



Universidad del Azuay
Facultad de Ciencia y Tecnología
Escuela de Ingeniería Mecánica

**Guía para repotenciación de motores a carburador con aplicación
práctica en un motor G10**

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

Autores:

Santiago Damián Jara Silva
Victor Hugo Ordoñez Izquierdo

Director:

José Fernando Muñoz Vizhñay

Cuenca - Ecuador

2013

DEDICATORIA

En primer lugar dedico esta tesis a Dios por darme la fuerza y salud para seguir adelante y luchar día a día hasta alcanzar los objetivos trazados a lo largo de mi vida, a mi madre Marlene por ser el soporte fundamental de la familia, mis hermanos por estar siempre presentes, mi tío Pedro por la confianza brindada y a mis buenos amigos por su apoyo.

Santiago Damián Jara S.

Con mucho cariño y afecto dedico esta tesis a mi amada familia, pilar elemental para ser hoy la persona que soy, Joaquín Sebastián, María Daniela, María José y especialmente a mis padres Víctor Hugo y María Susana por todo el esfuerzo, amor y apoyo incondicional que supieron brindar en cada proyecto y momento de mi vida.

Victor Hugo Ordoñez I.

AGRADECIMIENTO

Queremos expresar nuestros sinceros agradecimientos a todos aquellos que han aportado directa e indirectamente para realizar esta tesis, especialmente a nuestro director el Ing. Fernando Muñoz, asesores el Ing. Pablo Segarra y Edison Salinas, finalmente a nuestros amigos el Ing. Flavio Tinoco y Juan Andrés Polo propietarios de talleres Speed Motors por permitirnos realizar nuestros trabajos prácticos en sus instalaciones.

*Revisado
2005/13*

GUÍA PARA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES A CARBURADOR CON APLICACIÓN PRÁCTICA EN UN MOTOR G10

RESUMEN

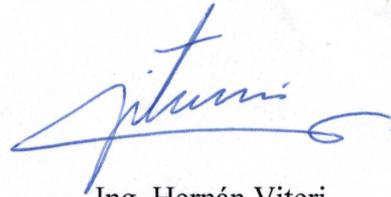
El presente trabajo de grado recopila datos prácticos, cálculos y técnicas actualizadas que conforman el marco teórico fundamental que permitió la elaboración de una guía para repotenciación de motores a carburador mediante la sustitución y/o modificación de sus elementos fijos, móviles y sistemas auxiliares. Esta información fue analizada y seleccionada según la teoría antes expuesta para ser aplicada de manera práctica en un motor G10 estándar de acuerdo a sus características de diseño y construcción. Finalmente se realizaron varias pruebas de potencia en el banco dinamométrico que dieron como resultado un incremento del 167% con respecto a la condición estándar del motor.

Palabras Clave: Repotenciación, motor G10, datos, cálculos, técnicas, carburador, rendimiento, pilotos, teóricos, prácticos, circuitos, deportivos, competencia.



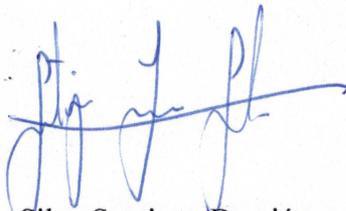
Ing. Fernando Muñoz

DIRECTOR



Ing. Hernán Viteri

DIRECTOR DE ESCUELA



Jara Silva Santiago Damián

Autor



Ordoñez Izquierdo Victor Hugo

Autor

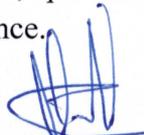
*Sumario
27 05/13*

ABSTRACT

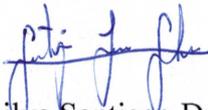
GUIDE FOR REPOWERING CARBURETOR ENGINES WITH A PRACTICAL APPLICATION IN A G10 ENGINE

The present graduation project gathered practical data, calculations, and current techniques as a basic theoretical framework that allowed developing a guide for repowering carburetor engines through the substitution and/or modification of the fixed and mobile elements and the auxiliary systems. This information was analyzed and selected according to the previously mentioned theory and then applied to a G10 standard engine according to the characteristics of its design and construction. Finally, several power tests were conducted in the dynamometer. The results showed an improvement of 167% compared to the standard condition of the engine.

Key Words: repowering, G10 engine, data, calculations, techniques, carburetor, performance, pilots, theoretical, practical, circuits, sports, competence.


Ing. Fernando Muñoz
DIRECTOR

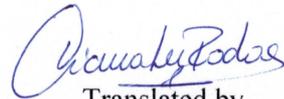

Ing. Hernán Viteri
SCHOOL DIRECTOR


Jara Silva Santiago Damián
Author


Ordoñez Izquierdo Víctor Hugo
Author



UNIVERSIDAD DEL
AZUAY
DPTO. IDIOMAS


Translated by,
Diana Lee Rodas

INDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	ii
Agradecimientos.....	iii
Resumen.....	iv
Abstract.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de figuras.....	xi
Índice de tablas.....	xvi
Introducción.....	1

CAPITULO I: REPOTENCIACIÓN DE MOTORES

1.1 Historia del automovilismo.....	3
1.1.1 Fórmula Uno.....	5
1.1.2 Rally.....	6
1.1.3 Automovilismo en el Ecuador.....	7
1.2 Necesidad de repotenciar los motores.....	8
1.2.1 Quienes quieren o necesitan repotenciar su motor.....	9
1.3 Torque, trabajo y potencia.....	10
1.3.1 Torque (Pm).....	10
1.3.2 Trabajo (T).....	11
1.3.3 Potencia (P).....	12
1.3.4 Curvas características.....	13
1.4 Criterios y factores para repotenciar un motor.....	14
1.4.1 Caminos para aumentar la potencia de un motor.....	16

CAPITULO II: MODIFICACIONES EN LOS ELEMENTOS MOVILES Y FIJOS DEL MOTOR

2.1 Modificaciones en los elementos móviles.....	19
2.1.1 Válvulas.....	19
2.1.1.1 Tipos de válvula.....	24
2.1.1.2 Válvulas especiales.....	25

2.1.1.3 Trabajo de preparación en las válvulas.....	26
2.1.2 Muelles.....	27
2.1.2.1 Frecuencia natural de resonancia.....	32
2.1.2.2 Comprobaciones en el muelle.....	34
2.1.3 Cigüeñal.....	36
2.1.3.1 Fuerza expansiva (Fe).....	37
2.1.3.2 Fuerza de inercia (Fi).....	38
2.1.3.3 Fuerza centrífuga (Fc).....	38
2.1.3.4 Cálculo de la muñequilla de biela.....	40
2.1.3.5 Cálculo de la muñequilla de bancada.....	41
2.1.3.6 Cálculo de los contrapesos.....	44
2.1.3.7 Condición de lubricación.....	44
2.1.4 Árbol de levas.....	45
2.1.4.1 Tipos de leva.....	46
2.1.4.2 Sistema de distribución.....	47
2.1.4.3 Selección de un árbol de levas.....	48
2.1.4.4 Puesta a punto de la distribución.....	50
2.1.4.5 Polea de la distribución.....	51
2.1.5 Bielas.....	53
2.1.5.1 Mayor longitud total (Mt).....	53
2.1.5.2 Menor diámetro de la cabeza (Dc).....	54
2.1.5.3 Materiales especiales.....	54
2.1.5.4 Perfil de construcción.....	55
2.1.5.5 Refuerzo de los pernos de fijación.....	56
2.1.5.6 Aligeramiento de peso.....	57
2.1.5.7 Equilibrado de bielas.....	59
2.1.6 Pistones.....	60
2.1.6.1 Falda.....	61
2.1.6.2 Paredes laterales.....	62
2.1.6.3 Pistones de competencia.....	63
2.1.7 Rines.....	64
2.1.8 Volante motor.....	65
2.1.8.1 Equilibrado del cigüeñal y volante motor.....	67
2.2 Modificaciones en los elementos fijos.....	67

2.2.1 Culata.....	67
2.2.1.1 Rebaje de culata.....	70
2.2.1.2 Pistones más altos.....	70
2.2.1.3 Rebaje del bloque.....	71
2.2.2 Cámara de combustión.....	72
2.2.2.1 Medida de la cámara de combustión.....	73
2.2.2.2 Trabajos prácticos.....	76
2.2.3 Conductos de admisión y escape.....	76
2.2.3.1 Diámetro.....	76
2.2.3.2 Rugosidad.....	77
2.2.3.3 Recortes.....	77
2.2.4 Bloque motor.....	78
2.2.5 Cojinetes.....	80

CAPITULO III: SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR

3.1 Sistema de alimentación.....	83
3.1.1 Carburadores para motores de competencia.....	83
3.1.1.1 Diámetro del carburador (D_{carb}).....	85
3.1.1.2 Diámetro del surtidor principal (D_s).....	86
3.1.2 Afinación del carburador.....	87
3.1.3 Bomba de gasolina.....	89
3.1.4 Múltiple de admisión.....	91
3.1.4.1 Número de carburadores a emplearse.....	92
3.1.4.2 Longitud de los tubos.....	93
3.1.4.3 Ángulo de posición de los tubos.....	93
3.1.4.4 Diámetro de los tubos (D_a).....	93
3.1.4.5 Recodos.....	95
3.1.5 Múltiples de escape.....	95
3.1.5.1 Longitud de los tubos (L_c).....	96
3.1.5.2 Diámetro de los tubos (D_e).....	96
3.1.5.3 Recodos.....	97
3.1.5.4 Tubo de escape primario.....	97
3.2 Sistema de encendido.....	99

3.2.1 Distribuidor.....	99
3.2.2 Bobina de tensión.....	100
3.2.3 Cables de tensión.....	101
3.2.4 Bujías de encendido.....	102
3.3 Sistema de refrigeración y lubricación.....	104
3.3.1 Refrigeración.....	104
3.3.2 Lubricación.....	106

CAPITULO IV: REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR G10

4.1 Modificación en los elementos móviles.....	109
4.1.1 Válvulas.....	109
4.1.2 Muelles.....	110
4.1.3 Cigüeñal.....	114
4.1.4 Árbol de levas.....	118
4.1.5 Polea de la distribución.....	119
4.1.6 Bielas.....	122
4.1.7 Pistones.....	122
4.1.8 Rines.....	125
4.1.9 Volante motor.....	125
4.2 Modificación en los elementos fijos.....	126
4.2.1 Culata.....	126
4.2.2 Cámara de combustión.....	127
4.2.3 Conductos de admisión y escape.....	129
4.2.4 Bloque motor.....	130
4.2.5 Cojinetes.....	132
4.3 Sistema de alimentación.....	132
4.3.1 Carburadores.....	132
4.3.2 Afinación de los carburadores.....	134
4.3.3 Bomba de gasolina.....	136
4.3.4 Múltiple de admisión.....	137
4.4 Sistema de encendido.....	139
4.4.1 Bobina de tensión.....	140
4.4.2 Cables de tensión.....	142

4.4.3 Bujías de encendido.....	143
4.5 Sistema de refrigeración y lubricación.....	144
4.5.1 Refrigeración.....	144
4.5.2 Lubricación.....	145

CAPITULO V: ANALISIS DE RESULTADOS

5.1 Prueba de pista.....	148
5.2 Temperatura.....	151
5.3 Revoluciones por minuto.....	152
5.4 Pruebas en el banco dinamométrico.....	153
5.5 Análisis de resultados.....	156

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES FINALES.....	159
--	------------

GLOSARIO DE SIMBOLOS.....	161
----------------------------------	------------

BIBLIOGRAFÍA.....	164
--------------------------	------------

INDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Gottlieb Daimler y Karl Benz, fundadores de Mercedes-Benz.....	3
Figura 1-2 Citroën 11 – 1934.....	4
Figura 1-3 Bugatti T35 – 1926.....	4
Figura 1-4 Toyota Formula Uno.....	6
Figura 1-5 Subaru World Rally Car.....	6
Figura 1-6 Homero Cuenca – Competidor ecuatoriano.....	8
Figura 1-7 Evolución Peugeot 205 T16.....	10
Figura 1-8 Elementos relacionados con el par motor.....	11
Figura 1-9 Curva general de torque y potencia.....	13
Figura 1-10 Diferencia del par motor y rpm de un motor con misma potencia.....	14
Figura 2-1 Válvula de admisión con asiento y guía.....	19
Figura 2-2 Cotas de una válvula.....	21
Figura 2-3 Ángulos del asiento de una válvula.....	22
Figura 2-4 Tipo de válvula.....	24
Figura 2-5 Válvula de escape refrigerada con sodio.....	25
Figura 2-6 Cabezas de válvulas templadas y recubiertas con stellite.....	26
Figura 2-7 Muelles de válvula.....	27
Figura 2-8 Acotación de un muelle helicoidal de válvula.....	28
Figura 2-9 Partes elementales que forman una onda.....	32
Figura 2-10 Doble muelle de válvula.....	34
Figura 2-11 Medidor de compresión de muelles.....	35
Figura 2-12 Cigüeñal con cinco apoyos o bancadas.....	36
Figura 2-13 Contrapesos de un cigüeñal.....	39
Figura 2-14 Eje por donde se debe realizar el agujero en muñequilla de biela.....	41
Figura 2-15 Eje por donde se debe realizar el agujero en muñequilla de bancada....	43
Figura 2-16 Doble árbol de levas para válvula de admisión y escape.....	45
Figura 2-17 Partes de una leva.....	46
Figura 2-18 Leva semirectificada y completamente rectificadas.....	47
Figura 2-19 Diagrama de la distribución con cruce de válvulas con 60°.....	48
Figura 2-20 Limite para recortar la periferia de la polea #1.....	51
Figura 2-21 Limite para recortar el interior de la polea #2.....	52
Figura 2-22 Polea regulable marca Saxo.....	52

Figura 2-23 Bielas estándar.....	53
Figura 2-24 Longitud total de una biela.....	54
Figura 2-25 Diámetro de la cabeza.....	54
Figura 2-26 Biela de aluminio.....	55
Figura 2-27 Vista superior de una biela seccionada con perfil en “H”.....	56
Figura 2-28 Sombrerete y perno de fijación.....	57
Figura 2-29 Delineado para recorte en la cabeza y cuerpo respectivamente.....	58
Figura 2-30 Biela antes y después de recortar y pulir su superficie.....	59
Figura 2-31 Pesaje del pie de biela.....	59
Figura 2-32 Partes de un pistón.....	60
Figura 2-33 Temperaturas aproximadas de trabajo para cada zona del pistón.....	61
Figura 2-34 Pistón delimitado con una línea para el corte de su falda.....	62
Figura 2-35 Pistón delimitado con puntos para su taladrado.....	62
Figura 2-36 Pistones forjados, para motores de competencia.....	63
Figura 2-37 Volante motor estándar.....	66
Figura 2-38 Volante motor con recorte de material.....	67
Figura 2-39 Culata seccionada transversalmente.....	68
Figura 2-40 Cepillado de la culata.....	70
Figura 2-41 Acotación de la altura de un pistón.....	70
Figura 2-42 Superficie del bloque.....	71
Figura 2-43 Pistón con semicírculos para válvulas.....	71
Figura 2-43 Cámara de combustión de un motor Otto.....	72
Figura 2-44 Tipos de cámara de combustión.....	73
Figura 2-45 Culata armada con sus válvulas y bujías.....	74
Figura 2-46 Vidrio con orificio central asentado en la cámara.....	74
Figura 2-47 Medida a rebajar de la culata.....	75
Figura 2-48 Bloque motor.....	78
Figura 2-49 Medida del desgaste de los cilindros.....	79
Figura 2-50 Partes principales de un semicojinete.....	80
Figura 3-1 Principio de funcionamiento de un carburador.....	84
Figura 3-2 Carburadores individuales marca Mikuni.....	84
Figura 3-3 Carburador individual marca Mikar.....	85
Figura 3-4 Difusores para carburador.....	86
Figura 3-5 Surtidor para carburador.....	86

Figura 3-6 Bomba de gasolina de accionamiento mecánico.....	89
Figura 3-7 Bomba eléctrica de gasolina.....	90
Figura 3-8 Instalación de la bomba de accionamiento eléctrica.....	91
Figura 3-9 Múltiple de admisión de dos carburadores a cuatro cilindros.....	92
Figura 3-10 Múltiple de admisión de carburadores individuales.....	92
Figura 3-11 Múltiple de admisión con tubos de diferentes longitudes.....	93
Figura 3-12 Múltiple de escape con disposición 4 – 1.....	97
Figura 3-13 Múltiple de escape con disposición 4 – 2 – 1.....	98
Figura 3-14 Esquema de conexión de una bobina.....	100
Figura 3-15 Diferentes diseños de cables de alta tensión.....	101
Figura 3-16 Cables de tensión seccionados.....	102
Figura 3-17 Disipación de calor de una bujía fría y caliente.....	103
Figura 3-18 Circuito de refrigeración de un motor.....	104
Figura 3-19 Diferentes bomba de líquido refrigerante.....	105
Figura 3-20 Líquido refrigerante sintético.....	105
Figura 3-21 Carter con aletas de refrigeración.....	106
Figura 3-22 Kit para instalación de radiadores de aceite.....	107
Figura 4-1 Motor G10.....	108
Figura 4-2 Válvulas en la culata.....	109
Figura 4-3 Pulido de la válvula.....	109
Figura 4-4 Válvulas estándar nuevas y usadas.....	110
Figura 4-5 Muelles de válvula estándar.....	110
Figura 4-6 Muelles estándar y muelles del motor serie 110.....	113
Figura 4-7 Medición de un muelle de válvula.....	114
Figura 4-8 Cigüeñal estándar.....	118
Figura 4-9 Rectificación del cigüeñal.....	120
Figura 4-10 Maquina para rectificar cigüeñales.....	120
Figura 4-11 Árbol de levas estándar.....	120
Figura 4-12 Árbol de levas estándar y árbol de levas para competencia.....	121
Figura 4-13 Polea estándar #1.....	121
Figura 4-14 Polea estándar #2.....	121
Figura 4-15 Polea cortada los dientes.....	122
Figura 4-16 Polea cortada el centro.....	122
Figura 4-17 Polea regulable montada en el motor.....	123

Figura 4-18 Biela original, luego de limpiar y remover carbonilla.....	124
Figura 4-19 Pistón estándar del motor G10.....	125
Figura 4-20 Pistón estándar del motor G10.....	125
Figura 4-21 Mecanizado de la falda del pistón.....	125
Figura 4-22 Agujeros en la falda del pistón.....	125
Figura 4-23 Mecanizado de la cabeza del pistón.....	126
Figura 4-24 Semicírculos en la cabeza del pistón.....	126
Figura 4-25 Volante motor original.....	128
Figura 4-26 Mecanizado del volante motor original.....	128
Figura 4-27 Culata motor G10.....	130
Figura 4-28 Cámara de combustión.....	131
Figura 4-29 Probeta graduada con aceite.....	131
Figura 4-30 Llenado de la cámara de combustión con aceite.....	131
Figura 4-31 Medición de los conductos de admisión.....	132
Figura 4-32 Desbastado de los conductos de admisión.....	133
Figura 4-33 Bloque motor.....	133
Figura 4-34 Rectificado de los cilindros.....	134
Figura 4-35 Bruñido de los cilindros.....	134
Figura 4-36 Aplanado de la superficie.....	135
Figura 4-37 Carburador Solex estándar del motor G10.....	135
Figura 4-38 Carburadores Keihin.....	137
Figura 4-39 Carburadores Keihin desarmados.....	137
Figura 4-40 Carburadores Keihin armados.....	138
Figura 4-41 Émbolos sincronizados.....	138
Figura 4-42 Apertura y cierre de mariposas.....	139
Figura 4-43 Regulación del tornillo de ralentí.....	139
Figura 4-44 Bomba de gasolina eléctrica.....	140
Figura 4-45 Múltiple de admisión estándar.....	140
Figura 4-46 Múltiple de admisión para tres carburadores.....	142
Figura 4-47 Distribuidor electrónico original.....	142
Figura 4-48 Bobina de tensión estándar.....	144
Figura 4-49 Bobina de encendido Accel.....	145
Figura 4-50 Cables de tensión estándar.....	146
Figura 4-51 Cables de tensión Accel.....	146

Figura 4-52 Bujías Champion Platinum Power.....	148
Figura 4-53 Bomba de agua usada.....	148
Figura 4-54 Electro ventilador extra.....	149
Figura 4-55 Bomba de aceite estándar usada.....	149
Figura 5-1 Suzuki Forsa con motor G10 usado.....	152
Figura 5-2 Suzuki Forsa con motor G10 repotenciado.....	152
Figura 5-3 Máximas rpm a 100km/h.....	153
Figura 5-4 Tiempo para alcanzar los 100km/h.....	153
Figura 5-5 Máxima velocidad y rpm en cada marcha del motor G10 usado.....	154
Figura 5-6 Máxima velocidad y rpm en cada marcha del motor G10 repotenciado.....	155
Figura 5-7 Medición de temperatura a la entrada del radiador.....	155
Figura 5-8 Prueba de rpm.....	156
Figura 5-9 Programa de factor de corrección.....	158
Figura 5-10 Pruebas en el banco dinamométrico.....	158
Figura 5-11 Curvas de potencia y par motor del motor G10 usado.....	159
Figura 5-12 Curvas de potencia y par motor del motor G10 repotenciado.....	160

INDICE DE TABLAS

Tabla 2-1 Valores corrientes de las cotas de distribución.....	49
Tabla 2-2 Rangos de Rc de acuerdo al régimen de giro de un motor.....	69
Tabla 2-3 Aleación de los cojinetes de aluminio tipo 80 S y 750.....	82
Tabla 3-1 Rango de presión recomendada para una bomba eléctrica.....	90
Tabla 3-2 Voltaje recomendado de una bobina de acuerdo al número de bujías....	101
Tabla 3-3 Rango de calibración para electrodos de bujía de acuerdo a la Rc.....	103
Tabla 4-1 Muelles de válvula y resistencia a la compresión.....	113
Tabla 4-2 Altura y diámetro de los dos tipos de muelle de válvula.....	114
Tabla 4-3 Medidas obtenidas en muñequillas del cigüeñal del motor G10.....	119
Tabla 4-4 Medidas para rectificar el cigüeñal del motor G10.....	119
Tabla 4-5 Medidas obtenidas en los árboles de levas.....	121
Tabla 4-6 Peso del volante motor.....	128
Tabla 4-7 Características de los carburadores Keihin.....	136
Tabla 4-8 Ficha técnica de la bobina Accel.....	145
Tabla 4-9 Ficha técnica de cable de alta tensión Accel.....	146
Tabla 4-10 Resistencia de cables de alta tensión.....	147
Tabla 5-1 Especificaciones técnicas del motor G10 estándar.....	151
Tabla 5-2 Prueba de velocidad.....	153
Tabla 5-3 Máximas rpm para cada marcha del motor G10 usado.....	154
Tabla 5-4 Máximas rpm para cada marcha del motor G10 repotenciado.....	154
Tabla 5-5 Valores de temperatura con y sin ventilador.....	155
Tabla 5-6 Valores de temperatura con y sin ventiladores.....	156
Tabla 5-7 Valores de temperatura a máxima velocidad en pista.....	156
Tabla 5-8 Mínimas y máximas rpm alcanzadas.....	157
Tabla 5-9 Especificaciones técnicas del motor G10 usado.....	161
Tabla 5-10 Especificaciones técnicas del motor G10 repotenciado.....	161

Jara Silva Santiago Damián
Ordoñez Izquierdo Victor Hugo
Trabajo de Grado
Ing. Fernando Muñoz
Mayo del 2013

GUÍA PARA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES A CARBURADOR CON APLICACIÓN PRÁCTICA EN UN MOTOR G10

INTRODUCCIÓN

El automovilismo, más allá de la expresión deportiva que constituye es una valiosa fuente de experimentación, aprendizaje y enseñanza que contribuye al constante progreso de la industria automotriz, gestándose así el perfeccionamiento de técnicas y métodos constructivos. El resultado de múltiples y sucesivas experiencias obtenidas en el curso de pruebas deportivas es aplicado posteriormente en la construcción de autos en serie para mejorar su seguridad, duración y rendimiento. En los últimos años en el país se ha generado un gran interés por las carreras de automóviles, lo que ha llevado a la aparición de varios clubes y sociedades automovilísticas, creándose así diferentes competencias y campeonatos con estándares y reglamentos internacionales, todo eso ha llevado a los diferentes especialistas mecánicos a investigar individualmente la forma de optimizar, mejorar o trucar sus motores para cumplir y participar de la mejor manera en los mismos.

Al recopilar información que permita elaborar un texto a forma de guía, con datos prácticos, cálculos y técnicas actualizadas útiles para el medio y nivel tecnológico, se permitirá que todos los interesados en repotenciar un motor a carburador tengan la real oportunidad de hacerlo, con ello se asegurará cumplir con los principales objetivos que son aumentar la potencia y mejorar el rendimiento del motor.

En el primer capítulo de esta tesis se incursiona en el mundo del automovilismo para recordar sus inicios y la evolución alcanzada en la actualidad a nivel nacional e internacional. Analizando además criterios y factores relevantes para determinar cuál es la necesidad y bajo qué parámetros físicos y técnicos se puede repotenciar un

motor a carburador. El segundo capítulo se centra en describir paso a paso las formulas, técnicas y modificaciones que pueden realizarse de manera individual o global en los elementos móviles y fijos del motor a carburador. En el tercer capítulo se presentan las variaciones y cambios que deben realizarse en los sistemas auxiliares del motor para complementar y permitir el máximo provecho de los trabajos realizados en los elementos móviles y fijos.

En el cuarto capítulo se realiza un informe de la aplicación teórica y práctica para repotenciar y mejorar el rendimiento de un motor G10 estándar, especificando cada uno de los trabajos realizados en elementos móviles, fijos y sistemas auxiliares. En el quinto capítulo se analizan y comparan los resultados obtenidos de varias pruebas técnicas y mecánicas realizadas antes y después de repotenciar el motor G10, de esta manera establecer una relación directa de ganancia entre si y entre las especificaciones técnicas entregadas por el fabricante.

Al final se exponen conclusiones y recomendaciones generales de esta investigación para comprender y utilizar de la mejor manera esta guía.

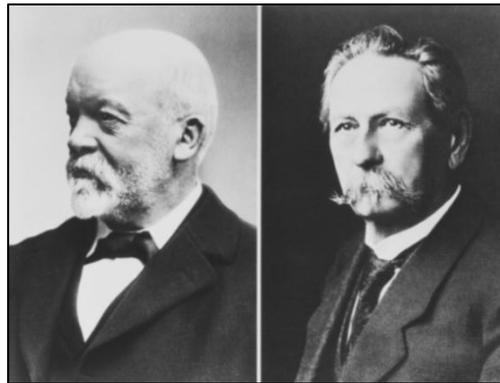
CAPITULO I

REPOTENCIACIÓN DE MOTORES

1.1 Historia del automovilismo

Si bien no existe plena certeza entre los historiadores, se le atribuye al alemán Gottlieb Daimler la construcción del primer automóvil propulsado por un motor de combustión interna en 1866, pero es Karl Benz en 1885 quien realiza avances tecnológicos de gran importancia y mejora el prototipo de Daimler. Personajes que se ilustran en la figura 1-1.

Fig. 1-1 Gottlieb Daimler y Karl Benz, fundadores de Mercedes-Benz



Fuente: <http://egkafati.bligoo.com/content/view/304692/Gottlieb-Daimler-y-Karl-Benz-dos-vidas-paralelas-una-misma-marca-Mercedes-Benz.html#.UJBCBcU72Ag>, Acceso: 5 de Agosto del 2011

El automovilismo, que es la utilización deportiva de los vehículos, tiene sus orígenes a partir de estos significativos avances en el automóvil con motor de combustión interna, es a partir de ello que surge el interés de Benz por realizar pruebas de campo en diferentes pistas para determinar la velocidad y potencia de sus automotores y con ello demostrar a los demás fabricantes que sus invenciones eran superiores a cualquier otro modelo existente. Esto alentó a la investigación y experimentación por parte de reconocidos ingenieros como Renault, Panhard, De Dion Boston, entre otros, para mejorar y optimizar sus vehículos. Generando un precipitante desarrollo de la industria y tecnología automotriz a fines del siglo XVIII.

De manera formal para 1887 se realizó la primera carrera automovilística desde París a Versalles, interviniendo vehículos con motor de combustión interna y a vapor, a partir de esta se realizan varias competiciones en Estados Unidos y Europa. Para 1900 se organiza el primer campeonato internacional de automovilismo en la ciudad de Lyon, el auto ganador con una velocidad promedio de 62 km/h fue un Panhard francés, luego de ello en 1906 se realiza la primera edición de El Gran premio en Francia, estableciendo a este país como el gran precursor de carreras automovilísticas no solo por la organización de las mismas sino por presentar vehículos y pilotos portentosos. Con el pasar del tiempo el vehículo obtuvo un modelo más general entre los fabricantes tal como se aprecia en las figuras 1-2 y 1-3, básicamente el prototipo que se conoce en la actualidad donde se dispone un motor de combustión interna ubicado en la parte frontal, neumáticos más anchos, carrocerías con un centro de gravedad más bajo, entre otras.

Fig. 1-2 Citroën 11 - 1934



Fuente: <http://coche-clasico.blogspot.com/2010/04/citroen-11-cv-1934-francia.html>, Acceso: 5 de Agosto del 2011

Fig. 1-3 Bugatti T35 - 1926



Fuente: <http://circuitocoches.com/2009/12/09/el-bugatti-t35-clase>, Acceso: 5 de Agosto del 2011

Existen varios personajes que en el siglo XIX forman parte fundamental para el desarrollo tecnológico automotriz, como son Enzo Ferrari, Ettore Bugatti, Ferdinand Porsche, Ferruccio Lamborghini entre otros, y con ello el incremento de competencias automovilísticas internacionales. En la actualidad, el automovilismo es uno de los deportes más costosos y rentables que existen, implicando numerosas empresas, patrocinantes, deportistas y los ingenieros encargados de mejorar constantemente motores, sistemas de suspensión, frenos, dirección, aerodinámica, neumáticos, en resumidas el rendimiento general del vehículo. Además cuenta con millones de fanáticos y seguidores a nivel mundial, tal vez la principal razón de ello es la gran variedad de circuitos, modalidades y categorías del que se dispone, pero sobre todo y sin duda alguna es esa carga de adrenalina y verticalidad que se siente al escuchar y ver pasar un auto de carreras.

La mayoría de asociaciones y competencias automovilísticas en el mundo, están regidas por la Federación Internacional del Automóvil, presidida por el francés Jean Todt. Cada categoría y modalidad, tiene su propio reglamento y estándares, con lo cual se controla las reglas internas de la carrera así como las modificaciones que pueden realizarse en los sistemas y elementos del vehículo. La clasificación se da de acuerdo a las características del automóvil y el tipo de pista, siendo las más reconocidas y acogidas la Fórmula Uno y el Rally. A continuación se describen de manera sintetizada en que consta cada una de ellas.

1.1.1 Fórmula Uno

Son vehículos monoplazas fabricados especialmente para competencia en circuitos construidos para esta finalidad, alcanzan velocidades máximas de 415 km/h y velocidades promedio en circuito de 300 km/h. Utilizan motores de gran caballaje y tecnología de punta, chasis y alerón aerodinámico de fibra de carbono para alivianar el peso, un centro de gravedad muy bajo para mantener la estabilidad y neumáticos anchos para una mayor superficie de agarre. Los equipos por lo general son divisiones de grandes fabricantes como son Ferrari, Renault, Mercedes, BMW, etc. En la siguiente figura se puede observar dichas características en el vehículo fabricado por Toyota para Formula Uno.

Fig. 1-4 Toyota Fórmula Uno



Fuente: <http://www.wallpapersdb.org/original/1545>, Acceso: 6 de Agosto del 2011

Dentro de la categoría de Fórmula, encontramos divisiones menores, como Fórmula 2, Fórmula 3, GP2 Series, Fórmula Nippon y más competencias que a diferencia de la Fórmula 1, no presentan vehículos tan poderosos ni costosos.

1.1.2 Rally

Son vehículos derivados de los de producción común pero con plaza única para piloto y copiloto. Trucados y mejorados en todos sus sistemas y elementos para poder sobrellevar las dificultades de conducir a altas velocidades por caminos generalmente de tierra, lastre o nieve como se admira en la figura 1-5. Un World Rally Car debe tener un peso mínimo de 1 230 kg y un motor de gasolina con cilindrada menor a 2.0 litros, tienen tracción a las cuatro ruedas, caja de cambios secuencial, apéndices aerodinámicos entre otras modificaciones que lo hacen un automóvil sencillamente espectacular.

Las competencias se desarrollan en caminos públicos cerrados momentáneamente al tráfico, pero abiertos para que el público bajo su responsabilidad este lo bastante cerca de la pista. En la partida o arranque de cada automóvil existe un tiempo predeterminado con lo cual no hay contacto visual ni físico entre los pilotos. A diferencia de la Formula 1, en esta disciplina se cuenta con un copiloto cuya función es la de indicar al piloto las direcciones y curvas venideras del camino. Varios son las marcas que compiten dentro de esta modalidad, entre las principales tenemos, Mitsubishi, Ford, Subaru, Citroën, Volkswagen, Renault.

Fig. 1-5 Subaru World Rally Car



Fuente: <http://taringa-v.bligoo.com/618a4d0e9-todo-sobre-rally-coches>, Acceso: 9 de agosto del 2011

Aunque sin duda la Formula 1 y el Rally son las modalidades más populares dentro del automovilismo, existen otras que para nada pasan desapercibidas como el Rally Raid, Carreras de montaña, Karting, Drift, Automóviles Stock, Rallycross, Gran Turismo, Aceleración, Slalom, etc.

1.1.3 Automovilismo en el Ecuador

En Ecuador la práctica deportiva comienza con la primera edición de la reconocida y exitosa “Vuelta a la republica de Ecuador” en 1955, siendo el primer campeón el tungurahuese Luis Larrea. Esta modalidad de rally, es la más importante de las competencias automovilísticas en el país, donde existen varias categorías que van de acuerdo a la cilindrada del motor empezando de 0cc hasta llegar a máximo 3 550 cc turboalimentados, el peso del vehículo y el tipo de tracción que posea, pudiendo ser simple o integral. Aunque lejos de llegar a tener el rendimiento general de un World Rally Car, los vehículos en competencia presentan modificaciones en todos sus sistemas y principalmente en el motor.

