

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ



TESIS DE GRADO

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DATSUN 1200cc E
INCORPORACIÓN AL LABORATORIO DE INGENIERÍA
DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA
AUTOMOTRIZ”**

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

LUIS XAVIER VIMOS SILVA
KELVIN EDUARDO SANTOS PÁSTOR

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio 29 de 2010

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LUIS XAVIER VIMOS SILVA

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DATSUN 1200cc E INCORPORACIÓN AL
LABORATORIO DE INGENIERÍA DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Decano Facultad Mecánica

Ing. Celin Padilla

Ing. Diego Constante

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LUIS XAVIER VIMOS SILVA

TÍTULO DE LA TESIS:

“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DATSUN 1200cc E INCORPORACIÓN AL LABORATORIO DE INGENIERÍA DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación:

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. CARLOS SANTILLÁN (Presidente Trib. Defensa)			
ING. CELIN PADILLA (Director de Tesis)			
ING. DIEGO CONSTANTE (Asesor)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio 29 de 2010

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

KELVIN EDUARDO SANTOS PÁSTOR

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DATSUN 1200cc E INCORPORACIÓN AL
LABORATORIO DE INGENIERÍA DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Decano Facultad Mecánica

Ing. Celin Padilla

Ing. Diego Constante

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: KELVIN EDUARDO SANTOS PÁSTOR

TÍTULO DE LA TESIS:

“REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR DATSUN 1200cc E INCORPORACIÓN AL LABORATORIO DE INGENIERÍA DE VEHÍCULOS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación:

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. CARLOS SANTILLÁN (Presidente Trib. Defensa)			
ING. CELIN PADILLA (Director de Tesis)			
ING. DIEGO CONSTANTE (Asesor)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

f) Presidente del Tribunal

APROBACIÓN DE TESIS

Ing. Celin Padilla, en calidad de Director de la Tesis presentada por los egresados de la escuela de Ingeniería Automotriz Sr. Luis Xavier Vimos Silva y Sr. Kelvin Eduardo Santos Pástor, cuyo título es Repotenciación de un Motor Datsun 1200cc e incorporación al Laboratorio de Ingeniería de Vehículos de la Escuela de Ingeniería Automotriz. Considero que reúne los requisitos y méritos suficientes, para la presentación y sustentación correspondiente ante el tribunal que se les asigne.

Ing. Celin Padilla
Director de Tesis

Ing. Diego Constante
Asesor de Tesis

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Luis Xavier Vimos Silva

Kelvin Eduardo Santos Pástor

AGRADECIMIENTO

A Dios, por sus bendiciones durante nuestra etapa estudiantil ya que sin ellas poco o nada hubiese sido posible desarrollar nuestra carrera, por medio del apoyo incondicional y desinteresado de nuestros Padres ya que en ellos hemos encontrado la fuerza y valentía suficiente y necesaria para culminar nuestra vida estudiantil, a todas las dignas autoridades, profesores y empleados quienes hacen parte de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo especialmente nuestra querida Facultad de Mecánica y la entrañable Escuela de Ingeniería Automotriz.

Al Ing. Celín Padilla en calidad de director de Tesis y al Ing. Diego Constante como asesor, al Ing. Carlos Santillán Director de la Escuela de Ingeniería Automotriz quienes por medio de su amplia experiencia y buena voluntad han permitido que el presente trabajo de graduación haya sido posible realizarlo siendo guía en su elaboración.

DEDICATORIA

Como no podía ser de otra manera dedico mi tesis de grado y todo mi esfuerzo que se ve reflejado en la obtención del título de Ingeniero Automotriz con todo el cariño del mundo para mis padres Pedro Vimos y Genoveva Silva, a mis 2 hermanos Rosita y Vinicio; y de una manera muy especial también dedico mi tesis de grado a la memoria de mi recordado abuelo Mariano Vimos (+) a quien en el día de mi graduación de colegio le dije que terminaría una carrera, y eso es lo que estoy haciendo, lo he cumplido.

“ Como un tributo a Dios, Jesús, y mi amada madre del cielo mi Reina del Quinche que a través del camino de la vida me han conducido en la carrera más bonita del mundo la Mecánica Automotriz, con una pasión increíblemente grande por los autos, en especial los de competición, a ello la elección de mi tesis de grado, por lo que les pido que siempre estén junto a mí, ya sea en esta vida o en la otra... ”

Xavier Vimos

DEDICATORIA

Este modesto trabajo de Investigación Tesis lo dedico a mis Queridos Padres por el sacrificio personal y moral ya que en todo momento supieron darme su apoyo, logrando terminar una etapa más de mi vida estudiantil para un futuro mejor.

