una baja repercusión en los balances de carbono e hidrógeno.
- NO_x: Los óxidos de nitrógeno son de mucho interés por su alto impacto ambiental. Su presencia es más significativa en los motores de encendido por compresión, por trabajar usualmente con mezclas pobres. Las elevadas temperaturas de combustión propician su formación a través de distintos mecanismos de reacción, siendo el mecanismo de Zeldovich el más importante.
- H₂O: Usualmente no se miden en los analizadores de gases, pues estos trabajan con mezclas en base seca, sin embargo, conociendo la composición elemental del combustible puede calcularse mediante un balance de hidrógeno.

1.28.1 Emisiones

En las pruebas realizadas se midieron las especies CO₂, CO, O₂ y HC; los NO_x no fue posible medirlos. Sin embargo no es de especial interés conocer su concentración para este trabajo de tesis, por tratarse de un motor de encendido por chispa.

1.28.1.1 Motor 4T a3400 rpm

Figura 88: Concentración de las especies en los gases de escape, motor 4T. Fuente: Autor.



Las concentraciones se midieron con un analizador de gases Brain Bee AGS-688, el cual mediante una conexión a puerto serial permite el almacenamiento de los datos en el computador.

La frecuencia de muestreo empleada fue de 1 Hz. Primero se estabilizaba el motor para un estado de carga determinado y posteriormente se guardaban los datos durante 120 segundos consecutivos.

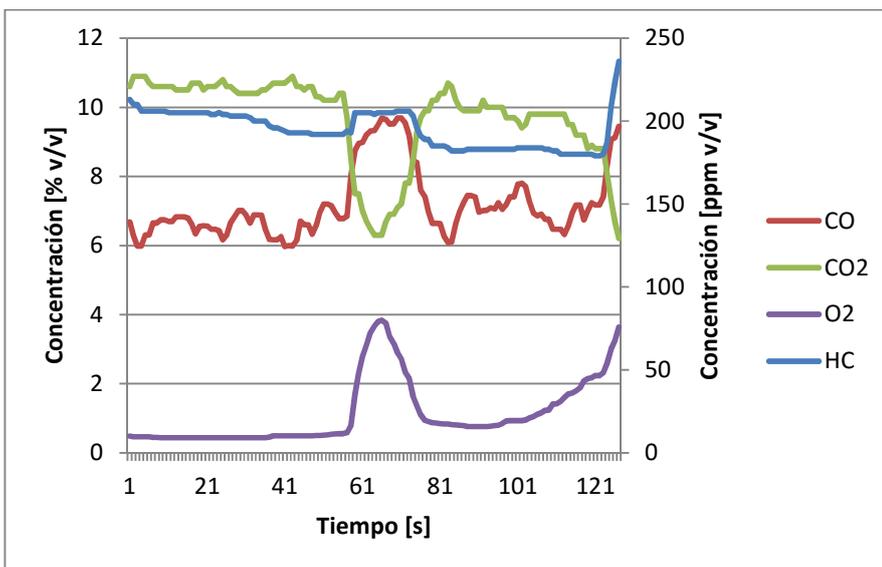
La Figura 88 y Figura 89 muestran los datos medidos segundo a segundo para una condición de carga del 100% en las configuraciones 4T y 5T operando a 3400 rpm, respectivamente.

Como era de esperarse las concentraciones se comportan bastante estables, sin embargo, en algunos instantes se evidencia un aumento o disminución repentino de las emisiones. Esto indica una combustión desfavorable por el aumento del CO, HC y O₂ y una disminución del CO₂, que puede tener por causa probable un problema en la ignición, es decir una chispa debilitada.

Las variaciones en las emisiones fueron puntuales por lo que no se alteró la estabilidad general del motor, tal como el cálculo del COV del IMEP lo demuestra. Este problema tampoco tiene relación con el tipo de configuración, 4T o 5T, pues apareció para ambas configuraciones.

1.28.1.2 Motor 5T a3400 rpm

Figura 89: Concentración especies de los gases de escape motor 5T. Fuente: Autor.



1.28.1.3 Resumen emisiones

El resumen de las concentraciones en volumen para cada una de las configuraciones de motor y de los estados de carga se muestra en la Tabla 31.

Más adelante se calculan los factores de emisión expresados en gramos de emisión por gramo de combustible, esto permite poder comparar los resultados obtenidos con otros trabajos sin importar el tamaño de los motores, ni el tipo de tecnología empleada en cada uno de ellos.

Tabla 31: Resumen emisiones en concentraciones en volumen. Fuente: Autor.

	Carga	HC [ppm v/v]	CO [% v/v]	CO2 [% v/v]	O2 [% v/v]
Motor 4T	100%	139,97	3,47	9,30	4,87
	75%	129,41	4,03	7,10	7,47
a3400 rpm	50%	135,06	5,26	5,90	8,09
	25%	131,86	5,44	5,28	8,80

	Carga	HC [ppm v/v]	CO [% v/v]	CO2 [% v/v]	O2 [% v/v]
Motor 5T	100%	194,70	7,19	9,67	1,14
	75%	132,63	7,27	8,01	3,08
a3400 rpm	50%	186,92	8,83	8,70	0,81
	25%	153,43	6,81	6,78	5,25

	Carga	HC [ppm v/v]	CO [% v/v]	CO2 [% v/v]	O2 [% v/v]
	100%	110,68	3,03	10,14	4,00

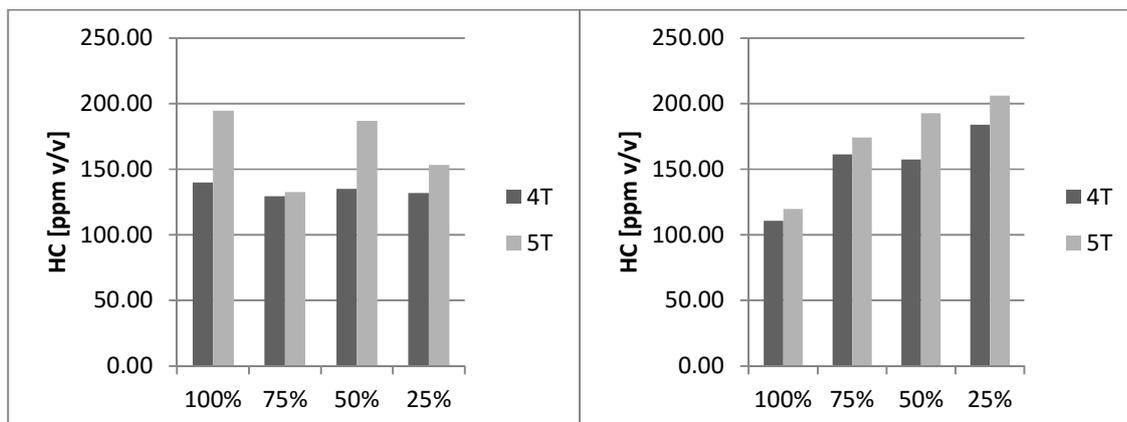
	Carga	HC [ppm v/v]	CO [% v/v]	CO2 [% v/v]	O2 [% v/v]
	100%	119,83	3,95	11,56	0,98

Motor 4T a3000 rpm	75%	161,43	5,09	8,72	4,06
	50%	157,33	6,20	8,37	3,50
	25%	184,02	7,10	7,20	4,40

Motor 5T a3000 rpm	75%	174,16	5,92	9,75	1,72
	50%	192,71	7,33	8,95	1,71
	25%	206,30	7,47	6,76	4,68

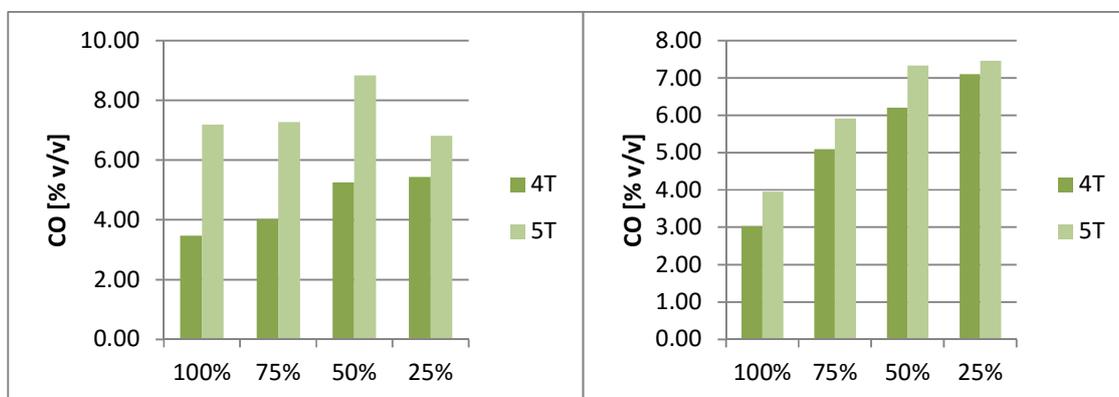
De acuerdo a la Tabla 31 la emisión de hidrocarburos sin quemar experimentó un incremento en la configuración 5T, esto debido especialmente a la presencia de una mayor fracción másica de gases residuales, lo cual reduce la temperatura de la combustión. Igualmente pudo presentarse debido a la mayor presión en el interior del cilindro de alta presión al momento de abrirse la válvula de admisión, favoreciendo que los gases residuales empujen la mezcla fresca de regreso por el múltiple de admisión, ocasionando que una fracción de ésta circule nuevamente a través del carburador provocando una mezcla especialmente rica.

Figura 90: Concentración HC para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.



Las concentraciones de monóxido de carbono también mostraron un incremento, el cual tiene una fuerte relación con el incremento de los hidrocarburos sin quemar, pues en ambos casos reflejan una combustión incompleta. La combustión incompleta usualmente tiene como causa una mezcla rica, más adelante en el análisis del proceso de combustión se muestra que efectivamente las mezclas fueron ricas en la mayoría de los casos con relaciones de equivalencia mayores a la unidad.

Figura 91: Concentración CO para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

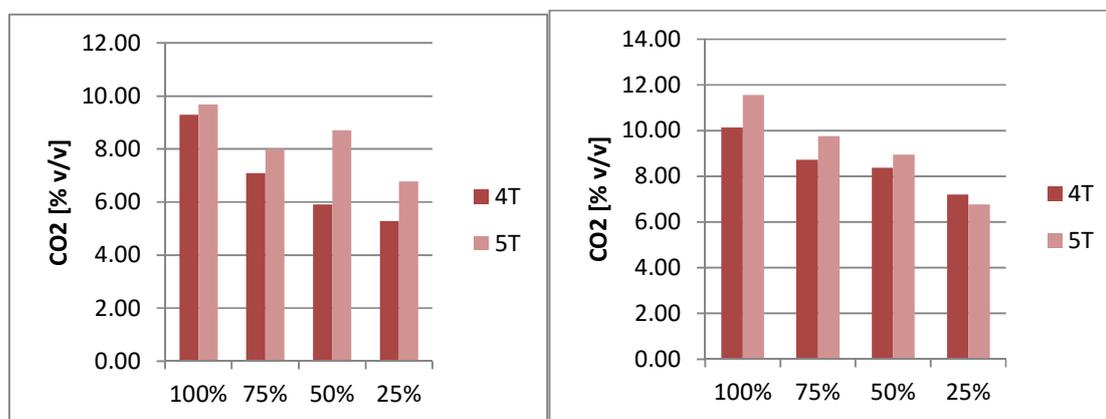


Las concentraciones de dióxido de carbono fueron más altas para la configuración 5T, lo cual no se esperaba por las evidencias que indican una combustión incompleta para esta configuración.

Este comportamiento puede explicarse con la presencia de una mayor cantidad de gases residuales que reducen la cantidad de mezcla fresca y cuya composición contribuye a aumentar el CO₂. También debe considerarse el mayor tiempo para reaccionar, gracias al

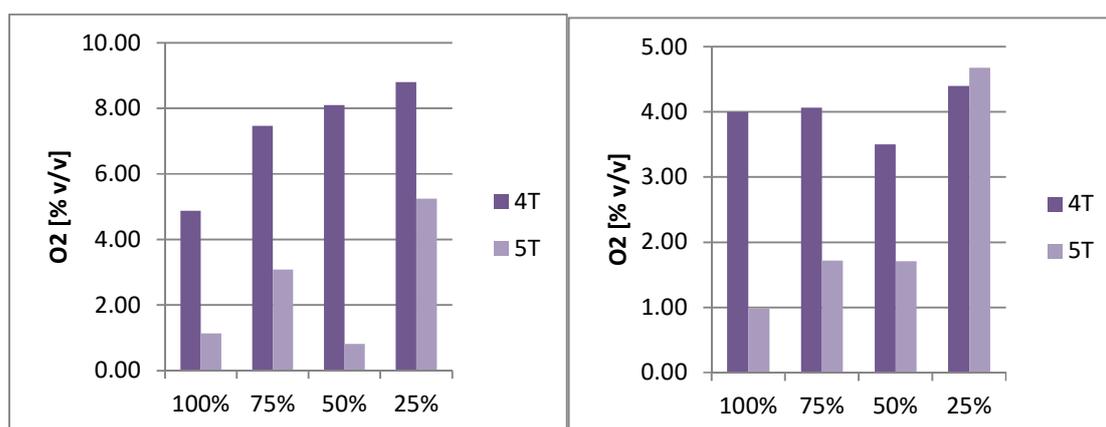
tránsito de los gases desde cilindro de alta presión al cilindro de baja presión aún a temperaturas relativamente altas (cercas a los 500 °C).

Figura 92: Concentración CO₂ para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.



La emisión de oxígeno fue notoriamente más baja para la configuración 5T, lo cual confirma que el incremento en los hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono está influenciado por los gases residuales, producto de una mayor contrapresión, y a mezclas más ricas. El oxígeno presente en la mezcla fresca se emplea más eficientemente en la configuración 5T, incluso para relaciones de equivalencia similares a las encontradas en la configuración 4T, lo cual se debe al mayor tiempo que tienen los gases para reaccionar.

Figura 93: Concentración O₂ para 4T y 5T a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.28.2 Factores emisión y consumo específico

Los factores de emisión se reportan en relación a los gramos de combustible. Se prefirió reportarlo de esta manera en lugar de hacerlo respecto a la energía entregada, pues como ya

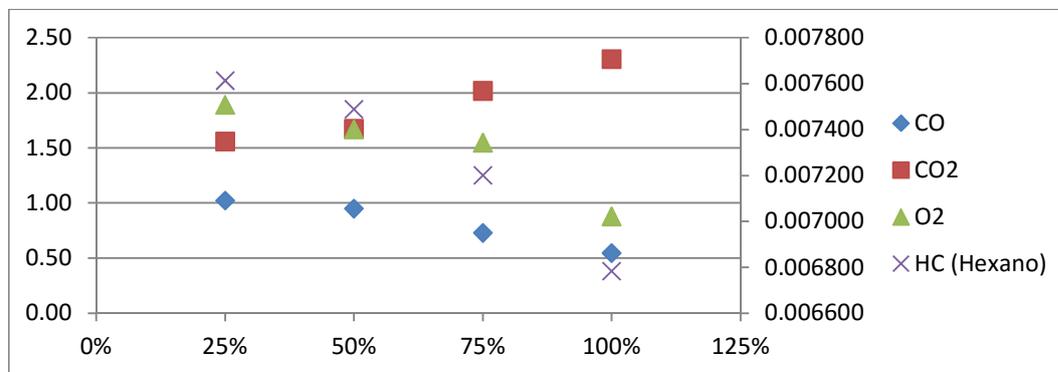
se mencionó las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas son muy elevadas, lo cual dificultaría que los resultados se pudieran comparar con otros trabajos.

Las pérdidas ocasionadas por el banco de pruebas se ven reflejadas en el consumo específico de combustible o BSFC. Los valores calculados se ubican entre los 500-2700 g/kWh, que son valores muy elevados si se compara con los valores medios existentes en la literatura que rondan los 350 g/kWh (Heywood, 1988) para el caso de motores pequeños de encendido por chispa en condición de carga máxima.

Tabla 32: Factores de emisión y consumo específico. Fuente: Autor.

	Carga	CO [g_CO/g_Fuel]	CO2 [g_CO2/g_Fuel]	O2 [g_O2/g_Fuel]	HC [g_C6H14/g_Fuel]	BSFC [g/kWh]
Motor 4T a3400 rpm	100%	0,55	2,31	0,88	0,006784	720,69
	75%	0,73	2,02	1,55	0,007201	899,67
	50%	0,95	1,67	1,67	0,007489	1346,60
	25%	1,02	1,56	1,89	0,007614	2657,87
Motor 5T a3400 rpm	100%	0,86	1,82	0,16	0,007146	650,87
	75%	0,96	1,66	0,46	0,005371	795,97
	50%	1,01	1,57	0,11	0,006596	1210,98
	25%	1,01	1,58	0,89	0,006986	2170,60
Motor 4T a3000 rpm	100%	0,46	2,44	0,70	0,005200	529,28
	75%	0,74	2,00	0,68	0,007234	714,00
	50%	0,86	1,82	0,55	0,006679	912,82
	25%	1,00	1,59	0,71	0,007964	1572,73
Motor 5T a3000 rpm	100%	0,51	2,36	0,15	0,004781	490,84
	75%	0,76	1,97	0,25	0,006876	781,67
	50%	0,91	1,74	0,24	0,007327	810,89
	25%	1,06	1,50	0,76	0,008975	1460,71

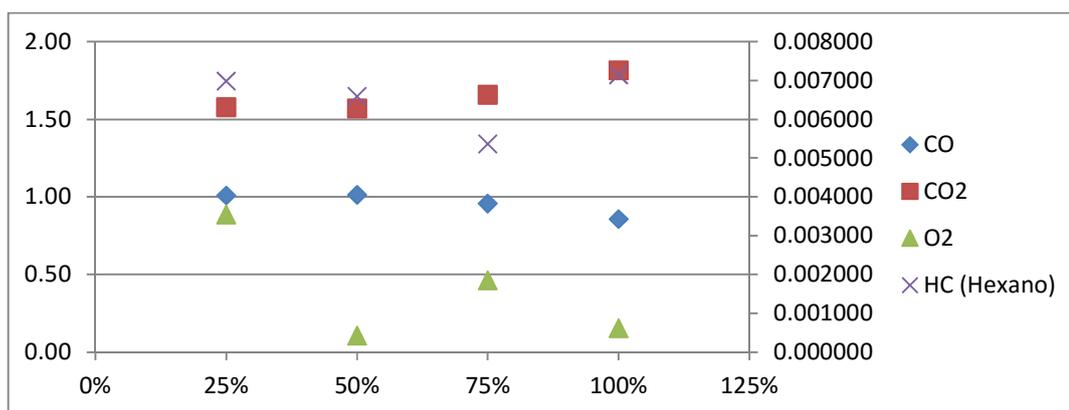
Figura 94: Factores emisión 4T a 3400 rpm. Fuente: Autor.



Al analizar los factores de emisión para las configuraciones 4T y 5T se observa que tienen un comportamiento similar, es decir, las emisiones varían de forma casi lineal de acuerdo a la carga que se está aplicando.

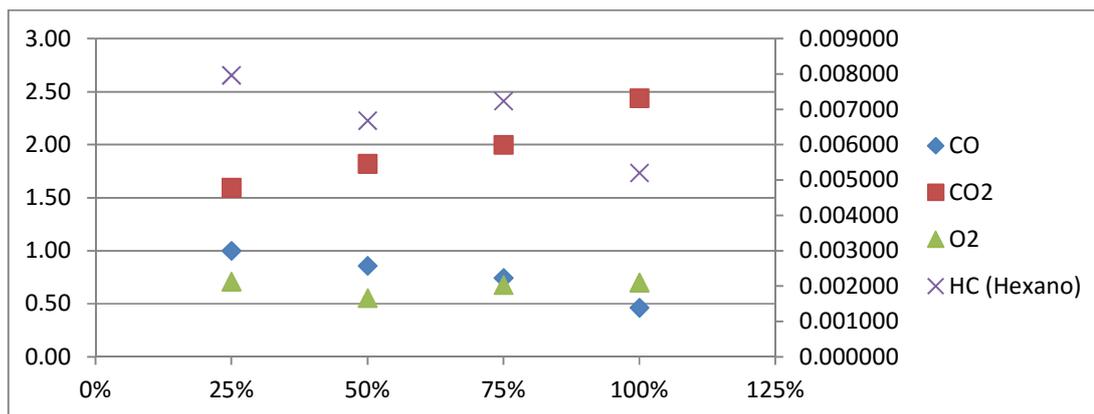
A 3400 rpm se observa que la pendiente de las rectas que definen la línea de tendencia de los factores de emisión para el caso 5T son ligeramente menores, es decir que los factores de emisión en este caso son menos sensibles a la variación de la carga aplicada.