A lo largo de sus 56 años de historia, la vuelta a la república ha tenido importantes protagonistas como son Hugo Sosa, Ulises Reyes, Ernesto Salazar, Alfonso Darquéa, Homero Cuenca plasmado en competencia en la figura 1-6 y más pilotos que han brindado lo mejor de sí para enaltecer el deporte. En la actualidad son cada vez más los interesados no solo por asistir a las carreras que se realizan en numerosas ciudades del país, sino por ser parte de las mismas, ya sea compitiendo directamente o formando parte del equipo de trabajo como auspiciantes o ingenieros.

Para cada carrera, la preparación de los vehículos se realiza de manera minuciosa por parte de los ingenieros o mecánicos designados, los mismos que a través de los años han experimentado con diferentes modificaciones realizadas específicamente en el motor de los vehículos, para obtener datos y técnicas eficaces para aumentar el rendimiento de los mismos. Todos estos resultados obtenidos en la práctica y experimentación, generalmente se mantienen de forma reservada y confidencial en vista de la falta de información pública como son textos, guías y manuales.

Fig. 1-6 Homero Cuenca - Competidor ecuatoriano



Fuente: <http://sucesosdeportivos.wordpress.com/2010/11/11/fontana-a-3m57-de-los-cuenca-luego-de-tres-etapasresultados-oficiales>, Acceso: 13 de Agosto del 2011

1.2 Necesidad de repotenciar un motor

Normalmente los fabricantes de vehículos diseñan sus elementos y sistemas con garantía para miles y cientos de miles de kilómetros de darse el correcto uso y mantenimiento; considerando particularmente que por lo general, el individuo que compra un automóvil tiene conocimientos básicos o en su defecto no tiene ninguna instrucción de mantenimiento, reparación o mecánica en general.

Para lograr este cumplimiento, los ingenieros optimizan diseños y utilizan tecnología de punta donde interviene la electrónica, análisis de materiales, aerodinámica y más, construyendo así elementos con gran tolerancia y resistencia, dando la posibilidad de que el conductor no solamente use de forma normal el vehículo, sino también abuse o sobre esfuerce el mismo.

El trucaje o repotenciación de motores aprovecha estas tolerancias y márgenes de seguridad para llevar al límite cada uno de los elementos y mecanismos del mismo, intrínsecamente con ello se puede pensar que se podría estar corriendo riesgos de funcionalidad y seguridad, pero de hecho, si un trucaje es realizado profesionalmente con datos técnicos, cálculos y precisión no existiría ningún tipo de inconveniente; aunque para ello debemos tener un gran conocimiento basado en la teoría de resistencia de materiales, metalurgia, funcionamientos, etc. Y especialmente en la experiencia misma, de otro modo los resultados pueden resultar en un fracaso.

Para determinar quienes necesitan o desean repotenciar su motor, hay que tener muy claro que esto se refiere a incrementar o aumentar la potencia efectiva del motor de un vehículo, por ende su velocidad y rendimiento. Con ello se deduce que el común denominador de la gente no tiene la necesidad física ni emocional para hacerlo, en vista de que el motor de su automóvil funciona de manera ideal para sus necesidades que comúnmente son transportarse de un lugar a otro dentro del casco urbano de la ciudad y realizar esporádicos viajes fuera de la misma.

1.2.1 Quiénes quieren o necesitan repotenciar su motor

Luego de ese breve análisis se responde fácilmente que existen dos grupos de personas que quieren y necesitan repotenciar su motor. Por un lado existen los amantes de vehículos, que por pura pasión y gusto, realizan pequeños trucajes o modificaciones en sus motores los cuales aumentan mínimamente el porcentaje de potencia, más que una necesidad es el gusto de saber que su vehículo presenta un mejor rendimiento y se encuentra en óptimas condiciones. Por otro lado, se tiene a quienes participan de competencias automovilísticas como aceleraciones, rally, montaña (4x4) o cualquier otra modalidad, en estos casos existe la verdadera necesidad de repotenciar el motor de sus vehículos pero además realizar significativas modificaciones en otros elementos y sistemas que a su vez puedan asimilar y dosificar con mayor rapidez y eficacia esta potencia.

Esto se debe a que si bien los automóviles estándar son cada vez más potentes, seguros e ingeniosos no presentan las características necesarias para participar en competencias o carreras. El cuerpo de ingenieros o técnicos automotrices para ser

competitivos están en la obligación de presentar novedades e invenciones para cada temporada y en algunos casos para cada carrera específica; mejoras en dirección, suspensión, caja de cambios, neumáticos, aerodinámica, refrigeración, etc.

Los resultados obtenidos manifiestan desde luego que el vehículo no podrá circular por vías públicas, o en su defecto debe hacerlo lo menos posible y que su campo de acción es netamente el de competencias. En líneas generales, existe la necesidad de repotenciar un motor debido a que la potencia, velocidad y rendimiento original con el cual fue diseñado y finalmente construido, no abastece o satisface los requerimientos y exigencias mecánicas. En la siguiente figura se observa a grandes rasgos la evolución tecnológica que ha tenido el Peugeot 205 T16.

Fig. 1-7 Evolución Peugeot 205 T16



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/autos-motos/1011/Peugeot.html>, Acceso: 19 de Agosto del 2011

1.3 Torque, trabajo y potencia

Es elemental comprender cada una de estos conceptos ya que los mismos encierran todo el trabajo que se puede realizar para mejorar la performance de un motor. Por tal razón se explican cada una de ellas de manera clara y directamente relacionada al funcionamiento del mismo.

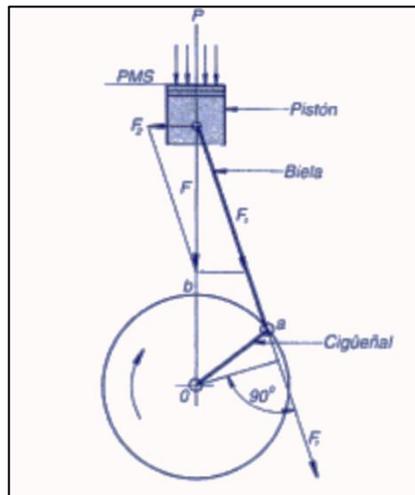
1.3.1 Torque (Pm)

En un motor de combustión interna al torque se le reconoce como par motor y se produce por la fuerza uno (F1) generada de la descomposición de la fuerza expansiva en el cilindro y multiplicado por el radio del cigüeñal (rcig).

$$P_m = F_1 \times r_{cig} \text{ (kg m)}^1 \quad \text{Ec. 1-1}$$

La fuerza expansiva originada por la combustión de la mezcla dentro del cilindro del motor, desplaza el pistón hacia abajo y al descomponer y analizar cada una de las fuerzas se determina que la fuerza uno hace girar al cigüeñal, su brazo de palanca es el radio del mismo y la distancia que recorre en su movimiento es la longitud de la circunferencia imaginaria que describe, como se observa en la figura 1-8.

Fig. 1-8 Elementos relacionados con el par motor



Fuente: <http://www.tecnofisis.com/?portfolio=manual-ceac-del-automovil>, Acceso: 1 de Septiembre del 2011

1.3.2 Trabajo (T)

El trabajo que realiza un motor viene del producto de la fuerza uno por la longitud de la circunferencia o radio que es constante debido a que los muñones de biela giran equidistantes al eje de los muñones de bancada.

$$T = 2 \times \pi \times F_1 \times r_{cig} \text{ (kg m)}^2 \quad \text{Ec. 1-2}$$

Al relacionar la fórmula de par motor y trabajo se obtiene la siguiente ecuación:

¹ Hermógenes Gil, (2002), Manual CEAC del Automóvil, p.48

² Hermógenes Gil, (2002), Manual CEAC del Automóvil, p.48

$$T = P_m \times (2 \times \pi) \text{ (kg m)}^3 \quad \text{Ec. 1-3}$$

Se puede determinar que tanto el par motor como el trabajo dependen de dos parámetros que son la fuerza uno y el radio del cigüeñal, siendo este último un valor fijo, únicamente cambiara el primero al variar la fuerza de expansión que dependerá de un mejor o peor llenado y la combustión de la mezcla en cada uno de los cilindros.

1.3.3 Potencia (P)

Se puede definir de manera simple que mientras mayor velocidad de giro tenga el cigüeñal mayor potencia tendrá el motor, esta potencia en el caso de ser posteriormente multiplicada por un factor de corrección atmosférica se la conoce como potencia normal (Pn) y es la misma que calculan y detallan los fabricantes en las especificaciones técnicas de sus motores, caso contrario se define como potencia del motor y se obtiene de la división de trabajo para tiempo establecido.

$$P = \frac{T}{t} \text{ (kg m/s)}^4 \quad \text{Ec. 1-4}$$

Si se desea encontrar la potencia del motor mediante el uso directo del par motor y las revoluciones por minuto se puede utilizar la ecuación 1-5 cuyas unidades vienen dadas en caballos de vapor.

$$P = \frac{(P_m \times w)}{716,2} \text{ (cv)}^5 \quad \text{Ec. 1-5}$$

Al analizar esta última fórmula se determina que existen dos formas directas para incrementar la potencia; aumentando el torque o la velocidad angular. Al ser dos parámetros controlables se pueden modificar uno o ambas al mismo tiempo.

³ Hermógenes Gil, (2002), Manual CEAC del Automóvil, p.54

⁴ Hermógenes Gil, (2002), Manual CEAC del Automóvil, p.54

⁵ Hermógenes Gil, (2002), Manual CEAC del Automóvil, p.54

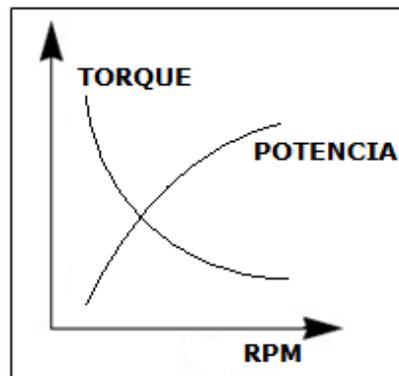
De forma inmediata se puede decir que si aumenta indefinidamente uno de estos parámetros se irá incrementando la potencia de manera indefinida, pero en la práctica este hecho no se da así, primero por restricciones físicas y segundo debido a que si el incremento en porcentaje de rpm es menor que la caída de par también en porcentaje este decrecerá.

1.3.4 Curvas características

En la figura 1-9 se observa de manera general las curvas de torque y potencia de un motor de combustión interna de cuatro tiempos, donde habitualmente a bajo régimen de giro se emplea mayor torque y menor potencia, mientras que al incrementar las revoluciones por minuto disminuye el torque y aumenta la potencia. Para cada tipo de motor estas curvas variarían de acuerdo a la finalidad con la que fueron construidos, de cualquier manera lo importante no son solo los valores pico, sino todo el comportamiento de las curvas.

Una curva de par motor uniforme indica que para mantener al motor dentro de un rango estable de conductibilidad, no hace falta bajar de cambio tan a menudo como se necesitaría hacer en una curva irregular de par motor.

Fig. 1-9 Curva general de torque y potencia



La figura 1-10 sirve de ejemplo claro para concluir que aunque puedan existir dos motores con la misma potencia efectiva, el valor de cada par motor y su velocidad de giro varía drásticamente en vista que han sido construidos por el fabricante con distintas finalidades, uno para transporte de carga pesada y otro para competencias.

Fig. 1-10 Diferencia del par motor y rpm de un motor con misma potencia

	Par motor	Potencia	RPM
Caterpillar 400 caballos	 2200 N-m	 400 cv	 1500 rpm
Ferrari 400 caballos	 470 N-m	 400 cv	 6000 rpm

Fuente: <http://blog.wikifotos.org/2010/12/07/potencia-versus-par-motor/>, Acceso: 12 de Septiembre del 2011

1.4 Criterios y factores para repotenciar un motor

Para pensar en repotenciar o trucar un motor, se debe tener claro todo lo que ello implica, como inversión económica, tiempo, dificultades, ventajas, desventajas, resultados; en general, es una tarea o procedimiento que necesita de mucha investigación, análisis, paciencia y determinación, pero por sobre todo gran interés por parte del especialista que lo realice.

No con esto se quiere desalentar a quien esté interesado en repotenciar un motor, sino más bien revelar el arduo pero apasionante camino al que puede estar sujeto este trabajo.

Aunque casi todos los motores de vehículos a carburador pueden ser repotenciados, existen varios criterios y factores que se deben considerar y analizar para determinar qué tipo de trucaje realizar de acuerdo al motor en posesión y al objetivo final. A continuación se detallan los más relevantes:

- Antes de repotenciar un motor es necesario conocer sus características de diseño, construcción y funcionamiento. Solo así se sabrá de ser posible que tipo de trucaje puede realizarse en el mismo.
- Debe existir un profundo análisis previo a comenzar con cualquier trabajo, sabiendo que toda acción o modificación generará una reacción y

consecuencia. En esta etapa es común que se generen varias preguntas en el especialista, tales como ¿cuánto aumento la relación de compresión?, ¿debo reducir el peso de los elementos móviles?, ¿cuánto debo aumentar la cilindrada?, ¿qué tipo de válvulas debo colocar?, ¿debo cambiar el árbol de levas?, etc. Todas estas y demás preguntas que puedan generarse serán pues en realidad la esencia misma del trucaje, y no tendrán una respuesta única o específica, más bien dependerán de nuestra percepción, análisis, experiencia y objetivo final, no bastara con ser audaces y arriesgarnos a lo que salga, el sentido común y la meditación serán los que nos lleven a resultados exitosos.

- Es necesario tener la seguridad y certeza de que lo que se desea realizar sea factible en cuanto a si existen los repuestos necesarios o se tendrá que importarlos, si se tiene al alcance maquinaria con tecnología de punta para trabajos especiales o será necesario mandar a realizarlos en otra ciudad o país, etc.
- Se pueden realizar modificaciones, cambios u operaciones simples y complejas dentro y fuera del motor para que este mejore su rendimiento. De preferencia en motores que presenten condiciones normales de trabajo ya que si este se encuentra dañado o funcionando incorrectamente no tendría sentido intentar aumentar su potencia en vista que no resiste ni tolera los esfuerzos normales.
- Se recomienda que sea un ingeniero mecánico automotriz o mecánico experimentado el que realice los trabajos en el caso de ser modificaciones complejas, ya que sin los debidos conocimientos, experiencia y precisión los resultados pueden ser desastrosos y el motor podría sufrir graves daños, siendo la única solución en muchos casos, cambiar por entero un sistema o elemento que normalmente puede llegar a tener un elevado costo.
- Si la finalidad es obtener la potencia máxima absoluta, se debe tener presente que la duración o vida útil del motor será mínima en comparación a un motor estándar; por ejemplo, si se realiza un correcto mantenimiento preventivo y correctivo en un motor que no ha sido trucado, este podría tener una vida útil

de 200 000 kilómetros antes de su primera reparación a diferencia de un motor trucado que podría tener una vida útil de 10 000 o 20 000 kilómetros. Aunque comúnmente estos motores son para fines netamente automovilísticos y se ponen a punto o reparan de ser necesario para cada carrera.

Para entrar a detallar los cálculos, modificaciones, cambios y técnicas de operación que se realizan en piezas, elementos y sistemas del motor, es importante establecer y determinar primero el cómo o que cambios influyen en el aumento de la potencia de un motor. Una vez comprendidos todos y cada uno de estos puntos se puede pasar a tomar las decisiones pertinentes y finalmente proceder a ejecutar los trabajos prácticos.

1.4.1 Caminos para aumentar la potencia de un motor

Un motor de combustión interna de cuatro tiempos tiene como misión convertir la energía calorífica de la gasolina en energía mecánica. Para que la combustión se establezca de manera correcta dicho combustible debe mezclarse perfectamente con una determinada cantidad de oxígeno limpio. El aumento de la potencia está directamente relacionada con la cantidad de aire u oxígeno que ingresa en la cámara de combustión, por lo cual, si logramos aumentar y mejorar el ingreso de dicho elemento, aumentaremos la potencia del motor.

Vale mencionar que también al utilizar un combustible de alta calidad mejora la carburación y por ende aunque en pequeño porcentaje el aumento de la potencia y rendimiento del motor. Por ello suponiendo que se utiliza un combustible de alto octanaje y se dispone de una perfecta carburación, el cometido de aumentar la potencia podrá lograrse únicamente a través de las siguientes tres posibilidades que se describen a continuación:

1. Aumento de la presión media efectiva

Se obtiene un aumento considerable de la potencia del motor si se consigue elevar directamente la presión en el interior de la cámara de combustión de cada cilindro.

Teóricamente, mientras mayor sea la presión media efectiva o el grado de compresión de un motor se alcanza una mayor potencia y un mejor rendimiento del mismo, esto sin duda alguna es totalmente verdadero pero hasta cierto punto. No se puede olvidar que ya en la práctica existen muchos factores y límites de tolerancia que deben considerarse. El aumento de la presión media efectiva (P.M.E.) se logra a través de los siguientes procedimientos:

- Por el aumento de la relación de compresión (R_c).
- Por el aumento de la entrada de aire y mezcla.
- Mejorando las características de funcionamiento de las válvulas.

2. Aumento de la cilindrada

Cuanto mayor sea la capacidad volumétrica de un motor mayor será la cantidad de aire y combustible necesarios para llenar debidamente cada una de las cámaras de combustión. Como se mencionó anteriormente, este hecho está directamente relacionado con la potencia de un motor, por lo tanto, cuanto mayor volumen de cilindrada mayor potencia de motor.

Para aumentar la cilindrada de un motor existen tres puntos fundamentales que se presentan a continuación:

- Aumentando el diámetro del cilindro (D_c).
- Aumentando la carrera del pistón (C).
- Aumentando el número de cilindros.

Para cualquiera de los dos primeros casos, ya sea aumentando el diámetro del cilindro o la carrera del pistón, bastaran pocos milímetros para obtener resultados significativos en el rendimiento del motor. Por otro lado, aunque aumentar el número de cilindros en teoría funcionaria para incrementar la cilindrada de un motor, en la práctica no es para nada recomendado, en vista de las dificultades técnicas, constructivas y al alto costo de procedimiento, es decir, resulta más fácil y conveniente comprar un nuevo bloque o motor.

3. Aumento del régimen de giro

Aumentar el régimen de giro con el cual fue diseñado y construido inicialmente un motor, dará como resultado un mayor consumo de aire y combustible, por lo tanto una elevación en los valores de potencia entregada. Todo esto sin necesidad de modificar la cilindrada original.

Para cumplir con este cometido, normalmente se procede a disminuir el peso o aligerar las masas de las piezas o elementos que durante el funcionamiento normal del motor se encuentran en movimiento, tales como, volante motor, bielas, pistones, cigüeñal, árbol de levas, etc. Sin embargo este trabajo debe ser previamente analizado y cuidadosamente realizado en vista de que todos estos elementos móviles son simétricos y se encuentran en equilibrio dinámico. Alterar este equilibrio, traería consecuencias fatales para la vida útil y el funcionamiento habitual del motor. Generalmente este tipo de trabajos se recomienda realizar en motores cuya finalidad sea la de obtener la mayor potencia útil posible, como es el caso de motores de competencia.

Se ha descrito concretamente los 3 casos mediante los cuales se puede aumentar la potencia de un motor, cada uno de ellos podrá emplearse de manera individual o a su vez en conjunto sin ningún tipo de inconveniente, al contrario, de hacerlo así se obtendrá como resultado un motor trucado en todos sus elementos y sistemas.

CAPITULO II

MODIFICACIONES EN LOS ELEMENTOS MÓVILES Y FIJOS DEL MOTOR

Los fabricantes de motores estándar calculan sus materiales y piezas con un margen de seguridad que permita soportar los esfuerzos a los cuales estará sometido con desahogo. En la repotenciación de motores se aprovecha al máximo este margen sin perjudicar el funcionamiento y desempeño normal si se realiza de manera técnica y exacta, la modificación en los elementos móviles y fijos será la base para incrementar directamente la potencia normal y el rendimiento general de un motor. A continuación se detallan los trabajos basados en cálculos y experimentación que pueden realizarse en los elementos, tomando en cuenta que los mismos variaran dependiendo de las características técnicas y especificaciones de cada motor.

2.1 Modificaciones en los elementos móviles

2.1.1 Válvulas

El llenado de los cilindros y el escape de gases combustionados se realiza mediante la sección de paso libre que dejan las válvulas de admisión y escape respectivamente al abrirse, dependiendo la misma del diámetro, la alzada y el ángulo de los asientos como se aprecia en la figura 2-1.

Fig. 2-1 Válvula de admisión con asiento y guía



Lo que se pretende conseguir en el caso de ser necesaria la sustitución o modificación de las válvulas de admisión es básicamente una mejor aspiración y llenado de los cilindros, siempre asegurando que se cumpla la condición de proporcionalidad entre la mezcla que circula por la sección de paso y la que aspira el pistón, como determina la ecuación 2-1. Para el caso de válvulas de escape esta condición puede despreciarse en vista de que su función es la de evacuar los gases combustionados.

$$\boxed{V_p \times S_p = V_g \times F_p} \quad ^6 \quad \text{Ec. 2-1}$$

Donde:

V_g = Velocidad del gas por la válvula

$$\boxed{V_g = \frac{V_p \times S_p}{F_p} \text{ (m/s)}} \quad ^7 \quad \text{Ec. 2-2}$$

V_p = Velocidad media del pistón

$$\boxed{V_p = \frac{C \times w}{30} \text{ (m/s)}} \quad ^8 \quad \text{Ec. 2-3}$$

S_p = Superficie del pistón

$$\boxed{S_p = \frac{\pi \times D_c^2}{4} \text{ (cm}^2\text{)}} \quad ^9 \quad \text{Ec. 2-4}$$

F_p = Sección de paso

$$\boxed{F_p = 0,7854 \times (D_V^2 - d_v^2) \times H_e \times \cos A \text{ (cm}^2\text{)}} \quad ^{10} \quad \text{Ec. 2-5}$$

⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.64

⁷ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.64

⁸ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.65

⁹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.65

¹⁰ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.63

Donde:

DV = Diámetro de la válvula

dv = Diámetro del vástago

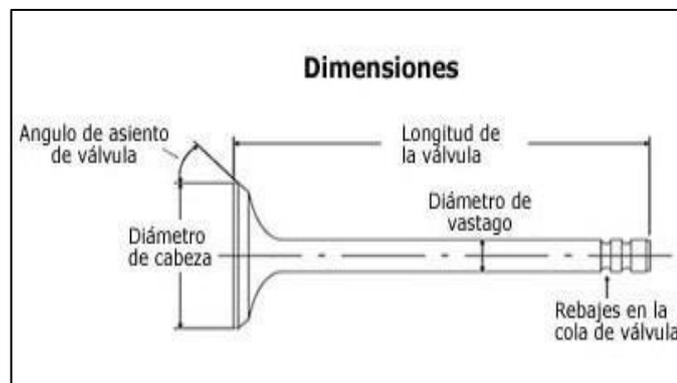
A = Angulo del asiento

He = Alzada

El cálculo de la velocidad del gas por la válvula y la velocidad media del pistón debe realizarse a máximas revoluciones por minuto, dimensiones estándar y posteriormente dimensiones tentativas de las nuevas válvulas para de esta manera comparar el incremento real. El resultado obtenido de estas ecuaciones permiten despejar y encontrar la alzada, el diámetro de la válvula, diámetro del vástago y ángulo del asiento acotados en la figura 2-2, determinará el tipo de válvula de admisión a seleccionar, siempre y cuando se calculen con valores que estén dentro de los siguientes rangos recomendados:

- La alzada máxima que a su vez dependerá de la altura o cresta de la leva debe tener entre un 25% a 30% del diámetro de la válvula.
- El diámetro de la válvula de admisión como máximo debe ser de la mitad del diámetro del pistón.
- La velocidad del gas por la válvula de admisión debe ser de 95 a 105 m/s.

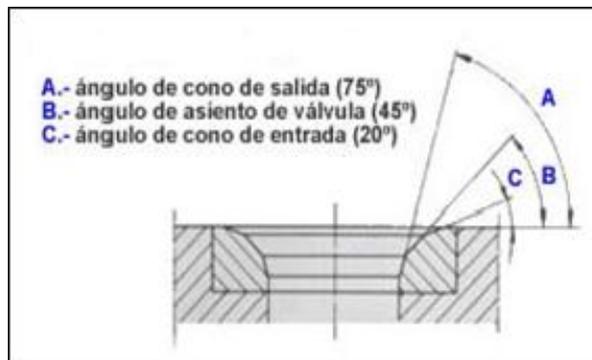
Fig. 2-2 Cotas de una válvula



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 29 de Septiembre del 2011

Otro factor que incide significativamente en la sección de paso es el ángulo del asiento de válvula que en motores de competencia donde se requiere libre circulación de la mezcla para un mejor llenado de los cilindros se elige de 30° a diferencia de los motores en serie que generalmente son de 45° como se aprecia en la figura 2-3, aunque con esta selección la válvula se cierre con mayor dificultad las ventajas de llenado son superiores por lo que es aconsejable. Para su cometido existen dos posibilidades, de ser factible se sustituye el asiento mediante un proceso térmico que dilate y contraiga el elemento para su extracción y colocación respectivamente o se puede rectificar con una fresa que tenga el ángulo de conicidad deseado que lógicamente deberá ser igual al ángulo de asiento de la cabeza de válvula.

Fig. 2-3 Ángulos del asiento de la válvula



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 29 de Septiembre del 2011

Se debe considerar además que la velocidad media de las válvulas tanto de admisión como de escape no superen los 3,5 m/s por seguridad, lo que puede definirse mediante las ecuaciones 2-6 y 2-8 respectivamente.

V_{ma} = Velocidad media de la válvula de admisión

$$V_{ma} = \frac{2 \times H_e}{T_a} \text{ (m/s)} \quad ^{11}$$

Ec. 2-6

Donde:

T_a = Tiempo de duración de la carrera de admisión

¹¹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.68

$$T_a = \frac{(AAA + 180^\circ + RCA)}{6 \times \text{rpm}} \text{ (s)} \quad ^{12} \quad \text{Ec. 2-7}$$

Donde:

AAA = Adelanto a la apertura de admisión

RCA = Retraso al cierre de admisión

Vme = Velocidad media de la válvula de escape

$$V_{me} = \frac{2 \times He}{T_e} \text{ (m/s)} \quad ^{13} \quad \text{Ec. 2-8}$$

Donde:

Te = Tiempo de duración de la carrera de escape

$$T_e = \frac{(AAE + 180^\circ + RCE)}{6 \times \text{rpm}} \text{ (s)} \quad ^{14} \quad \text{Ec. 2-9}$$

Donde:

AAE = Adelanto a la apertura de escape

RCE = Retraso al cierre de escape

Analizando las ecuaciones de velocidad media de las válvulas se puede notar que entre algunas variables dependen además del diseño o diagrama del árbol de levas, donde se concluye que cuanto mayor sean los ángulos del diagrama menor será la velocidad media para cada válvula.

Por otro lado las válvulas de escape dependerán de las dimensiones obtenidas para las válvulas de admisión donde se puede garantizar su selección aplicando las mismas ecuaciones de velocidad del gas, sección de paso, superficie y velocidad media del pistón en base a los siguientes factores:

¹² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.68

¹³ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.68

¹⁴ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.68

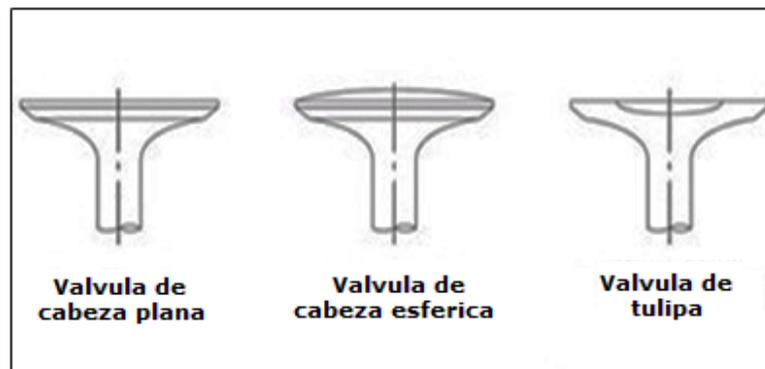
- La velocidad del gas por la válvula de escape debe estar comprendida entre 110 y 120 m/s.
- El diámetro de la cabeza se calcula como el 85% de la válvula de admisión.

2.1.1.1 Tipos de válvula

Las válvulas se caracterizan por tener una cabeza mecanizada en toda su periferia con una conicidad en la superficie del asiento que permite un cierre hermético sobre el orificio de la culata y existen tres tipos ilustrados en la figura 2-4:

- De cabeza esférica, tiene forma abombada y un ángulo de cierre en el cono de asiento de 90°. Es la más empleada para motores en serie de gran potencia, ya que su forma esférica le da una configuración robusta, limitando con ello la deformación por efecto de la temperatura.
- De cabeza plana, tiene forma completamente plana y un ángulo de cierre en el cono de 90°. Es menos robusta que la abombada pero mucho más económica. Se emplea para motores de serie de pequeña y media cilindrada.
- De tulipa, recibe su nombre por la forma especial que adopta en la cabeza cuyo ángulo de asiento en el cono de 120° facilita la entrada de los gases. Su aplicación queda limitada exclusivamente a motores de competición y aviación.

Fig. 2-4 Tipos de válvula



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 3 de Octubre del

2.1.1.2 Válvulas especiales

Aunque el tamaño de las válvulas se encuentra limitado por las dimensiones de la culata y el bloque motor siempre se procura hacer su construcción lo más liviana posible en vista que representan masas de movimientos alternativos y de ser muy pesadas podrían a altas revoluciones por minuto rebotar sobre los asientos por su elevada energía cinética. En motores de competencia mientras más livianos sean los elementos mejor, pero en busca de este hecho puede ocurrir que la sección del metal resulte disminuida de tal manera que no cedería fácilmente el calor acumulado lo que se traduce en un trabajo con exceso de calor con lo que las válvulas especialmente de escape podrían deformarse.

Las válvulas de admisión al estar refrigeradas por los gases frescos trabajan bajo temperaturas de hasta 400° C por lo que su construcción se hace con acero al níquel. Por otro lado las válvulas de escape que están sometidas al paso de los gases de escape pueden alcanzar temperaturas de 800° C por lo que se fabrican en aceros pertenecientes a la serie austenítica con aleaciones de cromo, níquel, silicio, wolframio y manganeso que además resisten los efectos corrosivos de la combustión. En busca de un balance entre el peso y la disipación de calor se ha construido una válvula de escape con un vástago que ha sido vaciado y llenado con sodio cuyo punto de fundición es de 97° C y tiene la propiedad de ser un buen conductor de calor con lo que una vez en estado líquido se desplaza en el interior por el movimiento de subir y bajar de la válvula consiguiendo disminuir rápidamente a través del vástago hasta 100° C de la temperatura de la cabeza.

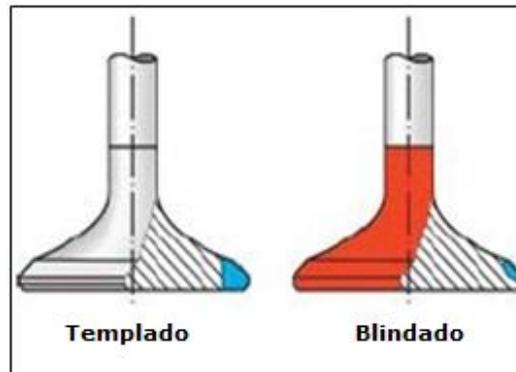
Fig. 2-5 Válvula de escape refrigerada con sodio



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.>, Acceso: 5 de Octubre del 2011

También se pueden encontrar válvulas de escape cuya cabeza ha sido reforzada por templado o un recubrimiento de stellite que es un material de alta resistencia y evitara el desgaste prematuro generado por las altas temperaturas, la corrosión y el impacto. Como se observa en la siguiente figura.

Fig. 2-6 Cabezas de válvula templadas y recubiertas con stellite



Fuente:<http://www.msservice.com/content2.asp?area=hauptmenue&site=produkte&cls=05&changela ng=&pcat=8&pID=26>, Acceso: 5 de Octubre del 2011

2.1.1.3 Trabajo de preparación en las válvulas

Ya sea que se utilicen válvulas con las mismas características originales estándar o se haya seleccionado una válvula de admisión y escape de acuerdo a nuevos cálculos realizados en base a determinadas características y necesidades del motor el preparador podrá finalmente pulir cada una hasta alcanzar un terminado espejo para facilitar la fluidez en el ingreso de la mezcla y en la salida de los gases de acuerdo a los siguientes pasos:

- Montar y sujetar ligeramente la válvula en un torno o taladro.
- Verter líquido de pulimento o gasolina en el vástago y cabeza.
- Girar y pulir la válvula entera con una lija fina 1 200.

Muchas veces algunos mecánicos retocan la curvatura de copa de la cabeza o convierten las válvulas de cabeza plana en válvulas de tulipa mediante trabajos sencillos en el torno o fresadora. Si bien el recorte de estas partes no solamente disminuirá el peso total sino además orientara convenientemente el flujo existe un gran riesgo de reducir rápidamente su vida útil o incluso deformarla en vista que

inevitablemente el material sufre variaciones que debilitan en general a la válvula y específicamente a la cabeza lo cual no es recomendable debido a las condiciones de trabajo a las que está sometido. Por ello se recomienda en cuyo caso a pesar del costo adquirir válvulas para motores de competencia diseñadas y fabricadas con las características requeridas y deseadas o simplemente utilizarlas de acuerdo a su diseño original.

2.1.2 Muelles

Los muelles de válvula como se ilustran en la figura 2-7 tienen dos funciones específicas, la primera consiste en mantener a las válvulas presionadas contra sus asientos en aquellas partes del ciclo de trabajo en el que los conductos tanto de admisión como de escape deben estar completamente cerrados. La segunda es disminuir mediante una fuerza antagónica las fuerzas de inercia que se generan en la válvula debido a los movimientos alternativos a los que se encuentra sometido durante su trabajo, pudiendo por esta causa en determinados momentos separarla de sus mecanismos de empuje con lo que se producirían falsos movimientos.