Estos conocimientos recibidos los pondré siempre al servicio del bien, al desarrollo, progreso de los demás y la sociedad en que vivimos.

Kelvin

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES	1
1.1	Introducción	1
1.2	Antecedentes	2
1.3	Justificación Técnico-Económica	3
1.4	Objetivos	4
1.4.1	Objetivo General	4
1.4.2	Objetivos Específicos	4
	 ELABORACIÓN DE UNA GUÍA TÉCNICO-PRÁCTICA PARA LA PREPARACIÓN O MODIFICACIÓN DE PARTES Y ELEMENTOS DE MOTORES DE CUATRO TIEMPOS DE COMPETICIÓN ATMOSFÉRICOS A GASOLINA	
2.		6
2.1	Consejos para quienes se dediquen al trucaje	6
2.2	La preparación de motores de competición	7
2.3	Consejos antes de trucar un motor	8
2.4	Ventajas y desventajas de la preparación	11
2.4.1	Ventajas de la preparación	11
2.4.2	Desventajas de la preparación	11
2.5	Consideraciones generales	11
2.5.1	La compresión	12
2.5.2	La cilindrada	15
2.5.2.1	Aumento de cilindrada	15
2.5.3	La relación de compresión	21
2.5.3.1	Aumento de la relación de compresión	22
2.5.4	Medición de la cámara de combustión	24
2.5.5	Compresión a que puede ser sometido un motor	29
2.6	Los caminos para el aumento de potencia	31
2.6.1	Por el aumento de la cilindrada	31
2.6.2	Por el aumento de la presión media efectiva	33
2.6.3	Por el aumento de régimen de giro	33
2.7	Procedimiento para aumentar la compresión de un motor	34
2.8	Trucajes del motor	39
2.8.1	Partes de que se compone el trucaje	39
	Preparación o modificación de partes, elementos y	
2.9	sistemas del motor	41
2.9.1	El filtro de aire	41
2.9.2	El sistema de alimentación del motor	43
2.9.3	El carburador	44
2.9.3.1	Elección del diámetro del carburador	44
2.9.3.2	Elección del difusor	47
2.9.3.3	Elección del surtidor principal (chiclés, shiglor de combustible)	48

2.9.3.4	Montaje de los carburadores en los motores trucados	49
2.9.3.5	Reglaje del carburador	53
2.9.3.6	Motores trucados para competición equipados con un solo carburador	54
2.9.3.7	Motores trucados para competición equipados con varios carburadores	55
2.9.3.8	Carburadores de doble cuerpo y carburadores dobles	57
2.9.4	Múltiple o colector de admisión	61
2.9.5	El cabezote o culata	65
2.9.5.1	Toberas de admisión	65
2.9.5.2	Toberas de escape	68
2.9.5.3	Válvulas de admisión	69
2.9.5.4	Válvulas de escape	71
2.9.5.5	Dimensiones de las válvulas de admisión	73
2.9.5.6	Inclinaciones de los asientos	75
2.9.5.7	Cálculo de la superficie de pasaje de las válvulas	78
2.9.5.8	Altura de alzada de las válvulas	79
2.9.5.9	Formas características de las copas	81
2.9.5.10	Válvulas de cabeza plana	81
2.9.5.11	Válvulas de tülipa	82
2.9.5.12	Válvulas de cabeza esférica	82
2.9.5.13	Resortes de válvulas	83
2.9.6	Eje de levas	85
2.9.6.1	El perfil de levas	87
2.9.6.2	Modificación de la altura de empuje	89
2.9.6.3	Elección de un árbol de levas	90
2.9.6.3.1	Automóviles de serie trucados	93
2.9.6.3.2	Automóviles de rally	93
2.9.6.3.3	Automóviles de velocidad	93
2.9.6.4	Propulsores de válvulas	94
2.9.7	Balancines	95
2.9.8	Cámara de combustión modificada	97
2.9.9	Relación de compresión modificando la cámara de combustión	99
2.9.10	Relación de compresión modificando superficie de cabezote	100
2.9.11	Empaques especiales del cabezote	101
2.9.12	Mejoras en la refrigeración del cabezote	103
2.9.13	Pernos y espárragos de ajuste	105
2.9.14	El bloque de cilindros	107
2.9.14.1	Pulido interior del bloque	107
2.9.14.2	Rectificado del plano de la superficie superior	107
2.9.14.3	Relación de compresión aumentada con la rectificación de la superficie plana del bloque de cilindros	108
2.9.14.4	Pernos y espárragos de ajuste	108
2.9.14.5	Modificación de los pernos de bancada	109
2.9.14.6	Modificación de la distribución en su tapa delantera	109