Figura 95: Factores emisión 5T a 3400 rpm. Fuente: Autor.



Adicional al hecho que los factores de emisión son menos sensibles respecto a la carga, los valores de los factores para el caso del CO₂ y el O₂ son ligeramente menores, mientras los factores para el CO y el HC son ligeramente mayores.

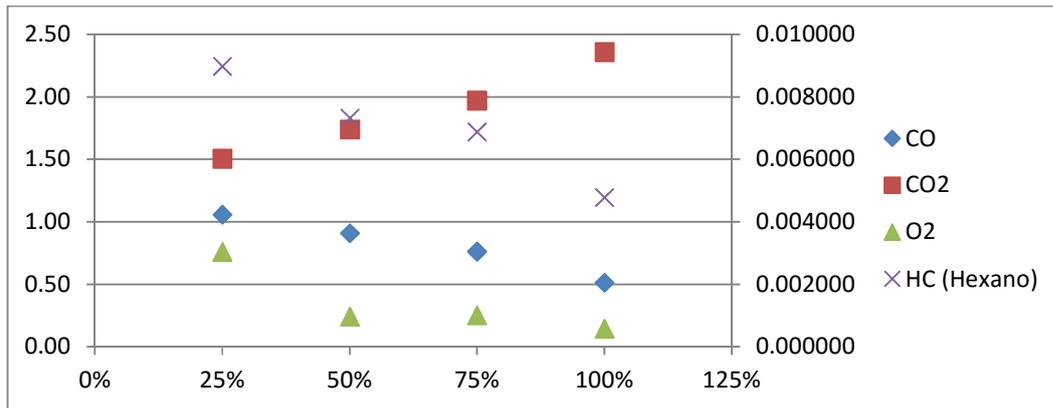
Figura 96: Factores emisión 4T a 3000 rpm. Fuente: Autor.



Los factores de emisión para la configuración 5T se vuelven más sensibles a la carga aplicada para el régimen de operación de 3000 rpm. En este caso las pendientes de las líneas de tendencia son muy similares para ambas configuraciones.

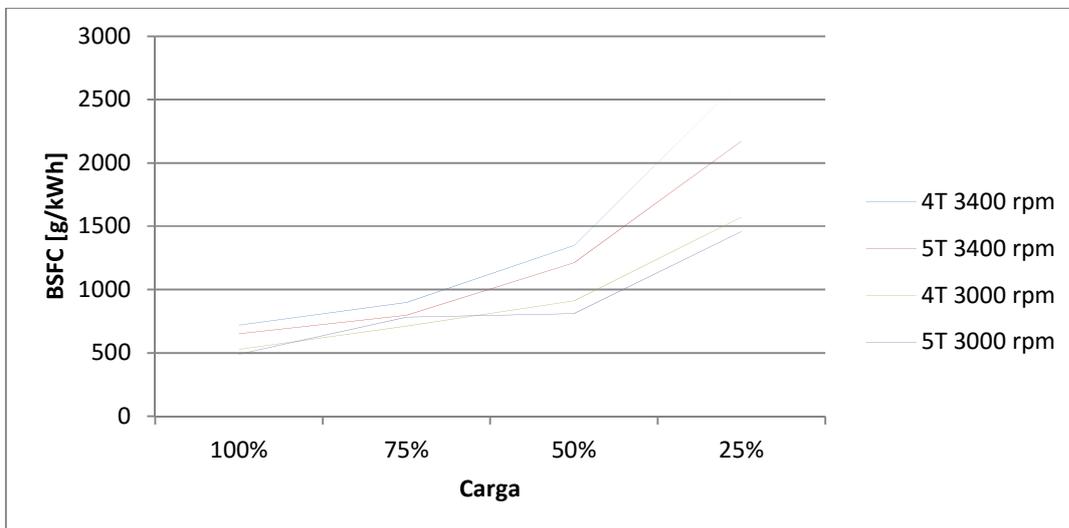
Los factores de emisión a 3000 rpm para la configuración 5T son ligeramente inferiores tanto para el CO₂ y O₂, tal como observó a 3400 rpm, como para el HC y CO. Lo anterior refleja una mayor eficiencia de operación del motor 5 tiempos cerca del régimen de giro donde se obtiene el máximo torque.

Figura 97: Factores emisión 5T a 3000 rpm. Fuente: Autor.



El consumo específico de combustible, como ya se mencionó, es especialmente elevado debido a las grandes pérdidas ocasionadas en el banco de prueba. Sin embargo más adelante se recalcula este factor para el caso de un motor 4T sin la presencia del banco de pruebas y para el caso de un motor 5T optimizado.

Figura 98: BSFC para las configuraciones 4T y 5T en el banco de pruebas. Fuente: Autor.



En la Figura 98 se observa al comparar el BSFC del motor 5T y del motor 4T, ambos operados en el mismo banco de pruebas, que los valores obtenidos para la configuración 5T son

inferiores en todos los casos, observándose una diferencia mayor conforme disminuye la carga, especialmente a 3400 rpm.

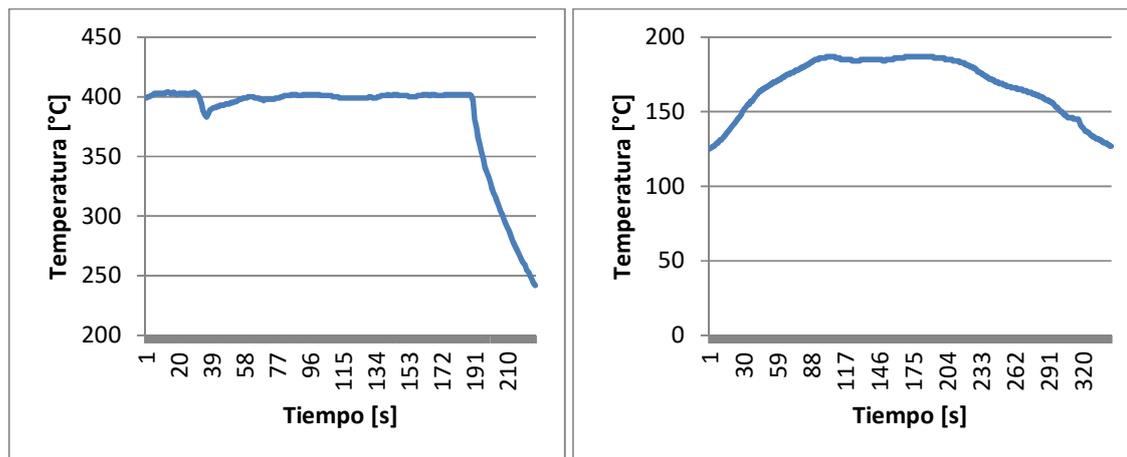
1.28.3 Temperatura gases de escape

La temperatura de los gases se midió a la salida de la válvula de escape del cilindro de alta presión, para la configuración 4T, y a la salida de la válvula de escape del cilindro de baja presión para la configuración 5T.

Los datos de presión se almacenaron con una frecuencia de 1 Hz durante toda la prueba. Por esto se deben descartar las temperaturas correspondientes a los estados transitorios mientras se aplica la carga y el motor logra alcanzar un estado de operación estable.

La Figura 99 muestra la temperatura, para una operación casi estable, en la configuración 4T y 5T a 3400 rpm y 100% de carga aplicada.

Figura 99: Registro temperatura gases de escape a 3400 rpm y 100% de carga, para la configuración 4T (izquierda) y 5T (derecha). Fuente: Autor.



En resumen las temperaturas promedio, para cada estado de carga y configuración, se muestran en la Tabla 33.

Es notoria la disminución de la temperatura para el caso de la configuración 5T, siendo en la mayoría de los casos superior al 50% respecto al motor 4T para la misma carga. Esta fuerte disminución esta ocasionada por las pérdidas de calor debidas a la transferencia de calor hacia el ambiente mientras los gases atraviesan el ducto que comunica el cilindro de alta presión con el cilindro de baja presión, el cual durante las pruebas no tuvo ningún tipo de aislante térmico. Adicionalmente se suman las pérdidas por transferencia de calor durante la permanencia de los gases de escape en el cilindro de baja presión. Sin embargo, la mayor

reducción de la temperatura se debe al proceso de expansión adicional de los gases de escape donde estos entregan parte de su energía al pistón.

Tabla 33: Temperatura promedio gases de escape. Fuente: Autor.

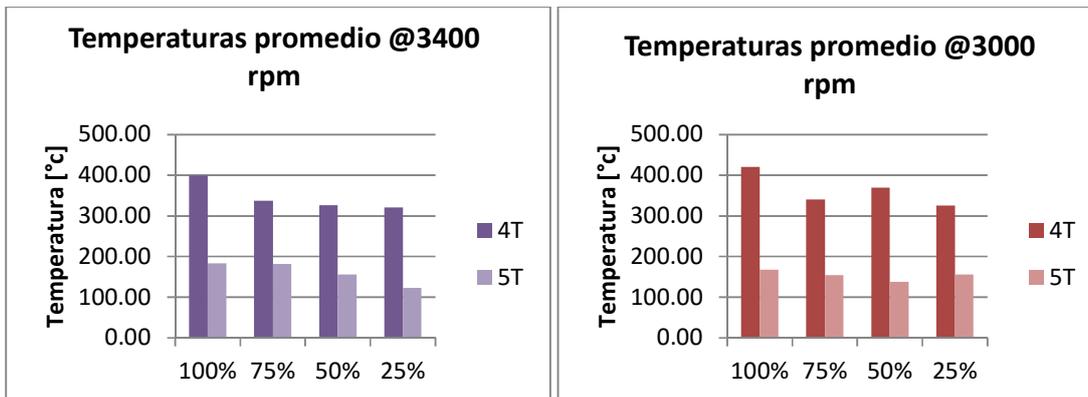
	Carga	temperatura gases de escape [°C]
Motor 4T a3400 rpm	100%	399,02
	75%	337,33
	50%	326,54
	25%	320,77

	Carga	temperatura gases de escape [°C]
Motor 5T a3400 rpm	100%	183,41
	75%	182,38
	50%	156,21
	25%	123,34

	Carga	temperatura gases de escape [°C]
Motor 4T a3000 rpm	100%	420,05
	75%	340,32
	50%	368,83
	25%	325,63

	Carga	temperatura gases de escape [°C]
Motor 5T a3000 rpm	100%	167,83
	75%	154,29
	50%	137,97
	25%	155,80

Figura 100: Temperaturas promedio 4T vs 5T. Fuente: Autor.



La Figura 100 compara las temperaturas promedio de la Tabla 33 para las configuraciones 4T y 5T. Resulta evidente la importante disminución de la temperatura para la configuración 5T.

1.29 Análisis proceso de combustión

El análisis del proceso de combustión permite validar los datos de presión, así como la metodología empleada para encontrar el PMS. Además permite cuantificar los efectos en la combustión de la configuración 5T, como por ejemplo, la duración del *Ignition Delay* y de la combustión en general.

Para el análisis de la combustión se utiliza un modelo Bi-zona y un modelo de una sola zona. La aplicación de este tipo de modelos en el presente trabajo se ha demostrado adecuada de acuerdo a la teoría expuesta por Heywood (Heywood, 1988).

Debido a la gran cantidad de variables empleadas en estos modelos, se considera necesario presentar una tabla resumen. En esta tabla se explican todas las variables junto con su símbolo, definición, método de obtención o estimación y la influencia que tienen en los cálculos.

Tabla 34: Resumen de variables empleadas para el análisis de la combustión. Fuente: Autor.

Variable	Definición	Método obtención, cálculo o estimación	Influencia en los Resultados
P	Presión en el cilindro	La presión en el cilindro se midió mediante un sensor piezoeléctrico	Medida directamente
V	Volumen cilindro	El volumen del cilindro se calcula conocidos el diámetro y carrera del pistón, así como la relación de compresión del motor, y algunos parámetros geométricos del motor como la longitud de la biela	La estimación adecuada del offset del TDC respecto al punto de P_max, este valor se estima en base a la técnica de la segunda derivada, así como en base al IMEP y BMEP máximos del motor
P0	Presión de referencia	Presión dentro del cilindro al momento de finalizar la carrera de admisión, medida por el sensor piezoeléctrico	Medida directamente
V0	Volumen de referencia	Volumen de referencia, se refiere al volumen del cilindro al finalizar la carrera de admisión es decir: $V_d + V_{cc}$	Medida directamente
W	Trabajo	Trabajo realizado sobre el pistón por los gases, se calcula mediante la integración numérica de la presión respecto al cambio de volumen considerando un volumen de referencia V_0	Se obtiene en base a parámetros medidos

Variable	Definición	Método obtención, cálculo o estimación	Influencia en los Resultados
Q	Calor transferido a las paredes del cilindro	Se calcula mediante la correlación de Woschni (Muy utilizada en la bibliografía y referenciada por Heywood)	La correlación de Woschni, suele subestimar las pérdidas por transferencia de calor comparada con otras correlaciones, sin embargo es una de las más ampliamente utilizadas. Su influencia en los cálculos es relativamente despreciable
m	Masa mezcla	Se refiere a la masa fresca más la fracción másica residual, que constituirán el fluido de trabajo dentro del cilindro. La masa fresca admitida se midió mediante una boquilla y una probeta calibrada. La fracción másica residual se calcula mediante la ecuación 5.35 (Heywood) que considera las presiones de admisión y escape.	Medida directamente
C _{v,u}	Calor específico a volumen constante (unburned)	El calor específico a volumen constante para la mezcla sin quemar, se estima mediante la linealización de la variación de la entalpía estándar vs temperatura, siendo C _{p,u} la pendiente de la recta. Para obtener el valor de C _{v,u} se resta el valor de R _u (287 J/kg*K)	Su estimación puede afectar de forma moderada el cálculo de x _b y T _b , debido a que su valor suele oscilar en un rango relativamente estrecho dentro de las temperaturas de interés
T _u	Temperatura mezcla sin quemar	La temperatura de la mezcla sin quemar se calcula mediante la expresión de un proceso politrópico, cuyo exponente se aproxima a 1,25 (Valor recomendado por Heywood 1,3 +/- 0,05)	Su estimación puede afectar de forma moderada el cálculo de x _b y T _b . Sin embargo su valor propio puede variar significativamente debido a la alta dependencia de la relación entre calores específicos
T ₀	Temperatura de referencia	la temperatura de referencia se calcula mediante el modelo de gas ideal, para la condición al interior del cilindro finalizada la carrera de admisión	Afecta moderadamente los cálculos, pues depende en gran medida de la fracción de gases residuales, cuyo valor se calcula, más no se mide .

Variable	Definición	Método obtención, cálculo o estimación	Influencia en los Resultados
y_b	Relación calores específico (burned)	Este parámetro se aproxima mediante expresiones lineales respecto a la temperatura	Afecta sensiblemente los cálculos, en especial del Heat Release. Asumir por ejemplo un valor igual a 1,25 equivale a un Heat Release acumulativo 1,4 veces superior a si asumo un valor igual a 1,35. La mezcla constantemente esta además cambiado su valor, puesto que las especies involucradas cambian durante la combustión así como la temperatura. Lo ideal sería recalcular este parámetro constantemente conforme a los estados de equilibrio termodinámico y químico de las especies.
$h_{f,u}$	Entalpia de formación Ref. OK (unburned)	Este parámetro se aproxima la linealizar la gráfica entalpia estándar vs temperatura, para el rango de T (400-900K), siendo el valor deseado la intersección con el eje (y)	Afecta moderadamente el valor calculado de x_b . Este valor depende mucho de la fracción de gases residuales así como de las especies involucradas y a la relación de equivalencia. Por practicidad se asumió una relación de equivalencia igual a 1
$h_{f,b}$	Entalpia de formación Ref. OK (burned)	Este parámetro se aproxima la linealizar la gráfica entalpia estándar vs temperatura, para el rango de T (1200-2800K), siendo el valor deseado la intersección con el eje (y)	Afecta moderadamente el valor calculado de x_b . Este valor depende mucho de la fracción de gases residuales así como de las especies involucradas. Por motivos de practicidad se asumió una combustión perfecta con CO ₂ , H ₂ O y N ₂ como únicos productos
y_u	Relación calores específico (unburned)	Este parámetro se aproxima mediante expresiones lineales respecto a la temperatura	Afecta sensiblemente los cálculos, en especial del Heat Release. Asumir por ejemplo un valor igual a 1,25 equivale a un Heat Release acumulativo 1,4 veces superior a si asumo un valor igual a 1,35. La mezcla constantemente esta además cambiado su valor, puesto que las especies involucradas cambian durante la combustión así como la temperatura. Lo ideal sería recalcular este parámetro constantemente conforme a los estados de equilibrio termodinámico y químico de las especies.
R_u	Constante gas ideal (unburned)	Se aproxima de acuerdo a la correlación de Krieger y Borman a 287 J/kg*K	Afecta levemente el cálculo de x_b y T_b

Variable	Definición	Método obtención, cálculo o estimación	Influencia en los Resultados
R_b	Constante gas ideal (burned)	Se aproxima de acuerdo a la correlación de Krieger y Borman a 307 J/kg*K	Afecta levemente el cálculo de T_b
x_b	Fracción de masa quemada	Se calcula mediante la ecuación 9.8 (Heywood), siendo esta ecuación el resultado de un modelo Bi-zona	Afecta moderadamente el cálculo de T_b
h_c	Coefficiente de transferencia por convección hacia las paredes del cilindro	Se calcula mediante la correlación de Woschni	Afecta levemente los cálculos
C	Constante Correlación Woschni	Varía dependiendo de las unidades trabajadas, para el caso que nos compete tiene un valor igual a 3.26 para las unidades [W/m ² *K]	Afecta levemente los cálculos
B	Diámetro pistón	Valor obtenido mediante la ficha técnica del motor, así como una comprobación mediante medición directa	Medida directamente
w	Velocidad promedio de las gases dentro del cilindro	Se calcula mediante la correlación de Woschni	Afecta levemente los cálculos
C1	Constante #1	Se calcula mediante la correlación de Woschni	Afecta levemente los cálculos
C2	Constante #1	Se calcula mediante la correlación de Woschni	Afecta levemente los cálculos
P_m	Presión cilindro (Motored)	Se calcula mediante la expresión para un proceso politrópico, cuyo exponente se aproxima a 1,25 (Valor recomendado por Heywood 1,3 +/- 0,05)	Afecta moderadamente los cálculos

1.29.1 Condiciones generales

La Tabla 35 y Tabla 36 muestran algunos de los parámetros medidos durante las pruebas. Estos parámetros están relacionados con el flujo de aire y combustible.

Estos flujos permiten calcular la relación de equivalencia, parámetro muy importante al momento de analizar el proceso de combustión. Adicional a los flujos de aire y combustible se midieron la temperatura ambiente, la humedad relativa y la presión local, esto con el propósito de poder hacer algunas correcciones a la densidad de la mezcla que ingresa al cilindro de alta presión.

El flujo de aire se midió con un tanque de aproximadamente 60 litros, el cual tiene una salida a la admisión del motor y una entrada a través de una boquilla calibrada. Cuando el motor se encuentra en la carrera de admisión, dentro del tanque se crea una diferencia de presión de acuerdo al diámetro de la boquilla, el valor de flujo másico se lee en la curva de calibración.

El flujo de combustible se midió haciendo pasar la línea de combustible por una probeta, donde se contabilizan los segundos necesarios para que el nivel descienda 20 ml.

Tabla 35: Parámetros generales combustión medidos a 3400 rpm. Fuente: Autor.

Motor 5T a3400 RPM										
CARGA	Flujo aire [in H ₂ O] (Con el motor apagado la presión es de 0,12)	Flujo aire [kg/s]	Flujo aire (corregido por P y T) [kg/s]	Flujo combustible [seg/20ml]	Flujo combustible [kg/s]	Temperatura aire [°C]	HR [%]	A/F	Relación de equivalencia	m_f/m
100%	0,52	0,004672	0,003535	53,5	0,000280	13	94	12,61	1,16	0,0735
75%	0,44	0,004230	0,003201	58,33	0,000257	13	94	12,45	1,17	0,0744
50%	0,4	0,003977	0,003010	57,51	0,000261	13	94	11,54	1,27	0,0798
25%	0,34	0,003535	0,002675	64,17	0,000234	13	94	11,44	1,28	0,0804

Motor 4T a3400 RPM										
CARGA	Flujo aire [in H ₂ O] (Con el motor apagado la presión es de 0,12)	Flujo aire [kg/s]	Flujo aire (corregido por P y T) [kg/s]	Flujo combustible [seg/20ml]	Flujo combustible [kg/s]	Temperatura aire [°C]	HR [%]	A/F	Relación de equivalencia	m_f/m
100%	0,56	0,004924	0,003688	52	0,000288	16	88	12,78	1,14	0,0726
75%	0,48	0,004482	0,003357	55,54	0,000270	16	88	12,43	1,17	0,0745
50%	0,42	0,004104	0,003073	55,66	0,000269	16	88	11,40	1,28	0,0806
25%	0,4	0,003977	0,002978	56,4	0,000266	16	88	11,20	1,30	0,0820

Para el régimen de operación de 3400 rpm, el motor en configuración 4T presenta un consumo de aire y combustible ligeramente mayor. En ambas configuraciones la relación de equivalencia es mayor a la unidad, lo cual indica que se estaba trabajando con mezclas ricas de aire-combustible. Esto concuerda con los resultados obtenidos para las emisiones.