Fig. 2-7 Muelles de válvula



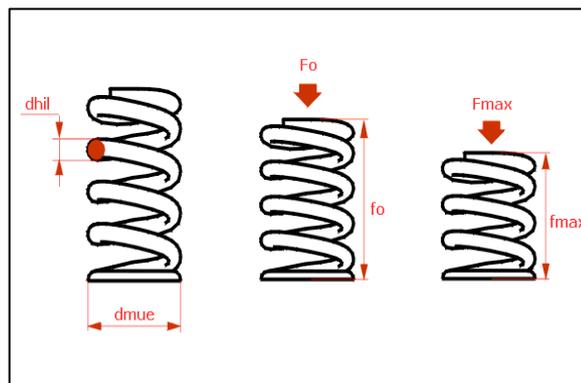
Fuente: <http://www.alamaula.com/buenos-aires/otros/resortes-de-valvula-isky-fiat-600-doble/1117892>, Acceso: 9 de Octubre del 2011

Se puede pensar que la solución más rápida sería colocar muelles con excesiva tensión, pero este hecho ocasionaría fuertes choques y una acción de rebote de las válvulas al cerrar contra sus asientos lo que a su vez podría romper las válvulas o muelles, además se tendría que disponer de una mayor fuerza de los mecanismos de accionamiento para mover dichos muelles, restando de tal manera potencia al motor

y aumentando el desgaste de los elementos de empuje. Por todo esto se han de utilizar siempre los muelles más débiles posibles sin que ello signifique comprometer la seguridad del sistema, al contrario, asegurando que se encuentren al límite de cumplir perfectamente sus funciones.

La mínima presión o carga de colocación a la cual estará sometido un muelle ocurre cuando una válvula está completamente cerrada y sometida a la depresión producida dentro del cilindro cuyo valor oscila de 1,2 a 1,5 kg/cm². Mientras que la máxima presión se da cuando la válvula se abre totalmente y el muelle se comprime como se visualiza en la figura 2-8, es decir, cuando el árbol de levas empuja los elementos con la cresta de la leva, en esta etapa, el tiempo necesario para que la válvula cierre debe ser menor al tiempo en el que da una vuelta el árbol de levas en el periodo correspondiente. Estas fuerzas se obtienen mediante las siguientes ecuaciones:

Fig. 2-8 Acotación de un muelle helicoidal de válvula



Fuente: <http://www.clubpeugeot.es/html/206/info/sp/b1db2nk7.htm>, Acceso: 10 de Octubre del 2011

F_o = Carga de colocación

$$F_o = 1,2 \times 0,7856 \times DV^2 \text{ (kg)} \quad ^{15} \quad \text{Ec. 2-10}$$

F_m = Fuerza en el punto de máxima de velocidad

$$F_m = 1,2 \times F_o \text{ (kg)} \quad ^{16} \quad \text{Ec. 2-11}$$

¹⁵ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.191

¹⁶ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.191

F_{max} = Fuerza máxima a soportar con la válvula totalmente abierta

$$F_{max} = \frac{F_o \times f_{max}}{f_o} \text{ (kg)} \quad ^{17} \quad \text{Ec. 2-12}$$

Donde:

f_o = Distancia que se comprime el muelle montado en posición reposo

$$f_o = \frac{F_o \times H_e}{2(F_m - F_o)} \text{ (cm)} \quad ^{18} \quad \text{Ec. 2-13}$$

f_{max} = Distancia que se comprime el muelle con la válvula totalmente abierta

$$f_{max} = f_o + H_e \text{ (cm)} \quad ^{19} \quad \text{Ec. 2-14}$$

Este análisis lógicamente debe realizarse para muelles de admisión como de escape en vista que sus valores difieren por el diámetro de sus válvulas. Vale acotar además que en la práctica tanto a la carga de colocación (F_o) como a la carga máxima (F_{max}) se les debe aumentar al resultado teórico obtenido un porcentaje de seguridad del 50%.

Una vez que se sepa con exactitud a que fuerzas estará sometido el muelle se podrá analizar y determinar sus características constructivas a través de los siguientes cálculos:

d_{hilo} = Diámetro del hilo de muelle

$$d_{hilo} = \sqrt[3]{\frac{F_{max} \times r}{8}} \text{ (cm)} \quad ^{20} \quad \text{Ec. 2-15}$$

¹⁷ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.192

¹⁸ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.191

¹⁹ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.191

²⁰ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.190

Donde:

r = Radio medio de la espira

$$r = \frac{7 \times d_{int}}{16} \text{ (cm)} \quad ^{21} \quad \text{Ec. 2-16}$$

Donde:

d_{int} = Diámetro interno de la válvula

d_{mue} = Diámetro del muelle (obtenido por medición)

$$d_{int} = \frac{d_{mue}}{0,8756} \text{ (cm)} \quad ^{22} \quad \text{Ec. 2-17}$$

n = Número de espiras

$$n = \frac{1\ 000 \times f_{max} \times d_{hilo}}{64 \times r^2} \quad ^{23} \quad \text{Ec. 2-18}$$

El número de espiras calculado es el de espiras útiles, se debe considerar que a este valor se le debe añadir espiras o partes de espiras que se rectifican para que el muelle pueda apoyarse sobre el platillo y la culata. Por otra parte, el diámetro del muelle se lo debe medir con un calibrador del muelle original o del espacio de montaje en la culata. Existe también otra manera para calcular la fuerza máxima para el muelle de admisión y escape en base a la ecuación 2-19 donde se sabe que cualquier fuerza es igual a la masa por su aceleración, donde interviene directamente el diagrama de la distribución, el peso y la aceleración de la válvula como se analiza a continuación:

$$F = m \times a \text{ (kg)} \quad ^{24} \quad \text{Ec. 2-19}$$

Sustituyendo los datos para el caso se obtiene:

²¹ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.191

²² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.83

²³ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.190

²⁴ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.78

$$F_{\max} = \frac{p}{g} \times \frac{2He}{(Tc)^2} \text{ (kg)} \quad ^{25} \quad \text{Ec. 2-20}$$

Donde:

g = Gravedad

p = Peso de todo el mecanismo que deba levantar el muelle

Entiéndase a todo el mecanismo por válvula, resorte, platillo, botador, hemiconos y varillas si las tiene, si se tiene una balanza electrónica de precisión podría realizarse el pesaje mediante la misma, caso contrario de una manera aproximada se puede determinar el peso mediante la siguiente ecuación:

$$p = 0,15 \times (DV)^2 \quad ^{26} \quad \text{Ec. 2-21}$$

Tc = Tiempo del ángulo de cierre

$$Tc = \frac{\alpha}{360^\circ} \times \frac{60}{0,5 \times n} \text{ (s)} \quad ^{27} \quad \text{Ec. 2-22}$$

Donde:

α = Angulo de cierre (ángulo desde la alzada máxima hasta que apoya el casquillo)

$$\alpha = \frac{AA(\text{adm o esc}) + 180^\circ + RC(\text{adm o esc})}{4} \quad ^{28} \quad \text{Ec. 2-23}$$

Al igual que mediante el primer método de cálculo de la fuerza máxima del muelle a este también en la práctica se le debe incrementar un 25% del valor teórico obtenido. Posteriormente se aplicaran las debidas ecuaciones para el cálculo de dimensiones características, por último, será de gran utilidad saber en teoría cual deberá ser la longitud total del muelle (f) sin compresión, para lo cual se utiliza la ecuación 2-24.

²⁵ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.79

²⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.79

²⁷ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.77

²⁸ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.78

$$f = (n \times dhilo) + (n \times j) + f_{max} \text{ (cm)} \quad ^{29} \quad \text{Ec. 2-24}$$

Donde:

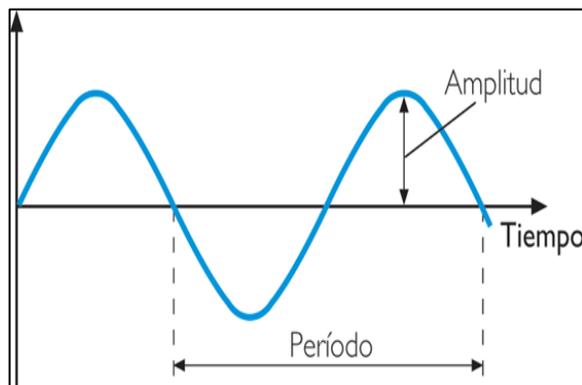
j = Juego entre espiras

$$j = (0,3 \text{ a } 0,6) \times dhilo \text{ (cm)} \quad ^{30} \quad \text{Ec. 2-25}$$

2.1.2.1 Frecuencia natural de resonancia

Todo material, elemento y sistema inerte o viviente en el universo sin excepción tiene una frecuencia natural de resonancia siendo este un suceso que se define como la tendencia a oscilar con una amplitud mayor en algunas frecuencias como se observa en la figura 2-9. En un motor estas ondas reflejadas como vibraciones podrían de no ser controladas aflojar tornillos, cortar ejes, destruir rodillos, etc. Hasta el punto de romper todos los elementos del motor y vehículo en general.

Fig. 2-9 Partes elementales que forman una onda



Fuente: <http://biologiaygeologia.org/unidadbio/esa/info4/vivienda>, Acceso: 17 de Octubre del 2011

En los muelles de válvula la vibración generada por la frecuencia natural de resonancia hará que choquen las espiras con lo que aumentara el ángulo de torsión produciéndose finalmente una deformación permanente, trizadura o corte. Para este hecho, una solución es utilizar doble muelle helicoidal por válvula colocados

²⁹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.84

³⁰ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.84

concéntricos y dotados de diferentes dimensiones y valores de flexibilidad de manera que al tener diferentes frecuencias cada uno amortigüe o reste las oscilaciones del otro.

Básicamente los muelles entraran en resonancia crítica a un determinado régimen de giro, estas revoluciones deben ser previamente determinadas con respecto a los muelles para saber si existirán posibles inconvenientes. Para este cálculo es necesario primero encontrar la frecuencia (Fr) del elemento mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Fr} = \frac{21\,300 \times \text{dhilo}}{n \times (2r)^2} \text{ (Hz)} \quad ^{31} \quad \text{Ec. 2-26}$$

A esta frecuencia se le debe multiplicar por un factor de corrección que resulta de la ecuación 2-27 con lo que se obtiene la frecuencia corregida:

$$\text{Fcor} = \frac{n}{\text{número de espiras totales}} \quad ^{32} \quad \text{Ec. 2-27}$$

Como existirán dos muelles por cada válvula, se debe sumar la frecuencia corregida de cada muelle para obtener la frecuencia total y aplicarla a la siguiente ecuación de revoluciones por minuto a las que entran en resonancia los muelles (w1):

$$w1 = \frac{\beta \times 60}{360 \times 0,5 \times \text{Pe}} \text{ (rpm)} \quad ^{33} \quad \text{Ec. 2-28}$$

Donde:

β = Angulo de torsión

$$\beta = \frac{\text{AA(adm o esc)} + 180^\circ + \text{RC(adm o esc)}}{4} \quad ^{34} \quad \text{Ec. 2-29}$$

³¹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.89

³² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.89

³³ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.90

³⁴ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.90

Pe = Periodo o longitud de onda

$$\boxed{Pe = \frac{1}{Fr} \text{ (s)}} \quad ^{35} \quad \text{Ec. 2-30}$$

En motores de competencia que tienen un alto régimen de giro se hace casi imprescindible la colocación de doble muelle por válvula como se aprecia en la figura 2-10 ya que al aumentar la permanencia se incrementan las revoluciones por minuto en las que se va entrar en resonancia, aunque si mediante el análisis matemático se puede de manera segura colocar un solo muelle entonces no existiría inconveniente con hacerlo. Si se elige colocar un segundo muelle, se deberá realizar su selección previo al mismo proceso y análisis realizado para el primer muelle, considerando que este ira dentro del primero por lo cual se deberá someter al espacio existente como se observa en la figura 2-10. Para su montaje debe verificarse que el sentido de arrollamiento de la hélice sea contrario en uno y otro muelle, lo que evitara que las espiras puedan interferirse y producir agarrotamientos y rupturas.

Fig. 2-10 Doble muelle de válvula



Fuente: <http://autos.mitula.com.ar/autos/dfge215/mnop206/resortes-fiat-600>, Acceso: 20 de Octubre del 2011

2.1.2.2 Comprobaciones en el muelle

Antes de realizar el montaje de los muelles seleccionados es necesario efectuar las siguientes comprobaciones prácticas:

³⁵ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.90

- Medición de la distancia (f_{max}) y verificación de flexibilidad.

A través de un medidor de compresión como el que se observa en la figura 2-11 se puede revisar la altura del muelle cuando es sometido a una carga de alrededor de los 39 kg para los muelles exteriores y de 15 kg para los muelles interiores.

Fig. 2-11 Medidor de compresión de muelles



Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/kern-sohn/bancos-de-prueba-verticales-motorizados-de-traccion-y-compresion-16909-573160.html>, Acceso: 20 de Octubre del 2011

- Alineación

Se debe revisar la alineación de los muelles con la ayuda de una escuadra de 90°, asegurándonos que los bordes de todos los filos toquen el elemento de medición, así se sabrá que el eje vertical del muelles no se encuentra doblado.

- Altura de los muelles

Este detalle puede ser el origen de un montaje deficiente que puede ocasionar pérdidas de potencia en el motor. La comprobación se realiza una vez montados y después de que las válvulas y sus asientos hayan sido rectificadas, mediante una regla de acero se mide desde la base del muelle o el punto en el cual toca la superficie de la culata hasta el punto superior en que entra en contacto con el platillo, lógicamente los valores obtenidos en cada muelle deben ser los mismos para los de admisión y para los de escape. En caso de no ser así se recomienda cambiar el muelle

fatigado o en su defecto colocar unas calzas especiales de acero entre las superficies de contacto del muelle y la culata.

2.1.3 Cigüeñal

El cigüeñal, ilustrado en la figura 2-12 constituye el eje principal del motor y tiene como funciones concentrar las fuerzas expansivas generadas por la combustión de la mezcla en cada una de las cámaras de combustión transmitidas al mismo mediante un movimiento rectilíneo por el conjunto pistón-biela y convertirlo finalmente en un movimiento circular. Al ser un elemento que se encuentra sometido a esfuerzos de flexión y torsión originados por varias fuerzas expansivas, de inercia y centrifugas, se ha diseñado y construido con varios apoyos y contrapesos de manera en que resista por cientos de miles de kilómetros tan solo con el rectificado de sus muñequillas de biela y bancada como ya es conocido.

Fig. 2-12 Cigüeñal con cinco apoyos o bancadas



Fuente: <http://palermo.olx.com.ar/cabezas-de-motor-ciguenales-bielas-pistones-iiid-78248248>, Acceso:

23 de Octubre del 2011

En la repotenciación de motores se aprovecha al máximo las características de diseño y construcción de los elementos y para este no hay excepción en vista que mientras menos peso tenga se reducen las cargas dinámicas, aumenta la aceleración y la velocidad angular del mismo, por ello el aligeramiento de masa se convierte en un trabajo aunque bastante delicado de gran consideración debido a los beneficios obtenidos. De acuerdo a lo explicado se podría pensar de manera errónea que mientras mayor cantidad de masa se elimina de cualquier parte será mejor pero si

este cometido se realiza de forma asimétrica se vería afectado el equilibrio dinámico y estático bajo los cuales funciona correctamente.

Para determinar si el cigüeñal realmente necesita modificaciones se debe primero conocer las nuevas cargas que va a soportar ya que en base a estos se analiza las condiciones y límites del elemento estándar.

2.1.3.1 Fuerza Expansiva (Fe)

Esta fuerza depende del diámetro del cilindro, la relación de compresión y la cantidad de mezcla que se combustiona en las cámaras de combustión del motor.

Fe = Fuerza expansiva

$$\boxed{Fe = P_{exp} \times Sp \text{ (kg)}}^{36} \quad \text{Ec. 2-31}$$

Donde:

Sp = Superficie del pistón

Pexp = Presión expansiva

$$\boxed{P_{exp} = (P_{comb} \times 4) - 15\% \text{ (kg/cm}^2\text{)}}^{37} \quad \text{Ec. 2-32}$$

Donde:

Pcomb = Presión de combustión

$$\boxed{P_{comb} = Patm \times (Rc)^{1,3} \text{ (kg/cm}^2\text{)}}^{38} \quad \text{Ec. 2-33}$$

Donde:

Patm = Presión atmosférica (kg/cm²)

Rc = Relación de compresión

³⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.138

³⁷ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.138

³⁸ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.138

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c} \quad ^{39} \quad \text{Ec. 2-34}$$

Donde:

V_u = Volumen unitario

$$V_u = \frac{\pi \times (D_c)^2 \times C}{4} \quad (\text{cm}^3) \quad ^{40} \quad \text{Ec. 2-35}$$

V_c = Volumen de la cámara de combustión (indicado en el subcapítulo 2.2.2)

2.1.3.2 Fuerza de inercia (Fi)

Es proporcional a la masa de los elementos involucrados en el movimiento rectilíneo y a la máxima de sus aceleraciones, para lo cual mediante una balanza digital se obtiene y se suma el peso exacto del pistón, perno, rines y 1/3 de la biela, este último debido a que el 2/3 restante es de movimiento circular.

$$F_i = \frac{p_e \times (V_{tan})^2}{g \times r_{cig}} \quad (\text{kg}) \quad ^{41} \quad \text{Ec. 2-36}$$

Donde:

p_e = Peso de los elementos que intervienen en el movimiento rectilíneo

g = Aceleración de la gravedad (9,81 m/s²)

r_{cig} = Radio del cigüeñal (m)

$V_{tan} = V_p$ = Velocidad media del pistón

2.1.3.3 Fuerza centrífuga (Fc)

Se refiere a la fuerza que tiende a separar a las masas que giran alrededor de su propio eje o en este caso del eje del cigüeñal.

³⁹ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.34

⁴⁰ Luna Raúl, (2000), El Motor a Gasolina, p.99

⁴¹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.132

$$F_c = m \times (\omega^2) \times r_{cig} \text{ (kg)} \quad ^{42} \quad \text{Ec. 2-37}$$

Donde:

m = Masa de las piezas con movimiento circular (muñequillas de biela y 2/3 de biela)

ω = Máxima velocidad angular

$$\omega = \frac{\pi \times w}{30} \text{ (rad/s)} \quad ^{43} \quad \text{Ec. 2-38}$$

Como se puede observar en las ecuaciones 2-36 y 2-37 depende de la masa de los elementos que intervienen en el movimiento rectilíneo y circular para que exista una mayor o menor carga dinámica en el cigüeñal. Al ser imposible evitar que se generen estas cargas, se anulan o contrarrestan colocando masas iguales, en sentido contrario y en el mismo plano como se observa en la figura 2-13, por lo tanto, si se aligeran las masas que generan las cargas, en la misma proporción se podrá retocar los contrapesos para equilibrar las nuevas fuerzas.

Fig. 2-13 Contrapesos de un cigüeñal



Fuente: <http://www.pacocostas.com/motor/blog/opinion/el-ciguenal>, Acceso: 28 de Octubre del 2011

Teóricamente la fuerza total aplicada al cigüeñal sería la suma de todas las fuerzas individuales en el caso de no utilizar contrapesos que anulen la fuerza centrífuga, como se detalla en la ecuación 2-39. Aquí radica su importancia y la consideración de ser la última parte del cigüeñal al que se recorte material.

⁴² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.133

⁴³ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.142

Ft (teórico) = Fuerza total teórica aplicada al cigüeñal

$$Ft = Fe + Fi + Fc \text{ (kg)} \quad ^{44} \quad \text{Ec. 2-39}$$

Ftp (practico) = Fuerza total práctica aplicada al cigüeñal

$$Ftp = Fe + Fi \text{ (kg)} \quad ^{45} \quad \text{Ec. 2-40}$$

Una vez que se determinen las nuevas cargas a las que estará sometido el cigüeñal se puede analizar de ser necesario la cantidad de material que se debe recortar de tres zonas principales que son:

- Muñequillas de biela.
- Muñequillas de bancada.
- Contrapesos.

2.1.3.4 Cálculo de la muñequilla de biela

Para este punto existen dos posibilidades, se hace un hueco transversal que cruce totalmente a la muñequilla o se rebaja el diámetro. En el primer de los casos se determina el diámetro del agujero que se debe realizar en cada muñequilla mediante la siguiente ecuación:

$$da = \sqrt[4]{\frac{(Dm)^4 - (36 \times Dm \times W)}{\pi}} \text{ (mm)} \quad ^{46} \quad \text{Ec. 2-41}$$

Donde:

Dm = Diámetro de la muñequilla

W = Modulo de resistencia correspondiente a una sección hueca

⁴⁴ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.143

⁴⁵ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.143

⁴⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.149

$$W = \frac{(F_{tp} \times L_m)}{(8 \times K)} \quad (\text{mm}^4) \quad ^{47}$$

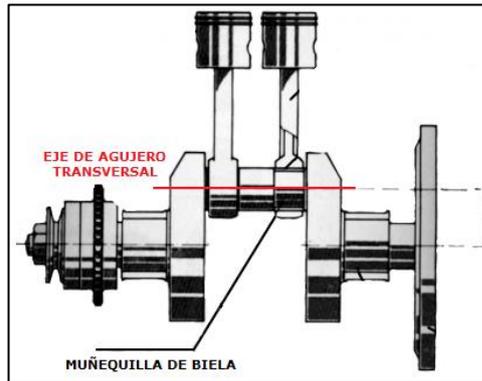
Ec. 2-42

Donde:

L_m = Longitud de la muñequilla

K = Coeficiente de elasticidad del material, generalmente de 15 kg/mm^2

Fig. 2-14 Eje por donde se debe realizar el agujero en muñequilla de biela



Fuente: http://www.lorena13.blogspot.com/2010_09_01_archive.html, Acceso: 29 de Octubre del 2011

Para el segundo caso que es menos complejo en la práctica ya que se realiza con mayor simetría mediante una rectificadora se propone la ecuación 2-43 despejada de la ecuación principal del módulo de resistencia de una sección maciza circular, dando como resultado el diámetro que puede tener la muñequilla de biela, por ende al diámetro original se le debe rebajar la cantidad necesaria hasta alcanzar el propuesto.

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{W}{0,1}} \quad (\text{mm}) \quad ^{48}$$

Ec. 2-43

2.1.3.5 Calculo de la muñequilla de bancada

Generalmente las muñequillas de bancada son más exigidas que las muñequillas de biela debido a que están sometidas a mayores cargas como se analizó anteriormente y

⁴⁷ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.149

⁴⁸ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.150

por ello en muchas ocasiones no se puede disminuir el diámetro original, pero en caso de ser posible se puede de igual manera realizar un agujero transversal o disminuir directamente el diámetro a través de los siguientes cálculos:

Para flexión

da2 = Diámetro del agujero transversal calculado para flexión

$$da2 = \sqrt[4]{\frac{(Dmb)^4 - (36 \times Dmb \times Wf)}{\pi}} \quad (\text{mm}) \quad ^{49} \quad \text{Ec. 2-44}$$

Donde:

Dmb = Diámetro de muñequilla de bancada

Wf = Modulo de resistencia a la flexión

$$Wf = \frac{Mf}{K} \quad (\text{mm}^4) \quad ^{50} \quad \text{Ec. 2-45}$$

Donde:

Mf = Momento flector

$$Mf = Ftp \times \text{Longitud} \quad (\text{kg mm}) \quad ^{51} \quad \text{Ec. 2-46}$$

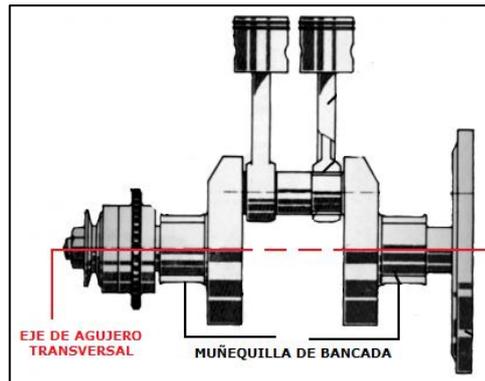
El momento flector debe calcularse con respecto a la primera bancada de la parte frontal del motor, en vista que en caso de ser un cigüeñal de 3 apoyos será esta la que mayor carga reciba a diferencia de un cigüeñal de 5 apoyos donde las fuerzas se distribuyen equitativamente y el resultado del cálculo realizado en cualquiera de ellas será el mismo para todas. La siguiente figura permite visualizar el eje por el cual debe realizarse los agujeros en las muñequillas de bancada

⁴⁹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.152

⁵⁰ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.151

⁵¹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.151

Fig. 2-15 Eje por donde se debe realizar el agujero en muñequilla de bancada



Fuente: http://www.lorena13.blogspot.com/2010_09_01_archive.html, Acceso: 11 de Noviembre del 2011

Para torsión

da3 = Diámetro del agujero transversal calculado para torsión

$$da3 = \sqrt[4]{\frac{(Dmb)^4 - (36 \times Dmb \times Wt)}{\pi}} \quad (mm) \quad ^{52} \quad \text{Ec. 2-47}$$

Donde:

Wt = Modulo de resistencia a la torsión

$$Wt = \frac{Mt}{K} \quad (mm^4) \quad ^{53} \quad \text{Ec. 2-48}$$

Dónde:

K = Coeficiente de elasticidad del material, generalmente de 15 kg/mm²

Mt = Momento torsor

$$Mt = Ftp \times rcig \quad (kg \text{ mm}) \quad ^{54} \quad \text{Ec. 2-49}$$

⁵² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.153

⁵³ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.152

⁵⁴ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.152

Se deben analizar los resultados obtenidos tanto para flexión como torsión, si en uno de ellos es posible disminuir la masa pero en el otro no, entonces se debe evitar realizar cualquier trabajo en las muñequillas de bancada. En el caso de que obtenga la raíz de un número negativo significa que no es posible realizar ninguna disminución.

2.1.3.6 Calculo de los contrapesos

Como ya se mencionó anteriormente el recorte de material en los contrapesos será de la misma proporción a la disminución total que se haya hecho en los demás elementos que intervienen en el movimiento rectilíneo y circular, es decir, pistones, bielas, muñequillas de biela y bancada. La suma del peso disminuido en cada pieza será la cantidad total a recortar por lo que se debe dividir equitativamente para cada uno de los contrapesos en el cigüeñal. No existe un punto exacto o forma predeterminada para el corte, pero es recomendable siempre realizarlo de la misma manera en cada contrapeso con un torno para asegurar ser precisos.

2.1.3.7 Condición de lubricación

Ya sea en el caso de que se elija disminuir el diámetro de la muñequilla de biela o de bancada, existe un límite que depende de una superficie mínima para la lubricación que de no ser correcta puede producir una ruptura por falta de superficie antifricción. Por lo tanto el o los nuevos diámetros serán seleccionados únicamente si cumplen las condiciones que se analizan a través de la resistencia que necesitara el aceite en la superficie de fricción mediante las ecuaciones 2-44 y 2-45, caso contrario se incrementaran hasta que sean correctas y den como resultado una adecuada resistencia.

Tact1 = Tensión actuante sobre la superficie en muñequillas de biela

$$\text{Tact1} = \frac{F_e}{L_m \times d_m} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad ^{55} \quad \text{Ec. 2-44}$$

⁵⁵ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.147

Tact2 = Tensión actuante sobre la superficie en muñequillas de bancada

$$\text{Tact2} = \frac{F_{tp}}{L_m \times d_{mb}} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad ^{56} \quad \text{Ec. 2-45}$$

Lógicamente se debe utilizar un aceite cuyas características de resistencia sean mayores a las obtenidas en Tact1 y Tact2 que no deben sobrepasar los 4 kg/mm², aunque en la actualidad existen aceites sintéticos con una resistencia de hasta 7 kg/mm².

2.1.4 Árbol de levas

Es el elemento encargado de controlar los momentos de apertura y cierre de las válvulas para que ingrese la mezcla y salgan los gases combustionados del cilindro. De acuerdo al diseño de cada motor se puede utilizar un árbol de levas que accione todas las válvulas o dos para accionar independientemente las válvulas de admisión y escape, esta técnica que es la más utilizada en la fabricación de motores para competencia permite corregir separadamente la posición de los ejes para tratar de alcanzar experimentalmente la mayor potencia posible.

Fig. 2-16 Doble árbol de levas para válvulas de admisión y escape



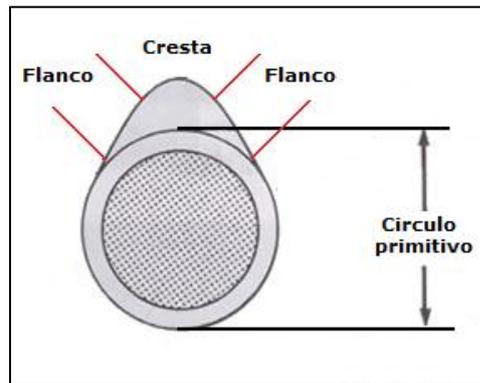
Fuente: <http://www.pertrak.com.ar/negocios/aftermarket/pertrak.html>, Acceso: 15 de Noviembre del 2011

De acuerdo al perfil o contorno de las levas se obtienen diferentes comportamientos y rendimientos del motor ya que con ellos se varía directamente la alzada, la

⁵⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.147

velocidad de apertura, el tiempo de permanencia de apertura y la velocidad de cierre de las válvulas. Como se puede observar en la figura 2-17 las levas están divididas en tres partes principales que son, el círculo primitivo que corresponde a la zona en la que se mantienen cerradas las válvulas, los flancos que determinan la aceleración de apertura y desaceleración de cierre y por último la cresta que establece el tiempo de apertura máxima y la altura de la alzada.

Fig. 2-17 Partes de una leva



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 16 de Noviembre del 2011

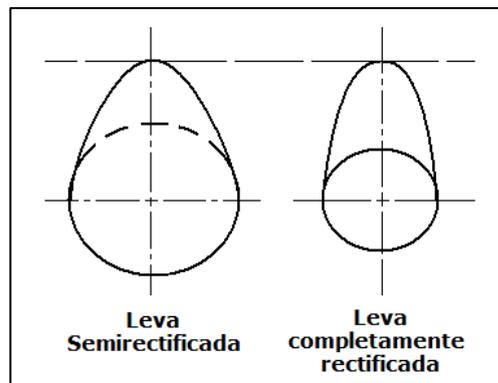
2.1.4.1 Tipos de leva

Generalmente a las levas se las clasifica de acuerdo al tipo o grado de rectificación que posean, pudiendo ser semirectificadas, rectificadas 3/4, completamente rectificadas o especialmente rectificadas. Este grado de rectificación comienza con una leva bastante ancha y cresta pronunciada que es la que se utiliza para motores en serie y termina en una leva delgada pero con cresta achatada que es totalmente conveniente para motores de competencia (6 000 rpm en adelante) en vista que con estas características se logra que la válvula se abra de manera súbita, permanezca en estado abierto la mayor cantidad de tiempo posible y se cierre de igual forma con gran rapidez, proporcionando un aumento de potencia entre el 15 y 25 %. En la figura 2-18 se puede observar claramente la diferencia entre una leva semirectificada y una completamente rectificada.

Normalmente del primer al tercer grado de rectificación se utilizan además levas con arcos simétricos, pero para el caso de las levas especialmente rectificadas se utilizan

arcos asimétricos con el fin de controlar el movimiento de las válvulas y obtener una dinámica de las mismas que se avenga a las necesidades del veloz paso de la corriente de los gases, este caso en especial es utilizado exclusivamente por fabricantes de motores de competencia que analizan minuciosamente mediante cálculo y pruebas de campo el árbol de levas que presente el mejor rendimiento para el tipo de motor que desean construir, cosa que no sería posible realizar para un preparador de motores debido a los elevados costos que esto significaría y a la dificultad que presenta el diseño y fabricación de un árbol de levas.

Fig. 2-18 Leva semirectificada y completamente rectificada



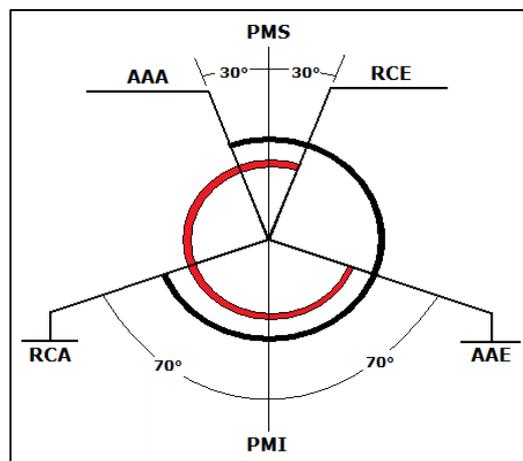
2.1.4.2 Sistema de distribución

Para un motor de competencia es fundamental utilizar un sistema de distribución cruzado, lo que significa que exista un tiempo en el cual las válvulas de admisión y escape permanezcan abiertas simultáneamente, de tal manera, se aprovecha la depresión generada por los gases de escape en el cilindro para facilitar la entrada de la mezcla por admisión, aun cuando el pistón se encuentre en carrera ascendente. Para obtener este cruce de válvulas debe existir un adelanto de la apertura de admisión (AAA) y un retraso del cierre de escape (RCE) los cuales variaran en menor o mayor grado de acuerdo al tipo de leva. Esta característica es necesaria en vista que a medida que aumenta el régimen de giro de un motor, disminuye el tiempo disponible para llenar el cilindro.

No es posible obtener los ángulos exactos de AAA, RCA, AAE y RCE pues son prácticamente infinitos los detalles que influyen en el correcto funcionamiento de un motor y las prestaciones a las que se destina, además, el momento óptimo de apertura

y cierre de las válvulas es diferente para cada etapa por lo que resulta inevitable sacrificar rendimiento en todos los regímenes de giro para obtener un resultado aceptable en los mismos. Lo que si se conoce es que mientras mayor sea el ángulo de cruce y los ángulos de retraso al cierre de admisión (RCA) y adelanto de la apertura de escape (AAE) se obtendrá mayor tiempo para el ingreso de mezcla al cilindro y por ende un incremento de la potencia. En la figura 2-19 se puede observar un diagrama de la distribución con un cruce de válvulas de 60° que se consigue por la suma del AAA más el RCE.