2.9.14.7	Sistema de lubricación en el bloque de cilindros	111
2.9.14.8	Los cilindros del motor	112
2.9.14.9	Materiales	112
2.9.14.10	Modificaciones en los cilindros	113
2.9.14.11	Las camisas de los cilindros	114
2.9.14.12	Cilindro integrado en el material del bloque	114
2.9.14.13	Camisas secas	115
2.9.14.14	Camisas húmedas	116
2.9.15	Rectificaciones y sobremedidas	117
2.9.16	Ajustar el cilindraje del motor	118
2.9.17	Relación de compresión variada al modificar el cilindraje del motor	118
2.9.18	Lubricación de los cilindros	119
2.9.19	Refrigeración mejorada	119
2.9.20	Los pistones	120
2.9.20.1	Pistones mejorados standard	122
2.9.20.2	Trabajos prácticos de reducción del peso de los pistones	122
2.9.20.3	Recortes en la falda de los pistones	122
2.9.20.4	Recortes internos de la cabeza	126
2.9.20.5	Utilización de pistones forjados	127
2.9.20.6	Relación de compresión modificando los pistones	129
2.9.20.7	Lubricación de los pistones	130
2.9.20.8	Elección del juego de pistones a emplear	132
2.9.21	Los aros, segmentos o rines	133
2.9.21.1	Aros empleados en competición	134
2.9.21.2	Estanqueidad y separación de las puntas de los aros	135
2.9.21.3	Trabajos prácticos en los aros	138
2.9.22	Las bielas del motor	140
2.9.22.1	Modificación de las bielas	141
2.9.22.2	Refuerzo de los pernos de fijación	143
2.9.22.3	Balanceo de las bielas	146
2.9.22.4	Lubricación de las bielas	147
2.9.22.5	Los cojinetes de línea y de cabeza de biela	149
2.9.22.6	Cojinetes de metal blanco	150
2.9.22.7	Cojinetes de metal rosa	151
2.9.22.8	Cojinetes de aluminio	152
2.9.22.9	Modificaciones en los cojinetes	154
2.9.23	El cigüeñal	156
2.9.23.1	Codos de biela	156
2.9.23.2	Codos de bancada	156
2.9.23.3	Endurecimiento de los codos del cigüeñal	157
2.9.23.4	Sobremedidas y rectificaciones	158
2.9.23.5	Cálculo del cigüeñal	159
2.9.23.6	Alivianar los peso del cigüeñal	161
2.9.23.7	Balanceo o equilibrado del cigüeñal	162

2.9.23.8	Lubricación del cigüeñal	164
2.9.24	Volante de inercia	165
2.9.24.1	Cálculo de un volante	166
2.9.24.2	Retoques o alivianado del volante	167
2.9.24.3	Balanceo dinámico con el eje del cigüeñal	169
2.9.25	Colector, múltiple o tubo de escape	170
2.9.25.1	Dimensiones del colector de escape	175
2.9.25.2	Silenciadores o silenciosos	181
2.10	Sistema de lubricación	183
2.10.1	Aceites sintéticos	183
2.10.2	El radiador de aceite	184
2.10.3	Bomba de aceite	185
2.10.4	El cárter del motor	186
2.10.5	El cárter seco	188
2.10.6	El filtro de aceite	189
2.11	Manómetro de presión	190
2.12	Sistema de refrigeración	191
2.12.1	Bomba de agua	191
2.12.2	La polea de la bomba de agua	192
2.12.3	Mejoras en el radiador de agua	193
2.12.4	Mangueras del refrigerante	193
2.12.5	El electro ventilador	194
2.13	Las bujías de encendido	195
2.14	La bobina de encendido	196
2.15	Los cables de bujías	196
2.16	Adelanto del punto de encendido	196
2.17	Pruebas de los motores preparados o modificados	197
2.18	Cuidados al inicio de las pruebas	197
2.19	El banco de pruebas	199
2.20	Pruebas de un motor en el banco de pruebas	200
2.21	Cálculo de potencia	202
2.22	Rodaje del motor	204
2.23	Calibraciones finales del motor	205

VERIFICACIÓN, EVALUACIÓN Y DESPIECE DEL MOTOR

3.	MOTOR	207
3.1	Especificaciones técnicas del motor	207
3.2	Datos iniciales del motor previo al repotenciado	208
3.2.1	Compresión en los cilindros	208
3.2.2	Temperatura del agua	208
3.2.3	Temperatura del aceite	208
3.2.4	Presión del aceite	208
3.2.5	Análisis de gases con motor standard y gasolina extra	209
3.3	Despiece de partes y elementos del motor	209