Tabla 36: Parámetros generales combustión medidos a 3000 rpm. Fuente: Autor.

Motor 5T a3000 RPM										
CARGA	Flujo aire [in H2O] (Con el motor apagado la presión es de 0,12)	Flujo aire [kg/s]	Flujo aire (corregido por P y T) [kg/s]	Flujo combustible [seg/20ml]	Flujo combustible [kg/s]	Temperatura aire [°C]	HR [%]	A/F	Relación de equivalencia	m_f/m
100%	0,48	0,004482	0,003368	63,57	0,000236	15	90	14,27	1,02	0,0655
75%	0,41	0,004040	0,003036	66,28	0,000226	15	90	13,42	1,09	0,0694
50%	0,36	0,003662	0,002752	67,23	0,000223	15	90	12,33	1,18	0,0750
25%	0,28	0,003030	0,002277	77,84	0,000193	15	90	11,82	1,24	0,0780

Motor 4T a3000 RPM										
CARGA	Flujo aire [in H2O] (Con el motor apagado la presión es de 0,12)	Flujo aire [kg/s]	Flujo aire (corregido por P y T) [kg/s]	Flujo combustible [seg/20ml]	Flujo combustible [kg/s]	Temperatura aire [°C]	HR [%]	A/F	Relación de equivalencia	m_f/m
100%	0,51	0,004609	0,003439	61,36	0,000244	17	84	14,07	1,04	0,0664
75%	0,4	0,003535	0,002638	65,8	0,000228	17	84	11,57	1,26	0,0795
50%	0,36	0,003662	0,002733	69,34	0,000216	17	84	12,63	1,16	0,0734
25%	0,3	0,003220	0,002403	76,92	0,000195	17	84	12,32	1,18	0,0751

Los valores de densidad del aire y del combustible utilizados para calcular los flujos máxicos se muestran en la Tabla 37.

Tabla 37: Valores considerados al momento de hacer los ajustes por presión y temperatura al flujo de aire. Fuente: Autor.

Densidad combustible [kg/m ³]	750		
Diámetro boquilla tanque flujo aire [in]	0,75	La tabla de calibración es válida para una temperatura de 15,56°C y 1 atm	La presión local es de 0,75 atm
La corrección por presión y temperatura, se hace utilizando el modelo de gas ideal para el aire; de esta forma igualando la constante del gas, que en ambos casos sería la misma por tratarse de aire (Ru/MW _{air}), se obtiene la siguiente expresión: $m_2=(P_2*m_1*T_1)/(T_2*P_1)$			

1.29.2 Fracción residual

La fracción másica de los gases residuales tiene un importante efecto en el desempeño y en las emisiones de los motores de combustión interna. La fracción residual se puede estimar utilizando el modelo de ciclo ideal, el cual considera las presiones del múltiple de admisión y escape.

La fracción de gases residuales se calcula mediante la siguiente expresión:

$$x_r = \frac{1}{r_c} \frac{(p_e/p_i)^{1/\gamma}}{[1 + Q^*/(c_v T_1 r_c^{\gamma-1})]^{1/\gamma}} \quad (95)$$

La temperatura de los gases residuales se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\frac{T_r}{T_1} = \left(\frac{p_e}{p_i}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \left(1 + \frac{Q^*}{c_v T_1 r_c^{\gamma-1}}\right)^{1/\gamma} \quad (96)$$

La temperatura de la mezcla admitida al final de la carrera de admisión (o comienzo de la carrera de compresión) se estima con la siguiente expresión:

$$\frac{T_1}{T_i} = \frac{1 - x_r}{1 - 1/(\gamma r_c) \left[\frac{p_e}{p_i} + (\gamma + 1)\right]} \quad (97)$$

Debe recordarse que la fracción residual, la temperatura de los gases residuales y de la mezcla admitida se calcula mediante un proceso iterativo hasta lograr la convergencia.

Para la configuración 5T, por presentar una mayor presión (contrapresión) a la salida de los gases del cilindro de alta presión, se obtienen unas fracciones residuales mayores que para la configuración 4T.

La presión de admisión se aproximó a la presión promedio registrada por el sensor de presión durante la carrera de admisión, lo mismo se hizo para la carrera de escape del motor 5T, mientras para la configuración 4T la presión del múltiple de escape se asumió igual a la presión atmosférica local (75 kPa).

Adicional a la fracción de gases residuales se calculó la temperatura de estos, así como la temperatura de la mezcla al momento de iniciarse la carrera de compresión, todo lo anterior según el modelo de gas ideal. Los resultados se exponen en la Tabla 38.

Tabla 38: Fracciones residuales según modelo de ciclo ideal. Fuente: Autor.

Carga	m _f /m	Pe [Pa]	Pi [Pa]	x _r	T _r [K]	T1 [K]	Q*/CvT1	
100%	0,0662	125946,4	68314,9629	5,4%	1516	379	7,69	4T a3400
75%	0,0680	128969,9	69167,6	5,4%	1546	380	7,87	
50%	0,0737	125908,3	67650,0	5,1%	1629	381	8,53	
25%	0,0749	121045,1	67760,2	4,9%	1630	379	8,75	
100%	0,0671	134123,0	72886,8	5,4%	1528	379	7,79	5T a3400
75%	0,0679	129473,1	69357,2	5,4%	1546	380	7,86	
50%	0,0728	124036,8	68728,2	5,0%	1605	379	8,49	
25%	0,0734	128144,7	66074,6	5,3%	1643	384	8,43	
100%	0,0605	128928,2	70949,9	5,7%	1425	377	7,05	4T a3000
75%	0,0726	117900,9	66723,1	4,9%	1593	378	8,50	
50%	0,0670	124025,5	68224,0	5,3%	1521	378	7,80	
25%	0,0685	104516,0	51263,0	5,8%	1591	386	7,78	
100%	0,0597	143845,7	71557,1	6,2%	1450	383	6,80	5T a3000
75%	0,0633	174226,0	71313,7	7,2%	1586	399	6,85	
50%	0,0685	145789,0	67808,3	6,1%	1613	390	7,68	
25%	0,0713	142725,5	70117,6	5,7%	1632	386	8,09	

Tabla 39: Incremento fracción masa gases residuales 5T vs 4T. Fuente: Autor.

Incremento masa gases residuales		
Carga	3400 rpm	3000 rpm
100%	-0,96%	10%
75%	0,19%	47%
50%	-2,05%	15%
25%	9,06%	-3%

De acuerdo a los resultados se puede afirmar que el incremento de la masa de gases residuales fue significativo a 3000 rpm, mientras a 3400 rpm el incremento se mantuvo dentro de la incertidumbre esperada a excepción del 25% de carga.

1.30 Análisis combustión Motor 4T y 5T a 3400 rpm

En el análisis de combustión se incluye el cálculo de la fracción de masa quemada, temperatura de la masa quemada, tasa de liberación de calor (Heat Release Rate), cantidad

de liberación de calor (Heat Release Acumulative), duración de la combustión y retardo de la combustión (Ignition Delay).

1.31 Fracción masa quemada

Para el cálculo de la masa quemada y su variación con el ángulo de giro de cigüeñal, existen dos metodologías disponibles. La primera calcula la duración de la combustión mediante un método gráfico, trazando la curva LogP vs LogV para cada carga y configuración. Luego de aproximar la duración de la combustión se utiliza la correlación de Wiebe para representar la fracción de masa quemada en función de los grados CAD. La segunda opción consiste en un modelo Bi-zona que considera los datos del sensor de presión, además de estimar las pérdidas por transferencia de calor a las paredes del cilindro mediante la correlación de Woschni.

A continuación se muestra el proceso de implementación de ambas metodologías para una única configuración y estado de carga.

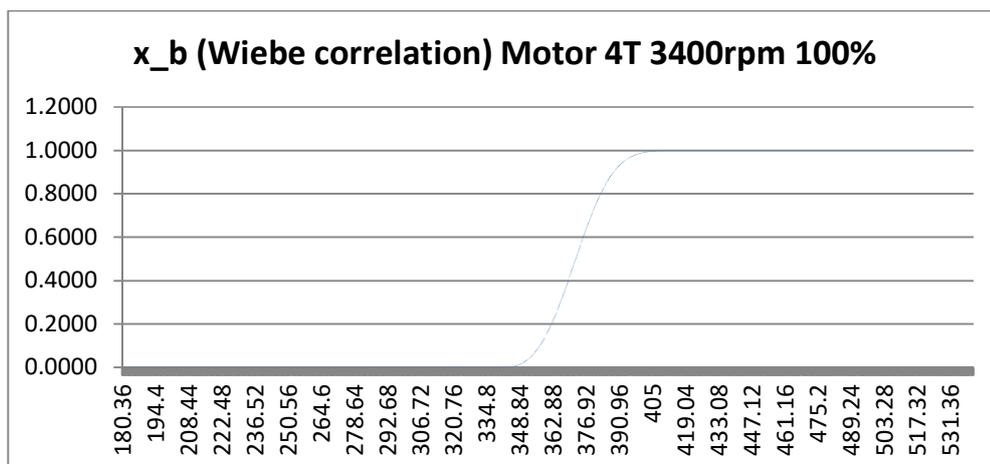
1.31.1 Análisis mediante la correlación de Wiebe

La correlación de Wiebe consiste en una ecuación que asegura se alcance siempre una fracción de masa quemada igual a la unidad, sin embargo su comportamiento depende solo de la duración de la combustión que debe ser estimada por métodos como el gráfico.

La expresión para la correlación de Wiebe es:

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (98)$$

Figura 101: Fracción masa quemada calculada mediante la correlación de Wiebe. Fuente: Autor.



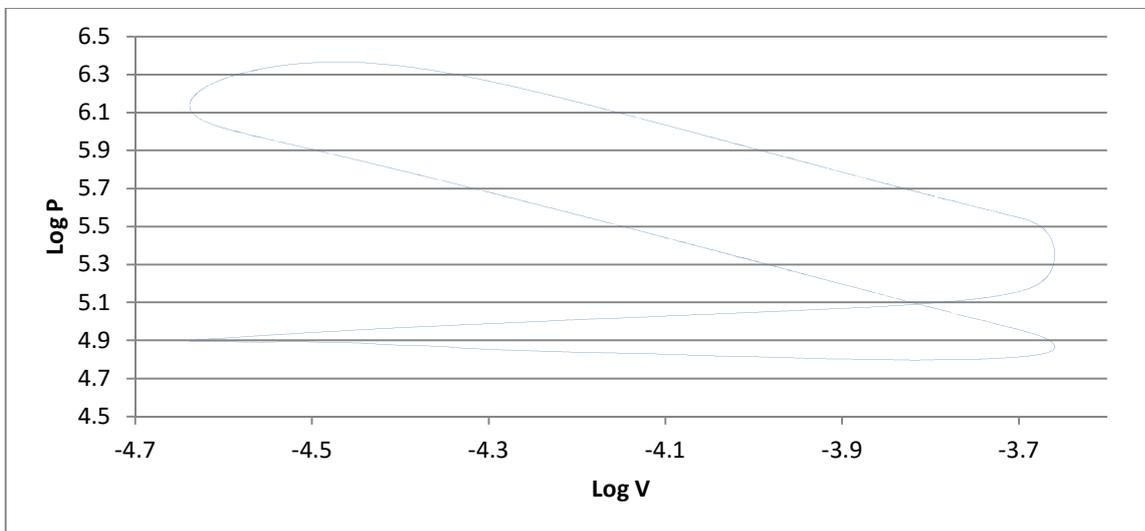
1.31.2 Análisis método gráfico LogP-LogV

El método gráfico para determinar el comienzo, el final y la duración de la combustión es muy útil. Este método permite obtener datos bastante ajustados a la realidad, sin embargo su implementación para varios experimentos se vuelve difícil.

La dificultad de su implementación se debe a la necesidad de graficar las líneas rectas que definen los procesos de compresión y expansión politrópicos. Además de la necesidad de definir un criterio que establezca a partir de qué punto se considera que la curva LogP vs LogV se aleja lo suficiente de las líneas rectas para poder suponer el inicio o el final de la combustión.

Este método se vuelve indispensable al momento de utilizar la correlación de Wiebe.

Figura 102: Gráfica LogP vs LogV motor 4T a3400 rpm y 100% de carga. Fuente: Autor.

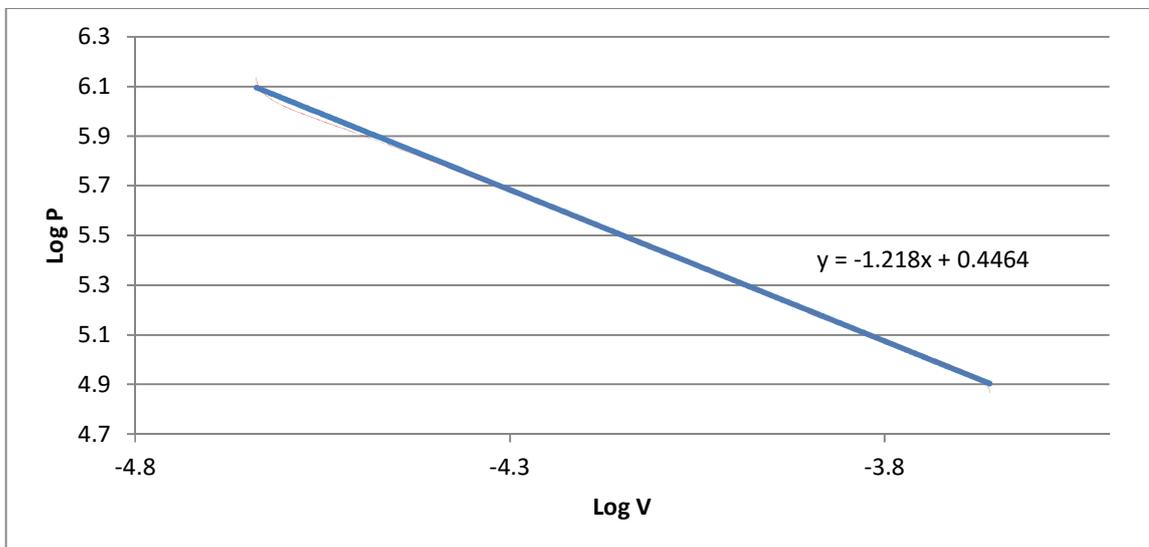


1.31.2.1 Compresión

Para determinar el inicio de la combustión se asume que la compresión se comporta como un proceso politrópico, la experimentación ha demostrado que es una suposición válida. Cuando la curva LogP vs LogV se aleja de la recta correspondiente al proceso politrópico se estaría indicando el inicio del proceso de combustión.

La separación entre las curvas a partir de la cual se considera que la combustión ha iniciado se vuelve subjetiva, lo cual introduce un error.

Figura 103: Carrera de compresión y estimación del inicio de la combustión. Fuente: Autor.

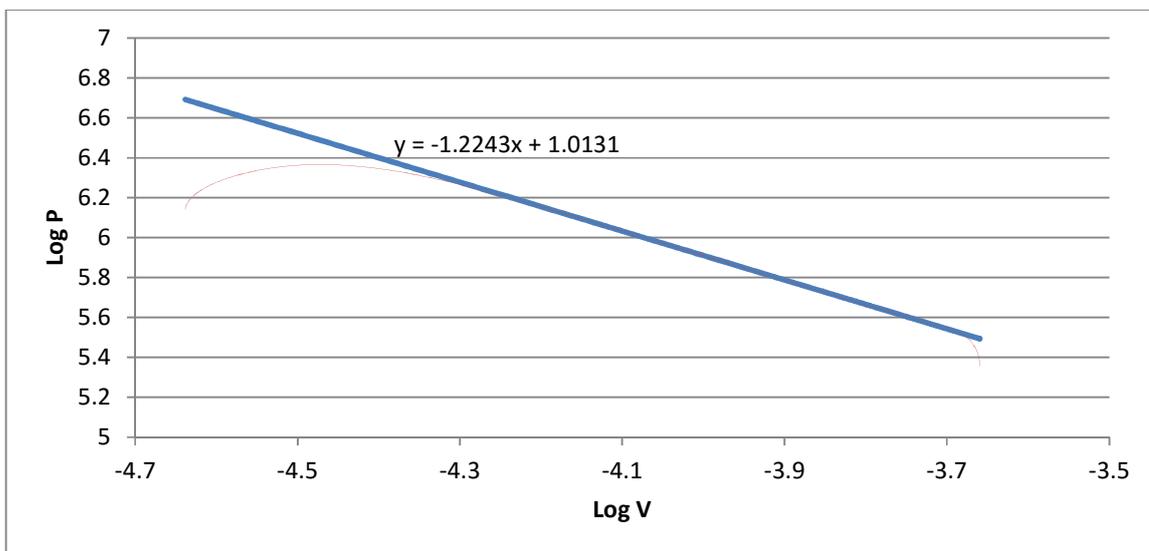


1.31.2.2 Expansión

Un procedimiento similar al utilizado para estimar el inicio de la combustión, se emplea para estimar el final de la misma. Los resultados obtenidos por este método suelen ser bastante confiables a pesar del error introducido al ser la desviación entre curvas algo subjetivo.

La duración de la combustión calculada por este método fue de 63 grados CAD para la configuración 4T a 3400 rpm y 100% de carga.

Figura 104: Carrera de expansión y estimación del fin de la combustión. Fuente: Autor.



1.31.3 Análisis Bi-zona

El modelo Bi-zona tiene la ventaja de utilizar los datos experimentales y recurrir a correlaciones para la transferencia de calor que han sido ampliamente estudiadas. Sin embargo presenta una limitante, si se desea obtener datos muy precisos, que consiste en la necesidad de una medición muy exacta de la masa al interior del cilindro. Esta medición se vuelve complicada debido a la pérdida de masa entre las “grietas” del conjunto cilindro-pistón. Adicionalmente la relación de los calores específicos de la mezcla es altamente sensible a la masa de gases residuales, la relación aire-combustible así como de la temperatura, por lo que conocer su valor exacto en cada instante es complicado.

El resultado de las dificultades mencionadas anteriormente son curvas para la fracción másica quemada que en ocasiones superan ligeramente la unidad o en ocasiones son menores a esta.

A pesar de lo anterior el modelo Bi-zona es ampliamente utilizado con resultados satisfactorios, es por esto que este modelo se utilizará para los cálculos de combustión en este trabajo.