Fig. 2-19 Diagrama de la distribución con cruce de válvulas de 60°



Si bien este hecho incrementa significativamente la potencia en un motor que trabaje de 5 500 revoluciones por minuto en adelante, el funcionamiento en ralentí y bajo régimen de giro se torna inestable y errático debido a que se juntan los gases de escape con la mezcla de admisión. Aunque este puede parecer un gran inconveniente funcional, se torna despreciable para un motor de competencia debido a que únicamente interesa que trabaje y desarrolle su potencia a elevados regímenes de giro, por lo que el conductor solo deberá desarrollar un método especial de conducción a bajas revoluciones para evitar que el motor se trabe o apague.

2.1.4.3 Selección de un árbol de levas

La elección del árbol de levas depende del planteamiento previo realizado para saber que se pretende alcanzar con la preparación del motor, ello se debe a que la modificación de la distribución a más de incrementar la potencia interviene en los

valores de par máximo dentro de la escala del régimen de giro, lo que provocará como ya se mencionó anteriormente, que el vehículo adquiera diferentes y complicadas características de conducción. Para el caso exclusivo de motores de competencia se requiere incrementar la potencia, por lo que se recomienda instalar un árbol de levas con el mayor ángulo de cruce de válvulas.

Si se partiera de un eje comercial los aumentos de potencia quedarían bastante reducidos debido a la dificultad de mecanizar las levas y obtener perfiles perfectos, además que al trabajar los perfiles se destruye el endurecimiento obtenido mediante tratamientos térmicos por lo que quedaría inutilizable. Lo más sensato es comprar de fábrica un elemento con los ángulos deseados para asegurar su perfecto funcionamiento y desempeño.

Existen dos maneras de identificar a un árbol de levas, la primera denominada en base al ángulo que resulta de la suma de 180° más el valor del cruce de válvulas y la segunda nombrando cada uno de los ángulos de AAA, RCE, AAE, RCE. De esta manera por ejemplo, para el primer caso se puede tener un eje de 240° , 270° o 300° y para el segundo uno de 25° - 55° - 55° - 25° o 40° - 80° - 80° - 40° .

La tabla 2-1 proporciona valores corrientes de la distribución para motores comerciales y de competencia. Esta permite observar el incremento que existe en cada ángulo y establece un punto de partido para escoger y solicitar al fabricante el que crea conveniente de acuerdo a los objetivos que se ha planteado.

Tabla 2-1 Valores corrientes de las cotas de distribución

Cotas de la distribución	Motores comerciales	Motores de competencia
Avance apertura de admisión	De 10° a 15°	De 15° a 50°
Retardo cierre de escape	De 35° a 45°	De 45° a 80°
Avance apertura de escape	De 35° a 45°	De 45° a 80°
Retardo cierre de escape	De 10° a 15°	De 15° a 50°

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 21 de Noviembre del 2011

2.1.4.4 Puesta a punto de la distribución

Cuando se realizan cambios o variaciones en el reglaje de la distribución es necesario sincronizar el nuevo árbol de levas con respecto al cigüeñal sin la existencia de marcas referenciales debido a que las señales originales ya no sirven, por lo que además, se deberá grabar nuevas marcas en los engranajes para facilitar y asegurar una correcta sincronización en futuras desmontajes y montajes. Si el motor dispone de un solo árbol de levas bastará con poner a punto este eje para que todo el sistema quede afinado, pero si existen dos ejes lógicamente se tendrá que trabajar en cada uno de acuerdo a lo que se realice para admisión y escape, además, se deberá considerar la posición relativa de las levas y el orden de encendido del motor.

Para poner a punto una distribución se deben conocer los nuevos valores de su reglaje y trabajar de acuerdo al siguiente proceso:

1. Se monta un goniómetro en el perno central del cigüeñal y se acopla un trozo de alambre sujeto al bloque de tal manera que sirva como indicador en la parte superior del goniómetro.
2. Se sitúa el pistón del primer cilindro en el punto muerto superior (P.M.S) y ahí se coloca el goniómetro en 0° respecto al indicador. En ese momento señala dos puntos de coincidencia, uno en el bloque y el otro en la parte central de un diente del volante motor.
3. Se hace girar el cigüeñal en sentido contrario al de funcionamiento normal con el valor angular correspondiente al de AAA. En ese momento, nuevamente marca dos puntos de coincidencia entre el bloque y el volante. Además, se acopla un reloj comparador de tal manera que se pueda verificar que el árbol de levas comience con la apertura de admisión.
4. Una vez que se ha conseguido la posición relativa del cigüeñal con respecto al árbol de levas para la posición de AAA se realizan marcas referenciales en los demás engranajes. Finalmente, se comprueba la sincronización realizando el proceso para los demás cilindros según el orden de encendido.

En las transmisiones por cadena la posición de engrane no tiene mayor importancia, pero debe realizarse de igual manera para marcar una posición de perfecta tensión en la cadena, en este caso las marcas se hacen en los eslabones.

2.1.4.5 Polea de la distribución

Una vez que la distribución se encuentre sincronizada se puede proceder a incorporar una polea regulable para incrementar aún más el ángulo de AAA o RCE. Este trabajo sea realiza exclusivamente para motores de competencia y ayuda a mejorar el rendimiento de acuerdo a las necesidades directas en relación a las características específicas de la pista por la que se vaya a transcurrir, es decir, para cada carrera puede regular la polea incrementando el ángulo de avance de apertura de admisión para obtener una mayor potencia o por el contrario aumentando el valor del ángulo de retraso al cierre de escape con lo que se consigue optimizar el par motor.

En el mercado automotriz si existen a la venta poleas regulables para diferentes motores, pero de no encontrar la adecuada para el que se esté preparando, existe la posibilidad de fabricar uno sin mayores complicaciones y a un costo bastante económico. A continuación se detallan los pasos a seguir para construir el mismo:

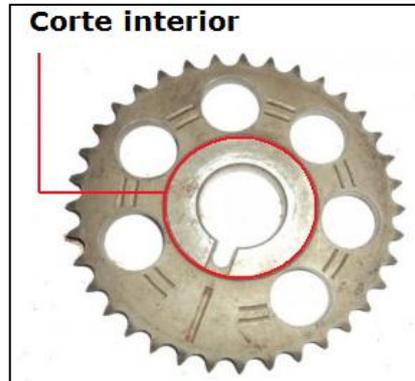
1. Se deben conseguir dos poleas estándares del motor.
2. Mediante un torno se procede a cortar en la polea # 1 toda la circunferencia de los dientes para retirarlos y dejar únicamente la placa que servirá para nuestro cometido, tal como se observa en la figura 2-20.

Fig. 2-20 Límite para recortar la periferia de la polea #1



3. En la polea # 2 se realiza un corte interior hasta dejar un agujero cuyo diámetro permita que se acople perfectamente la placa de la polea # 1.

Fig. 2-21 Límite para recortar el interior de la polea #2



4. En la placa de la polea # 1 con una fresadora y fresa se realizan 4 agujeros alargados para que se pueda girar y calibrar los grados requeridos.
5. En la placa de la polea # 2 se sueldan 4 tuercas donde se enroscan los pernos que fijaran a la polea # 1 y de esta forma evitar que la calibración se altere.

Cuando la polea regulable este construida se marcan dos puntos de referencia entre las placas que sirve para delimitar los cero grados entre cada una, además, se recomienda señalar hasta 15° en sentido horario (RCE) y anti horario (AAA) para variar con exactitud la calibración. El ángulo tendrá que ser determinado en base a pruebas de pista realizadas con diferentes valores, solo de esta manera se sabrá específicamente cual es el que propicia un mejor rendimiento para el motor trucado. En la figura 2-22 se observa una polea regulable con los ángulos de regulación.

Fig. 2-22 Polea regulable marca Saxo



2.1.5 Bielas

Forman parte del conjunto denominado tren alternativo que está conformado además por pistones, rines, cojinetes, cigüeñal y volante motor. Tienen como función principal transmitir hacia el cigüeñal la fuerza recibida por los pistones y durante este hecho se encuentran sometidas a esfuerzos de tracción, compresión y flexión por pandeo. Aunque es una sola pieza se diferencian tres partes principales que son el pie, cuerpo y cabeza. El pie es el que la une al pistón por medio del bulón, el cuerpo asegura su rigidez y la cabeza es la que la une al cigüeñal a través de la muequilla.

Fig. 2-23 Bielas estándar



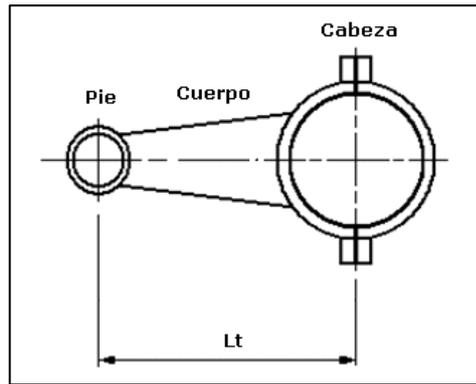
Fuente: <http://www.electriauto.com/mecanica/motor-de-combustion-interna/bielas/>, Acceso: 28 de Noviembre del 2011

En una biela estándar son muy limitados los trabajos que se pueden realizar sin perjudicar su resistencia mecánica, por ello se recomienda sustituirlas por bielas de competencia especialmente diseñadas para aumentar la resistencia y disminuir los esfuerzos, cuyas características se explican a continuación.

2.1.5.1 Mayor Longitud total (Lt)

La longitud total es considerablemente mayor con lo que se disminuye la velocidad instantánea del pistón. Para disponer de este tipo de bielas es conveniente también sustituir el pistón por uno de menor longitud, de tal manera no se altera la carrera original del mismo. Vale mencionar que el peso de la biela no aumenta por ser de mayor longitud, al contrario, al mismo tiempo este tipo de bielas se construyen con un perfil más delgado. Como se aprecia en la figura 2-24.

Fig. 2-24 Longitud total de una biela

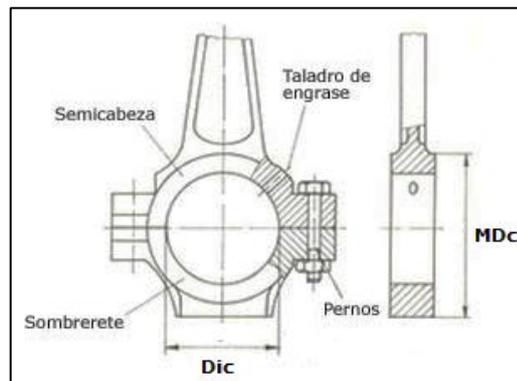


Fuente: <http://www.automotriz.net/cms/tecnica/conocimientos-basicos-parte-3/>, Acceso: 1 de Diciembre del 2011

2.1.5.2 Menor diámetro de la cabeza (MDc)

Un menor diámetro de la cabeza de biela acotada en la figura 2-25 permite el alargamiento de la biela y la reducción de masa total. No se debe confundir el diámetro de la cabeza con el diámetro interno de la cabeza (Dic) que de ser necesario puede ser el mismo que el de la biela estándar.

Fig. 2-25 Diámetro de la cabeza



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-elementos-moviles.htm>, Acceso: 1 de Diciembre del 2011

2.1.5.3 Materiales especiales

Las bielas de los motores fabricados en serie se construyen mediante forja generalmente en aceros templados con calidades muy diversas que van desde los

aceros semiduros hasta los aceros aleados al cromo, molibdeno y níquel. Para bielas de competencia se utilizan materiales como el aluminio o titanio, que tienen una mayor resistencia específica en relación a su peso, son considerablemente más ligeros y permiten una rápida evacuación del calor de los pistones además, se obtienen por estampación con lo que se logra orientar las fibras del material en el sentido de los esfuerzos que ha de soportar.

Fig. 2-26 Biela de Aluminio



Fuente: <http://www.mercadoracing.org/53/104966/kit-pistones-forjados-y-bielas-forjadas.html>,

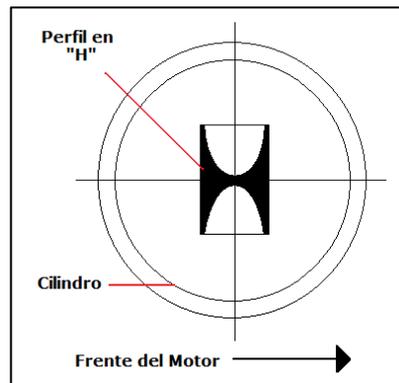
Acceso: 3 de Diciembre del 2011

2.1.5.4 Perfil de construcción

La diferencia principal entre una biela de competencia y una estándar radica en la disposición de los refuerzos, es decir, en el tipo de perfil con el que se ha diseñado. Como el momento flector es proporcional al cuadrado de la longitud sobre la que actúa la fuerza de flexión por pandeo, este momento será cuatro veces mayor en el sentido del plano de oscilación que en el plano perpendicular al mismo por lo que se utiliza en bielas de competencia perfiles en “H” y no en “I” de tal forma se logra que los nervios sean transversales al motor con lo que se refuerza la zona media crítica que es donde generalmente se dobla.

La figura 2-27 muestra el grafico de una biela de competencia seccionada transversalmente en la cual se puede apreciar la disposición de su perfil con respecto al frente motor.

Fig. 2-27 Vista superior de una biela seccionada con perfil en "H"



Esas son las características que tiene una biela de competencia que funciona de manera ideal y garantizada en un motor repotenciado. En el caso de que se decida utilizar las bielas originales existen algunos trabajos en donde se realizan mínimas modificaciones que no comprometen de manera crítica la resistencia mecánica de la biela aunque si la disminuyen y en vista de que lógicamente aumentan los esfuerzos a los cuales estará sometido el nuevo elemento se recomienda aplicarlas de manera limitada y cuidadosa.

2.1.5.5 Refuerzo de los pernos de fijación

Consiste en aumentar el diámetro de los pernos que sujetan al sombrerete de la biela con respecto a las muñequillas del cigüeñal, con el objeto de exista una mayor fiabilidad en la fijación. Para este cometido se aplican las siguientes formulas basadas en el incremento del índice de compresión que se pretenda obtener.

$n\emptyset$ = Nuevo diámetro de los pernos de fijación

$$n\emptyset = S \times nRc \text{ (mm)} \quad ^{57}$$

Ec.2-46

Donde:

nRc = Nueva relación de compresión

S = Fracción de diámetro de los pernos originales por unidad de compresión

⁵⁷ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.76

$$S = \frac{\varnothing}{Rc} \quad ^{58}$$

Ec. 2-47

Donde:

\varnothing = Diámetro original de los pernos

Rc = Relación de compresión dada por el fabricante

El resultado obtenido da el diámetro del nuevo perno para lo cual se debe hacer agujeros roscados de acuerdo a la medida obtenida, que de ser con decimales se recomienda pasar al inmediato superior. El mecanizado se realiza a través de la utilización de machuelos fijos de corte helicoidal y dada la naturaleza de la herramienta empleada, con cortes progresivos de 0,25 mm hasta alcanzar una medida del diámetro interno que esté de acuerdo con el aumento de diámetro que se ha calculado. Una vez terminada esta operación se coloca el perno sobre medida que previamente se ha calculado.

Fig. 2-28 Sombrerete y perno de fijación



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-elementos-moviles.htm>, Acceso: 10 de Diciembre del 2011

2.1.5.6 Aligeramiento de peso

Como cualquier otro elemento del tren alternativo mientras menos peso tenga menores cargas dinámicas generará y por lo tanto menores esfuerzos al sistema en general y mayores revoluciones por minuto se pueden alcanzar. En los motores

⁵⁸ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.76

fabricados en serie se suele dotar la biela de una cantidad excesiva de material en la zona de sombrerete para que se ejerza una función de contrapeso que tienda a regularizar el giro del cigüeñal, pero como esta función no es necesaria en un motor de competencia, existe entonces una buena zona de la que se puede recortar material. Las partes laterales del pie y cuerpo en general también suelen presentar un exceso de material por lo que se puede aprovechar de ello y rebajar en poca proporción el peso del elemento. Todas las operaciones de aligeramiento son bastante delicadas y deben realizarse como en todos los otros elementos del motor con la máxima precisión y simetría, de no ser así se desequilibrara la pieza y ello produciría vibraciones y posibles roturas.

Para llevar a cabo estos trabajos se precisa disponer de una maquina rectificadora de mano que trabaje a 15 000 revoluciones por minuto y muelas de carburo de silicio, de esta manera se puede acceder a todos los rincones de la biela y recortar las zonas necesarias. La cantidad de material a disminuir dependerá individualmente del tipo de construcción de cada biela, es decir, existen algunas que permiten retocar la cabeza pero no el pie, en cambio otras tienen la cabeza y el pie sin sobresalientes pero un cuerpo bastante robusto por lo que se puede aprovechar ese exceso de material como se observa respectivamente en la figura 2-29, en fin, no existe una cantidad predeterminada ni tampoco una ecuación que nos permita determinar este valor con exactitud por lo que se apela a la lógica y sentido común de cada ingeniero. En tal caso lo que si se recomienda es recortar únicamente el material excesivo y redondear las aristas y esquinas.

Fig. 2-29 Delineado para recorte en la cabeza y cuerpo respectivamente



Finalmente se procede a pulir cuidadosamente toda la biela para disminuir la rugosidad superficial y permitir que el aceite resbale con mayor facilidad, mejorando así la refrigeración del elemento.

Fig. 2-30 Biela antes y después de recortar y pulir su superficie

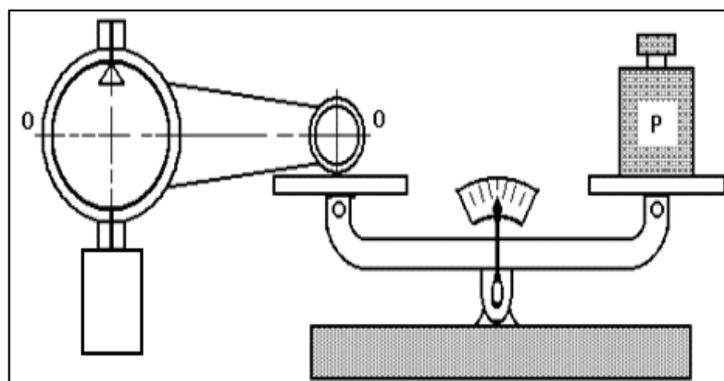


2.1.5.7 Equilibrado de bielas

Al igual que en el equilibrado del cigüeñal y volante de inercia, las bielas y demás elementos del tren alternativo deben distribuir de manera equitativa y simétrica su peso para que el giro del motor se realice de manera estable. En el caso de que se haya recortado material es conveniente realizar las siguientes comprobaciones:

- Mediante una báscula electrónica o balanza de precisión verificar que el peso de la cabeza y pie de cada elemento sea el mismo. En caso de utilizar la balanza se necesita de un soporte que sostenga un extremo de la biela mientras el otro se encuentra asentado en el platillo de manera paralela al mismo, como se observa en la figura 2-31 para el caso de pesar el pie.

Fig. 2-31 Pesaje del pie de biela



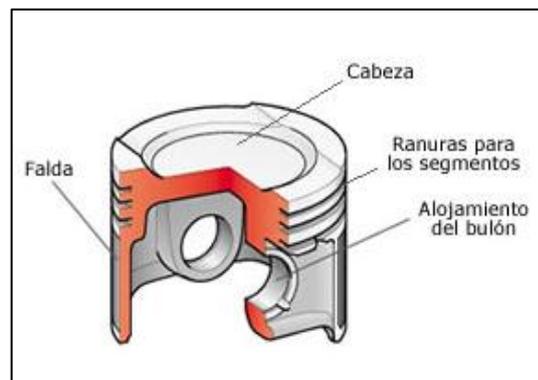
- Una vez que se determine el peso tanto de la cabeza como del pie en todas las bielas, se elegirá como correcto el de la biela menos pesada y con ello de ser necesario se procede a rebajar material de los demás elementos de acuerdo a la zona que lo necesite.
- Finalmente pesar toda la biela incluyendo su cuerpo y corroborar que cada una de ellas pese lo mismo, tolerando hasta máximo 2 gramos de diferencia entre la más pesada y la más liviana.

2.1.6 Pistones

Tienen como función principal transmitir a las bielas la fuerza generada por la combustión de la mezcla en el interior de los cilindros. Esta fuerza expansiva que actúa directamente sobre la superficie del pistón enviándolo del punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) puede variar de un motor a otro de acuerdo a las características de su diseño y el combustible empleado. El pistón debe ser un elemento muy resistente para soportar las altas presiones y temperaturas a los que se encuentra sometido y a su vez ligero para disminuir los esfuerzos producidos por la fuerza de inercia.

Como se observa en la figura 2-32, el pistón está formado por una cabeza bastante robusta en la cual se mecanizan las ranuras que contienen los rines encargados de hermetizar el cilindro. Por otro lado, la parte inferior llamada falda sirve para guiar su desplazamiento y en ella se sitúa el alojamiento destinado al montaje del bulón.

Fig. 2-32 Partes de un pistón



A simple vista se pensaría que un pistón es una pieza perfectamente cilíndrica, pero las medidas de los diámetros desde la cabeza hasta la falda difieren de acuerdo con la temperatura a la que trabajara cada zona de su cuerpo y la mayor o menor dilatación que esto implica. Para desprenderse del calor acumulado dispone de los rines que se encuentran en permanente contacto con las paredes del cilindro y una construcción con materiales de rápida disipación como son el aluminio-cobre o aluminio-silicio y el agregado de hierro, níquel, manganeso y magnesio.

Fig. 2-33 Temperaturas aproximadas de trabajo para cada zona del pistón



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-elementos-moviles.htm>, Acceso: 18 de Diciembre del 2011

Modificar un pistón de serie para incorporarlo a un motor repotenciado tiene muy poca efectividad, es decir, el único trabajo que se puede realizar es disminuir su peso y aunque ello contribuye a la reducción de esfuerzos y al incremento de revoluciones por minuto no mejora la resistencia mecánica. Aun así se puede trabajar con pistones estándar sin que esto signifique correr un riesgo por posibles trizaduras en la cabeza. A continuación se explica en que partes y como se pueden realizar recortes y agujeros para cumplir con el cometido.

2.1.6.1 Falda

Normalmente los pistones de competencia no tienen falda con lo que se logra reducir su peso total. Mediante una fresadora se realizaran progresivamente los debidos recortes a lo largo de toda la falda, verificando siempre que el pistón este montado paralelo a la superficie para que el corte se realice de igual manera. Como se puede

observar en la figura 2-34 se ha delimitado el corte para de esta manera no sobrepasar y dejar un espacio prudente con relación al bulón.

Fig. 2-34 Pistón delimitado con una línea para el corte de su falda



Fuente: <http://www.automotive-technology.com/contractors/engine/menon/>, Acceso: 20 de Diciembre del 2011

2.1.6.2 Paredes laterales

En las paredes laterales también se pueden realizar agujeros equidistantes y simétricos para disminuir algunos gramos de peso y sobre todo para que en ellos quede aprisionado el aceite que se proyecta sobre la parte baja y se distribuya a la zona más alta. Para lograrlo se debe primero dibujar una plantilla con la cantidad de agujeros deseados, que variará además de acuerdo al tamaño de la superficie. Con la misma plantilla se marcan los puntos exactos en cada pistón donde mediante un taladra estático se realizaran los agujeros terminando cada uno de los mismos con un avellanador.

Fig. 2-35 Pistón delimitado con puntos para su taladrado



Fuente: <http://www.automotive-technology.com/contractors/>, Acceso: 20 de Diciembre del 2011

Algunos mecánicos suelen rebajar la parte interna de la cabeza pero no se recomienda realizar este trabajo en vista de que al ser mayor la fuerza expansiva, la cabeza del pistón necesariamente debe ser más resistente que la estándar y de no sustituirse por uno de competencia, lo lógico es al menos no intervenir en la zona.

2.1.6.3 Pistones de competencia

Un pistón de competencia presenta varias diferencias constructivas con relación a un estándar las cuales tienen como objetivo principal incrementar la resistencia mecánica y disminuir el peso. Mediante las siguientes características se pueden diferenciar los mismos:

- No tienen falda.
- Tienen un solo aro de compresión.
- Se fabrican forjados para incrementar la resistencia.
- El bulón es más corto, liviano y resistente a los esfuerzos.
- Alojamiento del bulón más cercano a la cabeza para evitar cascabeleos.

Siempre será mejor disponer de este tipo de émbolos cuyo diseño ha sido especialmente analizado para trabajar en motores de alta compresión con lo que se asegura la confiabilidad del elemento. En la figura 2-63 se puede observar diferentes pistones de competencia donde claramente sobresalen las características antes mencionadas.

Fig. 2-36 Pistones forjados, para motores de competencia



Fuente: http://www.turbokits.com.mx/pages/turbokits_productos_pistones_forjados.htm, Acceso: 10 de Enero del 2012

2.1.7 Rines

Los rines o segmentos tienen como función principal asegurar la estanqueidad de la cámara formada entre la cámara de combustión y la cabeza del pistón, de esta manera evitar que puedan introducirse hasta el cárter los gases de la mezcla o el fuego de la explosión con lo cual se degradarían prematuramente las propiedades y características del aceite. Además, ayudan a lubricar y transmitir el calor acumulado en la cabeza del pistón hacia los cilindros.

En la mayoría de pistones para competencia como ya se mencionó anteriormente, únicamente se utiliza un segmento de compresión para disminuir el peso general y las características del mismo vendrán especificadas de acuerdo a cada fabricante. Generalmente estos disponen de un corte de compensación de la dilatación tallado a 45° y no a 90° como los de serie lo cual repercute en la luz de puntas que para cada caso se debe calcular mediante las siguientes ecuaciones:

Corte de compensación tallado a 90°

$$s = \pi \times Dc \times Cd \times Tt \text{ (mm)} \quad ^{59} \quad \text{Ec. 2-48}$$

Corte de compensación tallado a 45°

$$s = \pi \times Dc \times Cd \times Tt \times \text{COS } 45^\circ \text{ (mm)} \quad ^{60} \quad \text{Ec. 2-49}$$

Donde:

Dc = Diámetro del cilindro

Cd = Coeficiente de dilatación del material (0,00001)

Tt = Temperatura de trabajo (150° aproximadamente)

⁵⁹ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.127

⁶⁰ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.127

En caso de utilizar un pistón estándar se recomienda montar segmentos contruidos de fundición de gran elasticidad para que presenten una máxima adaptabilidad en relación a la superficie de contacto. Por otro lado existen rines especiales que presentan un baño superficial de cromo el cual reduce el desgaste y frenado de los pistones, permitiendo además aplicar a los aros una sobrepresión radial que asegura la hermeticidad de los cilindros durante los grandes efectos de vacío generados en momentos de desaceleración.

Más allá del tipo de rin que se utilice ya sea para pistones de competencia o estándar, se debe tener los cuidados propios del elemento en general, es decir, verificar siempre de acuerdo a las especificaciones del fabricante la holgura que debe existir entre el rin y su canal, el correcto posicionado de cada segmento para evitar que coincidan las ranuras de las puntas y la luz de puntas como ya se analizó anteriormente.

Estas tolerancias que varían de acuerdo a la mayor o menor dilatación del material empleado por cada fabricante son imprescindibles de comprobar debido a que en caso de ser inadecuadas lo más seguro es que provoquen agarrotamientos del rin en su canal e incluso del pistón en su cilindro lo que conllevaría a una rotura de elementos.

2.1.8 Volante motor

El objetivo principal del volante es almacenar una determinada cantidad de energía de la que se produce en el tiempo de trabajo para luego devolverla en las etapas muertas de admisión, compresión y escape; facilitando de tal manera que los ciclos se desarrollen con fluidez y continuidad. A medida que aumenta el número de cilindros la función del volante es menos necesaria en vista que en una misma unidad de tiempo se producirán más carreras útiles de trabajo por lo que las desaceleraciones son menos apreciables. Aunque el volante motor es un elemento individual, su montaje con el cigüeñal permite que trabajen como un solo cuerpo y por las mismas razones también se puede disminuir su peso consiguiendo reducir las cargas dinámicas, aumentar las revoluciones por minuto y la aceleración del motor.

Fig. 2-37 Volante motor estándar



Fuente: http://www.donspeed.com/index.php?cPath=39_185, Acceso: 14 de Enero del 2012

Al mismo tiempo existen algunas repercusiones como la pérdida de estabilidad en ralentí para lo cual forzosamente se debe aumentar dicho régimen de giro muchas veces por encima de las 2 000 revoluciones por minuto y la pérdida de fuerza en subidas o pendientes, pero estas desventajas llegan a ser insignificantes en comparación a las ventajas obtenidas. El trabajo que se realiza en el volante de inercia de un motor diseñado para rendir eficazmente a altas revoluciones se reduce a un aligeramiento o recorte de material en la periferia del elemento, en vista que al concentrarse la mayor cantidad de masa en el centro y no en los bordes este acumula menos inercia y permite un mayor traspaso de par motor. La reducción de peso en el volante motor (R_{pv}) es proporcional al aumento de las revoluciones por minuto previstas y se obtiene a través del siguiente cálculo:

$$R_{pv} = \frac{P_o \times \frac{\% \text{ Arpm}}{2}}{100} \quad (g) \quad ^{61} \quad \text{Ec. 2-50}$$

Donde:

P_o = Peso inicial (kg)

% Arpm = Porcentaje del aumento de las revoluciones por minuto

El resultado obtenido se recorta de manera simétrica para no alterar su equilibrio estático ni dinámico mediante el mecanizado de agujeros o refrentado de la cara principal como se observa en la figura 2-38. Es necesario tener presente que el

⁶¹ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.149

volante además de acumulador de inercia es también el soporte del embrague y por tal se recomienda dejar una distancia prudente entre el mecanizado y las zonas críticas o funcionales como orificios roscados, dientes o superficies de contacto.

Fig. 2-38 Volante motor con recorte de material



Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/07/31/embrague-competicion>, Acceso: 14 de Enero del 2012

2.1.8.1 Equilibrado del cigüeñal y volante motor

Cuando se han realizado trabajos de reducción de peso en el cigüeñal y/o volante motor es indispensable comprobar que no se alterado su balanceo estático ni dinámico, caso contrario, se pueden generar vibraciones que perturben el correcto rendimiento del motor, desgastes prematuros e incluso rotura de elementos. Este es un análisis que debe ser realizado en un taller especializado en la rectificación de motores cuya maquinaria de alta precisión permitirá la fácil detección de mínimas alteraciones ocasionadas por recortes asimétricos de muy poca cantidad de masa.

2.2 Modificaciones en los elementos fijos

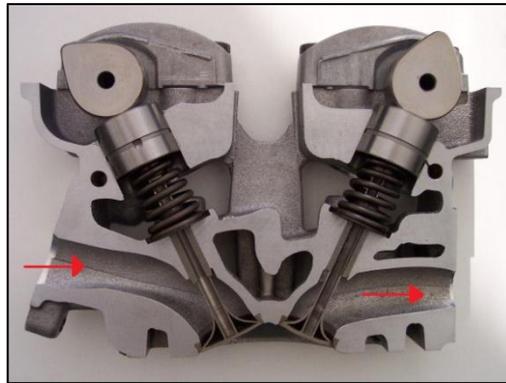
2.2.1 Culata

Es la parte superior de un motor de combustión interna y mediante su montaje al bloque sella herméticamente los cilindros para evitar la pérdida de presión. Se construye de hierro fundido, aluminio o aleaciones ligeras cuya conductibilidad térmica permiten alcanzar rápidamente la temperatura normal de trabajo (87° en promedio) y a la vez facilitan su propia refrigeración cuando existe un exceso de calor. A través de esta pieza se controla el ingreso de la mezcla y la salida de los

gases combustionados ya que en este se encuentran situadas las válvulas y sus elementos de accionamiento, además de las cámaras de combustión, bujías y conductos de admisión, escape y refrigeración.

En la siguiente figura se puede observar la culata de un motor con sistema de distribución DOHC (doble árbol de levas en la culata) seccionada transversalmente para distinguir de manera clara la disposición de sus conductos y elementos internos.

Fig. 2-39 Culata seccionada transversalmente



Fuente: <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:DOHC-Zylinderkopf-Schnitt.jpg>, Acceso: 15 de Enero del 2012

En teoría se sabe que la potencia de un motor aumenta significativamente a medida que incrementa el grado de compresión de su mezcla, pues al producirse una mayor relación volumétrica el poder explosivo del gas es muy superior lo que propicia un más violento giro del cigüeñal y mayores revoluciones por minuto. Este hecho es ratificado en la práctica con varias limitaciones para evitar el autoencendido y la detonación del combustible, además, un incremento excesivo de la relación de compresión (R_c) somete a todos los elementos a mayores esfuerzos por lo que la vida útil de los mismos queda reducida y en algunos casos se tendrá que realizar un minucioso análisis para determinar si el elemento podrá inclusive soportar estas nuevas cargas.

No existe una ecuación matemática que defina la relación de compresión que debe tener un motor, este valor dependerá de los objetivos que se pretendan alcanzar y su efectividad esta correlacionada con las diferentes modificaciones que se hayan realizado en los otros elementos. Como en casi todas estas variaciones, si únicamente

se incrementa la relación de compresión y no se considera analizar, sustituir o modificar otras piezas, los resultados podrían ser adversos al funcionamiento normal del motor. En la tabla 2-2 se muestran algunos rangos de relación de compresión acordes a diferentes tipos de motor, con estos datos se puede tener una idea más clara del diseño que realizan los fabricantes y con ello partir a su propia elección.

Tabla 2-2 Rangos de Rc de acuerdo al régimen de giro de un motor

Tipo de motor	Relación de compresión
Motor comercial de bajo régimen de giro (5 000 a 6 500 rpm)	6,5 : 1 a 8,5 : 1
Motor comercial de medio régimen de giro (6 500 a 8 000 rpm)	8,5 : 1 a 10 : 1
Motor de competencia alto régimen de giro (8 000 a 11 000 rpm)	10 : 1 a 11,5 : 1

Fuente: <http://commons.competencia.org/wiki/Filerts-Zylinderkopf-Schnitt.jpg>, Acceso: 16 de Enero del 2012

Es posible que algunos motores especiales sobrepasen el valor máximo de relación de compresión detallados en la anterior tabla sin que esto signifique que no funcionen correctamente, de hecho con seguridad son motores de alta gama cuya implementación de elementos internos está correctamente analizada de acuerdo a las fuerzas generadas en combinación al uso de un adecuado combustible.