3.3.1	Secuencia operacional de desmontaje	209
3.4	Evaluación de componentes	214
3.4.1	Sistema de Admisión	214
3.4.2	Culata	215
3.4.2.1	Las válvulas, la distribución, eje de levas	215
3.4.3	Sistema de lubricación	215
3.4.4	Sistema de refrigeración	216
3.4.5	Bloque de cilindros	216
3.4.6	Pistones, anillos, bielas	216
3.4.7	Cigüeñal	217
3.4.8	Sistema de escape	217
3.4.9	Sistema de Encendido	217
3.4.10	Sistema de Arranque	217

REPOTENCIACIÓN DE ELEMENTOS Y MATEMÁTICA

4.	DEL MOTOR	218
4.1	Los pistones	218
4.1.1	Selección del pistón	218
4.2	Admisión de aire	222
4.2.1	Selección del filtro de aire	222
4.3	Selección e instalación del carburador weber	225
4.4	El sistema de refrigeración	244
4.4.1	Selección del radiador	244
4.5	El colector o tubo de escape	245
4.5.1	Dimensionamiento del header	246
4.5.2	Construcción del header	249
4.6	Matemática del motor	252
4.6.1	Motor Standard	254
4.6.1.1	Fuerzas resultantes Biela-Manivela	254
4.6.1.1.1	Fuerza del pistón (P_E)	255
4.6.1.1.2	Fuerza lateral del pistón (N_E)	255
4.6.1.1.3	Fuerza de la biela (K_E)	255
4.6.1.1.4	Fuerza tangencial (T_E)	256
4.6.1.1.5	Fuerza del brazo del cigüeñal (Z_E)	256
4.6.1.1.6	Desplazamiento del embolo (S_E)	256
4.6.1.1.7	Velocidad del embolo (V_E)	256
4.6.2	Motor Repotenciado	256
4.6.2.1	Fuerzas resultantes Biela-Manivela	257
4.6.2.1.1	Fuerza del pistón (P_E)	257
4.6.2.1.2	Fuerza lateral del pistón (N_E)	257
4.6.2.1.3	Fuerza de la biela (K_E)	257
4.6.2.1.4	Fuerza tangencial (T_E)	257
4.6.2.1.5	Fuerza del brazo del cigüeñal (Z_E)	258
4.6.2.1.6	Desplazamiento del embolo (S_E)	258

4.6.2.1.7	Velocidad del embolo (V_E)	258
	SECUENCIA OPERACIONAL DE ARMADO, MONTAJE, EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS	259
5.		259
5.1	Parámetros a tener en cuenta para armar el motor	259
5.2	Secuencia operacional del armado del motor	259
5.3	Construcción del soporte metálico del motor	262
5.4	Acoplamiento del motor en el soporte	265
5.4.1	Instalación de manómetros de control del motor	265
5.4.2	Conexiones eléctricas	267
5.5	Prueba de funcionamiento	268
5.6	Afinamiento del motor	268
5.7	Datos finales del motor posterior al repotenciado	269
5.7.1	Compresión en los cilindros	270
5.7.2	Temperatura del agua	270
5.7.3	Temperatura del aceite	270
5.7.4	Presión del aceite	270
	Análisis de gases con motor repotenciado y gasolina super	271
5.7.5	Tabla comparativa entre motor standard y motor modificado	271
5.8	Curvas resultantes y comparativas entre motor standard y motor repotenciado	272
5.9	Motor Standard	272
5.9.1	Fuerza lateral del pistón (N_E)	272
5.9.1.1	Fuerza de la biela (K_E)	273
5.9.1.2	Fuerza tangencial (T_E)	274
5.9.1.3	Fuerza del brazo del cigüeñal (Z_E)	275
5.9.1.4	Motor Repotenciado	276
5.9.2	Fuerza lateral del pistón (NE)	276
5.9.2.1	Fuerza de la biela (KE)	277
5.9.2.2	Fuerza tangencial (TE)	278
5.9.2.3	Fuerza del brazo del cigüeñal (ZE)	279
5.9.2.4		
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	280
6.1	Conclusiones	280
6.2	Recomendaciones	280
6.3	Bibliografía	281
6.4	Linkografía	282
	Anexos	