Las expresiones para calcular la fracción residual y la temperatura de los gases quemados para el modelo Bi-zona son:

$$x_b = \frac{pV - p_0V_0 + (\gamma_b - 1)(W + Q) + (\gamma_b - \gamma_u)mc_v(\bar{T}_u - T_0)}{m[(\gamma_b - 1)(h_{f,u} - h_{f,b}) + (\gamma_b - \gamma_u)c_{v,u}\bar{T}_u]} \quad (99)$$

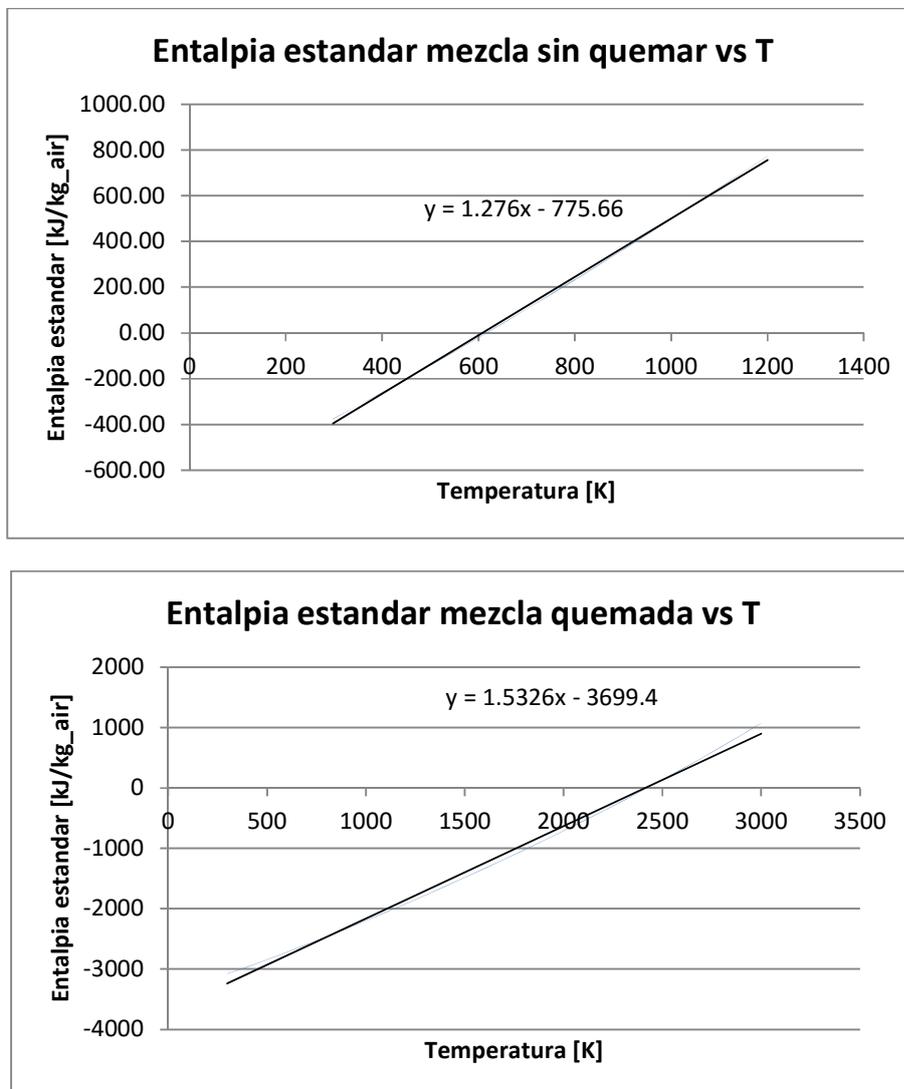
$$\bar{T}_b = \frac{R_u}{R_b}\bar{T}_u + \frac{pV - mR_u\bar{T}_u}{mR_b x_b} \quad (100)$$

Las entalpías de formación referidas a cero Kelvin se obtienen de graficar las entalpías estándar para la mezcla de gases sin quemar y quemados. Para esto se tuvo en cuenta una relación de equivalencia igual a 1, mezcla estequiometría, y una fracción de gases residuales igual al 10%.

La pendiente de la línea de tendencia para el rango de temperaturas de interés, para los gases sin quemar entre 298K y 900K y para los gases quemados entre 900K y 2800K (Heywood, 1988), corresponde al calor específico a presión constante mientras el corte con el eje de las ordenadas corresponde a la entalpía de formación a cero Kelvin.

Las gráficas obtenidas para la mezcla de gases sin quemar y quemados se muestran a continuación:

Figura 105: Entalpia estándar para la mezcla de gases sin quemar y quemados, de acuerdo al rango de temperaturas de interés. Fuente: Autor.

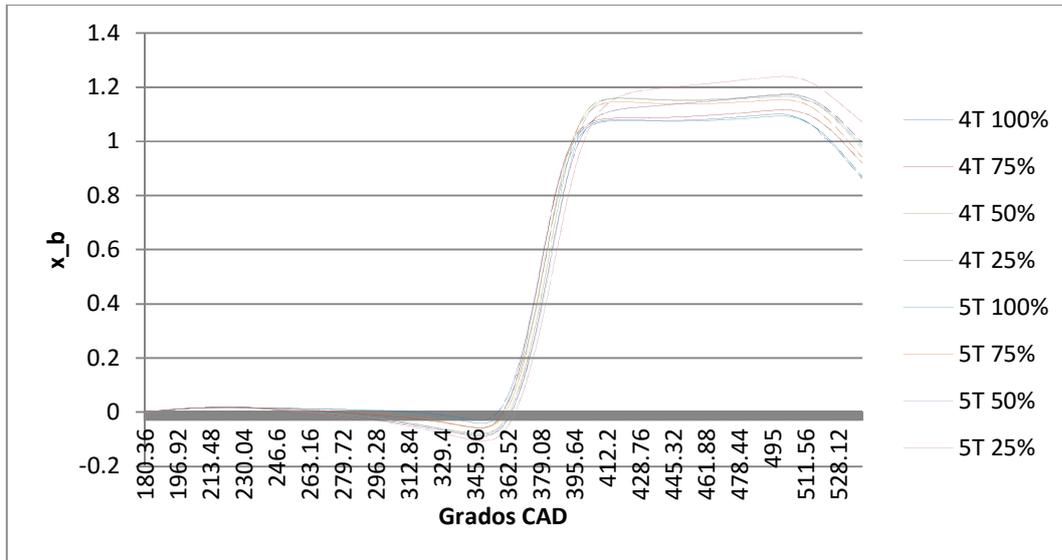


El trabajo y el calor transferido a las paredes se calculan de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$W = \int_{V_0}^V p dV' \quad (101)$$

$$Q = \int_{\theta_0}^{\theta} \left(\frac{\dot{Q}}{360N} \right) d\theta \quad (102)$$

Figura 106: Fracción de masa quemada para el régimen de 3400 rpm. Fuente: Autor.



En la Figura 106 se observa una pequeña depresión antes de iniciarse el proceso de combustión, identificable fácilmente por el rápido aumento de la fracción de masa quemada. Esta depresión se debe al proceso de transferencia de calor hacia las paredes, el cual empieza a ser más significativo una vez el pistón se aproxima al PMS y la mezcla aumenta su temperatura por el efecto de la compresión. Adicionalmente en el momento en que la chispa se dispara y se da comienzo al proceso de combustión los reactivos requieren alcanzar una energía de activación para dar inicio a las reacciones en cadena características de la combustión, a este periodo de tiempo se le conoce como retardo de la combustión o Ignition Delay y se caracteriza por un aumento imperceptible de la presión.

Una vez superado el periodo de retardo la presión aumenta rápidamente y la masa es quemada conforme el frente llama avanza. Este punto de inflexión se reconoce como el mínimo global de la Figura 106.

Al final de la Figura 106 se observa una caída repentina de la fracción de masa quemada. Esto corresponde al momento en que la válvula de escape es abierta y parte de la masa del volumen de control es expulsada.

1.31.4 CAD 10 y CAD 90

La configuración 5T demostró tener unos leves efectos en el retardo del proceso de combustión, haciendo su duración mayor y retardando también su inicio. El criterio utilizado fue calcular la fracción másica quemada para 10 CAD y 90 CAD después de la ignición. En la Tabla 40 se muestran los resultados.

Tabla 40: Características del proceso de combustión a 3400 rpm. Fuente: Autor.

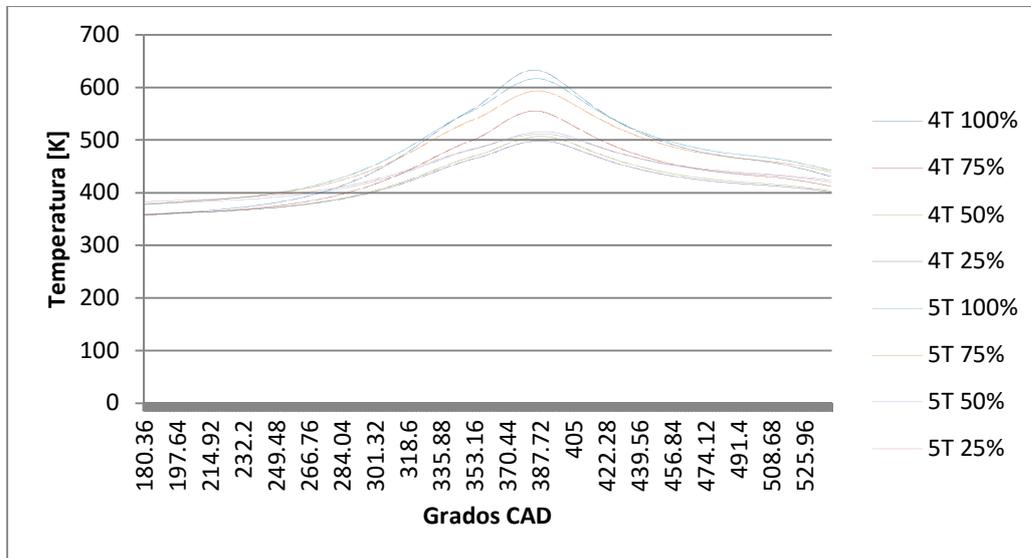
	Motor 4T a3400 rpm				Motor 5T a3400 rpm			
	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Spark timing	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC
Ignition delay [CAD]	7,76	7,76	7,76	8,48	8,48	8,48	7,76	9,56
Duración combustión [CAD]	62,12	61,76	66,08	67,52	63,56	65,72	67,88	74,36
CAD 10 [BTDC]	3,4	3,4	5,2	5,92	4,48	4,84	6,28	7
CAD 90 [ATDC]	32,2	31,48	33,28	35,8	33,64	32,56	35,08	38,68

1.31.5 Temperatura mezcla gases sin quemar

La temperatura de los gases sin quemar se calculó conforme a la variación de la temperatura en un proceso de compresión y expansión politrópico. Esta temperatura es utilizada en el modelo Bi-zona, en el cual se supone una región donde únicamente existen reactivos (mezcla fresca sin quemar, incluye gases residuales), mientras en la otra región únicamente existen productos.

La temperatura de la mezcla sin quemar deja de tener sentido una vez finalizado el proceso de combustión, sin embargo se ha preferido no tener esto en cuenta al momento de graficarla.

Figura 107: Temperatura mezcla sin quemar a 3400 rpm. Fuente: Autor.

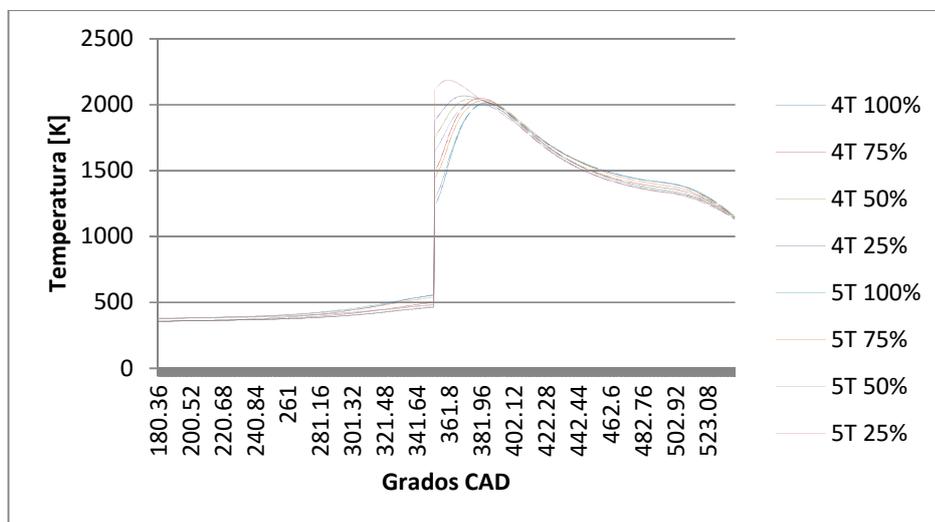


1.31.6 Temperatura masa quemada

La temperatura de la mezcla quemada se calculó de acuerdo al modelo Bi-zona. En la Figura 108 se observa un rápido aumento de la temperatura al momento de iniciado el proceso de combustión, alcanzándose temperaturas superiores a 2000K.

Durante el cálculo de la temperatura de los gases quemados debió utilizarse un criterio adicional para definir el momento de aplicar la ecuación. Por tener en el denominador la fracción de masa quemada se crean inestabilidades cuando la fracción másica es aún muy pequeña, por esta razón se consideró adecuado aplicar la ecuación luego de superado el 10% de masa quemada.

Figura 108: Temperatura masa quemada a 3400 rpm. Fuente: Autor.

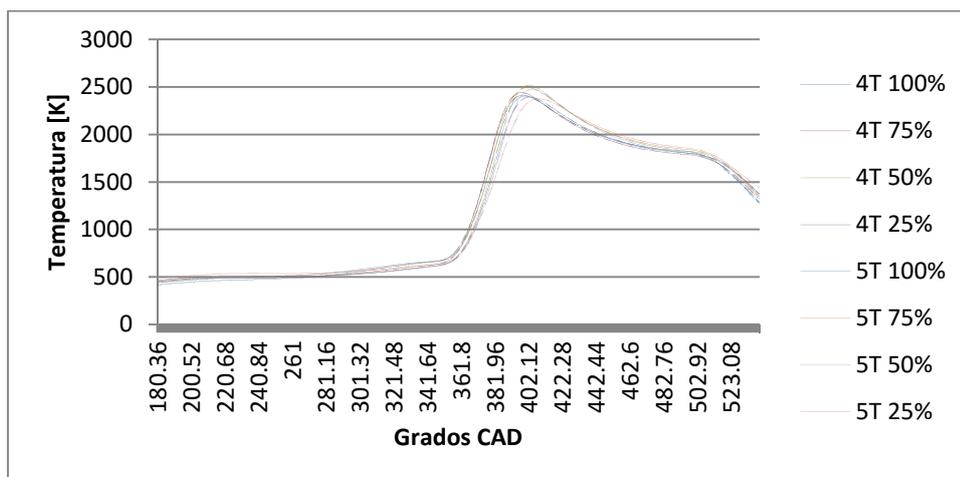


1.31.7 Temperatura promedio de los gases

Adicional al cálculo de la temperatura de la mezcla sin quemar y quemada, se considera adecuado calcular la temperatura para un modelo de una sola zona.

La temperatura se calculó en base al modelo de gas ideal aplicado a toda la mezcla en el interior del cilindro. La temperatura calculada muestra cómo luego de iniciado el proceso de combustión la temperatura se mantiene por encima de 1600K hasta el momento en que se abre la válvula de escape. Este valor alto de temperatura es un indicativo del potencial real de la energía presente en los gases al momento de abandonar el cilindro de alta presión.

Figura 109: Temperatura promedio de los gases en el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.



1.31.8 Análisis Heat Release Instantáneo

La liberación de calor se calcula mediante una expresión que considera la variación de la presión y del volumen, así como la transferencia de calor hacia las paredes del cilindro. Este cálculo arroja como resultado la tasa de liberación de calor.

Para conocer la liberación de calor acumulativa se debe realizar una integración numérica.

La expresión utilizada para el cálculo de la tasa de liberación de calor es:

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{d\theta} + V_{cr} \left[\frac{T'}{T_w} + \frac{T}{T_w(\gamma-1)} + \frac{1}{bT_w} \ln \left(\frac{\gamma-1}{\gamma'-1} \right) \right] \frac{dp}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad (103)$$

La tasa de transferencia de calor a través de las paredes del cilindro se calcula mediante la correlación de Woschni, cuyas expresión matemática es:

$$w(m/s) = \left[C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right] \quad (104)$$

$$C_1 = 2,28 \quad C_2 = 0$$

$$C_1 = 2,28 \quad C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$$

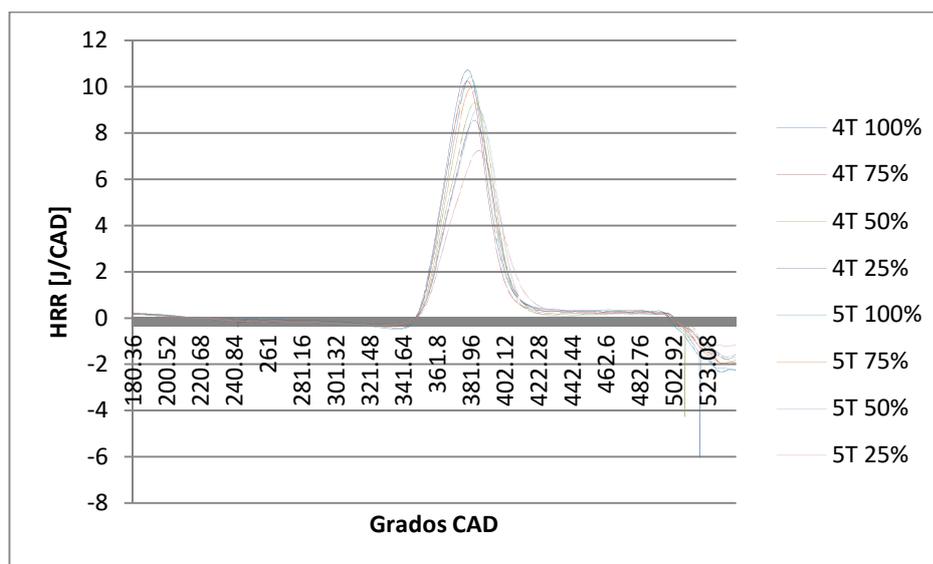
$$h_c(W/m^2K) = 3,26B(m)^{-0,2} p(kPa)^{0,8} T(K)^{-0,55} w(m/s)^{0,8} \quad (105)$$

$$\frac{dQ_{ht}}{dt} = Ah_c(T - T_w) \quad (106)$$

La Figura 110 muestra la tasa de liberación de calor para la configuración 4T y 5T a 3400 rpm. La liberación de calor se inicia en el momento en que la bujía dispara la chispa y se inicia la combustión. La tasa de liberación de calor aumenta hasta alcanzar un máximo y luego disminuye conforme las concentraciones de los reactivos comienzan a ser más bajas que las concentraciones de los productos.

Se observan variaciones para las tasas máximas alcanzadas, siendo menores para la configuración 5T. Esto es acorde con los resultados obtenidos en el análisis del proceso de combustión, donde para la configuración 5T existe un retraso y aletargamiento de la combustión.

Figura 110: Heat Release Ratio a 3400 rpm. Fuente: Autor.



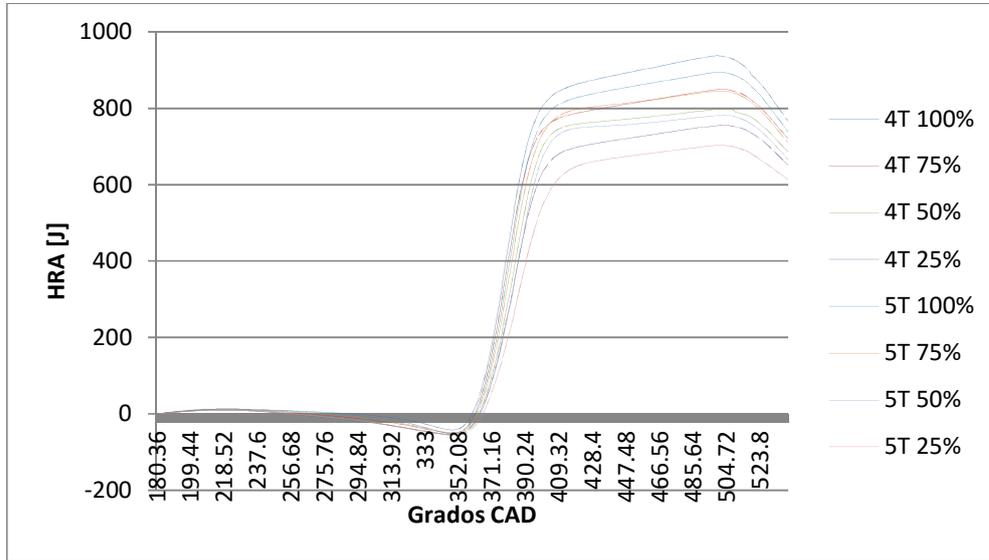
1.31.9 Análisis Heat Release Acumulativo

La cantidad de calor liberado puede conocerse mediante la integración numérica de la tasa de liberación de calor. El comportamiento del calor liberado corresponde con el comportamiento de la fracción de masa quemada. Lo anterior es lógico considerando que la única fuente de energía en el volumen de control corresponde al combustible.

Tal como se expresó anteriormente la relación de los calores específicos juega un importante papel, al ser la tasa de calor liberado altamente sensible a las variaciones de este parámetro.