Ahora que se sabe que el aumento de la relación de compresión es indispensable para incrementar la potencia de un motor, vale recordar que su valor depende directamente del volumen de la cámara de combustión y del cilindro, tal y como se determinó en la ecuación 2-34, por lo tanto, si se logra reducir estas medidas previo a un correcto análisis, se aumentará la relación de compresión hasta un valor deseado. A continuación se detalla las principales técnicas mediante las que se obtiene.

2.2.1.1 Rebaje de la culata

El más frecuente sistema empleado consiste en rebajar mediante rectificación la superficie de la culata como se observa en la figura 2-40, de tal manera se reduce el volumen de las cámaras de combustión y aumenta la relación de compresión. No se aconseja reducir más de 2 milímetros ya que un recorte superior a este podría ocasionar desequilibrios posteriores, ya sea porque se ha deformado demasiado la cámara y modificado su diseño antidetonante o porque se desplaza su posición.

Fig. 2-40 Cepillado de la culata



Fuente: <http://www.todoautos.com.pe/empaquetadura-de-culata.html>, Acceso: 19 de Enero del 2012

2.2.1.2 Pistones más altos

El empleo de pistones provistos de salientes o mayor altura a los originales tal como el que se ilustra en la figura 2-41, es decir, con más distancia entre el eje del bulón y la superficie de la cabeza permite que este se introduzca en la cámara de combustión con lo que se reduce el volumen sin afectar gravemente la turbulencia de la mezcla.

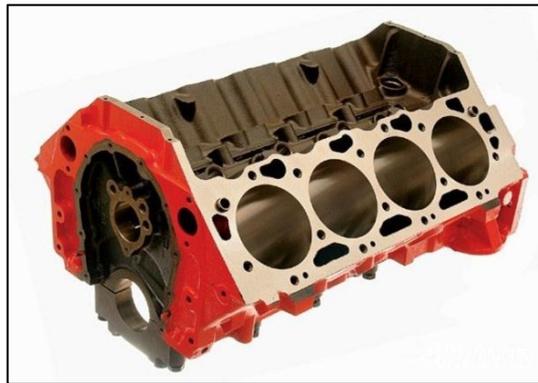
Fig. 2-41 Acotación de la altura de un pistón



2.2.1.3 Rebaje del bloque

Consiste en rebajar la superficie del bloque motor con lo que se reduce el volumen de la cámara de combustión sin modificar su geometría original, debido a que este trabajo permite que se introduzca el pistón en la cámara. Al igual que en rebaje de la culata no se recomienda superar los 2 milímetros de recorte de material.

Fig. 2-42 Superficie del bloque



Fuente: <http://www.mecanicaymotores.com/motores/pag/4/>, Acceso: 24 de Enero del 2012

Para cualquier técnica seleccionada se debe considerar que las válvulas al abrirse completamente disponen de un espacio milimétrico para no golpear con el pistón y al recurrir a estos trabajos se acerca aún más el pistón a la cámara de combustión y por ende a las válvulas, es por eso que se recomienda verificar si la válvula choca con el pistón luego de haber realizado las debidas mecanizaciones. De ser así se debe recortar material en la zona de la cabeza del pistón donde podría impactar la válvula tal como se observa en la figura 2-43, este recorte que se realiza mediante una fresadora tendrá el mismo ángulo de inclinación y diámetro de la válvula.

Fig. 2-43 Pistón con semicírculos para válvulas



La relación de compresión que entrega el fabricante es el valor que obtiene mediante cálculo y de igual forma se deberá manejar el preparador para realizar cualquier modificación requerida, aunque es importante mencionar que el resultado teórico supone que la válvula de admisión cierra en el punto muerto inferior y que la carrera de admisión dura 180° , por lo que puede que no sea exacto. En la práctica existen adelantos y retrasos de los ángulos de la distribución con lo que la carrera de compresión será menor, por lo tanto el volumen de mezcla comprimida no será a la totalidad del cilindro sino el que resulte desde el cierre de la misma.

De manera real, se recomienda medir la compresión de un cilindro en kg/cm^2 y descontarle al valor obtenido 2 puntos, de tal modo se puede tener una idea concreta del valor actual de la relación de compresión con cualquier variación a la que se hayan sometido los ángulos de la distribución.

2.2.2 Cámara de combustión

Es el espacio que existe entre la cabeza del pistón cuando se encuentra en su punto muerto superior y las diferentes formas que se mecanizan en la parte inferior de la culata como se ilustra en la figura 2-44. Aquí se convierte la energía térmica contenida en el combustible en energía cinética cedida al pistón. Básicamente la forma de una cámara se diseña para ayudar a que la mezcla que ingresa al cilindro circule por el mismo de modo que cuando se produzca la chispa de encendido esta no se encuentre estática y se produzca un frente de llama progresivo y fluido.

Fig. 2-44 Cámara de combustión de un motor Otto



En los motores de gasolina se diferencian cuatro tipos de cámaras de combustión, el de bañera, cuña, cilíndrico y hemisférico, cada uno de estos se ha utilizado desde hace décadas en el diseño y fabricación de distintos motores, pero sin duda alguna que en la actualidad el más empleado es el de tipo hemisférico, debido a que por la disposición de las válvulas y bujía se genera un menor recorrido de la chispa y un mayor nivel de llama, además, su geometría permite que se genere en la mezcla una turbulencia que evita la detonación y se pueda obtener mayores relaciones de compresión.

Siendo la cámara hemisférica la más apropiada para aumentar la potencia, se recomienda implementar en motores de competencia una culata con tal mecanización, de no ser así, tampoco se corren riesgos de un mal funcionamiento, tan solo se disminuye el máximo incremento de potencia que se pueda obtener. En la figura 2-45 se puede observar la forma y disposición de elementos en cada tipo de cámara de combustión.

Fig. 2-45 Tipos de cámara de combustión



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/motor-estructura.htm>, Acceso: 3 de Febrero del 2012

2.2.2.1 Medida de la cámara de combustión

Para la aplicación de algunas ecuaciones es necesario conocer el volumen actual de la cámara de combustión en el caso de que se haya recortado material del plano de la superficie de la culata. Si esta dispusiera de una geometría regular o bien definida se podría obtener rápidamente mediante cálculo del volumen deseado, pero al adoptar formas irregulares cualquier ecuación queda inaplicable. Es por eso que únicamente se puede medir de manera práctica y exacta mediante el siguiente proceso:

1. Colocar la culata armada con válvulas y bujías sobre una superficie horizontal de manera que las cámaras de combustión se observen desde el plano superior, como se ilustra en la siguiente figura.

Fig. 2-46 Culata armada con sus válvulas y bujías



Fuente: <http://jaimemotordisel.blogspot.com/2010/05/la-culata-tapa-de-cilindros-cabeza-del.html>,
Acceso: 5 de Febrero del 2012

2. Untar de grasa los bordes de las válvulas y su cámara para asentar un vidrio con orificio central encima de manera que se selle al interior.
3. Llenar una probeta graduada hasta alcanzar unos 100 cm³ con aceite SAE 10.
4. Verter el aceite por el orificio central hasta que se llene la cámara y no quede ninguna burbuja de aire. Si no se utilizó el vidrio para cerrar la cámara se debe asegurar de que el líquido vertido llegue hasta el límite superior ocupando todo el volumen.

Fig. 2-47 Vidrio con orificio central asentado en la cámara



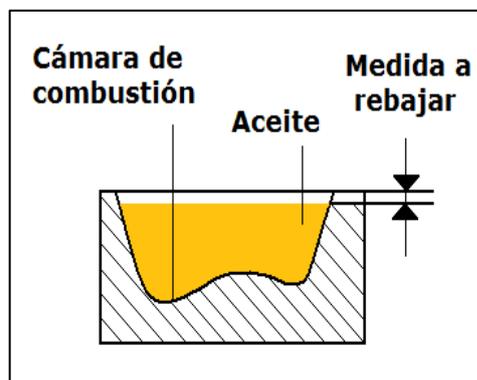
Fuente: <http://fanafalcon.com.ar/site/category/mecanica/>, Acceso: 5 de Febrero del 2012

5. Medir la diferencia entre el volumen inicial de la probeta (100 cm³) y el volumen final, el valor obtenido será del que disponga la cámara de combustión.

Cuando se calcula mediante este procedimiento el volumen de la cámara de combustión se debe tener en cuenta que se está considerando que el motor dispone de pistones planos y que llegan al borde del bloque, de no ser así, cubicar cualquier diferencia y sumarla al resultado obtenido. Por otro lado, también se debe añadir el volumen que genera el empaque que se vaya a utilizar al momento de montar los elementos, este se consigue con la simple aplicación de la ecuación del volumen de un cilindro ya que son conocidos el diámetro y espesor del mismo. Si ya se calculó la relación de compresión que se desea alcanzar, una manera práctica para determinar a qué medida se debe rectificar la superficie de la culata es la siguiente:

1. Coloque la culata en posición similar a la del anterior proceso.
2. En una probeta graduada se llena el volumen de aceite que se ha obtenido para calcular la relación de compresión.
3. Se vierte la totalidad del líquido en la cámara de combustión.
4. Se mide con una regla o varilla la diferencia entre el nivel del líquido y la superficie o límite de la cámara, como se observa en la siguiente figura. Ese valor es el que se debe cepillar de la culata.

Fig. 2-48 Medida a rebajar de la culata



2.2.2.2 Trabajos prácticos

El único trabajo que se recomienda realizar en las cámaras es el de pulir con una lija fina y gasolina su superficie hasta obtener un terminado espejo. A más de eso, cualquier mecanización o recorte directo de material no tendría mucho sentido debido a que no se dispone de un software o banco en el que se someta a pruebas de flujo a las cámaras para determinar si el trabajo que se piensa realizar contribuye o no a mejorar la turbulencia de la mezcla, de tal manera se apela por seguir con el diseño original del fabricante. Además, se pueden dejar puntas o esquinas de bajo espesor que sometidas a la temperatura de combustión se transformarían en puntos incandescentes con lo que se daría lugar a detonaciones del combustible.

2.2.3 Conductos de admisión y escape

Se refiere a los conductos ubicados en la culata por los cuales ingresa la mezcla de admisión hacia el cilindro y salen los gases de combustión hacia el múltiple de escape. Como ya se conoce, mientras más velocidad tenga la mezcla en admisión mayor volumen ingresara en una misma unidad de tiempo con lo que incrementará la presión en el cilindro y la potencia del motor, mientras que para el escape lo que interesa es que los gases quemados salgan lo más rápidamente posible de un modo en el que no se produzcan turbulencias ni frenados. Aunque ambas situaciones han sido solucionadas por los diseñadores y fabricantes del motor, existen algunas modificaciones relevantes sobre todo para el conducto de admisión que permiten mejorar las características del flujo de la mezcla. A continuación se especifican cada una de ellas.

2.2.3.1 Diámetro

Se recomienda incrementar el diámetro de los conductos hasta máximo 4mm para aumentar el volumen permitido de ingreso de la mezcla y salida de los gases. Hay que tener especial cuidado en no sobrepasar este valor ya que las paredes son bastante delgadas y un agujero ocasionaría que se junten con los conductos adyacentes de refrigeración. Además, se evita disminuir la velocidad intrínseca de la

mezcla y los gases. Para cumplir con este cometido se recomienda seguir los siguientes pasos:

1. Con un calibrador se mide el diámetro original de un conducto (admisión y escape si es que se desea incrementar el diámetro en ambos).
2. Al valor obtenido se suman los milímetros que se deseen aumentar y se hace una plantilla de cartulina con la nueva medida.
3. La plantilla se utiliza para marcar y delimitar la zona por la que se recortara el material.
4. Con un taladro neumático y piedras abrasivas se procede a desbastar el material hasta su nuevo diámetro.

Muchas veces no es posible introducir el taladro a través de todo el conducto por motivos de construcción, pero este hecho ayuda a incrementar la velocidad del flujo antes de que ingrese al cilindro. Otra consideración de especial cuidado es que si aumentamos el diámetro de los conductos se recomienda también sustituir los múltiples para que estos dispongan de tubos con el mismo diámetro de los conductos y de tal manera se aproveche en su totalidad los beneficios del trabajo realizado.

2.2.3.2 Rugosidad

Las paredes de los conductos de admisión se deben pulir perfectamente con una lija fina y gasolina con el fin de que la superficie quede lo más lisa posible y el flujo de la mezcla no tenga obstrucciones ni alteraciones que variarían la formación del torbellino que se genera al ingreso del cilindro.

2.2.3.3 Recortes

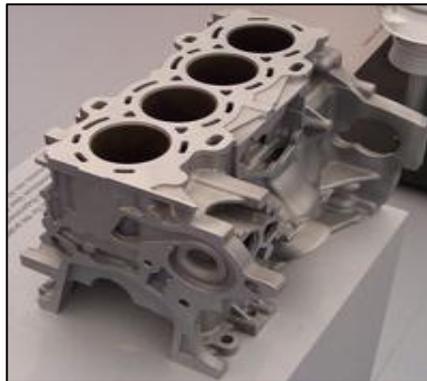
Los recortes o modificaciones en la salida del conducto de admisión varían el torbellino con el cual ingresa la mezcla al cilindro. Si bien se podría mejorar también se podría dañar, ya que este hecho necesita de varios cálculos y análisis de fluidos

con diferentes formas y salidas de conductos para poder determinar cuál sería el más conveniente. De tal manera no se recomienda mecanizar esta zona del conducto con lo que al menos se asegura el torbellino que ha sido diseñado por los fabricantes.

2.2.4 Bloque motor

Constituye el cuerpo principal donde se acoplan y sujetan todos los demás elementos del motor, como se parecía en la figura 2-49, conteniendo en su interior esencialmente a los cilindros que pueden practicarse sobre el mismo material u obtenerse ajustando a este piezas postizas llamadas camisas, los asientos del cigüeñal, canales de refrigeración y lubricación. Se fabrica mediante fundición de hierro o aluminio con la suficiente robustez para soportar los esfuerzos a los que se encuentra sometido y garantizar que el constante y acelerado accionamiento interno de las piezas móviles dispongan de apoyos de gran confiabilidad.

Fig. 2-49 Bloque motor



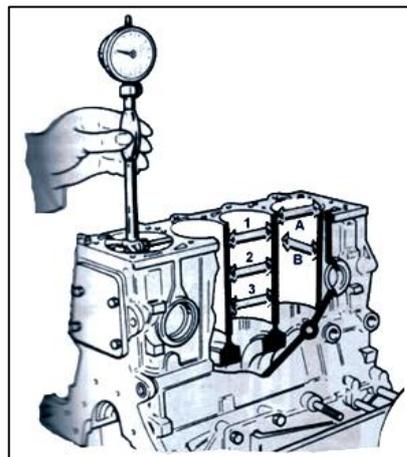
Fuente: <http://commons.wikimedia.org/wiki/File:BlocoMotor4CilindrosAluminio.PNG>, Acceso: 18 de Febrero del 2012

Fundamentalmente se conocen tres tipos de montajes del cilindro con respecto al bloque, como son el de camisa seca, camisa húmeda y el integrado. Muy indistintamente de ello existe una modificación de fácil proceder que permite incrementar significativamente el torque y la potencia, esta operación conocida como la rectificación de cilindros agranda los diámetros ganando así tolerancias establecidas por el fabricante para futuras reparaciones. En definitiva, no es más que aumentar la cilindrada del motor.

Para el caso de un motor de competencia se debe tener clara la categoría a la cual se pretende ingresar, de tal manera establecer mediante la ecuación de volumen unitario (2-34) el diámetro requerido para el cilindro, sin que este incremento signifique sobrepasar el máximo rectificado que permite el fabricante. Una vez que se ha realizado este análisis matemático se procede a medir con un alexómetro o micrómetro de interiores en varios lugares a lo largo de todo el cilindro hasta obtener la máxima medida que vendrá dada por el lugar donde haya existido mayor desgaste y ovalización, este valor sirve para determinar posteriormente a qué medida se deberá rectificar el cilindro de acuerdo al resultado obtenido por cálculo.

Antes y después de enviar el bloque a su debida rectificación se recomienda realizar una profunda limpieza y desincrustación de partículas sumergiendo la pieza por aproximadamente 60 minutos en un detergente a base de tricloretileno a una temperatura cercana a los 90° C, luego del tiempo establecido se puede remover cualquier impureza con agua a presión. El objetivo de esta limpieza es eliminar cualquier residuo abrasivo que pudiera existir pues un aumento de las presiones puede desplazar a las mismas y ocasionar desperfectos en las partes móviles. Finalmente se debe verificar que todos los cilindros hayan sido rectificados a la medida deseada a lo largo de toda su longitud, tal como se observa en la figura 2-50.

Fig. 2-50 Medida del desgaste de los cilindros



Fuente: <http://www.mecanicafacil.info/mecanica.php?id=rectificadoBloque>, Acceso: 19 de Febrero del 2012

Además se debe comprobar que la holgura entre pistón y cilindro se encuentre dentro de las tolerancias de adaptación de ambas piezas, preferiblemente aplicada de

acuerdo a los datos del manual de reparación o en su defecto un valor promedio de $0,05 \pm 0,01$. Otra técnica interesante que suelen aplicar preparadores de motores para verificar la holgura mencionada es a base de utilizar un dinamómetro cuya tensión no debe sobrepasar los 150 gramos para estirar y retirar una galga previamente introducida entre el pistón y cilindro.

2.2.5 Cojinetes

Son los elementos mediante los cuales el cigüeñal y las bielas giran sin provocar un desgaste excesivo. En general existen muchas clases de cojinetes como son los de rodillos o bolas, pero como es conocido, los cojinetes de bancada y biela son fabricados mediante un material liso de condiciones muy particulares que evitan el desgaste prematuro de una de las zonas más comprometidas del motor. En la siguiente figura se puede observar las partes principales de un semicojinete, llamado así a la mitad del cojinete.

Fig. 2-51 Partes principales de un semicojinete



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-elementos-moviles.htm>, Acceso: 21 de Febrero del 2012

En el mercado automotriz se pueden encontrar tres tipos de cojinetes de bancada y biela que están diferenciados directamente por el material antifricción con el que se han construido. Los de metal blanco cuya aleación principal son el estaño y plomo, los de metal rosa llamados así por el color característico que tienen debido a su aleación base de cobre y por último los de aluminio. Los dos primeros tipos funcionan normalmente para motores que no superen una relación de compresión de 10:1 y velocidades de giro entre 5 000 y 7 000 revoluciones por minuto, mientras que

para motores de competencia se recomienda siempre utilizar cojinetes de aluminio debido a que estos presentan mejores condiciones de resistencia y un material antifricción que no desgastara inapropiadamente las muñequillas.

Los cojinetes de aluminio se construyen con láminas de acero sobre las cuales se instala el material de esta aleación de modo que se obtienen perfectas mediciones de ajuste y se consiguen límites de la resistencia a la fatiga correspondientes al orden de los 430 kg/cm². Al igual que cualquier otro tipo de cojinete lógicamente estos también cumplen con propiedades exigibles que se detallan a continuación:

- El material antifricción nunca debe rayar las muñequillas aun cuando la película de aceite se interrumpa ya sea por avería de la bomba o por obstrucciones en el circuito.
- Deben ser lo suficientemente blandos para que en ellos se incrusten partículas ajenas que pudiera contener el aceite.
- Han de ser resistentes a la acción corrosiva de los ácidos contenidos en el aceite.
- Deberán poder soportar temperaturas superiores a los 150° C para evitar desplazamientos del material antifricción.
- Resistencia al gripado para evitar micro soldaduras entre materiales.
- Gran conductibilidad térmica para evacuar el calor producido por rozamiento.
- Deben fabricarse de un material distinto al del cigüeñal para evitar micro soldaduras.

En la tabla 2-3 se especifica la aleación que tiene un cojinete de aluminio tipo 80 S y uno tipo 750 de esta manera se puede tener una idea más clara de los porcentajes de cada elemento.

Tabla 2-3 Aleación de los cojinetes de aluminio tipo 80 S y 750

Elemento	Tipo 80 S	Tipo 750
Aluminio	91,5 %	89,5 %
Níquel	1,0 %	0,5 %
Estaño	6,5 %	6,5 %
Cobre	1,0 %	1,0 %
Silicio	0 %	2,5 %

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/motor-distribucion.htm>, Acceso: 25 de Febrero del 2012

Al momento de seleccionar un cojinete se deberá tener en cuenta si se han realizado modificaciones en las muñequillas de biela y bancada, de ser así, se medirá cuidadosamente su nuevo diámetro y ancho para realizar en base a estos datos una correcta elección. Si el ancho no ha sido variado pues simplemente hay que asegurarse de elegir cojinetes cuya medida este acorde con la cual se han rectificado las muñequillas, además, verificar que el talón de posicionamiento, agujero y ranura de lubricación coincidan con el posicionamiento original.

No se recomienda realizar modificaciones directas en los cojinetes debido a que cualquier trabajo rebasaría la delgada superficie de material antifricción con lo que se pondría al descubierto la lámina de acero y quedaría totalmente inútil para su cometido. Lo que sí se puede hacer en caso de disponer del ancho requerido en las muñequillas es disponer de semicojinetes con cuello, lo cual asegura la fijación mediante una mayor superficie de adaptación y una perfecta sujeción ya que este tipo de cojinetes controlan el empuje lateral de las bielas con lo que a su vez se reduce el empuje de los pistones contra las paredes del cilindro.

CAPITULO III

SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR

Al realizar modificaciones en los elementos móviles y fijos de un motor es necesario complementar los mismos con cambios e innovaciones en los sistemas auxiliares para que en conjunto funcionen de manera correcta y finalmente obtengan un óptimo rendimiento. De no considerar uno de ellos, todo el trabajo realizado anteriormente será inútil en vista de que cada sistema está ligado y es totalmente dependiente del otro. Por ejemplo, si se aumenta significativamente la cilindrada pero no el volumen de combustible inyectado a cada cilindro existirán problemas para estabilizar y desarrollar potencia; si se incrementa la velocidad de giro del cigüeñal pero no se mejora el tamaño, voltaje ni número de chispas por segundo en las bujías, existirá una pérdida de potencia debido al mal funcionamiento.

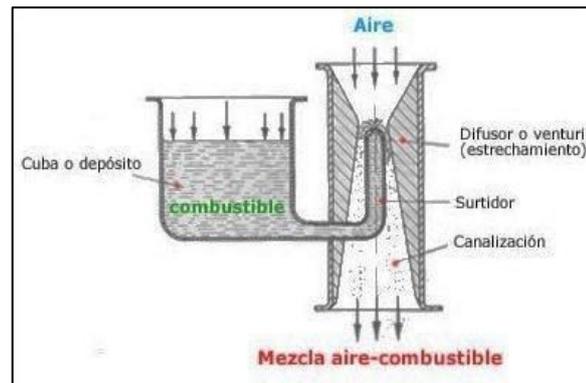
En los siguientes puntos se dará a conocer los cambios y modificaciones a realizar en los diferentes sistemas auxiliares del motor.

3.1 Sistema de alimentación

3.1.1 Carburadores para motores de competencia

Todo carburador tiene como objetivo principal preparar y entregar la mezcla de aire y combustible en proporciones adecuadas a las necesidades del motor, generalmente en los motores de automóviles de fabricación en serie se utilizaban carburadores de simple y doble cuerpo montados en el múltiple de admisión pero para motores de competencia sin duda alguna lo ideal es instalar directamente carburadores individuales asegurando de esta manera un mejor llenado de los cilindros. A diferencia de los carburadores simples y de doble cuerpo los individuales poseen un solo surtidor, el mismo que abastecerá de gasolina al motor en bajas, medias y altas revoluciones, haciendo su construcción interna más sencilla en vista que tiene un solo circuito de alimentación como se observa en la figura 3-1.

Fig. 3-1 Principio de funcionamiento de un carburador



Fuente: http://www.chevynet.com.ar/index.php/component?option=com_smf, Acceso: 3 de Marzo del 2012

Existen dos tipos de carburadores individuales los de accionamiento con balancín y los de diafragma, lógicamente se recomienda utilizar el de balancín debido a que el de diafragma presenta la desventaja de un rápido desgaste y posible ruptura al momento de una fuerte contrapresión. Entre las marcas más reconocidas para competencia podemos citar Koso, Keihin, PWK, Mikar y Mikuni ilustrado en la figura 3-2.

Fig. 3-2 Carburadores individuales marca Mikuni



Fuente: <http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=129415>, Acceso: 3 de Marzo del 2012

Calcular la cantidad de mezcla exacta que necesita un motor resulta bastante complicado sin tener un banco de pruebas, por cuya razón se aplicaran fórmulas que dan resultados aproximados y se utilizara el propio motor para realizar varias pruebas variando las piezas obtenidas en cálculo para finalmente determinar cuáles son las que propician un mejor rendimiento a altas revoluciones por minuto pues de lo

contrario si se calculan las piezas para bajo régimen de giro esta va ser insuficiente para máxima potencia.

3.1.1.1 Diámetro del carburador (D_{carb})

Es la medida que se refiere al diámetro por donde ingresa el flujo de aire al carburador y para su cálculo se debe tener presente el volumen unitario y las máximas revoluciones por minuto como se determina en la ecuación 3-1.

Fig. 3-3 Carburador individual marca Mikar



Fuente: <http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php>, Acceso: 6 de Marzo del 2012

$$D_{carb} = 0,82 \times \sqrt{V_u \times w} \text{ (mm)}$$

⁶²

Ec. 3-1

Donde:

V_u = Volumen unitario

w = Velocidad angular del cigüeñal

3.1.1.2 Diámetro del difusor (D_d)

El objetivo del difusor llamado también Vénturi es aumentar al máximo la velocidad del flujo de aire que circula por el carburador para conseguir una mejor atomización

⁶² De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.64

de la gasolina que saldrá por el surtidor principal y se puede hallar el diámetro adecuado mediante la ecuación 3-2.

Fig. 3-4 Difusores para carburador



Fuente: <http://www.velocidadmaxima.com/showthread.php?t=129415>, Acceso: 6 de Marzo del 2012

$$Dd = 0,8 \times Dcarb \text{ (mm)} \quad ^{63}$$

Ec. 3-2

3.1.1.3 Diámetro del surtidor principal (Ds)

Es el elemento ilustrado en la figura 3-5 por el cual se inyecta combustible a través del conducto del carburador de acuerdo a la fuerza ejercida en el pedal del acelerador. “Se recomienda que sea cinco veces el valor del difusor pero expresado en centésimas de milímetro”⁶⁴ como se muestra en la ecuación 3-3.

Fig. 3-5 Surtidor para carburador



Fuente <http://www.2y4t.com/8/viewtopic.php?f=2&t=&start=15>, Acceso: 6 de Marzo del 2012

⁶³ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.67

⁶⁴ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.67

$$D_s = 5 \times D_d \text{ (mm)} \quad ^{65}$$

Ec. 3-3

Es posible que en el mercado no existan carburadores con los valores exactos obtenidos de los cálculos, por ello se deberá elegir los más aproximados y verificar que con su implementación el motor tenga estabilidad en ralentí y desarrolle su máxima potencia de manera fluida.

3.1.2 Afinación del carburador

Una vez que se ha encontrado un adecuado carburador en base a los datos calculados se recomienda seguir los siguientes pasos para revisar el estado actual de los elementos internos seguido de la afinación y sincronización necesaria para funcionar correctamente bajo un sistema común de aceleración:

- Desarmar todos los carburadores para limpiar los elementos internos y cuerpo en general con un disolvente compuesto de tolueno, xileno y metanol.
- Revisar que todos los elementos metálicos se encuentren en buen estado, sin presentar trizaduras, deformaciones ni ralladuras pronunciadas.
- Soplar con aire a presión todos los conductos y orificios para asegurarnos que no existan impurezas ni mucho menos obstrucciones y luego armar los carburados para proceder a su afinación.
- Constatar que las mangueras, empaques y aros de caucho no se encuentren resecos ni rotos.
- Tanto en el carburador con balancín como en el de diafragma se debe calibrar y sincronizar el desplazamiento de los émbolos mediante la aguja del embolo, la misma que debe ser situada a la misma altura en cada uno de los carburadores, logrando así que todos suban y bajen aspirando el mismo volumen de mezcla hacia los cilindros. Si las agujas están situadas a mayor

⁶⁵ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.68

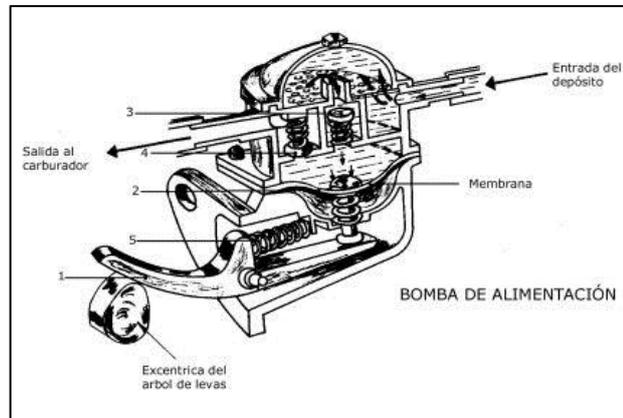
altura los émbolos recorrerán una menor distancia haciendo que la mezcla sea más rica y por el contrario si las agujas están situadas a menor altura los émbolos recorren una mayor distancia con lo que se aspira un mayor volumen de aire haciendo que la mezcla sea más pobre. Para saber a qué nivel situar la aguja de los émbolos se analiza el color de las bujías luego de unos minutos de encendido el motor, si salen negras o con mucho hollín se deberá empobrecer la mezcla.

- Verificar con un calibrador que la apertura y cierre de las mariposas sea la misma al momento de acelerar y estrangular. Caso contrario el volumen de aire que ingresa a cada cilindro será distinto.
- Con una jeringa o inyección llenar de gasolina cada cuba y colocar una probeta a la salida de cada inyector, luego de diez aceleradas retirar las probetas y observar que todos los carburadores hayan inyectado la misma cantidad de gasolina, de no ser así revisar nuevamente el desplazamiento de los émbolos, mariposas y que no estén obstruidos los tubos de inyección en cada carburador.
- La calibración del tornillo de regulación de ralentí dependerá directamente de las características técnicas de cada motor, por lo tanto se debe probar comenzando sin inyección extra de gasolina por medio de este tornillo de regulación, si el motor tiende a apagarse se recomienda incrementar la inyección por medio del tornillo haciéndolo girar de a poco hasta que el motor se estabilice.
- Por ultimo acelerar a fondo y constatar que el motor pase de ralentí a máximas revoluciones de una manera fluida, si por el contrario pierde estabilidad, se traba o ahoga, se puede solucionar el inconveniente aumentando la inyección mediante el tornillo de regulación, si con ello no se obtiene el desarrollo fluido de potencia deseado entonces se debe incrementar el diámetro del surtidor y repetir la prueba hasta que se encuentre una medida conveniente.

3.1.3 Bomba de gasolina

Para un motor repotenciado no es recomendable utilizar una bomba de accionamiento mecánico como la que se ilustra en la figura 3-6 debido a que por su disposición, funcionamiento y accionamiento resta de forma directa potencia del motor y no suministrara presiones adecuadas de acuerdo a las nuevas características técnicas.

Fig. 3-6 Bomba de gasolina de accionamiento mecánico



Fuente: <http://www.almuro.net/sitios/Mecanica/carburacion.asp?sw05=1>, Acceso: 10 de Marzo del 2012

La bomba de accionamiento eléctrica presenta características y ventajas que son necesarias y útiles para un motor de competencia, entre las principales tenemos:

- Rápido accionamiento sin necesidad de encender el motor.
- Puede instalarse dentro y fuera del tanque.
- Funcionamiento independiente al motor.
- Mayor presión de caudal.
- Ocupa poco espacio.
- Fácil conexión.

La selección de una bomba de accionamiento eléctrica dependerá directamente del incremento de la cilindrada total y el número de carburadores a emplearse, tomando como referencia la presión de la bomba de accionamiento mecánica dispuesta por el fabricante originalmente. La tabla 3-1 brinda un rango recomendable para su

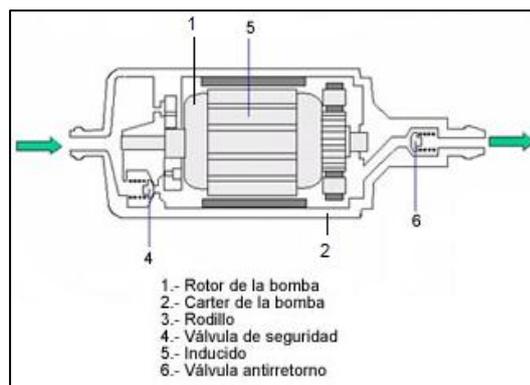
elección, valores menores a estos podrían generar problemas en el sistema de alimentación y por ende en el desarrollo de potencia del motor.

Tabla 3-1 Rango de presión recomendada para una bomba eléctrica

Cilindrada total	Numero de carburadores	Presión bomba eléctrica
De 1 a 1 000 cc	3	1,5 a 3 psi
De 1 001 a 2 000 cc	3 a 4	3 a 4 psi
De 2 001 a 3 000 cc	4	4 a 5 psi
De 3 001 a 5 500 cc	4 a 6	5 a 10 psi

Existen varios tipos de bombas eléctricas que varían por su funcionamiento interno y ubicación. Las bombas de doble rotor, turbina, lóbulos, rotor de rodillos ilustrada en la figura 3-7, rotativa, y gerotor van necesariamente instaladas dentro del tanque de combustible para mantenerse refrigeradas debido al calor generado por la fricción de sus elementos de bombeo, mientras que las de solenoide y membrana pueden ubicarse fuera del tanque de combustible ya que sus elementos de bombeo no trabajan mediante fricción y por ende no generan calor.