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
I : Medidas de la válvula de admisión	81
II : Medidas de la válvula de escape	81
III : Cotas de distribución de arboles de levas	92
IV : Valores de separación aconsejados en aros de 90°	137
V : Tipos de materiales de los cojinetes	150
VI : Variantes de cojinetes cobre-plomo	152
VII : Tipos de aleaciones de los cojinetes	153
VIII : Medidas del cigüeñal según el número de muñones	160
IX : Compresión en los cilindros previo al repotenciado	208
Análisis de gases de escape con motor standard en posición de	
X : ralentí del motor Datsun 1200cc	209
XI : Planeidad de la superficie de la culata de cilindros	215
XII : Serie de filtros para el carburador 40 WEBER DCOE-151	224
XIII : Numeración de los tipos de pulverizadores	231
Numeraciones de los componentes del carburador 40 Weber	
XIV : DCOE-151 utilizado en nuestro caso	241
Valores en grados de las cotas de distribución del Motor Datsun	
XV : 1200cc	247
XVI : Compresión de los cilindros del motor posterior al repotenciado	270
Análisis de gases de escape con motor repotenciado en posición	
XVII : de ralentí del motor Datsun 1200cc	271
XVIII : Comparación de cilindraje y relación de compresión	271

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1 : Mitsubishi Lancer Evo. VII preparado para competencias de rally Rendimiento alcanzado por un motor según el grado de	7
2.2 : compresión	13
2.3 : Medidas antes y después del rectificado	15
2.4 : Causas de rectificado del cilindro	17
2.5 : Carrera del embolo	19
2.6 : Carrera del embolo modificada Diámetro del cilindro, Carrera, Volumen de la cámara de	19
2.7 : combustión	23
2.8 : Probeta graduada para la medición de aceite	25
2.9 : Culata ubicada horizontalmente	26
2.10 : Llenado de la cámara de compresión	26
2.11 : Ingreso del aceite por el orificio de la bujía	27
2.12 : Extracción del aceite por medio de una pera de goma	28
2.13 : Culata con espesor a rebajar	35
2.14 : Fresado de una culata para incrementar su relación de compresión	35
2.15 : Tolerancia mínima entre las válvulas y los pistones	37
2.16 : Comparación entre tipos de émbolos	38
2.17 : Tipos de émbolos Filtro de aire de los denominados de alto flujo frente a sus	38
2.18 : sustitutos denominadas cornetas	42
2.19 : Carburador mostrando en A el diámetro del carburador	44
2.20 : Carburador mostrando en B el difusor	47
2.21 : Surtidor principal de un carburador marca WEBER Las cubas de los carburadores (c), deben hallarse hacia el sentido	48
2.22 : de la marcha, tal como muestra este esquema	50
2.23 : Forma de sincronizar los mandos de tres carburadores Medición de la distancia entre cada una de las palancas de la	50
2.24 : mariposa que debe ser idéntica entre cada carburador Forma de mantener el ángulo de la palanca de mando de la	51
2.25 : mariposa	51

	Colocación de una varilla en los dos últimos carburadores, lo que	
2.26	: asegura que estos no se desajusten	52
2.27	: Apretado de las varillas	52
	Mecanismo completo del mando de la palanca mariposa, los	
2.28	: carburadores quedan terminados	52
2.29	: Sistema de articulación del simultanea de los carburadores	53
	Gráfico demostrativo de la riqueza de la mezcla a diferentes	
2.30	: regímenes de giro del motor	54
	Carburador SOLEX mostrando su tubo de emulsión (s), K difusor,	
2.31	: Gg Surtidor principal, a Boquilla de automaticidad	55
	Gráfico del comportamiento de un carburador múltiple que	
2.32	: alimenta motores de competición	56
2.33	: Tipo de difusor variable de la marca VALTUR	58
2.34	: Carburador de doble cuerpo de la marca WEBER	59
2.35	: Carburador doble, marca WEBER	60
2.36	: Carburador doble, marca WEBER con cornetas de aire	60
	2 Carburadores WEBER montados en un motor VW Amazon de	
2.37	: 2000cc	61
	Múltiple de admisión típico de automóviles de carrera, el gas	
	dotado de un movimiento constante en el sentido de las flechas	
	consigue no obstaculizar su entrada a los cilindros al abrirse la	
2.38	: válvula	62
2.39	: Forma de los múltiples o colectores de admisión	64
2.40	: Agrandado y mejorado de las toberas de admisión	67
2.41	: Agrandado y mejorado de las toberas de escape	69
2.42	: Válvulas de admisión	69
2.43	: Modificaciones en las válvulas de admisión	71
2.44	: Válvula de escape	71
2.45	: Modificaciones en las válvulas de escape	72
	Válvula con asiento a 45°,(a) Zona del asiento de válvula, (B)	
2.46	: Conducto de paso de los gases	75
	Válvula con asiento a 30°, (a) Asiento, (B) Conducto de paso de	
2.47	: los gases	76
2.48	: Válvula con forma de tulipa	77