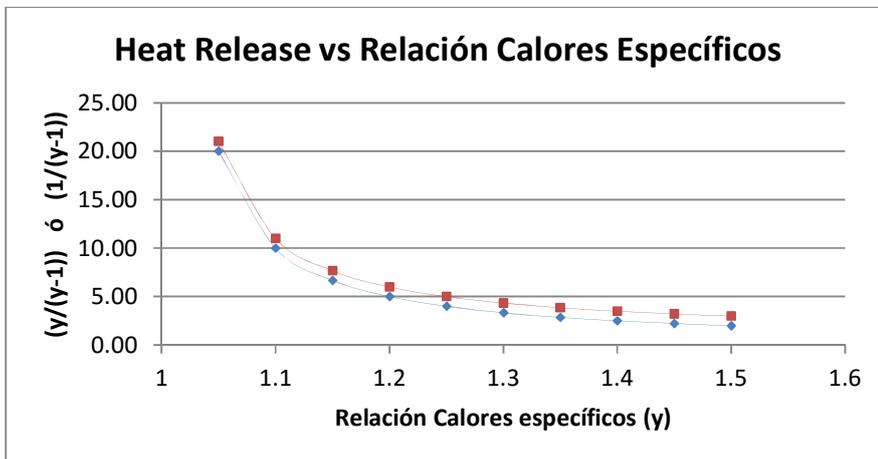
La influencia de la relación entre calores específicos se refleja en los valores de calor liberado, los cuales son mayores a la cantidad de energía disponible en el combustible presente en la mezcla. Para el 100% de carga la energía contenida en la mezcla es cercana a 550 joule por ciclo, valor que es inferior a los alcanzados en el Heat Release Acumulativo para el mismo estado de carga.

Figura 111: Heat Release Acumulative a 3400 rpm. Fuente: Autor.



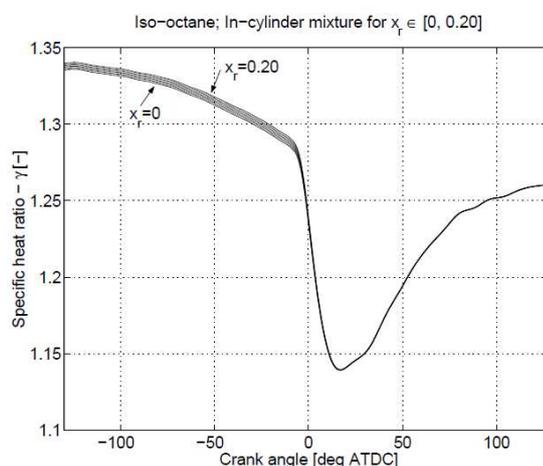
La Figura 112 muestra la alta sensibilidad de la tasa de liberación de calor con respecto a la relación entre calores específicos. La figura muestra el impacto de este parámetro en dos de los términos de la ecuación para el cálculo del Heat Release.

Figura 112: Influencia de la relación de los calores específicos en el cálculo del Heat Release. Fuente: Autor.



La Figura 113 muestra el comportamiento de la relación entre calores específicos para un modelo de una sola zona. Para este modelo la relación entre calores específicos depende exclusivamente de la temperatura de los gases.

Figura 113: Variación de la relación entre calores específicos durante la combustión en un motor SI. Fuente: A Specific Heat Ratio Model and Compression Ratio Estimation. Marcus Klein, 2004.



De acuerdo a los valores medidos para el flujo de combustible y a las eficiencias estimadas para el proceso de combustión, según el análisis de la composición de los gases de escape, se estima la máxima cantidad de calor que debería alcanzarse en las curvas para el Heat Release Acumulative.

Tabla 41: Eficiencia combustión y estimación del máximo calor liberado a 3400 rpm. Fuente: Autor.

Configuración Motor	Carga [%]	m_f [kg/rev]	Q_f [J/rev]	Eff. Combustion	Q_f (Eff. Combustion) [J/rev]
Motor 4T	100%	1,02E-05	448	86,61%	388
	75%	9,53E-06	419,4	75,59%	317,1
	50%	9,51E-06	418,5	62,29%	260,7
	25%	9,39E-06	413	57,88%	239,1
Motor 5T	100%	9,90E-06	435,4	67,76%	295
	75%	9,08E-06	399,4	61,71%	246,4
	50%	9,21E-06	405	58,32%	236,2
	25%	8,25E-06	363	58,59%	212,7

Comparando los resultados de la Tabla 41 con los valores máximos alcanzados por las curvas del Heat Release Acumulative, resulta evidente la alta influencia y el importante error que se

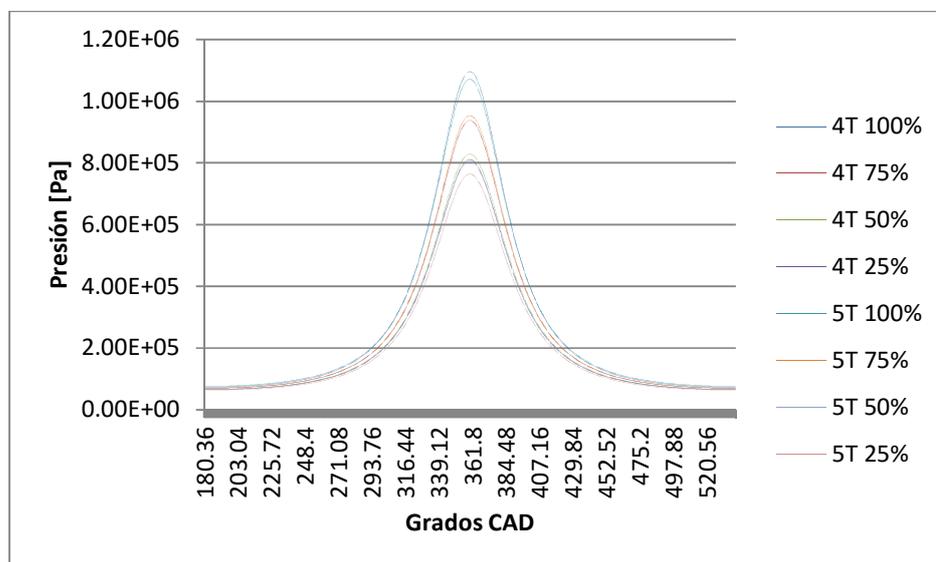
induce al asumir un modelo sencillo para la relación de los calores específicos que depende únicamente de la temperatura de los gases. Sin embargo las curvas para el Heat Release Acumulative son muy útiles para establecer la tendencia de liberación de calor.

1.31.10 Presión (Motored)

A continuación se muestran gráficas correspondientes a los términos de la ecuación para el cálculo de la fracción másica quemada del modelo Bi-zona.

La presión motored se obtiene a través de la suposición de un proceso de compresión y expansión politrópico.

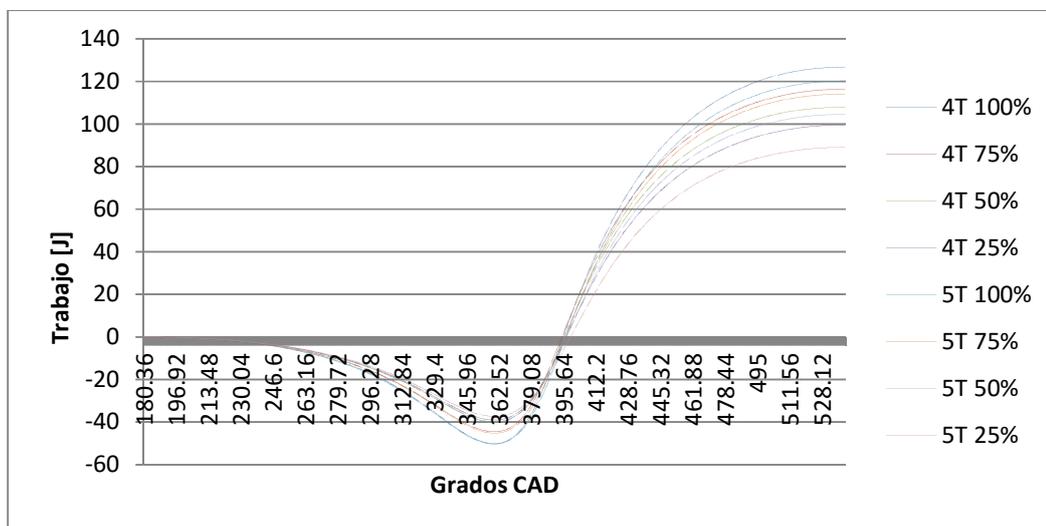
Figura 114: Presión motored calculada para 3400 rpm. Fuente: Autor.



1.31.11 Trabajo en el pistón

El trabajo realizado por los gases de escape sobre el pistón se calcula mediante la integración numérica del trabajo realizado para cada delta de volumen a una presión constante, respecto a un volumen y presión de referencia.

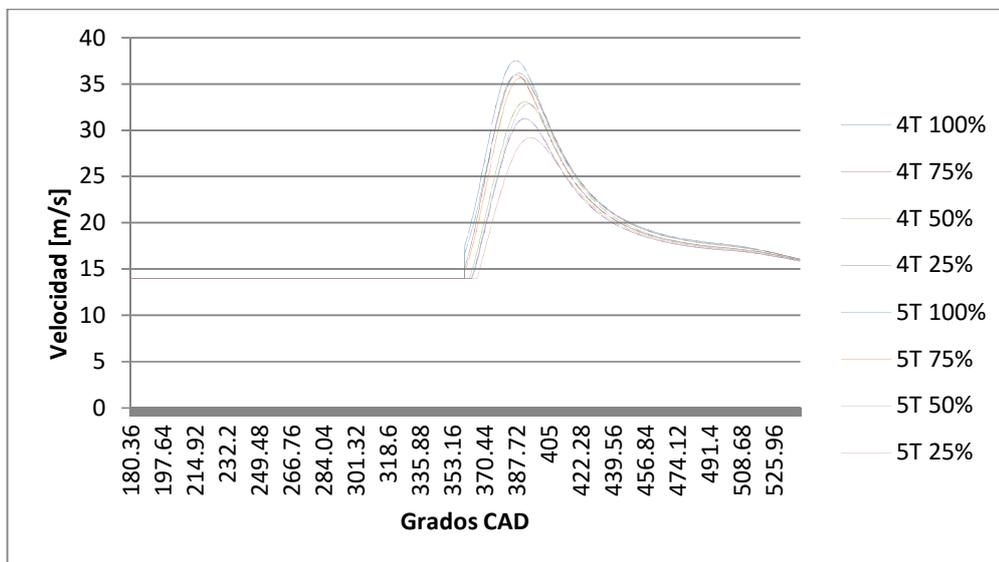
Figura 115: Trabajo acumulado a 3400 rpm. Fuente: Autor.



1.31.12 Coeficiente de transferencia de calor por convección

Para estimar las pérdidas de calor hacia las paredes del cilindro se utilizó la correlación de Woschni para estimar el coeficiente de convección. El coeficiente de convección depende de la turbulencia de los gases al interior del cilindro, la cual se relaciona con la velocidad de los mismos. De acuerdo a la expresión propuesta por Woschni se calcula la velocidad promedio de los gases al interior del cilindro de lata presión.

Figura 116: Velocidad promedio de los gases en el cilindro a 3400 rpm. Fuente: Autor.



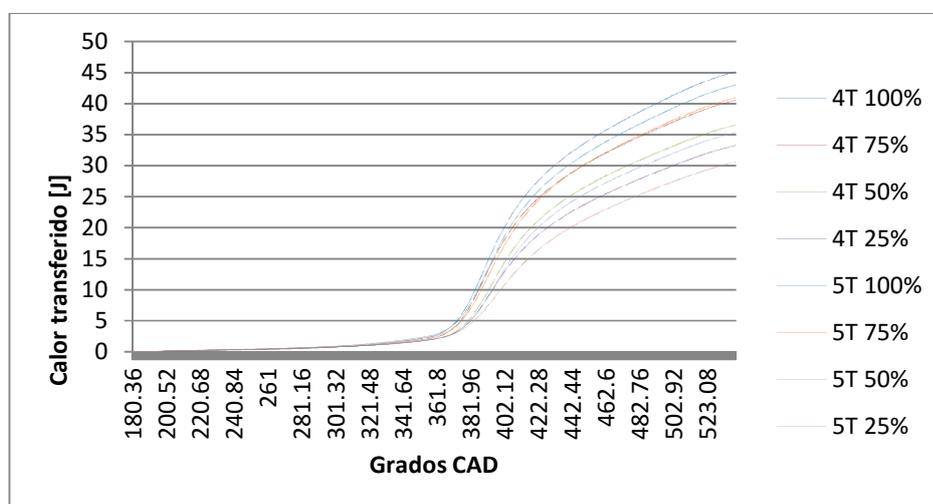
Luego de calcular la velocidad promedio de los gases en el cilindro se calcula el coeficiente de transferencia por convección. Como se observa en la Figura 117 el coeficiente de convección

1.31.14 Calor transferido a las paredes del cilindro (acumulativo)

La cantidad de calor transferido a las paredes del cilindro, ver la Figura 119, muestra como las pérdidas por transferencia de calor son importantes durante la combustión. Las pérdidas por transferencia de calor logran alcanzar valores importantes, llegando a representar hasta un 30% (Heywood, 1988) de la energía disponible en el combustible en los motores de encendido por chispa.

Es importante resaltar como para la configuración 5T las pérdidas por transferencia de calor son menores, debido especialmente a unas temperaturas promedio de los gases inferiores, debido a la mayor cantidad de gases residuales.

Figura 119: Calor transferido a través de las paredes del cilindro a 3400 rpm. Fuente: Autor.



1.32 Análisis combustión Motor 4T y 5T 3000 rpm

Un análisis similar al realizado para el régimen de 3400 rpm se realiza ahora para 3000 rpm.

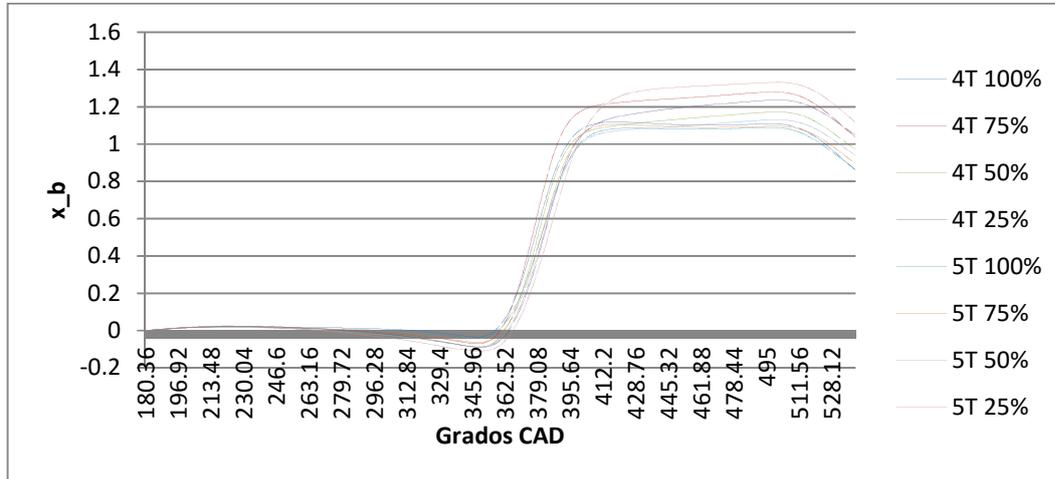
1.33 Fracción masa quemada

Al igual que el análisis realizado para 3400 rpm, a 3000 rpm el análisis de combustión se hará utilizando un modelo Bi-zona.

Los resultados se muestran a continuación.

1.33.1 Análisis Bi-zona

Figura 120: Fracción masa quemada a 3000 rpm. Fuente: Autor.



Análogo a los resultados encontrados para 3400 rpm, se observa un ligero desplazamiento o retraso del proceso de combustión para la configuración 5T. En algunos estados de carga es más notorio, por ejemplo al 75% de carga se observa tanto un retraso en el inicio de la combustión como para el final de la misma.

1.33.2 CAD 10 y CAD 90

El proceso de combustión a 3000 rpm para la configuración 5T se retrasa en promedio 1 grado CAD, la combustión dura en promedio 4 CAD más. Esto se debe a la mayor masa de gases residuales que no hacen parte activa de las reacciones de combustión, ralentizándolas como consecuencia de absorber parte de la energía liberada.

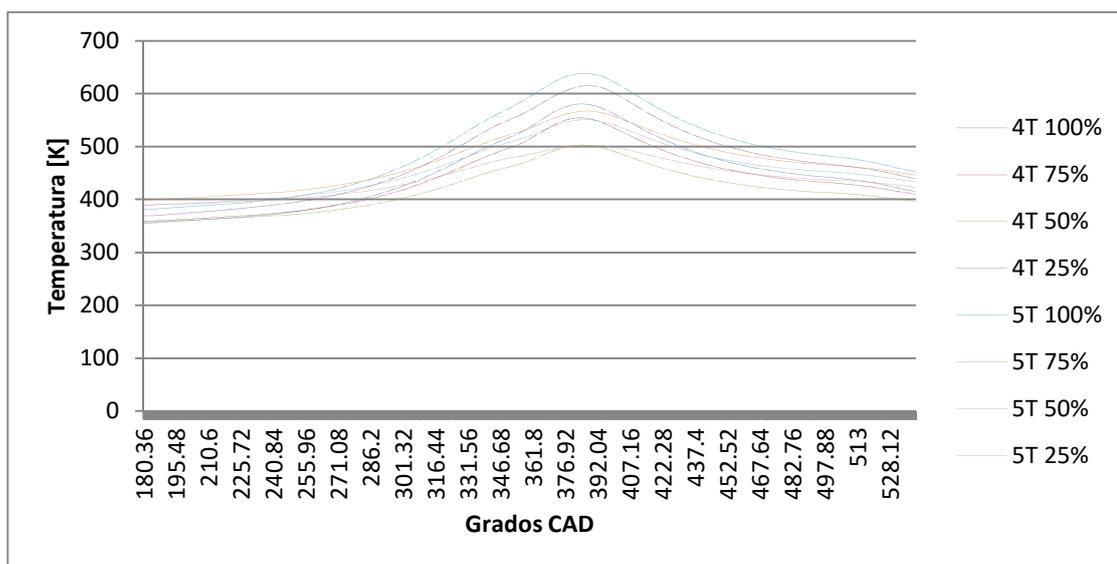
Tabla 42: Características del proceso de combustión a 3000 rpm. Fuente: Autor.

	Motor 4T a3000 rpm				Motor 5T a3000 rpm			
	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Spark timing	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC	20° BTDC
Ignition delay [CAD]	7,4	7,76	8,48	9,56	7,04	8,12	8,84	8,84
Duración combustión [CAD]	63,56	62,84	63,56	70,04	67,52	66,44	66,8	78,68
CAD 10 [ATDC]	3,40	2,68	4,12	6,28	4,84	5,20	5,56	7,36
CAD 90 [ATDC]	32,92	27,88	34	37,6	39,76	36,88	39,76	39,4

1.33.3 Temperatura gases sin quemar

La temperatura de los gases sin quemar muestra un comportamiento muy similar para ambas configuraciones. Las pequeñas variaciones observadas se deben a la diferencia en las temperaturas al final de la admisión, ocasionada por distintas fracciones másicas de gases residuales. Los gases residuales suelen tener una temperatura próxima a los 1500K.

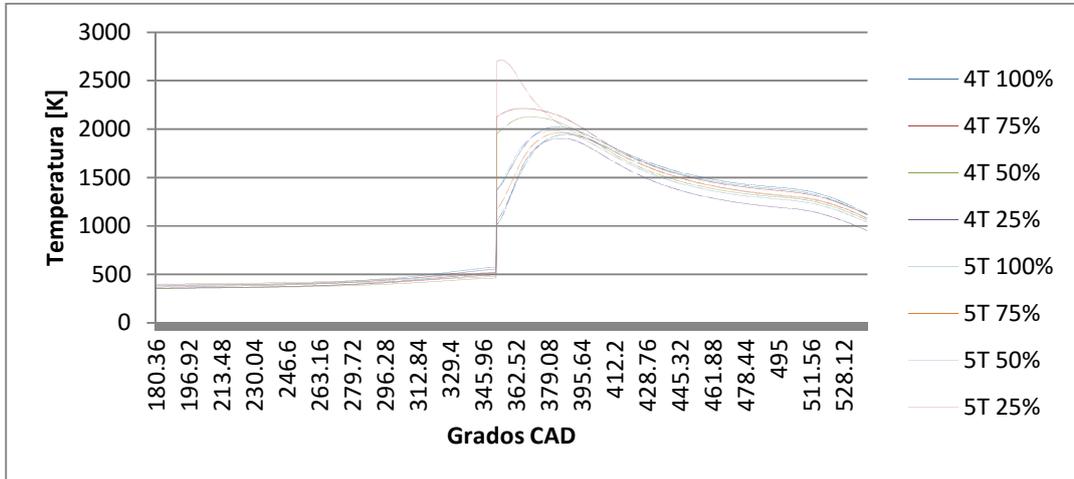
Figura 121: Temperatura mezcla sin quemar a 3000 rpm. Fuente: Autor.