Fig. 3-7 Bomba eléctrica de gasolina

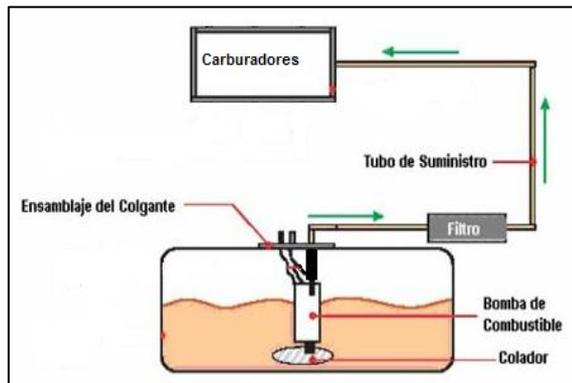


Fuente: <http://albeirobuitrago.blogspot.com>, Acceso 14 de Marzo del 2012

Para realizar la instalación de una bomba eléctrica se debe ubicar las mangueras de gasolina adecuadamente considerando cual es la entrada de gasolina proveniente del tanque y la salida hacia los carburadores. Por otro lado, conectar los cables positivo y negativo directo a la batería o a un cable de alimentación cercano y tierra,

dependiendo del fabricante en su manual de instalación podría o no necesitar de una resistencia, en tal caso el valor de la misma estará especificado en el documento. En la figura 3-8 se puede observar la conexión de una bomba instalada dentro del tanque de gasolina. Una vez que entre en funcionamiento normal se recomienda siempre tener un mínimo de un octavo de combustible en el tanque para evitar un sobrecalentamiento y posible daño permanente de la bomba eléctrica.

Fig. 3-8 Instalación de la bomba de accionamiento eléctrica



Fuente: http://www.itacr.com/guias_instalacion%20.html, Acceso 15 de Marzo del 2012

3.1.4 Múltiple de admisión

Al ampliar los conductos de admisión de la culata, incrementar la alzada de la válvula de admisión, sustituir el carburador original por dos carburadores o carburadores individuales que entreguen un mayor volumen de gasolina se obtiene una mayor cantidad de mezcla para el llenado de los cilindros. El flujo de esta mezcla cambia sus parámetros de presión temperatura y velocidad a lo largo de su recorrido. Al abrir y cerrar la válvula de admisión se genera una diferencia de presión que acelera las moléculas de la mezcla hacia el interior del cilindro provocando un desplazamiento dinámico del mismo, en la etapa de escape y admisión se forma una onda de presión a lo largo de los conductos conocida como onda de amplitud finita, esta onda que puede ser de compresión tiene una presión por encima de la atmosférica y de expansión por debajo de la misma.

Lamentablemente no existe en el medio tecnología que permita medir y graficar el comportamiento de estas ondas para de esta manera determinar con exactitud el

diseño de un múltiple de admisión, por lo tanto se recomienda tener presentes los siguientes puntos.

3.1.4.1 Número de carburadores a emplearse

Cuando un carburador suministra de mezcla a todos los cilindros de un motor la disposición de su múltiple partirá de una o dos entradas comunes para derivarse en varios tubos acoplados a la culata tal como se observa en la figura 3-9, por ello se debe definir cuantos carburadores hay que utilizar y con ello establecer la disposición del número de entradas y tubos. Lo ideal es colocar un carburador por cilindro, por lo tanto se necesita un múltiple de admisión con entradas y tubos independientes como se observa en la figura 3-10.

Fig. 3-9 Múltiple de admisión de dos carburadores a cuatro cilindros



Fuente: <http://www.preciolandia.com/ar/multiples-70457890321nht3-a.html>, Acceso: 16 de Marzo del 2012

Fig. 3-10 Múltiple de admisión de carburadores individuales



Fuente: <http://www.preciolandia.com/ar/multiples-7045789032145nht3-a.html>, Acceso: 16 de Marzo del 2012

3.1.4.2 Longitud de los tubos

La longitud de los tubos que se aprecian en la figura 3-11 variara directamente en el valor de los pulsos de la onda de presión y de manera idónea deben tener la menor longitud posible y ser equidistantes entre sí para evitar que la mezcla circule diferentes distancias en su recorrido hacia los cilindros, este hecho es posible obtener únicamente con carburadores individuales por motivos obvios de construcción y disposición.

Fig. 3-11 Múltiple de admisión con tubos de diferentes longitudes



Fuente: <http://www.preciolandia.com/ar/multiples-de-admision-70nht3-a.html>, Acceso: 18 de Marzo del 2012

3.1.4.3 Angulo de posición de los tubos

Los tubos “deben tener un ángulo de inclinación de 3° a 6° de esta manera se obtiene un mejor flujo y llenado de los cilindros”⁶⁶ que con conductos rectos, pues la densidad de carga aumenta al reducir la velocidad del gas por la válvula o mariposa en el caso de tenerla.

3.1.4.4 Diámetro de los tubos (Da)

El volumen del gas que transita por los conductos de la culata y múltiple es proporcional al volumen aspirado por el pistón y si a cada uno se le multiplica por su sección de paso y superficie respectivamente debe cumplir la siguiente condición:

⁶⁶ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.38

$$\boxed{V_p \times S_p = V_g \times S_c} \quad ^{67} \quad \text{Ec. 3-4}$$

Donde:

V_p = Velocidad media del pistón

$$\boxed{V_p = \frac{\text{Carrera(en mts)} \times w}{30} \text{ (m/s)}} \quad ^{68} \quad \text{Ec. 3-5}$$

S_p = Superficie del pistón

$$\boxed{S_p = \frac{\pi \times D_c^2}{4} \text{ (cm}^2\text{)}} \quad ^{69} \quad \text{Ec. 3-6}$$

V_g = Velocidad de la mezcla

$$\boxed{V_g = 60 \text{ a } 80 \text{ (m/s)}} \quad ^{70} \quad \text{Ec. 3-7}$$

S_c = Sección del conducto del tubo de admisión

$$\boxed{S_c = \frac{(V_p \times S_p)}{V_g} \text{ (cm}^2\text{)}} \quad ^{71} \quad \text{Ec. 3-8}$$

Al ser motores de alto régimen de giro la velocidad del gas se aproxima a los 80 m/s. Con este dato podemos determinar el diámetro aproximado que debe tener el conducto del múltiple a diseñar.

⁶⁷ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.38

⁶⁸ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.39

⁶⁹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.39

⁷⁰ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.39

⁷¹ Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.39

$$Da = \sqrt{\frac{4 \times Sc}{\pi}} \text{ (cm)} \quad ^{72} \quad \text{Ec. 3-9}$$

En el caso de no calcular el diámetro de los conductos del múltiple, se puede construir los tubos con la misma sección de paso y por ende el mismo diámetro que el de las válvulas de admisión y los conductos de la culata. Si se cambian las válvulas por unas de mayor diámetro o si se dejan las mismas pero se amplían los conductos de la culata se tiene que construir un múltiple con el mismo diámetro de las nuevas válvulas o con el diámetro de los conductos.

3.1.4.5 Recodos

Al emplearse un carburador de doble cuerpo para cuatro cilindros o dos carburadores de doble cuerpo para 6 cilindros inevitablemente hay que diseñar un múltiple de admisión con tubos relativamente largos y recodos, que de no ser analizados y calculados efectivamente podrán traer problemas significativos al rendimiento del motor. Mientras menos recodos u obstáculos, la mezcla fluirá de mejor manera hacia los cilindros.

El múltiple de admisión puede fabricarse en varios tipos de metales sin inconvenientes ya que no está sometido a gases oxidantes ni altas temperaturas, por ello la elección del material para su construcción dependerá de cada fabricante. Se recomienda utilizar hierro fundido por las ventajas que presenta.

3.1.5 Múltiple de escape

Los tubos de escape se deben considerar como una extensión de los conductos de la culata pero con gases que generan una mayor onda de presión, y alcanzan velocidades y temperaturas superiores que las obtenidas en el momento de la admisión.

⁷² Funes Carlos, (2012), Diseño de Motores para Competición, p.40

Al realizar modificaciones en los conductos vamos a considerar variaciones constructivas como la longitud, diámetro y recodos del tubo que permitan obtener un múltiple de escape que aporte sin inconvenientes al rendimiento posterior del motor, debido a que el diseño de un múltiple de escape perfecto es imposible de conseguir primero porque el motor trabaja a distintas revoluciones por minuto y segundo por no tener a nuestro alcance bancos de prueba que permitan la experimentación de los complicados cálculos existentes para este fin.

3.1.5.1 Longitud de los tubos (Lc)

Al valor que se obtiene con la siguiente formula hay que restarle la distancia correspondiente a la longitud de los conductos de escape de la culata, de esa manera se consigue finalmente la longitud de los tubos del múltiple de escape.

$$Lc = \frac{13\,000 \times Ge}{w \times 6} \text{ (cm)} \quad ^{73} \quad \text{Ec. 3-10}$$

Donde

Ge = Valor en grados que tiene el escape en el diagrama de distribución.

$$Ge = AAE + 180^\circ + RCE \quad ^{74} \quad \text{Ec. 3-11}$$

Los valores 13 000 y 6 son constantes aplicadas para poder desarrollar la formula.

3.1.5.2 Diámetro de los tubos (De)

La fórmula de cálculo del diámetro del tubo en teoría sirve cuando disponemos de tubos rectos pero “en la práctica se deberá añadir un 10% más del valor obtenido.”⁷⁵

Una vez determinados los valores de la longitud y el diámetro de los tubos del múltiple de escape se puede construir con fundición de hierro y recubrimiento de níquel para que soporte las elevadas temperaturas a las que está sometido. Es

⁷³ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.241

⁷⁴ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.241

⁷⁵ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.243

necesario además encontrar el diámetro y la longitud del tubo de escape primario ya que en este desembocaran los anteriores para formar una sola salida.

$$De = 2 \times \sqrt{\frac{Vu \times 2}{Lc \times \pi}} \text{ (cm)} \quad ^{76} \quad \text{Ec. 3-12}$$

3.1.5.3 Recodos

Si los tubos del múltiple de escape y el tubo de escape fueran rectos existiría una mejor evacuación de los gases quemados pero en la práctica no se pueden construir tubos rectos por razones de ubicación del mismo, por lo tanto mientras menos recodos existan será mejor.

3.1.5.4 Tubo de escape primario

El conjunto de los tubos del múltiple debe unirse al tubo de escape primario fabricado de plancha de hierro mediante una caja de expansión cónica o anular, la misma que servirá para reducir la velocidad de salida de los gases y disminuir las ondas de presión. Esta caja de expansión puede acoplarse de dos maneras a los tubos del múltiple, una para optimizar el rendimiento en altas revoluciones conocida como 4 - 1 y otra para mejorar el rendimiento en bajo régimen de giro conocida como 4 - 2 - 1 como se puede ver en las figuras 3-12 y 3-13 respectivamente.

Fig. 3-12 Múltiple de escape con disposición 4 – 1



⁷⁶ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.242

Fig. 3-13 Múltiple de escape con disposición 4 - 2 - 1



En caso de tener un motor de seis cilindros se recomienda hacer dos múltiples de 3 - 1 siempre ubicados los tubos extremos con extremos y medios con medios y no siguiendo el orden de encendido para evitar el choque de ondas de presión. Para determinar con exactitud el diámetro de la caja de expansión se debe obtener el diámetro del tubo de escape primario ya que estos se acoplan directamente entre sí.

1. Diámetro del tubo de escape primario (Dte)

Para poder acoplar correctamente la caja de expansión al tubo de escape primario es necesario determinar primero el diámetro del mismo mediante la ecuación 3-13.

$$Dte = 2 \times \sqrt{\frac{Vt}{Lc \times \pi}} \text{ (cm)} \quad ^{77} \quad \text{Ec. 3-13}$$

Donde:

Lc = Longitud del tubo

Vt = Cilindrada total

$\pi = 3,1416$

$$Vt = Vu \times \text{Numero de cilindros (cc)} \quad ^{78} \quad \text{Ec. 3-14}$$

⁷⁷ Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.242

⁷⁸ Luna Raúl, (2000), El Motor a Gasolina, p.99

2. Longitud del tubo de escape primario (Lte)

Se recomienda que este tubo tenga una longitud cuyo valor sea múltiplo de la longitud de los tubos del múltiple de escape (Lc), medido desde la válvula misma como ya se indicó anteriormente.

3.2 Sistema de encendido

3.2.1 Distribuidor

Si el motor que se ha repotenciado posee un distribuidor de delco o platinos sin duda alguna se deberá cambiar por un distribuidor electrónico o transistorizado debido a que el número de chispas por segundo a aumentado significativamente y por ende el tiempo entre salto de chispas de cada bujía es menor lo cual dificulta la entrega y el corte de tensión de los platinos. Para determinar con exactitud el aumento del número de chispas por segundo (CHPS) y tener una idea más clara de la exigencia a la que se someterá el sistema se aplica las siguientes ecuaciones:

$$\boxed{\text{CHPS} = \frac{1}{t}} \quad ^{79} \quad \text{Ec. 3-15}$$

Donde:

t = Tiempo entre cada chispa

$$\boxed{t = \frac{60}{\text{CHPM}} \text{ (s)}} \quad ^{80} \quad \text{Ec. 3-16}$$

CHPM = Chispas por minuto

$$\boxed{\text{CHPM} = w \times \text{número chispas en vuelta del cigüeñal}} \quad ^{81} \quad \text{Ec. 3-17}$$

⁷⁹ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.116

⁸⁰ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.116

⁸¹ De Castro Vicente Miguel, (1980), Trucaje de Motores de 4 Tiempos, p.116

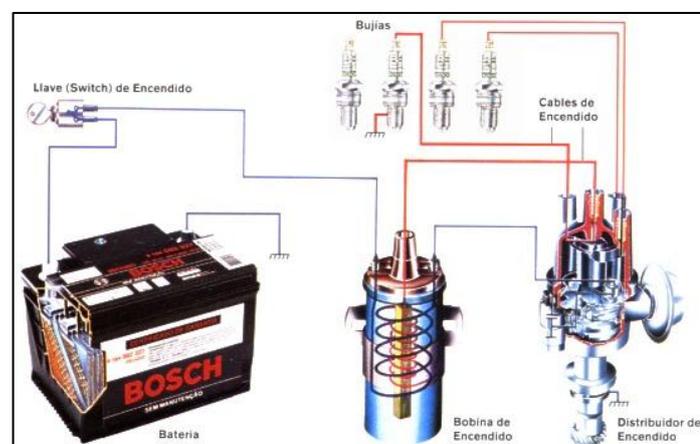
Como se mencionó anteriormente un distribuidor electrónico o transistorizado soluciona el inconveniente de la velocidad de apertura de platinos que se ve limitada a altas revoluciones. Luego de su selección puede continuar sustituyendo los demás elementos del sistema de encendido necesarios para poder cubrir altas cantidades de chispas por segundo y sobre todo contribuir para que estas chispas sean de alta tensión y mayor volumen, solo así se obtendrá una correcta combustión de la mezcla.

3.2.2 Bobina de tensión

En un motor estándar las bobinas normales soportan máximo de 8 000 a 10 000 chispas por minuto lo que equivale a funcionar con garantía en motores de cuatro cilindros hasta 5 000 rpm y en motores de seis cilindros hasta 3 500 rpm. Un motor repotenciado supera fácilmente estos valores por lo que se tendrá que sustituir la bobina estándar por una bobina de mejores prestaciones la cual a su vez estará sometida a mayores temperaturas de trabajo por su funcionamiento normal de tal forma que si no tiene una debida refrigeración el aislante reduce de tal forma su poder dieléctrico que se establecen fugas en el circuito secundario pudiendo llegar a debilitar o anular la chispa en la bujía.

La conexión debe realizarse de acuerdo a las especificaciones del manual de cada fabricante en muchos casos pudiendo necesitar una resistencia eléctrica y en otros no, pero de forma general puede realizarse según se observa en la figura 3-14.

Fig. 3-14 Esquema de conexión de una bobina



Fuente: <http://www.electriauto.com/electricidad/sistemas-encendido>, Acceso: 29 de Marzo del 2012

No existe una ecuación que permita encontrar el voltaje exacto que necesita cada bujía para que la chispa sea adecuada pero en la tabla 3-2 se observa un rango recomendado de acuerdo al número de bujías en un motor de competencia. Específicamente se recomienda colocar una bobina con aislante de resina asfáltica porque presenta las siguientes ventajas a una bobina de baño en aceite:

- Mejor aislante sólido.
- Mayor rigidez dieléctrica.
- Mantiene los enrollamientos fijos.
- Mayor potencia de encendido.
- Evita goteos o fugas de aceite.
- Aplicable para distribuidores electrónicos o transistorizados.
- Resiste altas temperaturas de funcionamiento.
- Puede instalarse en cualquier posición.

Tabla 3-2 Voltaje recomendado de una bobina de acuerdo al número de bujías

Numero de bujías	Voltaje
3 o 4	25 000 a 40 000
6 u 8	40 000 a 65 000

3.2.3 Cables de tensión

Están diseñados para transmitir el alto voltaje que genera la bobina de tensión por lo tanto sus componentes internos deben ser de alta calidad para evitar un posible recalentamiento y asegurar la conducción de corriente. En el mercado existen varios tipos de cables de tensión, por su diseño, color, forma y tamaño tal como se observa en la figura 3-15, pero lo más importante a tomar en cuenta es su construcción interna variando de acuerdo a cada fabricante los materiales y diámetros del núcleo, los recubrimientos y demás elementos ilustrados en la figura 3-16.

Según la ley de Ohm a mayor resistencia mayor voltaje por ende también será de gran importancia considerar la resistencia que tengan los cables medidos de extremo

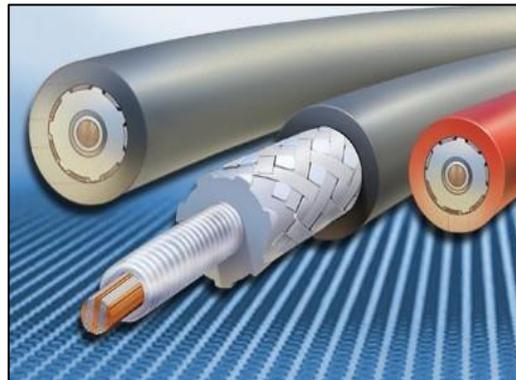
a extremo. No se puede recomendar un diseño exacto ya que son muchos los modelos que funcionan sin presentar inconvenientes, únicamente deberán asegurarse de adquirir cables para bobinas de competencia.

Fig. 3-15 Diferentes diseños de cables de alta tensión



Fuente: <http://www.ajeepcar.com/foros/index-multicables.php?=7224>, Acceso: 5 de Abril del 2012

Fig. 3-16 Cables de tensión seccionados



Fuente: <http://es.boschautoparts.com/WireSets/SparkPlugWireSets>, Acceso: 6 de Abril del 2012

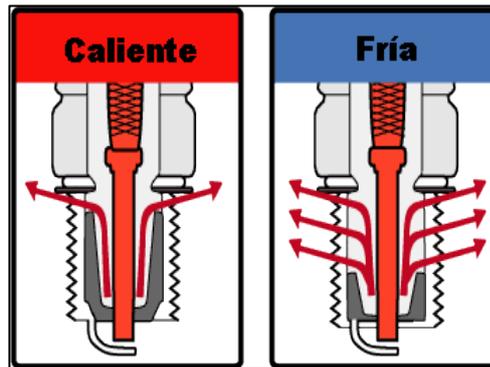
3.2.4 Bujías de encendido

Las bujías son parte fundamental de la ignición de un motor y cuando este motor ha sido repotenciado se varía en el interior del cilindro la temperatura y presión por cm^2 por ello es elemental sustituir las bujías comunes por bujías de alta calidad que presenten las siguientes características y ventajas:

- Aislamiento perfecto entre el electrodo de platino y el cuerpo metálico.
- Bujías frías, con temperatura interior constante entre 500°C a 600°C .
- Estanqueidad perfecta de las juntas de aislamiento.

El electrodo del platino ofrece una menor resistencia eléctrica para un perfecto paso de corriente y un alto grado de dureza que permita soportar las altas temperaturas, los ácidos y elementos corrosivos. Las bujías frías evacuan el calor del electrodo central por un camino muy corto a diferencia de las bujías calientes como se observa en la figura 3-17, por ello recomendamos su utilización en motores de alta temperatura.

Fig. 3-17 Disipación de calor de una bujía fría y caliente



Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/bujia.html>, Acceso: 9 de Abril del 2012

Una vez elegida una bujía con las características recomendadas se debe analizar otro factor de importancia como es la calibración de los electrodos. Cuanto mayor sea la relación de compresión se necesita una menor distancia de separación debido a que el poder explosivo de la mezcla será mayor, pero también cuanto mayor sea la relación de compresión existirá una mayor densidad en la atmosfera del interior de la cámara lo que dificulta el salto de la chispa.

La tabla 3-3 indica el rango recomendado de medidas de calibración de electrodos de acuerdo a la relación de compresión, pero se recomienda comprobar el rendimiento del motor en pista para ratificar la medida exacta de calibración, pudiendo variar el valor de tener inconvenientes de décima en decima de milímetro.

Tabla 3-3: Rango de calibración para electrodos de bujía de acuerdo a la Rc

Relación de Compresión	Distancia en milímetros
Mayores a 9:1	0,4
Entre 7:1 y 9:1	0,5
Menores a 7:1	0,7

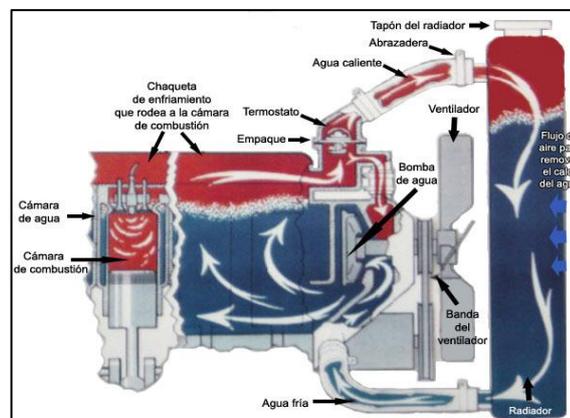
3.3 Sistema de refrigeración y lubricación

Un adecuado sistema de refrigeración y lubricación serán elementales para evitar el sobrecalentamiento, desgaste prematuro y posible agarrotamiento de los elementos internos de un motor de carreras donde la temperatura de funcionamiento lógicamente es superior a la de un motor para turismo en vista de las modificaciones y exigencias de máxima aceleración y potencia a las que se someterá. Tanto el líquido refrigerante como el aceite deben presentar características especiales y estar bajo condiciones predeterminadas para cumplir satisfactoriamente con su cometido.

3.3.1 Refrigeración

Consiste en aumentar el caudal del líquido refrigerante que circulara a través de los conductos de refrigeración del motor. No se debe olvidar que la refrigeración por líquido es una refrigeración por aire indirecta ya que el radiador sede su calor al aire que pasa a través del mismo como se puede observar en la figura 3-18. El radiador de fábrica es la base para realizar el cálculo de la superficie de irradiación del nuevo elemento, por cada 0,25 en el aumento de la relación de compresión se incrementara un litro de líquido refrigerante a la capacidad original. Si finalmente se dispone de un radiador muy grande por cuestiones de espacio se podría instalar uno de menor tamaño y compensar esa pérdida de refrigeración incorporando un ventilador adicional.

Fig. 3-18 Circuito de refrigeración de un motor



Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/refrigeracion-motor-bujia.html>, Acceso: 12 de Abril del

La temperatura del líquido refrigerante en motores sobre exigidos puede llegar en algunos momentos a los 100° C dependiendo de la temperatura ambiente y las condiciones de funcionamiento, si no existen defectos de carburación la temperatura deberá aproximarse a los 90° C para condiciones ambientes normales y no deberá descender de los 80° C en competencia. Una vez instalado el nuevo radiador se recomienda considerar los siguientes puntos de importancia:

- Revisar las características técnicas del elemento de bombeo de líquido refrigerante en el caso de que este haya aumentado significativamente su volumen y sustituirlo en el caso de no ser adecuado.

Fig. 3-19 Diferentes bombas de líquido refrigerante



Fuente: <http://tijuiliando.com/topic/20309-bomba-de-agua>, Acceso: 12 de Abril del 2012

- Utilizar un líquido refrigerante sintético como el que se observa en la figura 3-20, cuyo punto de ebullición supere por seguridad los 120° C o 130° C.

Fig. 3-20 Líquido refrigerante sintético



- Retirar el termostato para evitar un posible trabamiento en posición cerrado.

- Instalar un depósito que abastezca el nuevo volumen de líquido del radiador.
- Realizar pruebas de campo para medir y asegurar que los valores de temperatura estén dentro de los rangos recomendados.

3.3.2 Lubricación

El aceite desempeña un papel crucial al quitar calor a las piezas internas del motor que no pueden cederlo al líquido refrigerante, conviene entonces elegir uno cuyas características cumplan satisfactoriamente con esta función. No se puede recomendar una marca y tipo de aceite específico en vista de la amplia gama que existe en el mercado pero para la elección del mismo se debe tomar en cuenta principalmente que la temperatura que se genera en los motores de competencia es mayor a la de los motores estándar en condiciones de temperatura ambiente normal y el grado de viscosidad puede disminuir a tal punto de afectar las piezas del motor.

La temperatura de trabajo del aceite durante las pruebas debe señalar como mínimo 65° C y como máximo 90° C si excede este valor se debe considerar los siguientes puntos para lograr mantenerla dentro del rango adecuado:

- Si las nuevas condiciones físicas y aerodinámicas lo permiten, colocar un nuevo cárter fabricado de aleaciones ligeras y con sistema propio de refrigeración pudiendo ser de tipo aletas o tubos pasantes como se ilustra en la figura 3-21.

Fig. 3-21 Carter con aletas de refrigeración



- Instalar en serie en el circuito de lubricación un radiador de aceite como el que se observa en la figura 3-22, precisado a refrigerarse antes de pasar por el filtro de lubricación. Se debe montar en un punto en directa contraposición al flujo de aire en marcha, sin embargo se debe evitar radiadores de aceite cuyas largas canalizaciones provoquen caídas de presión en el sistema.

Fig. 3-22 Kit para instalación de radiadores de aceite



Fuente: <http://www.mercadoracing.org/6/483662/kit-radiador-de-aceite.html>, Acceso: 16 de Abril del 2012

Al repotenciar un motor, al igual que si fuera una reparación normal se debe sustituir la bomba de lubricación usada por una nueva con las mismas características y especificaciones de fábrica. Si la relación de compresión ha aumentado significativamente podría necesitarse incrementar la presión interna del circuito de lubricación lo cual puede obtenerse cambiando el muelle de la válvula limitadora de presión “sin exceder los 6 bar.”⁸²

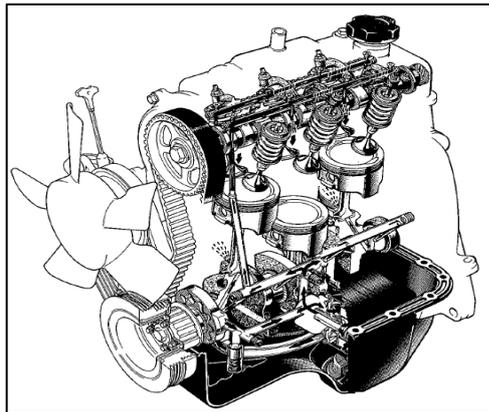
⁸² Gillieri Stefano, (1998), Preparación de Motores de Serie para Competición, p.68

CAPITULO IV

REPOTENCIACIÓN DEL MOTOR G10

Todos los datos, cálculos, técnicas recopiladas y expuestas en el segundo y tercer capítulo han sido analizadas para determinar con exactitud que trabajos se pueden y deben realizar de acuerdo a las características técnicas y constructivas del motor G10 que se ilustra en la figura 4-1 perteneciente a un Suzuki Forsa I modelo 1990 para alcanzar el objetivo final que es un trucaje de primera categoría, de esta manera satisfacer las expectativas que son las de obtener un aumento significativo de la potencia normal y un óptimo rendimiento en circuito de competencia.

Fig. 4-1 Motor G10



Fuente: Manual Suzuki, Acceso: 2 de Mayo del 2012

Previo a la modificación o sustitución de los elementos móviles, fijos, sistemas de alimentación, encendido, refrigeración y lubricación, se desarmaron y limpiaron todos los conjuntos y partes del motor G10. Se da por entendido que el lector de esta tesis tiene claros los conceptos teóricos y prácticos de la mecánica y funcionamiento de un motor, de esta manera se considera apropiado evitar entrar en detalle de algunos pasos sin relevancia del desarmado y armado de cada uno de los elementos y especificar directamente las modificaciones y cambios que se han realizado, a fin de cuentas son la esencia y prioridad del presente capítulo.

4.1 Modificación en los elementos móviles

4.1.1 Válvulas

- Se sustituyeron las válvulas antiguas apreciadas en la figura 4-2 por válvulas nuevas de las mismas características y modelo original, verificando que tengan la misma altura, diámetro del vástago y cabeza. Esto debido a que las válvulas antiguas se encontraban en mal estado, presentando desgaste, porosidad, ralladuras y picaduras.

Fig. 4-2 Válvulas en la culata



- Con una lija fina 1 200 y agua se procedió a pulir cada una de las válvulas como se observa en la figura 4-3, comenzando y terminando por el vástago y cabeza respectivamente hasta obtener un acabado espejo tal como se ilustra en la figura 4-4.

Fig. 4-3 Pulido de la válvula



- Se lubrico con aceite cada vástago y guía de válvula, para introducir y dejar caer cada válvula en su guía, de esta manera verificar que el vástago no se encuentre deformado o doblado.
- Con pasta abrasiva y la ayuda de una pistola neumática se asentó las válvulas, para asegurar que cada una de ellas selle o cierre herméticamente la cámara de combustión.
- Una vez armado el motor se calibraron todas las válvulas en frío a 0,25 mm.

Fig. 4-4 Válvulas estándar nuevas y usadas



4.1.2 Muelles

Fig. 4-5 Muelles de válvulas estándar



- Los muelles originales apreciados en la figura 4-5 aunque sin presentar trizaduras ni picaduras se encontraban fatigados, esto se determinó comparando los valores iniciales de la fuerza de compresión que da el fabricante con los datos obtenidos en prueba mediante una máquina que

determina la fuerza necesaria para comprimir los muelles una longitud específica.

- Al presentar los muelles originales un valor de fuerza a la compresión por debajo del normal como se especifica en la tabla 4-1 y debido a que se aumentó la cilindrada y relación de compresión original del motor, se optó por remplazar a los mismos por unos muelles de mayor resistencia como son los de un motor serie 110 del Mercedes Benz 220, seleccionados en base a los siguientes cálculos.

Datos:

Depresión en el cilindro = $1,2 \text{ kg/cm}^2$ (constante)

Diámetro de la válvula de admisión = 3,6 cm (por medición)

Diámetro de la válvula de escape = 3 cm (por medición)

Radio medio de la espira = 1,47 cm (por medición)

Alzada = 0,8 cm (por medición)

Constante = 0,7856

Constante = 1 000

Constante = 64

Constante = 8

Fuerza máxima aplicada en muelles de admisión

$$F_o = 1,2 \times 0,7856 \times 3,6^2 = 12,21 \text{ kg}$$

$$F_m = 1,2 \times 12,21 = 14,66 \text{ kg}$$

$$f_o = \frac{12,21 \times 0,8}{2(14,66 - 12,21)} = 0,2 \text{ cm}$$

$$f_{\text{max}} = 0,2 + 0,8 = 1 \text{ cm}$$

$$F_{\max} = \frac{12,21 \times 1}{0,2} = 61,05 + 50\% = 91,57 \text{ kg}$$

Fuerza máxima aplicada en muelles de escape

$$F_o = 1,2 \times 0,7856 \times 3^2 = 8,48 \text{ kg}$$

$$F_m = 1,2 \times 8,48 = 10,18 \text{ kg}$$

$$f_o = \frac{8,48 \times 0,8}{2(10,18 - 8,48)} = 0,2 \text{ cm}$$

$$f_{\max} = 0,2 + 0,8 = 1 \text{ cm}$$

$$F_{\max} = \frac{8,48 \times 1}{0,2} = 42,4 + 50\% = 63,6 \text{ kg}$$

Características de los nuevos muelles de acuerdo a la fuerza máxima aplicada que sería la obtenida en los de admisión.

$$d_{\text{hilo}} = \sqrt[3]{\frac{91,57 \times 1,47}{8}} = 0,43 \text{ cm}$$

$$n = \frac{1\,000 \times 1 \times 0,43}{64 \times 1,46^2} = 3,15 = 4$$

Se debe acotar que en los muelles originales y en los del motor serie 110 se puede comprimir máximo 8 y 10 mm respectivamente antes de que las espiras choquen entre si y exista el riesgo de que rompan un balancín. A continuación se presenta la tabla 4-1 con todos los valores obtenidos de las pruebas realizadas en la máquina de compresión para los dos tipos de muelles de válvula.

Tabla 4-1 Muelles de válvula y fuerza de compresión

Muelles de Válvula	Fuerza de Compresión
Motor G10 – Nuevos	55,4 kg (en 8 mm)
Motor G10 – Fatigados	47,3 kg (en 8 mm)
Motor Serie 110 - Usados	68,2 kg (en 10 mm)

- Según la experiencia obtenido por mecánicos especializados en preparación de motores, los muelles de válvula exteriores de un motor serie 110 del Mercedes Benz 220 funcionan de manera correcta e ideal en un motor G10 trucado.

Por esta experiencia y los datos obtenidos mediante cálculo donde se determina que la fuerza de compresión necesaria para comprimir 10 mm los muelles exteriores del motor serie 110 está dentro del rango recomendado que oscila de 60 a 80 kg es que se optó por su utilización. En la figura 4-6, de izquierda a derecha se puede apreciar los muelles originales fatigados del motor G10 y los muelles exteriores del motor serie 110.

Fig. 4-6 Muelles estándar y muelles del motor serie 110



- Posteriormente se midió la altura y diámetro de ambos muelles tal como se aprecia en la figura 4-7, determinando que los del motor serie 110 son más grandes sin este ser un inconveniente para el funcionamiento normal del motor como se especifica en la tabla 4-2.