2.49	: Temperaturas medias que soporta la válvula de escape (a) Alzada máxima, (b) distancia de interferencia de la cabeza con el asiento, (d) diámetro de conducto de circulación de los gases, (dc) diámetro de la copa, (dv) diámetro del vástago, (e) grosor del	77
2.50	: bisel de la válvula	78
2.51	: Medidas del conducto y del levantamiento o alzada de la válvula	79
2.52	: Válvula de cabeza plana	82
2.53	: Válvula de tulipa	82
2.54	: Válvula de cabeza esférica	82
2.55	: Modificación de los resortes de la válvula	84
2.56	: Árbol de levas convencional Diagrama de distribución de un motor hipotético mostrando todas	85
2.57	: las carreras de que consta su ciclo Perfil de una leva armónica, (1) Circulo primitivo, (2) Flancos, (3)	86
2.58	: Nariz o cresta	88
2.59	: Variaciones en los perfiles y ángulos Diagrama de distribución dado por el árbol de levas de 40-80-80-	90
2.60	: 40, obsérvese que el cruce de válvulas es de 80°	91
2.61	: Formas diferentes de propulsores de válvulas	95
2.62	: Modificaciones en los balancines y el eje	97
2.63	: Cabezote mostrando la modificación en las cámaras	97
2.64	: Agrandado de la cámara de combustión del cabezote Modificación de la relación de compresión variando superficie y	100
2.65	: empaque del cabezote	102
2.66	: Mejoras posibles en un cabezote	105
2.67	: Modificaciones de los pernos y espárragos de un cabezote	106
2.68	: Rectificación de la superficie plana del bloque de cilindros	108
2.69	: Modificación de los pernos y espárragos de ajuste	109
2.70	: Pernos y guías laterales en las tapas de bancada	109
2.71	: Variación en la distribución del motor	110
2.72	: Forma de encamisar un cilindro	113
2.73	: Recorte de una sección del cilindro, como alojamiento de la válvula	114
2.74	: Bloque con los cilindros integrados	115
2.75	: Camisa seca típica insertada en el material del bloque	116

2.76	: Camisa húmeda montada en el bloque de cilindros	116
	Comprobación del diámetro interior del cilindro por medio de un	
2.77	: micrómetro de interiores	117
2.78	: Juego de pistones Standard	120
2.79	: Conjunto pistón, aros y bulón	120
	Temperaturas orientativas que deben soportar cada una de las	
2.80	: partes de un pistón en sus principales zonas de trabajo	121
	Ejemplo de dos pistones, uno de ellos (A) de serie, mientras el	
	segundo (B) es el mismo, pero después de haberlo trabajado en	
2.81	: su falda para aligerarlo	123
	Pistón recortado en la falda y manteniendo la estructura de	
	embolo-patín para asegurar el guiado de la pieza en el interior de	
2.82	: las paredes del cilindro	124
	Conjunto de pistones y bielas después de haber sido aligerado y	
2.83	: preparado para un motor de competición	125
	Forma de trabajar el aligeramiento de un pistón eliminando	
	material interior con la ayuda de una fresa, las partes tramadas	
	son las partes que es posible rebajar sin peligro de debilitar el	
2.84	: pistón	126
	Otra vista del pistón de la figura anterior seccionada por la otra	
	parte del eje del bulón, las partes tramadas son las partes de	
2.85	: material que es posible rebajar	126
	El rebaje interno también debe efectuarse con la ayuda de una	
	broca. Como en las anteriores, en esta figura también las partes	
2.86	: tramadas son las partes de material que es posible rebajar	127
2.87	: Ejemplo de un pistón forjado	127
2.88	: Pistones forjados con cabezas modificadas	128
2.89	: Pistones de baja, media y alta compresión	129
2.90	: Modificar relación de compresión modificando pistones	130
2.91	: Lubricación en los pistones del motor	131
	Conjunto de diversas formas de las cabezas de los pistones	
2.92	: extraídas de un catalogo de un fabricante	133
2.93	: Sección de un aro de compresión para motor de competición	135
2.94	: Disposición del corte de aro a 45°	135