La temperatura de los gases sin quemar de acuerdo a la Figura 121 depende más de la carga aplicada que del tipo de configuración empleada, debido a que para cargas bajas el paso del aire a través del carburador es estrangulado al cerrarse parcialmente la mariposa, lo cual impacta en la eficiencia volumétrica y por lo tanto en la masa admitida dentro del cilindro de alta presión.

1.33.4 Temperatura masa quemada

Figura 122: Temperatura de masa quemada a 3000 rpm. Fuente: Autor.



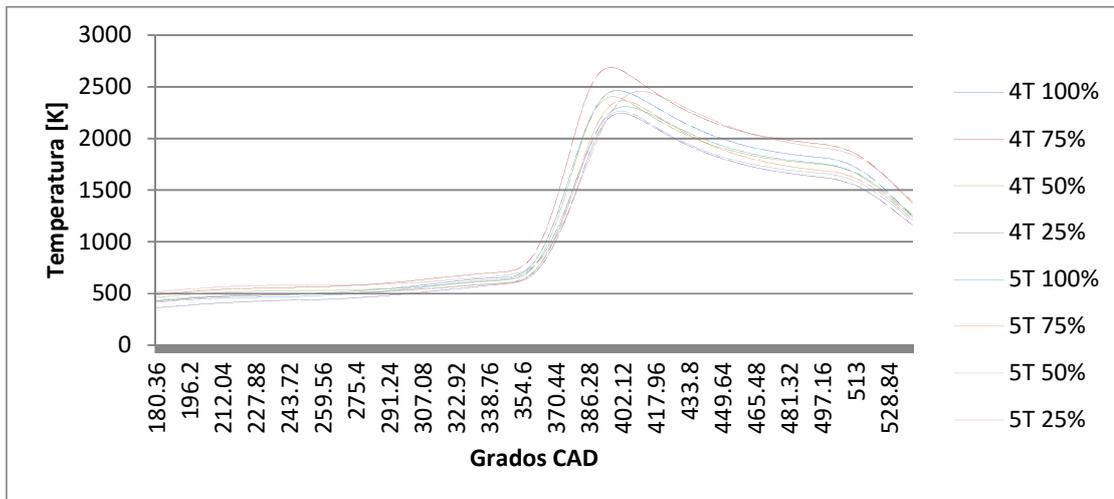
La temperatura de masa quemada,

Figura 122, muestra un comportamiento más dispar para los 2 tipos de configuración y para las cargas aplicadas. Sin embargo, la tendencia vuelve a repetirse, para la mayoría de caso, con temperaturas más elevadas para la configuración 4T y siendo además proporcionales a la carga aplicada.

1.33.5 Temperatura promedio de los gases

La temperatura promedio de los gases al interior del cilindro de alta presión, de acuerdo al modelo de gas ideal, muestra valores más elevados para la configuración 4T, así como un retraso de la combustión identificable por el ligero desplazamiento lateral de las curvas para la configuración 5T.

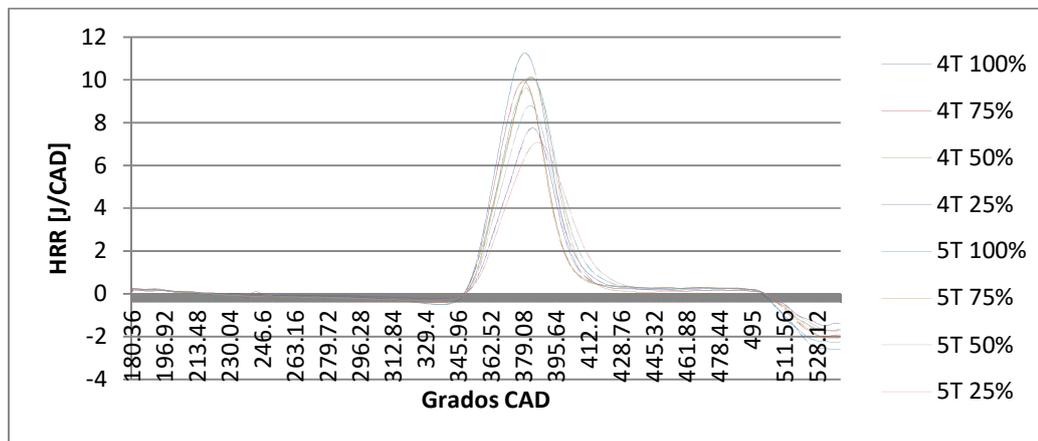
Figura 123: Temperatura promedio modelo de una sola zona a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.33.6 Análisis Heat Release Instantáneo

Las curvas para la tasa de liberación de calor se comportan de forma similar a lo mostrado a 3400 rpm, con una depresión inicial debido al calor que sale del sistema por transferencia de calor hacia las paredes a medida que la mezcla se calienta por acción de la compresión del pistón. Al momento de iniciarse la combustión la cantidad de calor aportado a la mezcla se vuelve más significativo que el calor que sale del sistema por transferencia. La tasa de liberación alcanza su máximo valor muy cerca de los puntos de máxima presión reportados por el sensor durante las pruebas.

Figura 124: Heat Release ratio a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.33.7 Análisis Heat Release Acumulativo

La cantidad de calor liberado muestra un comportamiento acorde con las tendencias marcadas por la fracción de masa quemada. Nuevamente se alcanzan valores para la cantidad de calor liberado mayor a la esperada de acuerdo a la masa de combustible involucrada en cada ciclo,

siendo la relación entre calores específicos la responsable de esta disparidad como ya se explicó.

Figura 125: Heat Release Acumulative a 3000 rpm. Fuente: Autor.

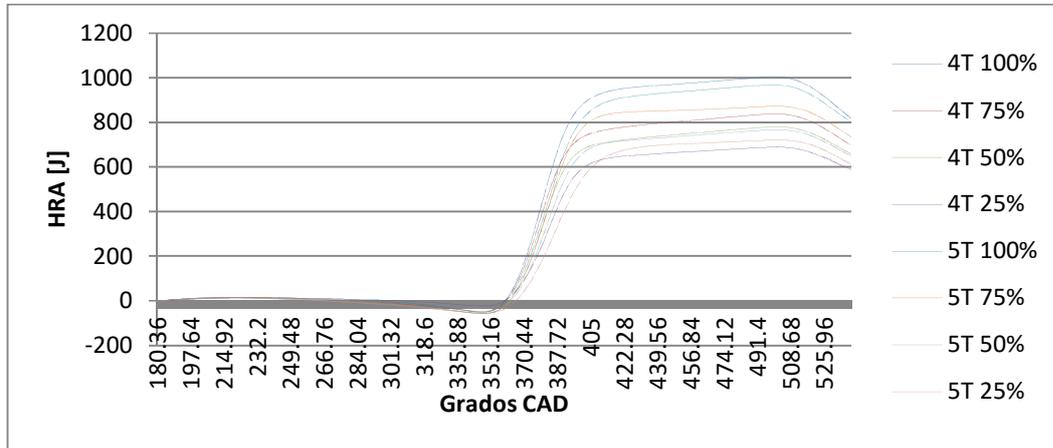


Tabla 43: Eficiencia combustión y estimación del máximo calor liberado a 3000 rpm. Fuente: Autor.

Configuración Motor	Carga [%]	m _f [kg/rev]	Q _f [J/rev]	Eff. Combustion	Q _f (Eff. Combustion) [J/rev]
Motor 4T	100%	9,78E-06	430,2	91,66%	394,4
	75%	9,12E-06	401,2	74,77%	300
	50%	8,65E-06	380,7	67,83%	258,3
	25%	7,80E-06	343,2	59,21%	203,2
Motor 5T	100%	9,44E-06	415,3	88,68%	368,3
	75%	9,05E-06	398,3	73,69%	293,5
	50%	8,92E-06	392,7	64,81%	254,5
	25%	7,71E-06	339,2	55,73%	189

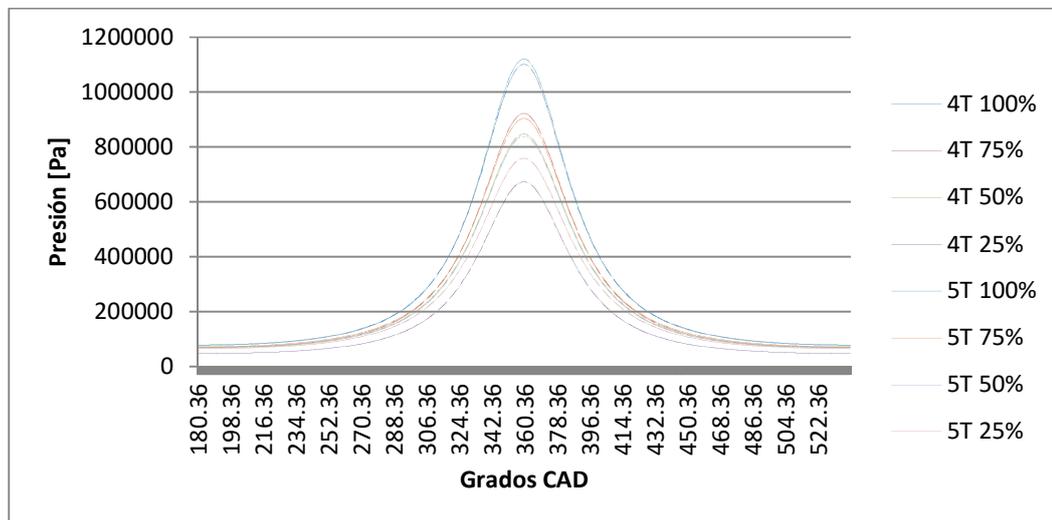
La eficiencia de la combustión se calcula en base a la composición de los gases de escape a la salida del tubo de escape, por lo tanto no corresponde completamente a las concentraciones presentes al interior del cilindro de alta presión cuando aún no se ha abierto la válvula de escape.

1.33.8 Presión (Motored)

En la Figura 126 se muestran los valores para la presión motored. Los valores para la configuración 4T y 5T son casi idénticos con excepción para el 25% de la carga. Esto puede deberse a la presencia de una masa residual un 2% mayor para la configuración 5T y a una

temperatura al final de la admisión 30K más elevada que tiene como consecuencia un exponente politrópico mayor.

Figura 126: Presión motored a 3000 rpm. Fuente: Autor.

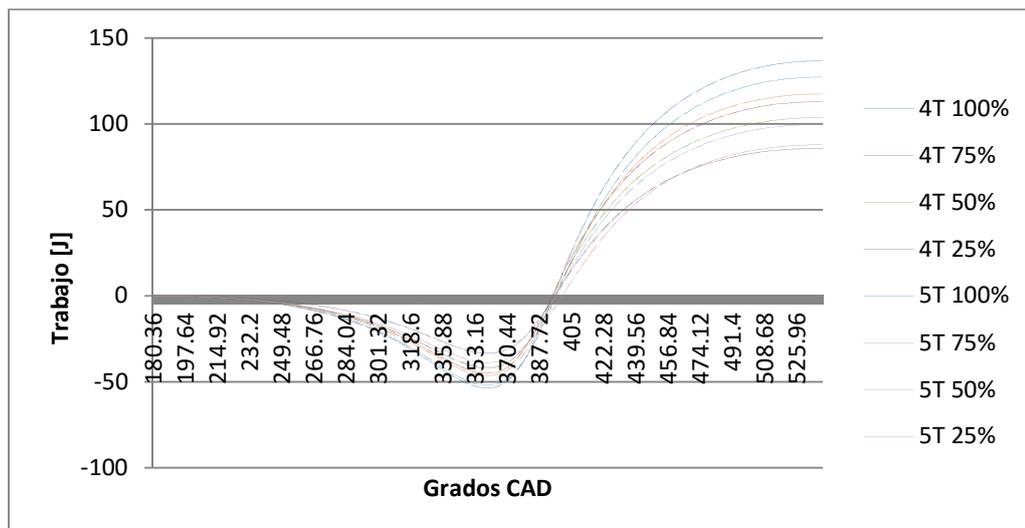


1.33.9 Trabajo en el pistón

El trabajo realizado por los gases sobre el pistón muestra una primera fase donde el trabajo es negativo, es decir que es el pistón quien realiza trabajo sobre los gases. Este trabajo corresponde al proceso de compresión politrópico.

Iniciada la combustión la presión de los gases aumenta, producto del calor liberado en las reacciones químicas. Esto permite que se realice trabajo positivo sobre el pistón.

Figura 127: Trabajo acumulado realizado por los gases sobre el pistón a 3000 rpm. Fuente: Autor.

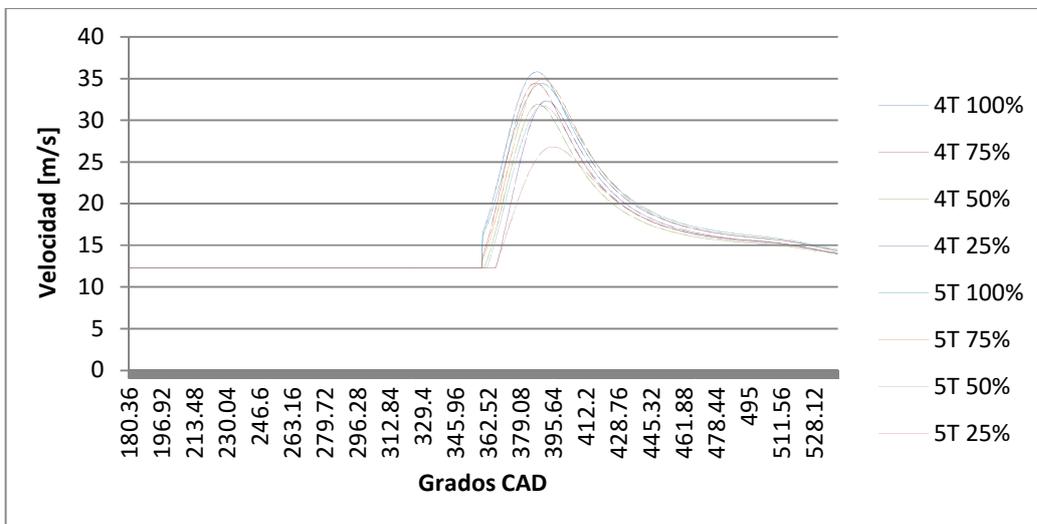


1.33.10 Coeficiente de transferencia de calor por convección

Para estimar el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección se utiliza la correlación de Woschni. Primero debe calcularse la velocidad promedio de los gases al interior del cilindro de alta presión, siendo esta un indicativo del nivel de turbulencia.

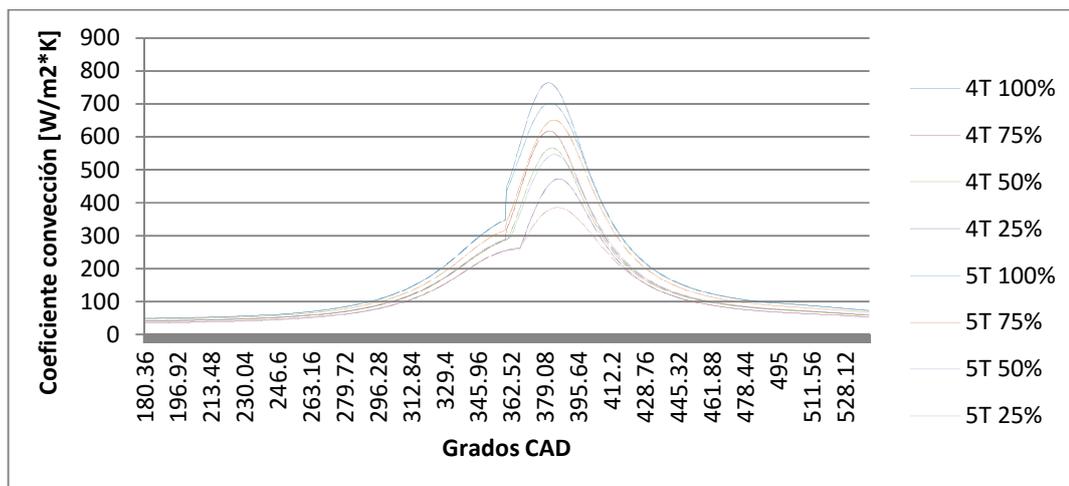
La velocidad promedio permanece constante hasta que se inicia el proceso de combustión, es por esta razón que suelen desprejarse las pérdidas por transferencia de calor a través de las paredes del cilindro cuando no hay combustión.

Figura 128: Velocidad promedio de los gases en el cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.



La velocidad promedio tiene un comportamiento altamente dependiente de la temperatura, por esto la configuración 4T tiene valores de velocidad promedio y por consiguiente del coeficiente de convección más elevados que la configuración 5T. Igualmente se observa una tendencia similar para las diferentes cargas, siendo tanto la velocidad como el valor del coeficiente de convección más elevado para las cargas altas.

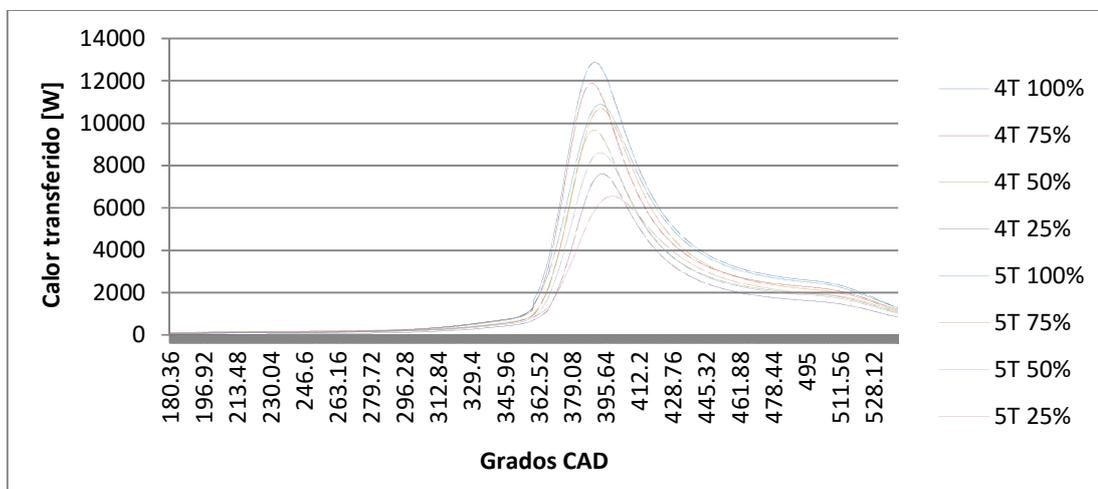
Figura 129: Coeficiente de transferencia de calor por convección a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.33.11 Tasa calor transferido a las paredes del cilindro

La tasa de calor transferido para 3000 rpm se muestra en la Figura 130. Se observan valores inferiores para la configuración 5T y para los estados de carga bajos.

Figura 130: Tasa de calor transferido a través de las paredes del cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.



1.33.12 Calor transferido a las paredes del cilindro (Acumulativo)

El calor transferido para la configuración 4T muestra en promedio ser un 5% más alta respecto a la configuración 5T. Esta tendencia se invierte para el 25% de carga. Se confirma además que para cargas bajas el proceso de combustión se retrasa, lo cual traslada lateralmente las curvas del calor transferido.

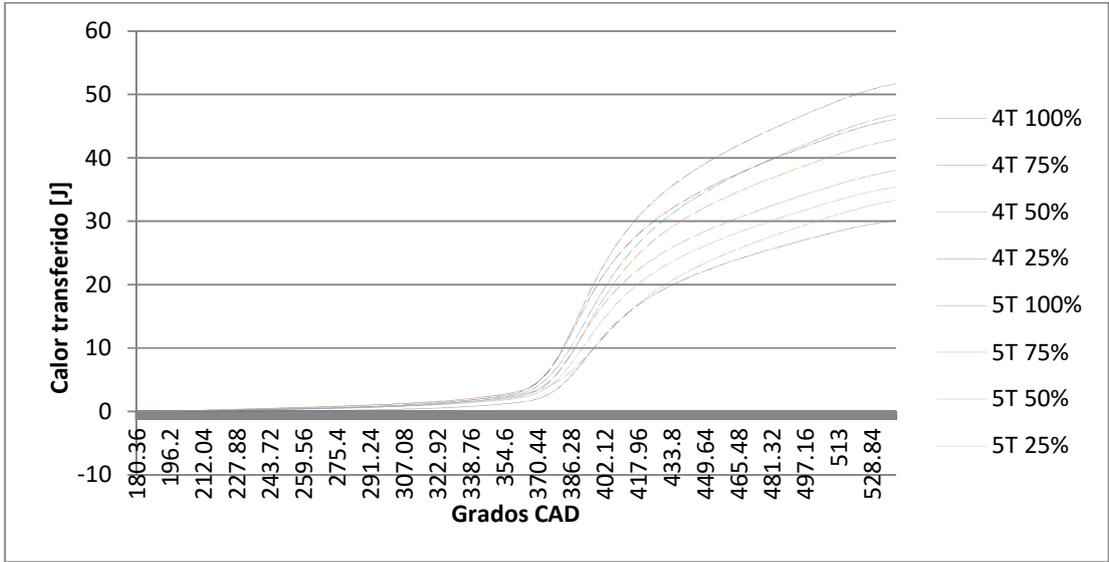


Figura 131: Calor transferido a través de las paredes del cilindro de alta presión a 3000 rpm. Fuente: Autor.