Tabla 4-2 Altura y diámetro de los 2 tipos de muelles de válvula

Muelles de Válvula	Altura	Diámetro
Motor G10 – Fatigados	48,25 mm	29,40 mm
Motor Serie 110 - Usados	49,10 mm	31,30 mm

Fig. 4-7 Medición de un muelle de válvula



Para culminar el análisis de muelles se calcula la frecuencia natural de resonancia con lo que se determinó que no es necesario utilizar un muelle interno en vista de que el muelle elegido entra en resonancia a los 9 615 rpm como se determina en las siguientes ecuaciones y la máxima velocidad angular del cigüeñal en pista y estático es de 7 560 y 9 500 revoluciones por minuto respectivamente, tal como se especifica en las tablas 5-2 y 5-8.

Datos:

Radio medio de la espira = 1,47 cm (por medición)

Árbol de levas = 300° (dato del fabricante)

Número de espiras = 4 (cálculo anterior)

Número de espiras totales = 6

Ángulo de torsión = 75°

Constante = 21 300

Constante = 360

Constante = 0,5

Constante = 60

Constante = 4

Constante = 1

Frecuencia natural de resonancia

$$Fr = \frac{21\,300 \times 0,43}{4 \times (2 \times 1,47)^2} = 549,81 \text{ Hz}$$

$$Fcor = \frac{4}{6} = 0,66$$

$$Fr \text{ corregida} = 549,81 \times 0,66 = 362,8 \text{ Hz}$$

$$\alpha = \frac{300^\circ}{4} = 75^\circ$$

$$Pe = \frac{1}{362,8} \text{ 0,0026 s}$$

$$w1 = \frac{75 \times 60}{360 \times 0,5 \times 0,0026} = 9\,615 \text{ rpm}$$

4.1.3 Cigüeñal

Se analizó cual es la fuerza total práctica aplicada al cigüeñal antes y después de las modificaciones realizadas en los elementos del motor, con ello se determinó que existe un incremento de 2 088,915 kg tal como se especifica en las siguientes ecuaciones.

Datos:

Relación de compresión = 8,8:1 (calculado en subcapítulo 4.2.1)

Peso de elementos originales en movimiento rectilíneo = 2,045 kg

15% de la presión de combustión = 2,643 kg/cm²(constante)

Diámetro del pistón estándar = 7,4 cm (por medición)

Máximas revoluciones por minuto = 8 500 rpm

Carrera = 0,077 m (dato del fabricante)

Presión atmosférica = 1,043 kg/cm²

Gravedad = 9,81 m²(constante)

Radio del cigüeñal = 0,0655 m

Pi = 3,1416 (constante)

Constante = 4

Con pistón original y relación de compresión estándar

Fuerza expansiva (Fe):

$$P_{\text{comb}} = 1,043 \times (8,8)^{1,3} = 17,624 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{\text{exp}} = (17,624 \times 4) - 2,643 = 67,853 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_p = \frac{3,1416 \times 7,4^2}{4} = 43,0085 \text{ cm}^2$$

$$F_e = 67,853 \times 43,0085 = 3\ 018,255 \text{ kg}$$

Fuerza de inercia (Fi):

$$V_p = \frac{0,077 \times 6.500}{30} = 16,683 \text{ m/s}$$

$$F_i = \frac{2,045 \times (16,683)^2}{9,81 \times 0,0655} = 986,556 \text{ kg}$$

Fuerza total practica aplicada (Ftp):

$$F_{tp} = 4\,004,811 \text{ kg}$$

Datos:

Relación de compresión modificada = 12,4:1 (calculado en subcapítulo 4.2.1)

Peso de elementos modificados en movimiento rectilíneo = 2,090 kg

15% de la presión de combustión = 2,643 kg/cm²(constante)

Diámetro del nuevo pistón = 7,55 cm (por medición)

Máximas revoluciones por minuto = 8 500 rpm

Carrera = 0,077 m (dato del fabricante)

Presión atmosférica = 1,043 kg/cm²

Gravedad = 9,81 m²(constante)

Radio del cigüeñal = 0,0655 m

Pi = 3,1416 (constante)

Con pistón y relación de compresión modificados

Fuerza expansiva (Fe):

$$P_{comb} = 1,043 \times (12,4)^{1,3} = 27,525 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{exp} = (27,525 \times 4) - 4,1287 = 105,972 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_p = \frac{3,1416 \times 7,55^2}{4} = 44,7697 \text{ cm}^2$$

$$F_e = 105,972 \times 44,7697 = 4\,644,334 \text{ kg}$$

Fuerza de inercia (Fi):

$$V_p = \frac{0,077 \times 8\,500}{30} = 21,816 \text{ m/s}$$

$$F_i = \frac{2,090 \times (21,816)^2}{9,81 \times 0,0655} = 1\,449,392 \text{ kg}$$

Fuerza total practica aplicada (Ftp):

$$F_{tp} = 6\,093,726 \text{ kg}$$

Incremento de la fuerza total practica aplicada:

$$\text{Incremento } F_{tp} = 2\,088,915 \text{ kg}$$

Debido al incremento de fuerza lo ideal sería sustituir el cigüeñal por uno de mayor resistencia como sería un forjado, pero al no encontrar uno con características constructivas acordes a las del motor G10 se optó por utilizar el mismo sin modificar ni retocar su superficie, es decir, sin realizar ningún recorte de material que podría debilitar al mismo. De tal manera solo se mandó a rectificar las muñequillas de bancada y biela siguiendo el siguiente proceso:

Fig. 4-8 Cigüeñal estándar



- Previo a una revisión se determinó que el cigüeñal no tenía trizaduras pero sí ralladuras y hendiduras menores en muñequilla de biela y bancada como se observa en la figura 4-8, por lo cual necesitaba ser rectificado.
- Para establecer a qué medida debía ser rectificado el cigüeñal se tomaron con un micrómetro tres medidas en cada muñequilla, obteniendo los valores especificados en la tabla 4-3.

Tabla 4-3 Medidas obtenidas en muñequillas del cigüeñal del motor G10

Muñequillas	Medida 1	Medida 2	Medida 3
Biela 1	1,618 pulg	1,618 pulg	1,620 pulg
Biela 2	1,617 pulg	1,619 pulg	1,619 pulg
Biela 3	1,617 pulg	1,618 pulg	1,618 pulg
Bancada 1	1,746 pulg	1,745 pulg	1,747 pulg
Bancada 2	1,747 pulg	1,746 pulg	1,747 pulg
Bancada 3	1,746 pulg	1,745 pulg	1,745 pulg
Bancada 4	1,747 pulg	1,748 pulg	1,748 pulg

- De acuerdo al menor valor obtenido se determinó que las muñequillas del cigüeñal debían rectificarse a 0,030 pulgadas como se analiza en la tabla 4-4 donde se indican las medidas a las cuales se puede rectificar el cigüeñal del motor G10 de acuerdo a las rectificaciones estandarizadas considerando en ellas la holgura respectiva de los cojinetes.

Tabla 4-4 Medidas para rectificar el cigüeñal del motor G10

Medida en pulgadas	Diámetro de muñequilla Bancada	Diámetro de muñequilla de biela	Holgura con cojinetes
Estándar	1,770 pulg	1,643 pulg	0,002 pulg
0,030	1,740 pulg	1,613 pulg	0,002 pulg
0,040	1,730 pulg	1,603 pulg	0,002 pulg

- Una vez rectificad el cigüeñal ilustrado en las figuras 4-9 y 4-10, se comprueba con el micrómetro que el trabajo se haya realizado correctamente y todas las muñequillas estén a la medida a la cual se mandó a rectificar.

Fig. 4-9 Rectificación del cigüeñal



Fig. 4-10 Maquina para rectificar cigüeñales



- Finalmente se procede a pulir con gasolina y una lija fina 1 200 una a una las muñequillas del cigüeñal.

4.1.4 Árbol de Levas

- El árbol de levas original de 220° apreciado en la figura 4-11, con el cual fue diseñado y construido el motor G10 no cumple con las características de un árbol de levas de competencia, por ello fue sustituido por un árbol de levas de 300° en vista que presenta características idóneas.

Fig. 4-11 Árbol de levas estándar



- Se mide la altura máxima de la leva para asegurar que no sobrepase los 10 mm, valor máximo que podrán comprimirse los nuevos muelles de válvula.

Tabla 4-5 Medidas obtenidas en los árboles de levas

Árbol de levas	Alzada	Circunferencia primaria
Estándar	5,4 mm	32 mm
Competencia	7,6 mm	31,2 mm

- Por último se pulen los apoyos y levas con gasolina y una lija fina 1 200 como se observa en la figura 4-12.

Fig. 4-12 Árbol de levas estándar y árbol de levas para competencia



4.1.5 Polea de la distribución

La polea original del motor G10 como la de la mayoría de vehículos comerciales no permiten regular manualmente el grado de AAA ni el RCE, puntos que son claves para mejorar el rendimiento del motor. En un vehículo de competencias es prácticamente obligatorio poseer una polea regulable que permita modificar el ángulo para variar estos parámetros. A continuación se detalla su construcción partiendo de dos poleas estándares como se observa en las figuras 4-13 y 4-14:

Fig. 4-13 Polea estándar # 1



Fig. 4-14 Polea estándar # 2



- Mediante un torno se procede a cortar en la polea # 1 toda la circunferencia de los dientes para retirarlos y dejar únicamente la placa que servirá para nuestro cometido, tal como se observa en la figura 4-15.

Fig. 4-15 Polea cortada los dientes



- En la polea # 2 se realiza un corte interior tal como se ilustra en la figura 4-16 hasta dejar un agujero cuyo diámetro permita que se acople perfectamente la placa de la polea # 1.

Fig. 4-16 Polea cortada el centro



- En el torno se realizan los chaflanes para facilitar el acople de las piezas.
- Con el cepillo del esmeril se procede a pulir y retirar cualquier punta cortante que pudiera quedar de los cortes realizados en el torno.
- En la placa de la polea # 1 con una fresadora y fresa se realizan 4 agujeros alargados para que se pueda girar y calibrar los grados requeridos.

- En la placa de la polea # 2 se sueldan 4 tuercas donde se enroscaran los pernos que fijaran a la polea # 1 con respecto a la polea # 2 y de esta forma evitar que la calibración se altere.

Una vez armada y montada en la culata como se aprecia en la figura 4-17 procedemos a regular el árbol de levas con respecto a la misma realizando los siguientes pasos:

Fig. 4-17 Polea regulable montada en el motor



1. Se coloca un goniómetro en la polea del cigüeñal y un reloj comparador en la cabeza del pistón número 1, determinando que el mismo se encuentre en punto muerto superior y en etapa de compresión.
2. Se marca con un rayador cero grados en cada polea y cero grados en el reloj.
3. Con sentido horario se gira la polea del cigüeñal hasta que el goniómetro marque 40 grados y se apunta el valor de 8,55 mm obtenido en el reloj comparador. Se regresa a cero grados y ahí se gira con sentido anti horario los mismos 40 grados en el goniómetro asegurando que el reloj marque de igual forma 8,55 mm. Con ello se afirma que el motor y la distribución estén bien sincronizados.

4. En base a las marcas de cero grados realizadas en las poleas, se aflojan los 4 pernos y se giran 10 grados en sentido horario a la placa de la polea regulable, finalmente se aprietan los pernos para evitar que se mueva la calibración. Con esto se retrasa el cierre de las válvulas de escape incrementando la velocidad de punta.

4.1.6 Bielas

- En estos elementos no se realizó ningún trabajo ni sustitución en vista que reducir la masa de los mismos es un proceso de gran precisión y al no contar con los equipos o maquinaria necesaria, se corre el riesgo a desbalancear y debilitar el cuerpo, reduciendo así la vida útil del mismo y generando posibles problemas en el rendimiento del motor. Como se observa en la figura 4-18 las bielas estándares no tienen un exceso de material del cual se pueda aprovechar para recortar material y reducir masa.

Fig. 4-18 Biela original, luego de limpiar y remover carbonilla



4.1.7 Pistones

Los pistones estándar originales de 74 mm de diámetro apreciados en la figura 4-19 y 4-20, fueron sustituidos por 3 pistones estándar de aluminio de 75,5 mm de diámetro de un motor G15 de Mitsubishi Lancer con el objetivo de aumentar la cilindrada unitaria y por ende la cilindrada total del motor. Estos diámetros fueron escogidos para darle mayor vida útil al motor, es decir, de esta manera se puede rectificar 4 veces más los cilindros sin necesidad de enfundar los mismos y variar el diámetro del pistón elegido anteriormente de acuerdo a la rectificadora que se vaya a realizar.

Fig. 4-19 Pistón estándar del motor G10



Fig. 4-20 Pistón estándar del motor G10



En los nuevos pistones del motor G15 se realizaron dos tipos de trabajos:

1. En el centro de las faldas se trazó simétricamente con una plantilla de cartulina tres agujeros dispuestos en forma de triángulo equilátero para posteriormente mediante un taladro estático y broca de 5 mm de diámetro proceder a realizar los agujeros tal como se observa en las figuras 4-21 y 4-22, con lo que principalmente se mejora la lubricación y refrigeración.

Fig. 4-21 Mecanizado de la falda del pistón



Fig. 4-22 Agujeros en la falda del pistón.



2. En la cabeza de cada pistón se trazaron 2 semicírculos mediante una plantilla de aluminio elaborada específicamente para este tipo de pistones. Una vez colocado el pistón en la entenalla del torno se procede a colocar una fresa de 16 mm de diámetro y a calibrar la fresadora con el ángulo necesario de 17° . A continuación se procede a realizar los semicírculos en cada pistón tal como se ilustra en las figuras 4-23 y 4-24, profundizando la fresa máximo 8 mm, valor que se obtuvo midiendo la profundidad en los pistones originales.

Este trabajo se realizó debido a que a diferencia de los pistones originales los pistones del motor G15 no tienen los semicírculos en la cabeza del pistón y era necesario realizarlos para evitar que las válvulas choquen o golpeen contra la cabeza.

Fig. 4-23 Mecanizado de la cabeza del pistón



Fig. 4-24 Semicírculos en la cabeza del pistón



4.1.8 Rines

- Se ocuparon los rines estándar del pistón del motor G15 y mediante un juego de galgas se midió la luz de puntas para de esta manera asegurar que estén dentro de los valores determinados mediante la siguiente ecuación.

Datos:

Temperatura aproximada de trabajo = (dato del fabricante)

Coefficiente de dilatación = 0,00001 (dato del fabricante)

Diámetro del nuevo pistón = 75,5 cm (por medición)

Pi = 3,1416

$$s = 3,1416 \times 75,5 \times 0,00001 \times 150 = 0,35 \text{ mm}$$

- Se coloca los rines en los pistones tomando en cuenta su respectiva posición.

4.1.9 Volante motor

- Si la velocidad angular deseada es de 8 500 rpm, existe un incremento del 66% con respecto a las 6 500 rpm originales por lo tanto el peso aproximado que se debía reducir es de 1,914 kg según se determina en el siguiente cálculo teórico y con lo cual sin duda se obtendría un excelente rendimiento del motor en plano, pero en la práctica se debe considerar que el vehículo circulará por todo tipo de pendiente, con lo cual se vería gravemente afectado.

Datos:

Porcentaje de aumento de las revoluciones por minuto = 66%

Peso inicial del volante motor = 5,8 kg (por pesaje)

Constante = 100

Constante = 2

$$R_{pv} = \frac{5,8 \times \frac{66}{2}}{100} = 1,914 \text{ kg}$$

- Se decidió según la experiencia de mecánicos especializados reducir al volante que se aprecia en la figura 4-25 un poco menos del 50% del valor teórico para equilibrar el rendimiento en superficies planas y subidas.

Fig. 4-25 Volante motor original



- Como se detalla en la tabla 4-6 se redujo 0,8 kg del extremo de la superficie en contacto con el disco de embrague tal como se observa en la figura 4-26.

Fig. 4-26 Mecanizado del Volante motor original



Tabla 4-6 Peso del volante motor

Peso original	Reducción teórica	Reducción práctica	Peso final
12,760 lb	4,2 lb	1,760 lb	11 lb
5,8 kg	1,914 kg	0,8 kg	5 kg

4.2 Modificación en los elementos fijos

4.2.1 Culata

Se procedió a rebajar 2 mm la superficie de la culata para aumentar la relación de compresión del motor obteniendo como resultado los valores determinados mediante los siguientes cálculos:

Datos:

Volumen de la cámara estándar = 42,44 cm³ (dato del fabricante)

Carrera del pistón estándar = 7,7 cm (dato del fabricante)

Diámetro del pistón estándar = 7,4 cm (por medición)

Pi = 3,1416 (constante)

Constante = 4

Relación de compresión original:

$$V_u = \frac{3,1416 \times 7,4^2 \times 7,7}{4} = 331,165 \text{ cm}^3$$

$$R_c = \frac{331,165 + 42,44}{42,44} = 8,8 : 1$$

Datos:

Volumen de la cámara modificada = 30,2 cm³ (calculada en el subcapítulo 4.2.2)

Carrera del pistón modificado = 7,7 cm (dato del fabricante)

Diámetro del pistón modificado = 7,55 cm (por medición)

Pi = 3,1416 (constante)

Constante = 4

Relación de compresión propuesta:

$$V_u = \frac{3,1416 \times 7,55^2 \times 7,7}{4} = 344,72 \text{ cm}^3$$

$$R_c = \frac{344,72 + 30,2}{30,2} = 12,4 : 1$$

Como se puede observar, al rebajar 2 mm de la superficie de la culata ilustrada en la figura 4-27 disminuye el volumen de la cámara de combustión y aumenta la relación de compresión al límite recomendado, sin perjudicar el funcionamiento del motor y evitando que las válvulas y bujías choquen con el pistón.

Fig. 4-27 Culata motor G10



4.2.2 Cámara de combustión

- Con la ayuda de una probeta graduada y aceite SAE 10W30 se ejecuta la medición de la cámara de combustión. Para realizar este trabajo se siguieron los siguientes pasos:
 1. Con una lija fina 1 200 y gasolina se limpia cada una de las cámaras de combustión apreciadas en la figura 4-28.
 2. Se colocan las bujías en su posición y torque normal.

Fig. 4-28 Cámara de Combustión



3. Se untan con grasa los asientos y cabezas de las válvulas para una vez colocadas sellan herméticamente las cámaras y eviten la fuga de aceite al momento de realizar la prueba.
4. Se coloca 60 cm³ de aceite en una probeta como se ilustra en la figura 4-29.

Fig. 4-29 Probeta graduada con aceite



5. Se vierte el aceite de la probeta hasta llenar la cámara de combustión.

Fig. 4-30 Llenado de la cámara de combustión con aceite



6. Se calcula el volumen de la cámara, restando el volumen inicial de la probeta menos el volumen final, obteniendo como resultado $25,35 \text{ cm}^3$.
 7. Se obtiene el volumen de la perforación del cilindro en el empaque de $7,5 \text{ cm}$ de diámetro y $0,11 \text{ cm}$ de espesor. Obteniendo como resultado $4,85 \text{ cm}^3$.
 8. Finalmente se suman los dos valores para obtener el volumen total de la cámara de combustión que es igual a $30,2 \text{ cm}^3$.
- Con la ayuda de una fresadora se recortan las guías de válvula y los tubos de emulsión para evitar que el flujo de la mezcla tenga restricciones.
 - Posteriormente con una lija fina 1 200 y gasolina se pulen cada una de las cámaras de combustión hasta dar un terminado espejo.

4.2.3 Conductos de admisión y escape

- Se procedió a rebajar 2 mm de los conductos de admisión y escape tal como se mide en la figura 4-31, para tal operación se siguieron los siguientes pasos:

Fig. 4-31 Medición de los conductos de admisión



1. Se hace una plantilla cuadrada para los conductos de escape y una circular para los de admisión con la medida a rebajar.
2. Utilizando las plantillas se marca con un rayador cada uno de los conductos.

3. Con la ayuda de un taladro neumático y piedras abrasivas, se procedió al desbastado de cada uno de los conductos como se aprecia en la figura 4.32, asegurando de no sobrepasar las medidas marcadas.

Fig. 4-32 Desbastado de los conductos de admisión



- Con una pistola de aire se limpian todos los residuos de los conductos trabajados.
- Finalmente se pulen los conductos con una lija fina 1 200 y gasolina hasta dar un terminado espejo.

4.2.4 Bloque motor

- Se limpió toda la tierra y grasa adherida en la superficie y agujeros del bloque que se ilustra en la figura 4-33 para posteriormente enviarlo a su debida rectificación.

Fig. 4-33 Boque motor



- Al sustituir los pistones originales por los pistones del motor G15 es necesario sobredimensionar el diámetro del cilindro considerando no sobrepasar la medida para evitar que se una con los conductos de refrigeración. Se rebajó 1,55 mm como se observa en la figura 4-34 para que calce el nuevo pistón y quede con la holgura recomendada, de esta manera se obtienen los siguientes resultados para la antigua y nueva cilindrada respectivamente:

Datos:

Volumen unitario estándar = 331,164 cc (calculado en el subcapítulo 4.2.1)

$$\text{Cilindrada total estándar} = 344,726 \times 3 = 993,492 \text{ cm}^3$$

Datos:

Volumen unitario modificado = 344,726 cc (calculado en el subcapítulo 4.2.1)

$$\text{Cilindrada total modificada} = 344,726 \times 3 = 1\,034,178 \text{ cm}^3$$

Fig. 4-34 Rectificado de los cilindros



Fig. 4-35 Bruñido de los cilindros



- Finalmente se aplano y pulió la superficie donde se asienta la culata como se observa en la figura 4-36, para asegurarnos que quede totalmente plana y sin rayones.

Fig. 4-36 Aplanado de la superficie



4.2.5 Cojinetes

Los cojinetes originales de bancada y biela se sustituyeron por unos de mejor calidad como son los de la marca HKS, que presentan aleaciones especiales de aluminio que dan como resultado una mayor resistencia al desgaste y auto lubricación. Como las muñequillas del cigüeñal fueron rectificadas a 0,030 los cojinetes se compraron a la misma medida.

4.3 Sistema de alimentación

4.3.1 Carburadores

Debido a los cambios realizados en el motor se sustituyó el carburador original apreciado en la figura 4-37 por tres carburadores individuales determinados de acuerdo a los siguientes cálculos:

Fig. 4-37 Carburador Solex estándar del motor G10



Datos:

Volumen unitario = 344,726 cm³ (calculado en el subcapítulo 4.2.1)

Velocidad angular = 8 500 rpm (deseada)

Constante = 0,82

Constante = 0,8

Constante = 5

$$D_{carb} = 0,82 \times \sqrt{344,726 \times 8\,500} = 44,38 \text{ mm}$$

$$D_d = 0,8 \times 44,38 = 35,5 \text{ mm}$$

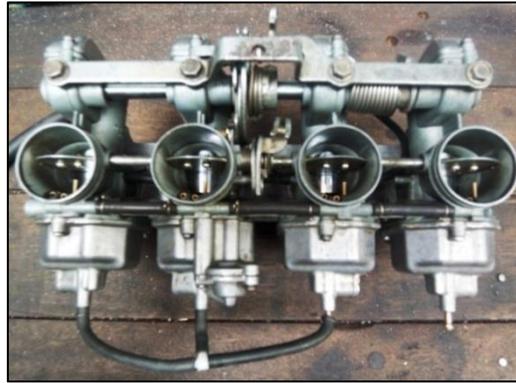
$$D_s = 5 \times 35,5 = 0,177 \text{ mm}$$

Debería colocarse un carburador por cilindro con los diámetros calculados pero en la práctica es recomendable probar el rendimiento general a bajas, medias y altas revoluciones con elementos aproximadas para determinar la mejor opción en base al rendimiento obtenido. Estas pruebas consisten en encontrar un punto de equilibrio en el cual a bajas revoluciones el motor no se apague, a medias permanezca estable y en altas desarrolle con fluidez su máxima potencia, de esta manera se colocaron tres carburadores de las siguientes características como se aprecia en la figura 4-38:

Tabla 4-7 Características de los carburadores Keihin

CARACTERISITICAS	
Utilizado en moto	Honda Shadow
Cilindrada	1 100 cc
Marca	Keihin
Diámetro del carburador	40 mm
Diámetro del difusor	35 mm
Diámetro del surtidor principal	0,175 mm
Funcionamiento interno	Con balancín

Fig. 4-38 Carburadores Keihin



Como se puede observar en la figura 4-39, existe un conjunto de cuatro carburadores y el motor en el cual será instalado tiene tres cilindros, por lo tanto a un carburador se le cierra el paso y desconecta ya que no entrara en funcionamiento.

4.3.2 Afinación de los carburadores

- Se desarmo todos los carburadores para realizar una limpieza general con gasolina de los cuerpos y elementos.

Fig. 4-39 Carburadores Keihin desarmados



- Se revisa que todos los elementos metálicos se encuentren en buen estado, sin presentar trizaduras, deformaciones ni ralladuras.
- Se constata que todas las mangueras, empaques y aros de caucho no se encuentren resecos o rotos.

- Con una pistola de aire se soplaron todos los conductos y orificios para asegurar que la gasolina fluya sin ningún obstáculo.
- Se arman los carburados como se observa en la figura 4-40 para proceder a su afinación.

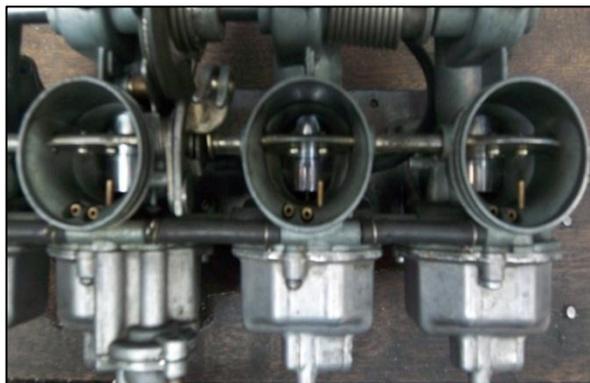
Fig. 4-40 Carburadores Keihin Armados



Aunque son 3 carburadores independientes para cada cilindro todos funcionan bajo un sistema único de aceleración, por lo tanto deben estar sincronizados para su óptimo funcionamiento, procediendo de la siguiente manera:

1. Por medio de los balancines se calibro el desplazamiento de los émbolos ilustrados en la figura 4-41 para que todos suban y bajen al mismo tiempo.

Fig. 4-41 Émbolos sincronizados



2. Se verifica con un calibrador que la apertura y cierre de las mariposas apreciadas en la figura 4-42 sea igual al momento de acelerar y estrangular.

Fig. 4-42 Apertura y cierre de mariposas



3. Con una jeringa se inyecta gasolina en cada cuba y se coloca una probeta a la salida de cada inyector, luego de diez aceleradas a fondo se retiran las probetas y se observa que todos los carburadores hayan inyectado la misma cantidad de combustible.
4. Por último se calibra el ralentí dando dos vueltas y media al tornillo de regulación que se observa en la figura 4-43 con lo que se mantiene estable el motor en bajas y desarrolla su máxima potencia de manera fluida.

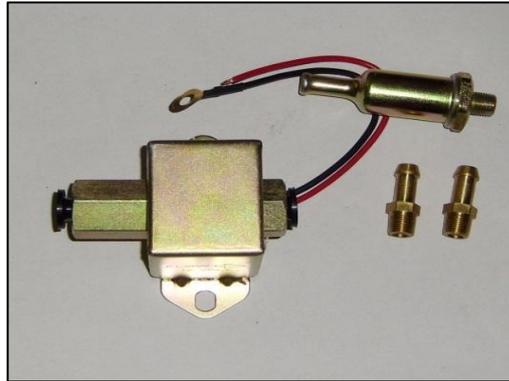
Fig. 4-43 Regulación del tornillo de ralentí



4.3.3 Bomba de gasolina

Se desconectaron todas las mangueras de la bomba mecánica y desactivo con respecto al árbol de levas, de esta manera no trabaja cuando el motor esta prendido para remplazarla por una bomba eléctrica que se ilustra en la figura 4-44 que abastezca la presión necesaria de 3 bar, colocada junto al nuevo tanque de gasolina situado en la parte posterior dentro del habitáculo.

Fig. 4-44 Bomba de gasolina eléctrica



4.3.4 Múltiple de admisión

El múltiple de admisión estándar también debía ser remplazado en vista de que no se podía adaptar los nuevos carburadores en el mismo, como se puede observar en la figura 4-45, este elemento está diseñado para abastecer de mezcla a los cilindros mediante un solo carburador.

Fig. 4-45 Múltiple de admisión estándar



Al colocar un carburador para cada cilindro se debe fabricar un múltiple que se acople a cada uno de manera independiente, el mismo que fue mandado a construir en hierro en base a los datos teóricos que se detallan y un diámetro de tubo calculado mediante las siguientes ecuaciones:

Datos:

Máxima velocidad angular del cigüeñal = 8 500 rpm (propuesta)

Diámetro del pistón modificado = 7,55 cm (dato del fabricante)

Carrera del pistón modificado = 0,077 m (dato del fabricante)

Pi = 3,1416 (constante)

Constante = 80

Constante = 30

Constante = 4

Velocidad media del pistón (Vp)

$$V_p = \frac{0,077 \times 8\ 500}{30} = 21,816 \text{ m/s}$$

Superficie del pistón (Sp)

$$S_p = \frac{3,1416 \times 7,55^2}{4} = 44,76 \text{ cm}^2$$

Sección del conducto del tubo de admisión (Sc)

$$S_c = \frac{(21,816 \times 44,76)}{80} = 11,48 \text{ cm}^2$$

Diámetro del tubo de admisión (Da)

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \times 11,48}{3,1416}} = 3,82 \text{ cm}$$

Para la construcción del múltiple de admisión había que considerar además del diámetro del tubo, la distancia de separación entre cada carburador, cada conducto de admisión y que la longitud de los tubos sea la mínima posible con los carburadores montados, de tal manera como se aprecia en la figura 4-46 se obtuvo finalmente un elemento con las siguientes características:

Fig. 4-46 Múltiple de admisión para tres carburadores



- Tubos rectos, sin recodos y con un ángulo de inclinación de 5°
- Longitud de los tubos igual a 8 cm y un diámetro de 3,82 cm.

4.4 Sistema de encendido

Al aumentar la velocidad angular del cigüeñal necesariamente incrementa la velocidad con la cual salta la chispa entre cada bujía según el orden de encendido asignado por el distribuidor que se ilustra en la figura 4-47. Entendiendo que cada 2 vueltas del cigüeñal saltan 3 chispas y por lo tanto cada vuelta saltan 1,5 chispas se puede determinar mediante las siguientes ecuaciones cuantas chispas saltan por segundo en el motor original y en el motor trucado para establecer una diferencia.

Fig. 4-47 Distribuidor electrónico original



Datos del motor G10 estándar:

Máxima velocidad angular del cigüeñal = 6 500 rpm (dato del fabricante)

Número de chispas en una vuelta del cigüeñal = 1,5

Constante = 60

Constante = 1

Chispas por minuto (CHPM)

$$\text{CHPM} = 6\,500 \times 1,5 = 9\,750$$

Tiempo entre cada chispa (t)

$$t = \frac{60}{9\,750} = 0,0061 \text{ s}$$

Chispas por segundo (CHPS)

$$\text{CHPS} = \frac{1}{0,0061} = 163,93 = 164$$

Datos del motor G10 trucado:

Máxima velocidad angular del cigüeñal = 8 500 rpm (propuesta)

Número de chispas en una vuelta del cigüeñal = 1,5

Constante = 60

Constante = 1

Chispas por minuto (CHPM)

$$\text{CHPM} = 8\,500 \times 1,5 = 12\,750$$

Tiempo entre cada chispa (t)

$$t = \frac{60}{12\,750} = 0,0047 \text{ s}$$

Chispas por segundo (CHPS)

$$\text{CHPS} = \frac{1}{0,0047} = 212,09 = 213$$

Como se puede observar, en un segundo al máximo de revoluciones por minuto se han incrementado aproximadamente 49 chispas. Al poseer un distribuidor electrónico este incremento de chispa por segundo no resulta ser un inconveniente en el mismo por lo cual no es necesaria su sustitución, pero si es de gran importancia mejorar el tiempo y tamaño de chispa para optimizar la combustión de la mezcla. Esto se obtiene incrementando el voltaje para lo cual se reemplaza la bobina, cables de tensión y bujías originales por unas de las siguientes características.

4.4.1 Bobina de tensión

A diferencia de los 25 000 voltios que entrega la bobina original de marca Nippondenso que se observa en la figura 4-48, la bobina ACCEL ilustrada en la figura 4-49 fue seleccionada debido a que está diseñada para motores de competencia y entrega una chispa de gran tamaño, mayor duración y voltaje. Esta bobina posee además aletas de refrigeración integral para disipar el calor que generara debido a la función de alta exigencia que deberá cumplir.

A más de las características que se especifican en la tabla 4-8 y aseguran un óptimo funcionamiento del motor, este elemento ha sido probado y es recomendado por preparadores de motores G10.

Fig. 4-48 Bobina de tensión estándar



Tabla 4-8 Ficha técnica de la bobina ACCEL

Ficha técnica	
Marca	ACCEL
Código	ACC-140001
Modelo	Canister
Construcción interna	Llenado de aceite
Voltaje máximo	45 000
Resistencia primaria	0,700 ohmios
Resistencia secundaria	11,8 kohmios
Proporción de giro	70:1
Resistencia incluida	Si
Resistencia doble	No
Color	Amarillo-Café
Forma	Rectangular
Material de carcasa	Base de polipropileno

Fuente: www.accel-ignition.com, Acceso: 3 de Junio del 2012

Fig. 4-49 Bobina de encendido ACCEL



Fuente: www.accel-ignition.com, Acceso: 3 de Junio del 2012

4.4.2 Cables de tensión

De acuerdo a la ley de Ohm si se incrementa la resistencia se obtiene un mayor voltaje, es por ello que se han sustituido los cables originales que se aprecian en la figura 4-50 por cables de alta resistencia como son los ACCEL Súper stock ilustrados en la figura 4-51 cuyas especificaciones pueden observarse en la tabla 4-9.