2.95	: Corte de aro de los llamados en escalón	136
	Esquema del difícil paso de los gases a través de los extremos de	
2.96	: un aro en escalón	137
2.97	: Comprobación del juego u holgura entre el aro y su garganta	138
	Sistema corriente de rectificar un aro ayudándose de un taco de	
2.98	: madera	139
	Verificación de la holgura de la punta de un aro introducido en el	
2.99	: interior de un cilindro	139
	Se finaliza el trabajo de ajuste de los aros eliminando los cantos	
	vivos de las puntas exteriores que rozan con las paredes del	
2.100	: cilindro	140
2.101	: Bielas utilizadas en el motor	141
2.102	: Biela forjada de competencia sin trabajar	142
2.103	: Reducción de pesos en las bielas del motor	143
2.104	: Modificación de los pernos y espárragos de la biela	144
2.105	: Proceso de igualar los pesos de las bielas y forma de pesar	147
2.106	: Orificios para lubricación en las bielas	147
2.107	: Ranuras efectuadas en la biela para mejorar la lubricación	148
2.108	: Forma del cojinete de cabeza de biela	154
2.109	: Cojinete de cabeza de biela provisto de valonas	155
2.110	: Ensanchamiento de los codos de biela en el cigüeñal	156
2.111	: Ensanchamiento de los codos de bancada	157
2.112	: Endurecimiento de los codos del cigüeñal	158
2.113	: Representación de las principales medidas del cigüeñal	159
2.114	: Modificación del peso del cigüeñal	162
2.115	: Balanceadoras de cigüeñales	164
2.116	: Modificación de orificios del cigüeñal	165
2.117	: Retoques efectuados sobre el volante de inercia	168
2.118	: Rebajando el peso de un volante por medio del torno	168
2.119	: Representación del conjunto del sistema de escape de un motor	172
2.120	: Formas de colectores de escape	173
2.121	: Colector de escape y tubo primario de los llamados 4 en 1	174
2.122	: Colector de escape y tubo primario de los llamados 4 en 2	175
2.123	: Unión correcta de los tubos del colector hacia el tubo de escape	178

	primario en una versión de escape 4 en 1	
2.124	: Unión de los tubos en el cuerpo del escape primario Cámara de expansión cónica a la salida del conducto de la culata	178
2.125	: con el colector Cámara de expansión anular a la salida del conducto de la culata	180
2.126	: con el colector	180
2.127	: Conjunto de los silenciosos de fabricación especial	181
2.128	: Silencioso elemental	182
2.129	: Silenciosos de bólido de carreras	182
2.130	: Radiador de aceite del motor	184
2.131	: Kit de instalación del radiador de aceite Montaje de piezas que forman parte de la aplicación de un	185
2.132	: radiador de aceite	185
2.133	: Esquema de una bomba de engranajes Desviación del aceite en el fondo del cárter cuando el vehículo	186
2.134	: describe una curva Desviación aceite en el fondo del cárter cuando el vehículo acelera	187
2.135	: fuertemente	187
2.136	: Colocación de diversas pantallas en el fondo del cárter	188
2.137	: Cárter debidamente trabajado por medio de pantallas	188
2.138	: Sistema de lubricación por cárter seco	189
2.139	: Polea de la bomba de agua	192
2.140	: Instalación eléctrica de un electro ventilador	195
2.141	: Curvas características de un motor hipotético de dos litros	203
3.1	: Motor Nissan-Datsun 1200cc a repotenciar	207
3.2	: Remoción de los múltiples de admisión y escape	211
3.3	: Orden en que se deben aflojar los pernos del cabezote	211
3.4	: Remoción de la culata	212
3.5	: Motor 1200cc desmontado el cárter y colador de aceite	213
3.6	: Desmontaje de los pistones del motor	213
3.7	: Remoción del cigüeñal	214
4.1	: Forma del pistón standard del motor Datsun 1200cc	219
4.2	: Juego de pistones Standard con los que contaba el motor	219
4.3	: Pistones nuevos sobremedidos en 0.50mm a utilizar	220

	Filtro de aire del carburador 40 WEBER DCOE-151 modelo	
4.4	: 99426.212G	222
4.5	: Filtro de aire del carburador 40 Weber DCOE-151 modelo Z70/149	223
4.6	: Filtro de aire que utilizaremos	223
4.7	: Base (depurador) donde se asentara el filtro de aire	224
4.8	: Carburador original del motor Datsun 1200cc	225
4.9	: Carburador modelo 40 WEBER DCOE-151	227
4.10	: Carburador WEBER que utilizaremos en el motor Datsun 1200cc	227
4.11	: Despiece carburador 40 WEBER DCOE-151	228
4.12	: Medición del diámetro del carburador 40 WEBER DCOE-151	229
4.13	: Ubicación de los pulverizadores en el carburador	230
4.14	: Pulverizador	230
4.15	: Pulverizador del tipo F16	231
4.16	: Pulverizador dividido en dos partes	232
4.17	: Dosificador y shiglor de aire	232
4.18	: Pulverizador y shiglor de combustible	233
4.19	: Numeraciones de shiglores de combustible existentes	233
4.20	: Numeraciones de shiglores de aire existentes	234
4.21	: Surtidores de ralentí	235
4.22	: Numeraciones existentes para el surtidor de ralentí	236
4.23	: Surtidor de ralentí del tipo 50F11	236
4.24	: Tipos de difusores para carburadores 40 WEBER DCOE-151	237
4.25	: Ubicación de los difusores en el carburador WEBER	237
	Boyas reguladoras del nivel de combustible dentro del carburador	
4.26	: WEBER	238
4.27	: Nivel apropiado de la boya reguladora de combustible	239
4.28	: Agujas de regulación para el paso de aire	239
4.29	: Regulación de la guja de aire	240
4.30	: Incompatibilidad de bases entre el carburador y múltiple	242
4.31	: Base para acoplar el carburador WEBER en el motor	243
	Carburador acoplado en el motor Datsun 1200cc listo para su	
4.32	: funcionamiento	243
4.33	: Radiador de mayor tamaño utilizado en el motor Datsun 1200cc	244
4.34	: Múltiples de admisión y escape original	245