1.34 Simulación motor 5T “teórico-experimental”

El banco de pruebas utilizado demostró ser útil y adecuado para cuantificar la cantidad de energía disponible en los gases de escape del cilindro de alta presión, así como para mostrar el comportamiento de los gases en el cilindro de baja presión. Sin embargo, las pérdidas de potencia inherentes a su construcción y elementos asociados, hacen que poder comparar o establecer la ganancia real de un motor desarrollado completamente para funcionar en un ciclo de 5 tiempos sea imposible, al menos directamente.

Para cuantificar la eficiencia de un motor de 5 tiempos optimizado, se ha realizado una simulación teórico-experimental. Para esta simulación se consideró la información recopilada experimentalmente en este trabajo así como el modelo PNH actualizado por Sandoval (Sandoval, 2002) para calcular las pérdidas por fricción.

La Tabla 44 y Tabla 45 muestran los valores de presión promedio a la entrada del cilindro de baja presión del banco de pruebas, además de las presiones disponibles en los gases de escape. La presión disponibles durante el escape en el cilindro de alta presión es disipada en más de un 50% a causa de pérdidas térmicas y de presión en el ducto que comunica ambos motores, así como a la expansión no controlada durante la apertura de la válvula de escape del cilindro de alta presión.

Tabla 44: Presiones promedio medidas y disponibles en el banco de pruebas a 3400 rpm. Fuente: Autor.

3400 rpm
ADMISIÓN 3400 rpm

Carga [%]	Presión disponible [Pa] (Banco de pruebas)	Presión disponible [Pa] (Árbol de levas optimizado)
100%	134123,04	302307,55
75%	129473,11	281357,78
50%	124036,84	259778,70
25%	128144,73	237249,01

Tabla 45: Presiones promedio medidas y disponibles en el banco de pruebas a 3000 rpm. Fuente: Autor.

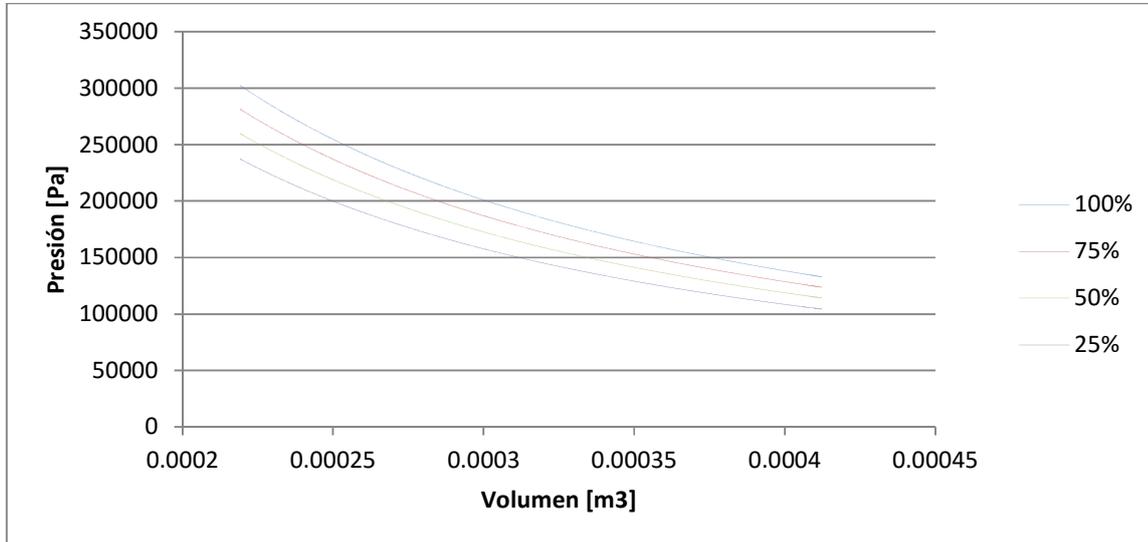
Carga [%]	3000 rpm	
	ADMISIÓN 3000 rpm	
	Presión disponible [Pa] (Banco de pruebas)	Presión disponible [Pa] (Árbol de levas optimizado)
100%	143845,68	320828,48
75%	174226,02	284516,17
50%	145789,00	247957,64
25%	142725,48	238361,28

La presión disponible corresponde a la presión al final de la carrera de expansión, es decir, en el PMI del cilindro de alta presión sin que la válvula de escape haya sido abierta.

La expansión adicional de los gases de escape del cilindro de alta presión se calcula suponiendo una expansión politrópica. El volumen utilizado para la expansión politrópica es la suma del volumen del cilindro de baja presión y el volumen del cilindro de alta presión (volumen efectivo), considerando que el movimiento del pistón del cilindro de alta y baja presión es inverso, cuando uno sube el otro baja.

La presión en función del volumen efectivo se muestra en la Figura 132.

Figura 132: Variación de la presión con el volumen efectivo para el proceso de expansión adicional a 3400 rpm. Fuente: Autor.



Como se mencionó, la contrapresión existente a la salida de los gases en el cilindro de alta presión es mayor para la configuración 5T. En las pruebas realizadas la contrapresión no fue en exceso elevada debido al volumen existente en el ducto que comunica ambos cilindros, cuya magnitud es de 285 cm³, la cual considerando el desplazamiento del motor Honda GX200 puede considerarse significativa.

En el motor 5T optimizado este volumen se elimina casi en su totalidad, al existir un ducto con una longitud mucho menor y una única válvula que comunica los cilindros de alta y baja presión. Por esto la contrapresión esperada es mucho mayor. La Tabla 46 muestra el incremento esperado para la contrapresión en función de la carga y de las rpm.

Tabla 46: Contrapresión motor 4T y 5T optimizado. Fuente: Autor.

	Valores de contrapresión [Pa]							
	3400 rpm				3000 rpm			
	100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Motor 4T	125946	128970	125908	125606	128928	117901	124025	104516
Motor 5T	232302	216204	199622	182309	245544	217753	189773	182429
Porcentaje incremento	84,45%	67,64%	58,55%	45,14%	90,45%	84,69%	53,01%	74,55%

El incremento en la contrapresión trae consecuencias para la operación del cilindro de alta presión, por ejemplo, una mayor masa de gases residuales. Una mayor cantidad de gases residuales afecta la combustión y la capacidad del cilindro de alta presión a desarrollar potencia útil en el eje.

En la Tabla 47 y Tabla 48 se muestran las fracciones másicas esperadas para el motor 5T optimizado y se cuantifica su incremento respecto al motor 4T.

Tabla 47: Fracción másica de gases residuales estimada para un motor 5T optimizado. Fuente: Autor.

Carga	m _f /m	Pe [Pa]	Pi [Pa]	x _r	T _r [K]	T1 [K]	Q*/CvT1	
100%	0,0662	125946,4	68314,9629	5,42%	1515,70	379,01	7,7	4T a3400
75%	0,0680	128969,9	69167,6	5,39%	1546,48	380,03	7,9	
50%	0,0737	125908,3	67650,0	5,12%	1629,46	380,98	8,5	
25%	0,0749	125605,6	67760,2	5,05%	1645,91	380,94	8,7	
100%	0,0671	232302,2	72886,8	9,12%	1762,33	428,87	6,5	5T a3400
75%	0,0679	216203,8	69357,2	8,78%	1781,22	426,54	6,8	
50%	0,0728	199621,8	68728,2	7,79%	1839,72	419,48	7,5	
25%	0,0734	182309,3	66074,6	7,33%	1833,12	413,92	7,8	
100%	0,0605	128928,2	70949,9	5,66%	1424,85	376,96	7,0	4T a3000
75%	0,0726	117900,9	66723,1	4,93%	1593,13	377,74	8,5	
50%	0,0670	124025,5	68224,0	5,32%	1521,23	378,33	7,8	
25%	0,0685	104516,0	51263,0	5,82%	1591,41	385,89	7,8	
100%	0,0597	245544,4	71557,1	10,38%	1699,98	437,07	5,8	5T a3000
75%	0,0633	217753,0	71313,7	8,26%	1849,73	425,42	7,3	
50%	0,0685	189773,1	67808,3	7,96%	1709,21	413,15	6,9	
25%	0,0713	182428,6	70117,6	7,31%	1700,08	406,01	7,3	

Tabla 48: Incremento de la fracción másica 5T optimizado vs 4T. Fuente: Autor.

Incremento	Porcentaje incremento	
3,70%	68,24%	3400 rpm
3,39%	62,91%	
2,67%	52,19%	
2,28%	45,21%	
4,72%	83,51%	3000 rpm
3,33%	67,62%	
2,64%	49,63%	
1,49%	25,68%	

El incremento de la fracción másica de los gases residuales se considerará al momento de estimar el trabajo entregado por el cilindro de alta presión en su carrera de expansión. El efecto de los gases residuales se percibe, principalmente, en la reducción de la cantidad de mezcla

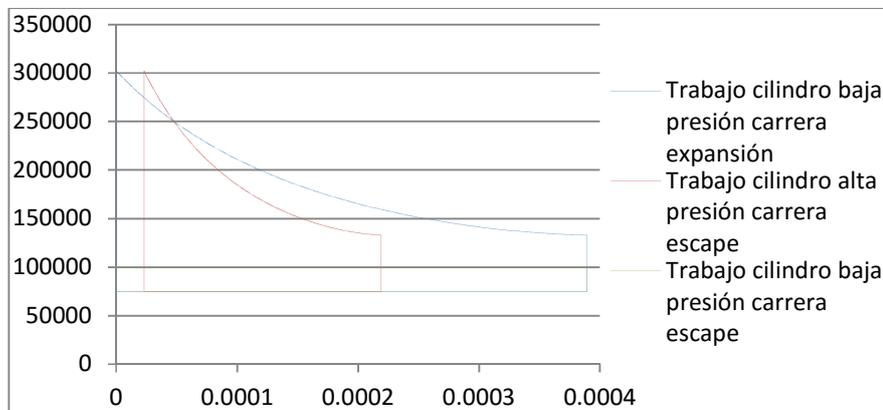
fresca que ingresa al cilindro de alta presión, lo que significa una menor capacidad para desarrollar trabajo durante la expansión. Por ejemplo, para el 100% a 3400 rpm un motor 4T convencional presenta una fracción másica de gases residuales del 5,42% mientras para el motor 5T optimizado es del 9,12%, esto significa que al cilindro de alta presión del motor 5T ingresa un 3,7% menos de mezcla fresca. Por lo tanto la potencia entregada durante la carrera de expansión en el cilindro de alta presión se reducirá en un 3,7%.

La expansión adicional modifica la presión de los gases de escape del cilindro de alta presión en su carrera de escape. En el momento en que la válvula que comunica el cilindro de alta y baja presión se abre, la presión se equilibra en ambos volúmenes. La presión realiza un trabajo positivo en el cilindro de baja presión mientras realiza un trabajo negativo en el cilindro de alta presión.

El trabajo realizado por los cilindros de alta y baja presión se muestra en la

Figura 133.

Figura 133: Trabajo cilindro alta y baja presión durante la carrera de escape y expansión, respectivamente.
Fuente: Autor.



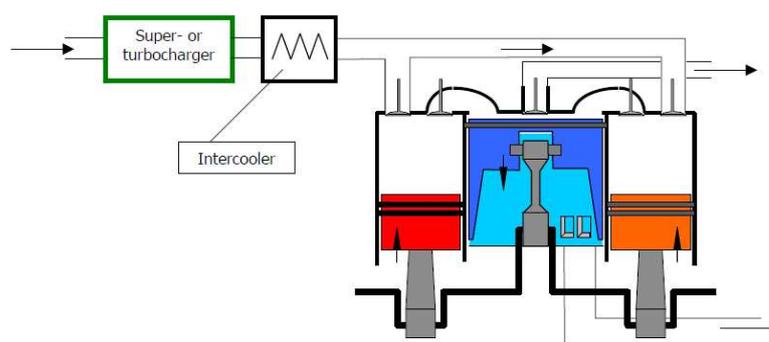
La diferencia en las áreas encerradas representa el trabajo indicado útil obtenido en el motor de 5 tiempos. Para entender el efecto de la configuración 5T en el trabajo realizado por cada cilindro, en la Tabla 49 y Tabla 50 se muestra la potencia consumida o entregada por los pistones del cilindro de alta y baja presión para el motor 5T y para un motor 4T convencional. El modelo de motor elegido para realizar esta simulación se basa en la patente US 6,553,977 B2 de Gerhard Schmitz y al prototipo desarrollado por Ilmor Engineering.

El modelo de motor propuesto por Gerhard Schmitz, consta de un motor de tres cilindros en línea, con los dos cilindros de alta presión ubicados en los extremos y el de baja presión en el

centro. Este motor permite dividir las pérdidas por fricción adicionales entre los dos cilindros de alta presión, además de una mayor potencia generada en el cilindro de baja presión al existir el doble de gases para expandirse. A diferencia del pistón del cilindro de baja presión del banco de pruebas, que giraba a la mitad de las revoluciones, en este prototipo el pistón gira a las mismas revoluciones que los pistones de los cilindros de alta presión.

A continuación se muestra un esquema del motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz y fabricado por Ilmor Engineering.

Figura 134: motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz y fabricado por Ilmor. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.



El modelo utilizado para estimar las pérdidas por fricción es el modelo propuesto por Sandoval y Heywood (Sandoval, 2002). Para calcular las pérdidas por fricción se computaron primero las correspondientes a un motor bi cilíndrico conformado únicamente por los cilindros de alta presión, separadamente se calcularon las pérdidas para un motor mono cilíndrico que corresponde al cilindro de baja presión. La potencia total disipada por acción de la fricción es la suma de las dos.

La Tabla 49 muestra los resultados obtenidos de la simulación teórico-experimental de un motor de 5 tiempos optimizado.

Tabla 49: Potencia indicada y al freno para un motor 5T optimizado en función de la carga a 3400 y 3000 rpm. Fuente: Autor.

		Potencia Indicada a 3400 rpm [W]				Potencia indicada a 3000 rpm [W]			
Carrera		100%	75%	50%	25%	100%	75%	50%	25%
Cilindros alta presión (X2)	Admisión	745	756	740	742	675	636	651	487
	Compresión	-2856	-2517	-2267	-2206	-2654	-2229	-2032	-1656
	Expansión	9703	8903	8251	7753	9092	7664	7314	5894
	Escape	-1864	-1735	-1602	-1463	-1739	-1542	-1344	-1292
Cilindro baja presión	Expansión	4026	3747	3460	3160	3755	3330	2902	2790
	Escape	-1102	-1102	-1102	-1102	-992	-992	-992	-992

Cilindros (X2)	Admisión	745	756	740	742	675	636	651	487
	Compresión	-2856	-2517	-2267	-2206	-2654	-2229	-2088	-1656
	Expansión	10076	9216	8478	7934	9543	7928	7314	5984
	Escape	-1323	-1371	-1344	-1348	-1186	-1089	-1179	-998
Potencia Indicada Motor 4T Convencional		6642	6083	5607	5123	6378	5246	4698	3817
Potencia Fricción Motor 4T Optimizado		-1454	-1454	-1454	-1454	-1223	-1223	-1223	-1223
Potencia al Freno Motor 4T Convencional		5188	4629	4152	3669	5155	4023	3475	2594
Flujo combustible [g/h]		1038	972	970	957	880	821	779	702
BSFC [g/kWh]		200	210	234	261	171	204	224	271
Eficiencia [%]		41%	39%	35%	31%	48%	40%	37%	30%

Los valores empleados para el motor 4T corresponden a los valores medidos en el banco de pruebas multiplicados por dos. Se multiplican los valores por dos porque se está comparando un motor de tres cilindros (dos de alta presión y uno de baja presión) con un motor bi cilíndrico convencional (dos cilindros de alta presión).

El tener un cilindro de baja presión donde los gases pueden expandirse antes de salir a la atmósfera tiene beneficios en el consumo de combustible, en la eficiencia del ciclo y en la potencia entregada, a pesar del incremento de las pérdidas por fricción ocasionadas por el cilindro añadido.

Tabla 51: Comparativa desempeño motor 5T optimizado vs 4T. Fuente: Autor.

Ganancia Potencia Indicada [%]	30%	38%	33%	34%	28%	31%	38%	37%
Ganancia Potencia al Freno [%]	14%	23%	15%	14%	10%	9%	15%	6%
Reducción BFSC [%]	-13%	-19%	-13%	-12%	-9%	-8%	-13%	-5%
Mejora de la Eficiencia [%]	6%	9%	5%	4%	5%	4%	6%	2%

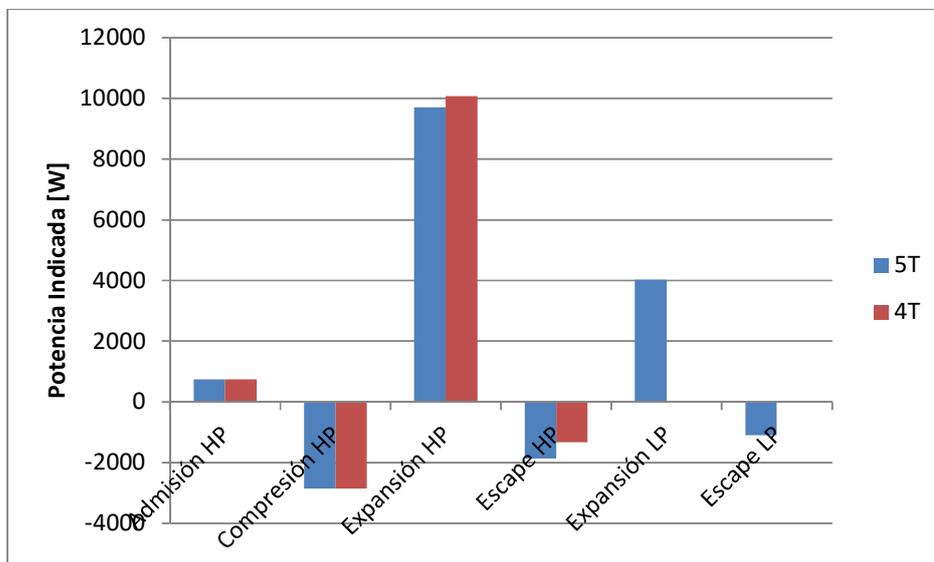
Los datos obtenidos son acordes a los resultados publicados por Ilmor Engineering para su prototipo de motor 5T.

Tabla 52: Resultados publicados por Ilmor Engineering para el motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.

Load (%)	Effective Torque		Global Efficiency		BSFC (gr/kWh)		Economy (%)
	4-Stroke	5-Stroke	4-Stroke	5-Stroke	4-Stroke	5-Stroke	5S vs 4S
5	5.5	5.5	0.111	0.178	757.9	471.3	37.8
10	11.1	10.9	0.176	0.264	478.3	318.6	33.4
20	22.1	22.0	0.248	0.352	338.6	239.2	29.4
30	32.9	33.0	0.287	0.382	292.8	220.2	24.8
40	44.0	43.8	0.312	0.390	269.4	215.8	19.9
50	55.0	54.7	0.329	0.397	255.7	211.7	17.2
60	66.0	65.7	0.341	0.405	246.7	207.5	15.9
70	77.1	76.7	0.350	0.414	240.3	203.0	15.5
80	88.1	87.9	0.357	0.423	235.7	198.9	15.6
90	99.1	98.8	0.362	0.431	232.3	195.2	16.0
100	110.0	109.9	0.366	0.436	229.6	192.9	16.0

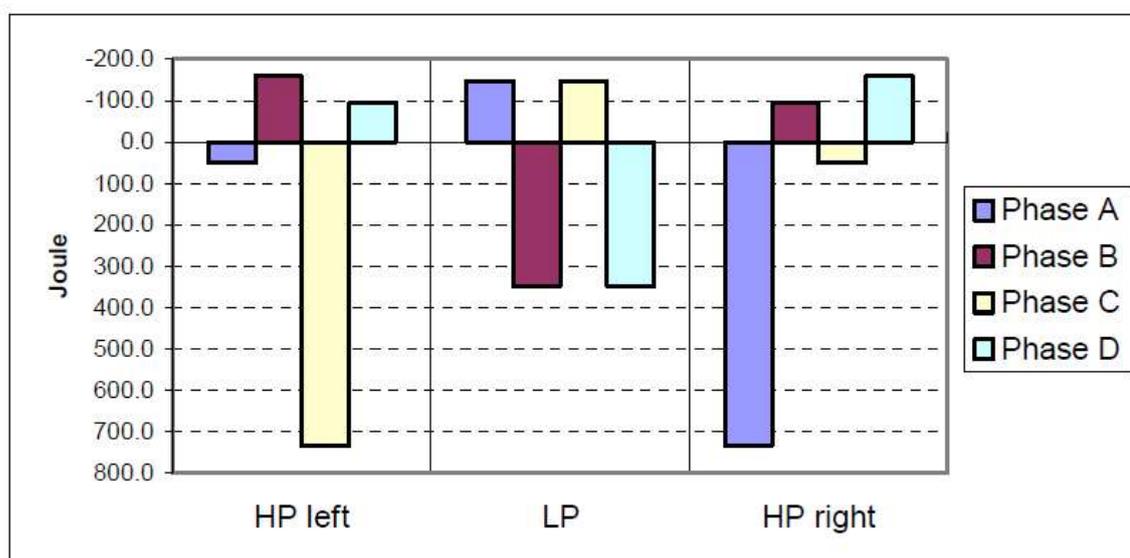
Las potencias implicadas en cada proceso se muestran de forma gráfica en la Figura 135 para un motor 5T y 4T. Los valores mostrados en la Figura 135 corresponden al 100% de carga a 3400 rpm. Las siglas HP (High Pressure) y LP (Low Pressure) hacen referencia al cilindro de alta y baja presión respectivamente.