Tabla 4-9 Ficha técnica de cables de alta tensión ACCEL

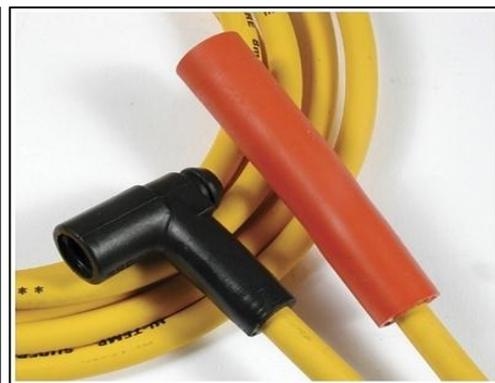
Ficha técnica	
Marca	ACCEL
Código	4041B
Código interno	4041B32
Modelo	Súper stock
Construcción interna	Grafito
Construcción externa	Funda de silicón y fibra de vidrio
Aislamiento	Monómero de etileno, propileno dieno, grafito
Recubrimiento de pipetas	Zinc con terminales de acero
Color de cables	Amarillo
Color de pipetas	Rojo - Negro
Resistencia	3 a 7 kohmios por cada 30 cm

Fuente: www.accel-ignition.com, Acceso: 7 de Junio del 2012

Fig. 4-50 Cables de tensión estándar



Fig. 4-51 Cables de tensión ACCEL



Fuente: www.accel-ignition.com Acceso: 7 de Junio del 2012

Como se puede observar en los datos obtenidos y expuestos en la tabla 4-10, la resistencia de los cables originales es bastante baja y no entra en el rango recomendable para un motor de competencia, lo cual ha sustentado otra razón para ser sustituidos.

Tabla 4-10 Resistencia de cables de alta tensión

Resistencia de los cables		
Cables ACCEL	Valor en kohmios	Longitud de cable (cm)
Cable 1	9,90	74
Cable 2	10,30	79
Cable 3	10.30	79
Cable central	10,30	79
Cables Originales	Valor en kohmios	Longitud de cable (cm)
Cable 1	2,27	80,5
Cable 2	2,27	80,5
Cable 3	1,88	67
Cable central	1,88	67

4.4.3 Bujías de encendido

Se sustituyeron las bujías originales “calientes” marca NGK BP6ES por unas de mayor prestación como son las bujías “frías” CHAMPION Platinum Power que se observan en la figura 4-52, pre calibradas por el fabricante a 0,7 mm, con las siguientes características:

- Electrodo central con punta de platino para mayor durabilidad.
- Electrodo de tierra con núcleo de cobre en forma de punta para máxima disipación de calor y mejor combustión
- Aislador con punta proyectada para mejor protección contra ensuciamiento a bajas velocidades.

En vista de que el motor trucado trabaja a altas temperaturas es necesario colocar este tipo de bujías “frías” ya que disipan con mayor eficacia el calor evitando así la auto ignición.

Fig. 4-52 Bujía Champion Platinum Power



4.5 Sistema de refrigeración y lubricación

4.5.1 Refrigeración

La temperatura de trabajo a la cual estarán sometidos los elementos y el motor en general aumentará debido a que cada uno de ellos está básicamente trabajando al límite de lo posible para obtener la mayor potencia y el mejor rendimiento en pista. Para controlar esta temperatura se realizaron los siguientes cambios o modificaciones obtenidas por experiencia y practica de especialistas de preparación de motores:

- Se sustituyó la bomba de agua original usada que se ilustra en la figura 4-53 por una nueva de las mismas características.

Fig. 4-53 Bomba de agua usada



- Se cambió el radiador y deposito original por uno de mayor superficie de radiación y volumen respectivamente como es el del FIAT Spazio 1 300.

- Se instaló en la parte delantera, a la izquierda del radiador un electro ventilador extra nuevo de vehículo Honda Civic ilustrado en la figura 4-54, este fue escogido por ser delgado y no ocupar mucho espacio.

Fig. 4-54 Electro ventilador extra



4.5.2 Lubricación

Al reparar y repotenciar el motor se cambió la bomba de aceite original usada que se observa en la figura 4-55 por una nueva pero de las mismas características, como es conocido la bomba de aceite es el “corazón” del motor y del sistema de lubricación por lo cual es recomendable que al reparar un motor se coloque una bomba nueva así la usada no se encuentre en malas condiciones.

Fig. 4-55 Bomba de aceite estándar usada



Aparte de esto, para asegurar que el sistema de lubricación funcione correctamente se realizaron los siguientes trabajos:

- Se instaló un medidor de presión en la bomba de aceite.

- Una vez rectificadas y modificadas todos los elementos se procedió a lavar y limpiar cada uno de ellos. Con una pistola de aire se sopla cada agujero de lubricación para cerciorar que no existan limallas, partículas o suciedad que pueda obstruir o dañar la bomba de aceite.

- Una vez armado el motor se colocó un aceite marca PENZOIL 10W30, este fue escogido debido a que al ser recién rectificado y repotenciado la holgura entre sus elementos es mínima y se necesita un aceite de baja viscosidad.

CAPITULO V

ANALISIS DE RESULTADOS

Antes y después de haber realizado todas las modificaciones en el motor G10 y sus sistemas auxiliares, se sometió el motor a varias pruebas para determinar con exactitud sus características técnicas, con ello establecer una relación directa de ganancia de potencia entre sí y entre los datos entregados por el fabricante obtenidos bajo condiciones ambientales idóneas. En la tabla 5-1 se puede observar las especificaciones técnicas del motor estándar cero kilómetros por lo que se entiende su funcionamiento y rendimiento son óptimos de acuerdo a su diseño y construcción.

Tabla 5-1 Especificaciones técnicas del motor G10 estándar

Especificaciones	Valores
Numero de cilindros	3
Cilindrada total	993 cc
Relación de compresión	8,8 : 1
Diámetro del cilindro	74 mm
Carrera	77 mm
Potencia normal	(34,32 kW) @ 5 800 rpm
Par motor	74,5 Nm @ 3 600 rpm
Volumen de la cámara	42,44 cc
Revoluciones máximas	6 500 rpm
Orden de encendido	1 – 3 – 2
Temperatura de aceite	80° C
Bujías de encendido	NGK BPR6ES
Presión de combustible	0,062 – 0,096 (bar)
Presión de aceite	3,0 – 3,8 (bar) @ 3 000 rpm

Fuente: Manual Suzuki, Acceso: 3 de Noviembre del 2012

Aparte de los datos obtenidos del manual, se analizó también el estado actual del motor en vista que luego de 22 años de su fabricación y cientos de miles de kilómetros recorridos lógicamente los valores originales han sufrido variaciones significativas y sería poco real compararlo tan solo con sus características iniciales, por lo que se tomó datos de pruebas realizadas en el vehículo que se ilustra en las figuras 5-1 y 5-2 antes y después de ser repotenciado, obteniendo los resultados que se especifican a continuación en cada prueba.

Fig. 5-1 Suzuki Forsa con motor G10 usado



Fig. 5-2 Suzuki Forsa con motor G10 repotenciado



5.1 Pruebas de pista

Para realizar las pruebas de pista se impuso un rango de velocidad de 0 a 100 km/h para determinar con un cronometro y tacómetro las respectivas marcas de tiempo y máximas rpm para cada marcha, tal como realizan los fabricantes de vehículos deportivos para obtener datos técnicos de sus motores, obteniendo los datos que se

observan en las tablas 5-2, 5-3 y 5-4, cada una representada gráficamente en las curvas 5-3, 5-4, 5-5 y 5-6 para un mejor análisis y comprensión.

Tabla 5-2 Prueba de velocidad

Condiciones del motor	De 0 a 100 km/h	Revoluciones por minuto
Motor G10 usado	37,8 s	4 580
Motor G10 repotenciado	10,2 s	7 560

Fig. 5-3 Máximas rpm a 100 km/h

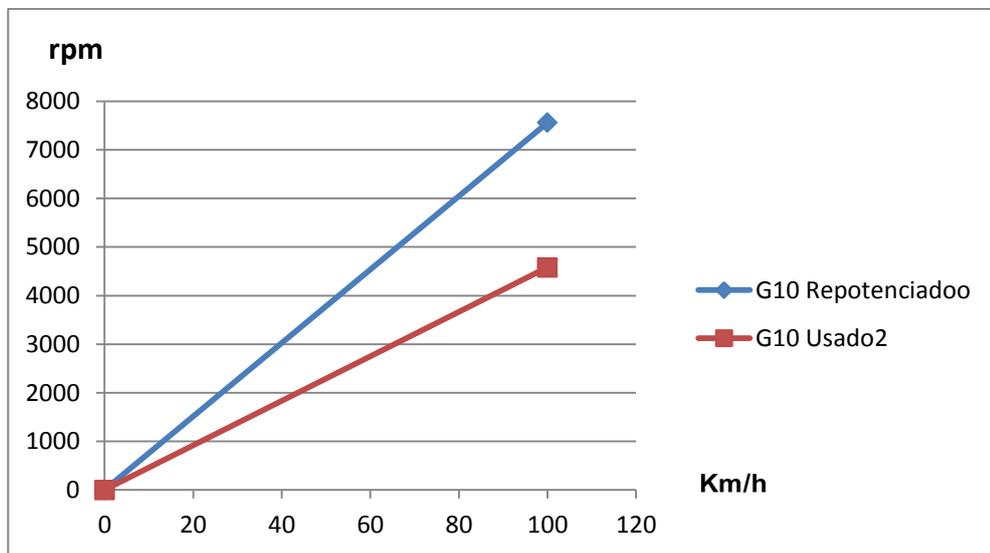


Fig. 5-4 Tiempo para alcanzar los 100 km/h

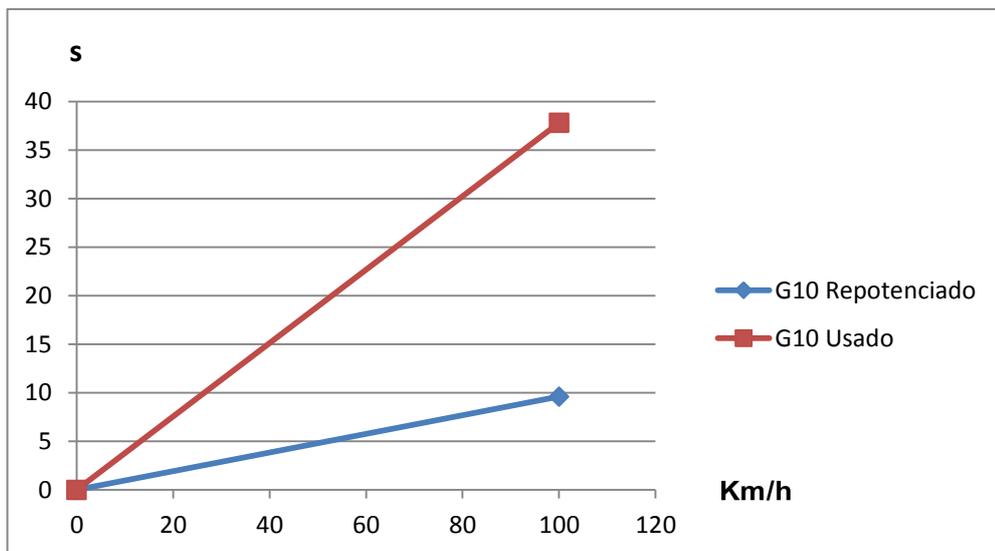


Tabla 5-3 Máximas rpm para cada marcha del motor G10 usado

Marcha	Máximas revoluciones por minuto	Velocidad (km/h)
Ralentí	800	0
Primera	5 450	30
Segunda	5 080	55
Tercera	5 200	85
Cuarta	5 080	115
Quinta	4 460	120

Fig. 5-5 Máxima velocidad y rpm para en marcha del motor G10 usado

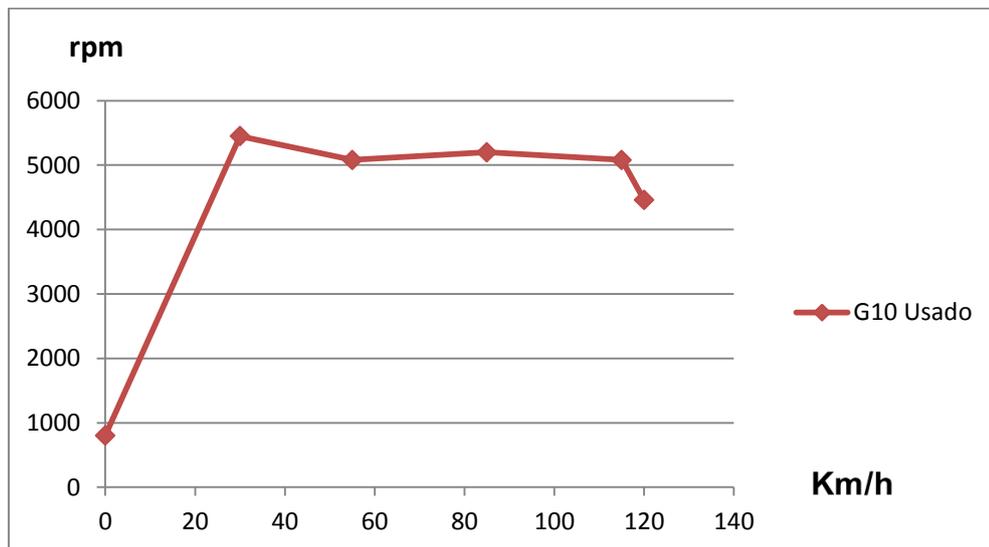
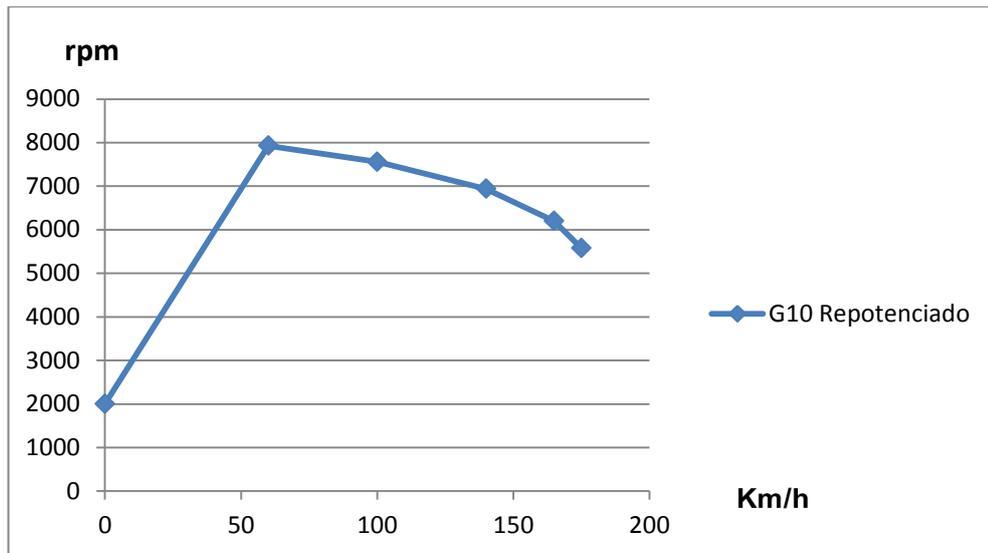


Tabla 5-4 Máximas rpm para cada marcha del motor G10 repotenciado

Marcha	Máximas revoluciones por minuto	Velocidad (km/h)
Primera	7 930	60
Segunda	7 560	100
Tercera	6 940	140
Cuarta	6 200	165
Quinta	5 580	175

Fig. 5-6 Máxima velocidad y rpm en cada marcha del motor G10 repotenciado



5.2 Temperatura

Para obtener valores de temperatura en el motor, primero se encendió el vehículo y luego de aproximadamente 15 minutos llega a su temperatura normal de trabajo la misma que fue medida con un láser digital como se observa en la figura 5-7 a la entrada y salida del radiador en las condiciones especificadas en las tablas 5-5 y 5-6.

Fig. 5-7 Medición de temperatura a la entrada del radiador



Tabla 5-5 Valores de temperatura con y sin ventilador

Motor G10 usado	Entrada (centígrados)	Salida (centígrados)
Con ventilador	74°	69°
Sin ventilador	82°	79°

Tabla 5-6 Valores de temperatura con y sin ventiladores

Motor G10 repotenciado	Entrada (centígrados)	Salida (centígrados)
Con 1 ventilador	38°	32°
Sin ventilador	84°	72°
Con 2 ventiladores	34°	30°
Sin ventiladores	84°	72°

Posteriormente se realizaron mediciones de temperatura luego de 15 minutos de recorrer una pista a máxima velocidad y potencia con lo cual se determinó como se observa en la tabla 5-7 valores reales que podrá alcanzar la temperatura del líquido refrigerante de cada motor al ser exigido al límite.

Tabla 5-7 Valores de temperatura a máxima velocidad en pista

Motor G10 usado	Entrada (centígrados)	Salida (centígrados)
Con 1 ventilador	84°	79°
Motor G10 repotenciado	Entrada (centígrados)	Salida (centígrados)
Con 2 ventiladores	85°	75°

5.3 Revoluciones por minuto

Se encendió el vehículo y mediante la ayuda de un tacómetro como el que se aprecia en la figura 5-8 se determinó el ralentí y máximas rpm alcanzadas al acelerar a fondo, obteniendo los valores que se especifican en la tabla 5-8.

Fig. 5-8 Prueba de rpm



Tabla 5-8 Mínimas y máximas rpm alcanzadas

Condiciones del motor	rpm en ralentí	Máximas rpm
Motor G10 usado	800	6 500
Motor G10 repotenciado	2 000	9 500

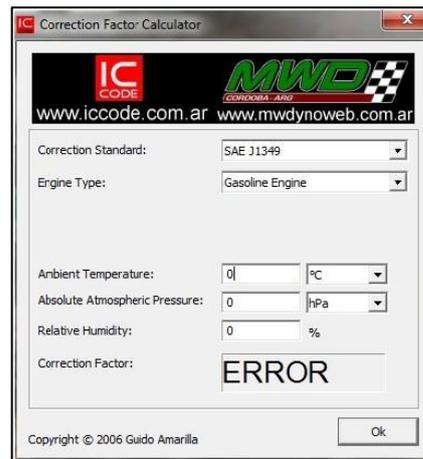
5.4 Pruebas en el banco dinamométrico

Dentro del análisis de resultados las pruebas en el banco dinamométrico son las más relevantes en vista que mediante este se determina de manera práctica el valor de la potencia del motor y en muchos casos directamente la potencia normal, entregando resultados exactos y curvas de desarrollo para poder establecer en este caso cual es el estado del motor G10 antes y después de su repotenciación.

La potencia normal que es la potencia final obtenida en base a condiciones ambientales específicas puede variar en un mismo motor dependiendo de las mismas, la humedad afecta el rendimiento debido a que el vapor de agua disuelto en el aire ocupa volumen y ese volumen es en definitiva menos aire puro y por ende menos moléculas de oxígeno, lo mismo ocurre con la presión atmosférica ya que a menor presión el aire se torna menos denso y existen menos moléculas de oxígeno por volumen admitido, por ultimo considerando que la presión se mantiene constante interviene entonces la temperatura del ambiente en vista que mientras mayor sea la misma, el volumen de aire aumentará pero con menor densidad y menos moléculas de oxígeno.

Las condiciones ambientales ideales para realizar las pruebas en el banco dinamométrico deberían ser a 0 msnm, sin humedad y una temperatura de 25° C pero debido a las variaciones climáticas que existen de acuerdo a la ubicación geográfica donde se realicen se han desarrollado programas basados en estándares especificados por distintas normas internacionales como SAE, DIN e ISO que permiten introducir diferentes valores como se observa en la figura 5-9, obteniendo un factor de corrección que se multiplica por la potencia del motor dando como resultado la potencia normal.

Fig. 5-9 Programa de factor de corrección



En los siguientes puntos se explica el proceso seguido de igual manera para ambas etapas en el banco dinamométrico al realizar los ensayos en el motor G10 antes y después de su repotenciación tal como se observa en la figura 5-10, vale mencionar que el dinamómetro de la Universidad Politécnica Salesiana utilizado en nuestros análisis no permitía ingresar valores climáticos para obtener directamente la potencia normal por lo que se calculó mediante el factor de corrección obtenido de acuerdo a las condiciones atmosféricas de cada día.

Fig. 5-10 Pruebas en el banco dinamométrico



- Se colocó las ruedas delanteras del vehículo entre los rodillos de medición, a través de los cuales se establecen los gráficos en el software.
- Mediante tres templeones se sujeta el chasis al piso para evitar que este se deslice de lado a lado o salga impulsado.

- Se reemplazó la varilla de medición de aceite por un sensor de temperatura.
- Se ingresó en el software de la computadora del banco las revoluciones por minuto en ralentí.
- Se enciende el motor y se arranca en segunda marcha hasta adquirir una velocidad estable que permita luego pasar directamente a cuarta marcha que es relación de transmisión 1:1 y acelerar a fondo hasta alcanzar los 100 km/h.

En el punto final del proceso se grafican en el software del computador cuatro curvas principales, la de par motor, potencia de arrastre, potencia de la rueda y potencia del motor que es resultado de la suma de estas dos últimas como se observa en las figuras 5-11 y 5-12 de cada etapa.

Motor G10 usado

Fig. 5-11 Curvas de potencia y par motor del motor G10 usado



Antes de ser repotenciado el motor G10 estándar usado alcanza una potencia del motor de 17,8 kW a 3 950 rpm. Al multiplicar este valor por el factor de corrección 1,01495 obtenido bajo la misma normativa DIN 70020 en la que se encontraba el banco se calcula la potencia normal requerida como se observa en la siguiente ecuación:

$$P_n = 17,8 \times 1,01495 = 18,06611 = 18,1 \text{ kW}$$

Motor G10 repotenciado

Fig. 5-12 Curvas de potencia y par motor del motor G10 repotenciado



Luego de ser repotenciado el motor G10 los valores de potencia del motor han incrementado significativamente alcanzando los 91,2 kW a 5 520 rpm y para determinar la potencia normal requerida también se debe multiplicar por el factor de corrección obtenido en ese momento de 1,00689, dando como resultado el valor calculado mediante la siguiente ecuación:

$$P_n = 91,2 \times 1,00689 = 91,828368 = 91,8 \text{ kW}$$

5.5 Análisis de resultados

Una vez realizadas las distintas pruebas de pista, temperatura, revoluciones por minuto y banco dinamométrico, se analizan los resultados para determinar en base a los resultados obtenidos las mejoras y principalmente el incremento de la potencia normal del motor que es objeto de esta investigación. De tal manera se ha recopilado en la tabla 5-9 y 5-10 los siguientes datos técnicos para el motor G10 antes y después de su repotenciación. Con esta información se establecen conclusiones específicas del funcionamiento y rendimiento.

Tabla 5-9 Especificaciones técnicas del motor G10 usado

Especificaciones	Valores
Cilindrada total	1 006,42 cc
Relación de compresión	10,5 : 1
Diámetro del cilindro	74,48 mm
Carrera	77 mm
Potencia efectiva	18,1 kW @ 3 950 rpm
Par motor	126,2 Nm @ 3 100 rpm
Volumen de la cámara	35,31 cc
Revoluciones máximas	6 500 rpm
Temperatura de aceite	80° C
Bujías de encendido	NGK BPR6ES
Presión de combustible	0,062 – 0,096 (bar)
Presión de aceite	3,0 – 3,8 (bar) @ 3 000 rpm

Tabla 5-10 Especificaciones técnicas del motor G10 repotenciado

Especificaciones	Valores
Cilindrada total	1 034,178 cc
Relación de compresión	12,4 : 1
Diámetro del cilindro	75,5 mm
Carrera	77 mm
Potencia efectiva	91,8 kW @ 5 520 rpm
Par motor	158 Nm @ 5 505 rpm
Volumen de la cámara	30,2 cc
Revoluciones máximas	9 500 rpm
Temperatura de aceite	80° C
Bujías de encendido	Champion Platinum Power 3405
Presión de combustible	0,172 – 0,206 (bar)
Presión de aceite	3,0 – 3,8 (bar) @ 3 000 rpm

Con los resultados obtenidos se puede concluir que:

- Las máximas revoluciones por minuto del motor G10 repotenciado aumentaron en un 46% con respecto al motor G10 estándar de fábrica y usado.
- El tiempo promedio para alcanzar los 100km/h disminuyó en un 270% en comparación al motor usado.
- Si bien el motor repotenciado está sometido a mayores esfuerzos, la temperatura de trabajo se ha mantenido de manera correcta dentro del rango normal con las modificaciones realizadas en el sistema de refrigeración.
- La temperatura del aceite en los tres casos se ha establecido alrededor de los 80° C por lo que no fue necesario instalar un sistema de refrigeración del aceite.
- Las revoluciones por minuto en ralentí incrementaron en un 150%.
- A pesar de que todas las modificaciones realizadas fueron previamente analizadas para variar específicamente la potencia normal se observa una ganancia significativa en el par motor
- La potencia normal del motor G10 repotenciado subió un 407% respecto al estándar usado y un 167% en comparación a las especificaciones de fábrica. Con lo que claramente queda demostrado que el objetivo de repotenciación se ha cumplido satisfactoriamente.
- Al modificar o cambiar elementos internos y sistemas auxiliares del motor de manera técnica y apropiada se obtiene un incremento sustancial de la potencia normal y el par motor sin necesidad de implementar un súper cargador o turbo, aunque con cualquiera de ellos sin duda alguna se podría complementar y mejorar estos porcentajes de ganancia siempre y cuando la federación automovilística así lo permitiera en la categoría.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES FINALES

- Para considerar en repotenciar un motor se debe tener claro cuáles son los objetivos y metas que se desean alcanzar con el mismo, debido a que incluso pequeñas modificaciones sin previo análisis pueden derivar en resultados perjudiciales en su funcionamiento normal.
- Existen tres posibilidades generales para aumentar la potencia de un motor y estas son mediante el incremento de la presión media efectiva, de la cilindrada y del régimen de giro del cigüeñal. Para conseguir variar estos valores será necesario alterar varios elementos internos que repercuten directamente sobre ellas.
- En la actualidad todos los motores de ciclo Otto tienen en principio el mismo funcionamiento pero varían notablemente en sus características de diseño y construcción, por lo tanto, de acuerdo a cada motor y sus elementos internos se debe analizar las variaciones más convenientes.
- La gran mayoría de modificaciones en los elementos móviles y fijos del motor permiten que este funcione de manera ideal a elevadas revoluciones por minuto, por lo que a baja velocidad angular existe inestabilidad e incluso dificultades en el manejo.
- Llegar al límite aceptado en todas las transformaciones existentes puede asegurar el incremento máximo de la potencia pero no así un correcto y óptimo funcionamiento, por tal razón, se recomienda en lo posible equilibrar y compensar cada una de ellas.
- Es fundamental complementar los trabajos realizados en elementos internos del motor con modificaciones en los sistemas de alimentación, encendido, refrigeración y lubricación, de tal manera se obtiene un mayor provecho de los mismos.

- La repotenciación integral de un motor a más de los elevados costos que puede alcanzar conlleva un largo periodo de estudio, análisis y arduo trabajo, por lo que será importante evaluar la asequibilidad y el tiempo disponible.
- Luego de haber aumentado la potencia de un motor se recomienda realizar pruebas de velocidad, temperatura, revoluciones por minuto y principalmente en el banco dinamométrico, pues solo así se puede determinar de manera práctica el incremento obtenido y las condiciones de funcionamiento.

GLOSARIO DE SIMBOLOS

P_m = Par motor = Torque

F_e = Fuerza expansiva

r_{cig} = Radio del cigüeñal

T = Trabajo

P = Potencia

P_n = Potencia normal

rpm = Revoluciones por minuto

P.M.E = Presión media efectiva

V_p = Velocidad media del pistón

D_g = Velocidad del gas por la válvula

S_p = Superficie del pistón

F_p = Sección de paso

R_c = Relación de compresión

D_c = Diámetro del cilindro

C = Carrera del pistón

D_V = Diámetro de la válvula

d_v = Diámetro del vástago

A = Angulo del asiento

H_e = Alzada

V_{ma} = Velocidad media de la válvula de admisión

T_a = Tiempo de duración de la carrera de admisión

AAA = Adelanto a la apertura de admisión

RCA = Retraso al cierre de admisión

V_{me} = Velocidad media de la válvula de escape

T_e = Tiempo de duración de la carrera de escape

AAE = Adelanto a la apertura de escape

RCE = Retraso al cierre de escape

F_o = Carga de colocación

F_m = Fuerza en el punto de máxima velocidad

F_{max} = Fuerza máxima a soportar con la válvula totalmente levantada

f_o = Distancia que se comprime el muelle montado en posición reposo

f_{max} = Distancia que se comprime el muelle en la válvula totalmente abierta

d_{hilo} = Diámetro del hilo de muelle

d_{int} = Diámetro interno de la válvula

n = Numero de espiras

r = radio medio de la espira

m = Masa

a = Aceleración

p = Peso de todo el mecanismo que deba levantar el muelle

T_c = Tiempo del ángulo de cierre

α = Angulo de cierre

f = Longitud total del muelle sin compresión

j = Juego entre espiras

f_r = Frecuencia natural de resonancia

f_{cor} = Factor de corrección para la frecuencia natural de resonancia

w_1 = Máximas rpm a las que entra en resonancia un muelle

β = Angulo de torsión

P_e = Periodo de longitud de onda

P_{exp} = Presión expansiva

P_{comb} = Presión de combustión

P_{atm} = Presión atmosférica

V_u = Volumen unitario

V_c = Volumen de la cámara de combustión

F_i = Fuerza de inercia

p_e = Peso de los elementos que intervienen en el movimiento rectilíneo

F_c = Fuerza centrífuga

m_1 = Masa de las piezas con movimiento circular

w_2 = Máxima velocidad angular

w = Velocidad angular

F_t = Fuerza total teórica aplicada al cigüeñal

F_{tp} = Fuerza total practica aplicada al cigüeñal

d_a = Diámetro del agujero de la muñequilla de biela

D_m = Diámetro de la muñequilla

W = Modulo de resistencia correspondiente a una sección hueca

L_m = Longitud de la muñequilla

K = Coeficiente de elasticidad

d_{a2} = Diámetro del agujero transversal calculado para flexión
 D_{mb} = Diámetro de muñequilla de bancada
 W_f = Modulo de resistencia a la flexión
 M_f = Momento flector
 d_{a3} = Diámetro del agujero transversal calculado para torsión
 W_t = Modulo de resistencia a la torsión
 M_t = Momento torsor
 T_{act1} = Tensión actuante sobre la superficie en muñequillas de biela
 T_{act2} = Tensión actuante sobre la superficie en muñequillas de bancada
 L_t = mayor longitud total del cuerpo de la biela
 M_{dc} = Diámetro de la cabeza de biela
 n_{\emptyset} = Nuevo diámetro de los pernos de fijación
 n_{Rc} = Nueva relación de compresión
 S = Fracción de diámetro de los pernos originales por unidad de compresión
 \emptyset = diámetro original de los pernos
 PMS = Punto muerto superior
 PMI = Punto muerto inferior
 s = Luz de puntas
 C_d = Coeficiente de dilatación del material
 T_t = Temperatura de trabajo del rin
 R_{pv} = Reducción de peso en el volante motor
 P_o = Peso inicial del volante motor
 $\% Arpm$ = Porcentaje del aumento de las revoluciones por minuto
 D_{carb} = Diámetro del carburador
 D_d = Diámetro del difusor
 D_s = Diámetro del surtidor principal
 D_a = Diámetro de los tubos del múltiple de admisión
 L_c = Longitud de los tubos del múltiple de escape
 G_e = Valor en grados que tiene el escape en el diagrama de distribución
 D_e = Diámetro de los tubos del múltiple de escape
 D_{te} = Diámetro del tubo de escape primario
 L_{te} = Longitud del tubo de escape primario
 $CHPS$ = Chispas por segundo
 $CHPM$ = Chispas por minuto

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- CASTRO Miguel. Trucaje de motores de cuatro tiempos. 7ma edición. Editorial Ceac. Barcelona, España. 2000.
- CEPEDA Gustavo. Manual Ceac del Automóvil. 1ra edición. Editorial Ceac. Barcelona, España. 2002.
- DAVID Vizard. How to build horse power. 1ra edición. Editorial S-A Design. USA. 2010.
- FUNES Carlos. Diseño de motores para competición. 1ra edición. Argentina. 2012.
- GILLIERI Stefano. Preparación de motores de serie para competición. 1ra edición. Editorial Ceac. Barcelona, España. 1998.
- JOHN Baechtel. Performance automotive engine math. 1ra edición. S-A Design. USA. 2011.
- LUNA Raúl. El motor a gasolina. 1ra edición. Editorial de la Universidad Politécnica Salesiana. Cuenca, Ecuador. 2000.
- PEREZ Alonso. Tecnologías avanzadas del automóvil. 4ta edición. Editorial Paraninfo. Madrid, España. 2002.
- RUIGI Luis. Preparación de motores de competición. 2da edición. Editorial Ceac. Barcelona, España. 1995.
- WARREN Larry, HAYNES JOHN. Chevrolet Sprint & Geo Metro automotive repair manual. 1ra edición. Haynes Publishing Group. California, USA. 1991.

REFERENCIAS ELECTRONICAS

- El COMERCIO. El automovilismo en el Ecuador.
http://www.elcomercio.com.ec/deportes/carburando/automovilismoEcuador_0_589141240.html. Fuente accedida el 20 de agosto del 2011.

- MICRO CAOS. Preparación de motores de competencia.
<http://www.microcaos.net/ocio/preparar-el-motortodo-lo-que-tienes-quesaber>. Fuente accedida el 20 de octubre del 2011.

- MICRO CAOS. Refrigeración para motores de competencia.
<http://www.microcaos.net/ocio/refrigeracion-motores-de-competencia>. Fuente accedida el 15 de marzo del 2012.

- TODOMECANICA. Principio de funcionamiento de un motor.
<http://www.todomecanica.com/bloque-motor-sistemas/el-motorprincipios-de-funcionamiento.html>. Fuente accedida el 10 de noviembre del 2011.

- TODOMECANICA. Recopilación sobre la historia del automóvil.
<http://www.todomecanica.com/otros-documentos/historia-automovil.html>. Fuente accedida el 10 de julio del 2011.