Figura 135: Potencias indicadas por proceso para un motor 4T y 5T. Fuente: Autor.



La Figura 135 muestra tendencias similares a las publicadas por Ilmor Engineering para un motor 5T. La figura

Figura 136: Trabajo indicado para 2 revoluciones del cigüeñal del motor 5T propuesto por Gerhard Schmitz. Fuente: Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Gerhard Schmitz, 2011.



1.35 Simulación motor 5 tiempos (Modelo gas ideal)

La simulación del motor de 5 tiempos, de acuerdo a las ecuaciones para el modelo de gas ideal de un motor con sobre expansión (Heywood, 1988), se realizó para tener un primer indicador de los resultados esperados.

Los resultados de la simulación corresponden para el 100% de carga a 3600 rpm y de muestran a continuación:

Variable	Motor 5T GX200	Motor 4T GX200	Unidades	Variación porcentual
	Valor	Valor		
Eficiencia ciclo	58%	49%	[%]	19%
PCI_gasolina	44000	44000	[Kj/kg]	0%
Relación Combustible/Aire	0,06369	0,06369	[kg_f/kg_air]	0%
H_1	0,04362	0,04362	[kJ/kg]	0%
H_2	0,1013	0,1013	[kJ/kg]	0%
H_3	0,5542	0,5542	[kJ/kg]	0%
H_4	0,2216	0,2795	[kJ/kg]	-21%
IMEP	1038	874,2	[kPa]	19%
Relación entre calores específicos	1,4	1,4		0%
Masa mezcla fresca	0,0001307	0,0001307	[kg]	0%
Potencia	6,102	5,141	[kW]	19%

Variable	Motor 5T GX200	Motor 4T GX200	Unidades	Variación porcentual
	Valor	Valor		
P_0	75	75	[Kpa]	0%
P_1	63,75	63,75	[Kpa]	0%
P_2	1232	1232	[kPa]	0%
P_3	5778	5778	[kPa]	0%
P_4	149,5	365,5	[kPa]	-59%
Densidad aire	0,667	0,667	[kg/m ³]	0%
Relación de compresión	8,5	8,5		0%
S_1	0,0007765	0,0007765	[kJ/kg*K]	0%
S_2	0,0007765	0,0007765	[kJ/kg*K]	0%
S_3	0,0009637	0,0009637	[kJ/kg*K]	0%
S_4	0,0009637	0,0009637	[kJ/kg*K]	0%
T_0	288	288	[K]	0%
T_1	333	333	[K]	0%
T2	756,9	756,9	[K]	0%
T_3	3551	3551	[K]	0%
T_4	1549	1909	[K]	-19%
U_0	0,02689	0,02689	[kJ/kg]	0%
U_1	0,03112	0,03112	[kJ/kg]	0%
U_2	0,0729	0,0729	[kJ/kg]	0%
U_3	0,4209	0,4209	[kJ/kg]	0%
U_4	0,1635	0,2078	[kJ/kg]	-21%
V_1	0,000196	0,000196	[m ³]	0%
V_2	0,00002306	0,00002306	[m ³]	0%
V_3	0,00002306	0,00002306	[m ³]	0%
V_4	0,000389	0,000196	[m ³]	98%
Volumen cámara de combustión	0,00002613	0,00002613	[m ³]	0%
Volumen desplazado	0,000196	0,000196	[m ³]	0%
Volumen total	0,0002221	0,0002221	[m ³]	0%

Las gráficas P vs V correspondientes a los datos de la simulación son:

Figura 137: Diagrama P vs V motor 5T, de acuerdo a los resultados de la simulación para gas ideal. Fuente: Autor.

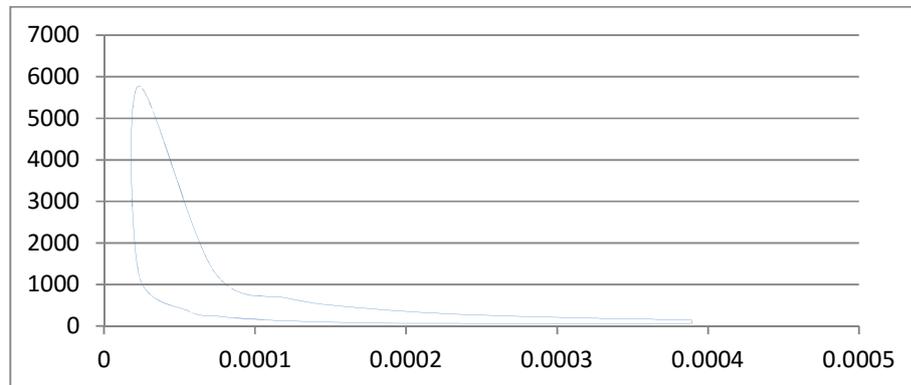
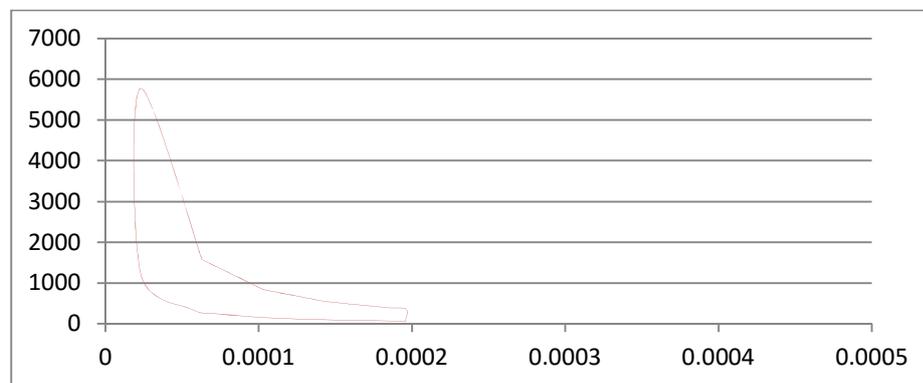


Figura 138: Diagrama P vs V motor 4T, de acuerdo a los resultados de la simulación para gas ideal. Fuente: Autor.



10. Conclusiones

1. El banco de pruebas construido para estudiar un motor de 5 tiempos permitió obtener datos confiables a pesar de las altas pérdidas mecánicas asociadas a los componentes que lo conforman.
2. Los motores de combustión interna de encendido por chispa que operan en un ciclo de 5 tiempos logran mejorar la eficiencia hasta en un 9%, reducen el consumo hasta en un 19% y aumentan la potencia al freno, a igualdad de consumo, en hasta un 23%.

3. Los motores de combustión interna de encendido por chispa que operan en un ciclo de 5 tiempos muestran tendencia a emitir una mayor cantidad de monóxido de carbono e hidrocarburos sin quemar debido a la mayor contrapresión a la salida de los gases de escape del cilindro de alta presión y a la mayor masa de gases residuales.
4. Los motores de 5 tiempos retrasan el inicio de la combustión y la prolongan debido a la mayor cantidad de gases residuales producto de una mayor contrapresión. Se recomienda adelantar la chispa para reducir la concentración de monóxido e hidrocarburos sin quemar en los gases de escape.
5. La correlación de Woschni empleada para estimar las pérdidas de calor por transferencia a través de las paredes del cilindro arrojó resultados satisfactorios.
6. El modelo PNH y sus variantes utilizadas para la estimación de las pérdidas por fricción, proyectaron valores ajustados a lo observado en el banco de pruebas.
7. El modelo PNH por su formulación independiente para cada componente del motor, facilitó la estimación de las pérdidas por fricción para el motor de 5 tiempos patentado por Gerhard Schmitz.
8. El modelo teórico – experimental utilizado para estimar la eficiencia global del ciclo en un motor de 5 tiempos, arrojó resultados satisfactorios respecto al estudio previo realizado por la empresa Ilmor Engineering.
9. El estudio de la sincronía entre las válvulas del cilindro de alta presión y baja presión debe ser uno de los núcleos para posteriores proyectos dirigidos a optimizar el motor de 5 tiempos.
10. Una relación igual a 2 entre el volumen desplazado por el cilindro de baja presión y el cilindro de alta presión mostró resultados interesantes relacionados con el aumento de la potencia y reducción del consumo.
11. El modelo Bi-zona empleado para el análisis de la combustión arrojó resultados satisfactorios respecto al inicio y duración de la combustión. Siendo además una herramienta de gran valor para relacionar los datos de presión con el volumen desplazado.
12. El método de la primera derivada junto con el cálculo de la fracción másica quemada permitió ubicar el PMS con una precisión aceptable.
13. Los datos preliminares de eficiencia de la simulación utilizando el modelo de gas ideal son mayores a los calculados mediante la simulación teórico-experimental por no considerar las pérdidas mecánicas.

11. Bibliografía

- [1] Aranzeta, C. G. (1998). *Introducción a la Metodología Experimental*. México: Limusa.
- [2] Baines, N. C. (2005). *Fundamentals of turbocharging*. Vermont: Concepts NREC.
- [3] Boles, Y. A.-M. (2002). *Termodinámica*. Mexico D.F: McGraw Hill.
- [4] Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico D.F: McGraw Hill.
- [5] E. Pipitone, A. B. (2007). The Experimental Validation of a New Thermodynamic Method for TDC Determination. *Sae paper 2007-24-0052*.

- [6] Ebrahimi, R. (2011). Effect of specific heat ratio on heat release analysis in a spark ignition engine. *Scientia Iranica* , 1231-1236.
- [7] Emiliano Pipitone, A. B. (2010). Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach. *Applied Thermal Engineering*, 1914-1926.
- [8] Guido A. Danieli, C. R. (1974). Predicting the Emissions and Performance Characteristics of a Wankel Engine. *SAE paper740186*.
- [9] Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New Delhi: McGraw Hill.
- [10] ILMOR Engineering Ltd. (2011). Five Stroke Internal Combustion Engine, A new concept for internal combustion engines. 1 a 29.
- [11] James B. Spicer, C. J. (2000). On the efficiency of bicycle chain drives. *Human Power, Technical Journal of the IHPVA*, 3-9.
- [12] Juha Pyrhönen, T. J. (2014). *Design of Rotating Electrical Machines*. New Delhi, India: Wiley.
- [13] Klein, M. (2004). A Specific Heat Ratio Model and Compression Ratio Estimation. *Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 1104*.
- [14] Krzysztof Z. Mendera, A. S. (2002). MASS FRACTION BURNED ANALYSIS. *Journal of KONES Internal Combustion Engines*, 193-201.
- [15] Moskwa, Y. S. (1995). Cylinder Pressure and Combustion Heat Release Estimation for SI Engine Diagnostics Using Nonlinear Sliding Observers. *IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY*, 70-78.
- [16] Nitschke, R. G. (1987). Master Theses, Massachusetts Institute of Technology. *The effects of spark ignition engine design parameters on performance and economy: A Modelling Study*.
- [17] Norton, R. L. (1999). *Diseño de máquinas*. Naucalpan de Juárez: Prentice Hall.
- [18] Norton, R. L. (2009). *Diseño de maquinaria*. Mexico D.F: McGraw Hill.
- [19] Okaichi Atsuo, H. H. (2004). A Study on Lubrication Characteristics of Journal and Thrust Bearings in Scroll Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, 1-8.

-
- [20] Pulkrabek, W. W. (2003). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey: Prentice Hall.
- [21] Richard G. Budynas, J. K. (2008). *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY*. Mexico D.F: McGraw Hill.
- [22] Sandoval, D. (2002). An Improved Friction Model for Spark Ignition Engines. *Bachelor Thesis* .
- [23] Schmitz, G. (2011). Five Stroke Internal Combustion Engine.
- [24] Singh, A. (2013). A friction prediction model for small SI engines. *Master Theses, Missouri University of Science and Technology*.
- [25] Stone, R. (1999). *Introduction to internal combustion engines*. London: MACMILLAN PRESS LTD.
- [26] Sung Bin Han, S. I. (2013). Experimental Study on the Cycle-to-Cycle Combustion Variations in a Spark Ignition Engine. *Journal of Energy Engineering*, 197-204.
- [27] Tunestal, P. (2011). TDC Offset Estimation from Motored Cylinder Pressure Data based on Heat Release Shaping. *Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP Energies nouvelles*, 705-716.
- [28] Turns, S. R. (2012). *An introduction to combustion*. New Delhi: McGraw Hill.
- [29] V. Giglio, B. I. (2005). In-cylinder Pressure Measurement for Control and Diagnostics in Spark Ignition Engines. *Sae paper 2005-24-062*.
- [30] Yeliana, C. C. (2008). WIEBE FUNCTION PARAMETER DETERMINATION FOR MASS FRACTION BURN CALCULATION IN AN ETHANOL-GASOLINE FUELLED SI ENGINE. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 567-574.

12. Patentes

- I. Patente # 4,917,054 del año 1990. "SIX-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE" Gerhard B. Schmitz, Silvio Gesell Strasse, 19, B-4780 Saint-Vith, Belgium.
- II. Patente # US 6,553,977 B2 del año 2003. "FIVE-STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE"; Gerhard Schmitz, Am Sonnenhang 26, B-4780 Sant-Vith (BE).
- III. Patente # US 6,776,144 B1 del año 2004. "FIVE STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINE"; Lennox G. Newman, 16355 SW. 87 Pl., Miami, FL (US) 33157.
- IV. Patente # EP 2 320 048 A1 del año 2011. "Internal combustion engine with a single crankshaft and having opposed cylinders with opposed pistons"; Hofbauer, Peter, Prof. Dr. West Bloomfield MI48324 (US).
- V. Patente # EP 2053214A1 del año 2009. "6-CYCLE ENGINE WITH REGENERATOR"; OOHAMA, Kazuo Shinjuku-ku Tokyo 161-0033 (JP).
- VI. Patente # US 4,289,097 del año 1981. "SIX-CYCLE ENGINE"; Charles P. Ward, 5609 Selford Rd.,
 - a. Arbutus, Md. 21227.
- VII. Patente # US 5,072,589 del año 1991. "INTERNAL COMBUSTION ENGINE HAVING MULTIPLE EXPANSION AND COMPRESSION"; Gerhard Schmitz, Silvio-Gsell-Strasse 19, B-4780 Saint-Vith, Belgium.
- VIII. Patente # US 5,265,564 del año 1993. "RECIPROCATING PISTON ENGINE WITH PUMPING AND POWER CYLINDERS"; Glen A. Dullaway, 49 Scarborough Road, Redcliffe, Queensland 4020, Australia.

-
- IX. Patente # US 5,542,382 del año 1996. "DUAL COMPRESSION AND DUAL EXPANSION INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND METHOD THEREFOR"; John M. Clarke, Chillicothe, Ill.
- X. Patente # US 5,732,677 del año 1998. "INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH EIGHT STROKE OPERATING CYCLE"; Arthur C. Baca, 743 W. 700 N., Clearfield, Utah 84015.
- XI. Patente # US 7,255,070 B2 del año 2007. "INTERNAL COMBUSTION ENGINE"; Peter Hofbauer, West Bloomfield, MI (US).
- XII. Patente # US 7,516,723 B2 del año 2009. "DOUBLE PISTON CYCLE ENGINE"; Benjamin H. Tour, San Diego, CA (US).
- XIII. Patente # US 7,673,596 B2 del año 2010. "SIX-CYCLE INTERNAL COMBUSTION ENGINE"; M. Jeffrey Bonner, 3790 1st Ave. NW., Naples, FL (US) 34120.
- XIV. Patente # US 7,937,943 B2 del año 2011. "HEAT ENGINES"; Yiding Cao, Miami, FL (US).
- XV. Patente #US 8,256,390 B1 del año 2012. ""SLX-CYCLE INTERNAL COMBUSTION ENGINE". M. Jeffrey Bonner, Naples, FL (US).

13. Anexos

13.1 Fotografías banco de pruebas

Como anexos se incluyen algunas fotografías de la fase experimental de este trabajo.

Figura 139: Vista general del banco de pruebas. Fuente: Autor.



Figura 140: Banco de resistencias. Fuente: Autor.

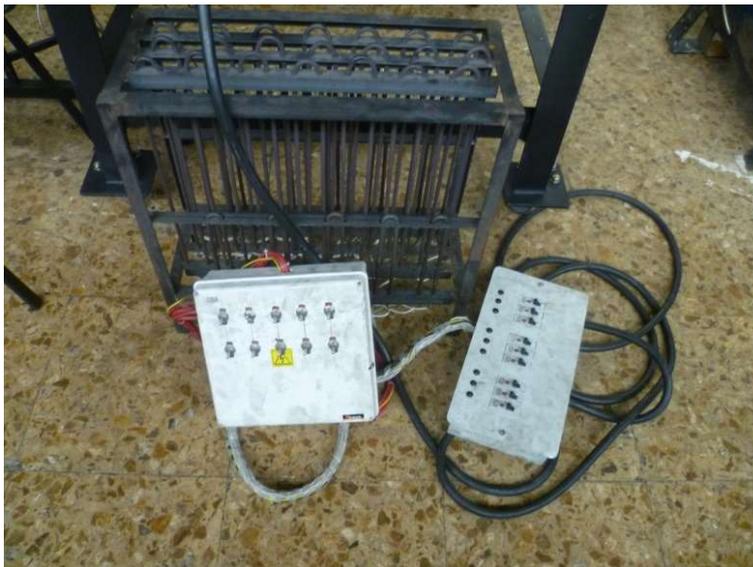


Figura 141: Vista del banco de pruebas. Se aprecia el encoder y el sistema de transmisión de potencia entre los motores del banco. Fuente: Autor.

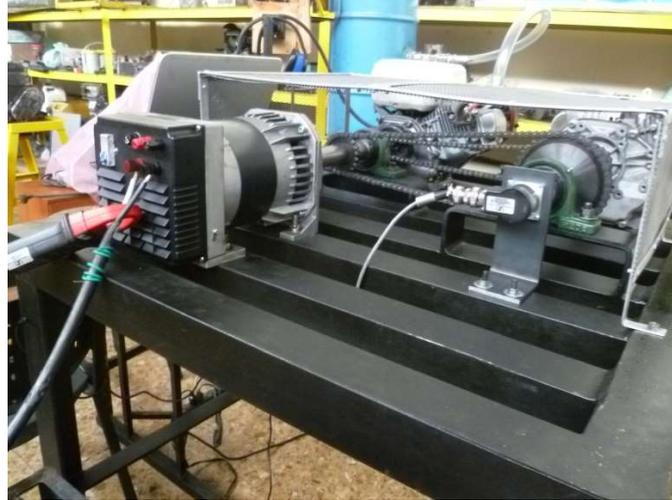


Figura 142: Vista del tanque calibrado para medir el consumo de aire, se aprecia también el tanque de combustible y la probeta para medir el consumo de combustible. Fuente: Autor.



Figura 143: Vista de los computadores para el almacenamiento de los datos, del amplificador del sensor de presión y de la tarjeta de adquisición. Fuente: Autor.



Figura 144: Analizador de gases Brain Bee AGS-688. Fuente: Autor.



Figura 145: Detalle de la forma en que se comunicaban los cilindros de alta y baja presión, se observa también el sensor de presión instalado en el cilindro de alta presión. Fuente: Autor.