4.35	: Múltiple de admisión sellada en la unión de los múltiples	246
4.36	: Diagrama de distribución del eje de levas del Motor Datsun 1200cc	247
4.37	: Forma del múltiple de escape según el cabezote	249
4.38	: Base construida del header en base al modelo del cabezote	249
4.39	: Dobladora de tubos	250
4.40	: Tubos doblados, soldados y pulidos junto con la base del header	250
4.41	: Cámara de expansión del header	251
4.42	: Header finalmente construido	251
4.43	: Header finalmente montado en el motor Datsun 1200cc	252
4.44	: Mecanismo Biela-Manivela del motor	252
4.45	: Esquema sistema Biela-Manivela con sus cotas respectivas	253
5.1	: Forma en que se construirá el soporte metálico del motor	263
5.2	: Medidas del soporte metálico del motor	264
5.3	: Motor finalmente acoplado al soporte metálico	265
5.4	: Esquema del manómetro de presión de aceite	266
5.5	: Esquema eléctrico reloj temperatura del agua	266
	Manómetros de control finalmente instalados para su	
5.6	: funcionamiento	267
5.7	: Esquema de la conexión del sistema de arranque	267
5.8	: Esquema de la conexión del sistema de encendido	268
	Motor Datsun 1200cc finalmente terminado y listo para su	
5.9	: funcionamiento	269
5.10	: Compresión del motor repotenciado	270
5.11	: Gráfica de la fuerza lateral del pistón N_E del motor Standard	272
5.12	: Gráfica de la fuerza de la biela K_E del motor Standard	273
5.13	: Gráfica de la fuerza tangencial T_E del motor Standard	274
5.14	: Gráfica de la fuerza del brazo del cigüeñal Z_E del motor Standard	275
5.15	: Gráfica de la fuerza lateral del pistón N_E del motor repotenciado	276
5.16	: Gráfica de la fuerza de la biela K_E del motor repotenciado	277
5.17	: Gráfica de la fuerza tangencial T_E del motor repotenciado	278
	Gráfica de la fuerza del brazo del cigüeñal Z_E del motor	
5.18	: repotenciado	279

LISTA DE ABREVIACIONES

FIA	: Federación Internacional de Automovilismo
PMI	: Punto muerto inferior
PMS	: Punto muerto superior
RC	: Relación de compresión
D	: Diámetro
C	: Carrera del pistón
Nc	: Número de pistones
cc	: Centímetros cúbicos
SAE	: Sociedad de Ingenieros Automotrices
rpm	: Revoluciones por minuto
V	: Volumen del cilindro unitario
Vc	: Volumen de la cámara de combustión
AAA	: Avance apertura de la válvula de admisión
RCA	: Retraso cierre de la válvula de admisión
AAE	: Avance apertura de la válvula de escape
RCE	: Retraso cierre de la válvula de escape
Lc	: Longitud del colector de escape
	Valor en grados que en el diagrama de distribución tiene
Ge	: el escape
\emptyset Te	: Diámetro resultante del tubo
P	: Potencia
ppmHc	: Hidrocarburos no combustionados
L	: Longitud de biela
R	: Radio de giro del cigüeñal
\square	: Ángulo de posición del cigüeñal
β	: Ángulo de la biela
λ	: Relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela
P _E	: Fuerza del pistón
N _E	: Fuerza lateral del pistón
K _E	: Fuerza de la biela
T _E	: Fuerza tangencial

Z_E : Fuerza del brazo del cigüeñal

S_E : Desplazamiento del embolo

V_E : Velocidad del embolo

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1 Pares de apriete del motor Datsun 1200cc
- Anexo 2 Lubricantes y gasolina recomendados
- Fuerzas resultantes en un ciclo de funcionamiento con el motor Datsun 1200cc Standard
- Anexo 3 Fuerzas resultantes en un ciclo de funcionamiento con el motor Datsun 1200cc Repotenciado
- Anexo 4

RESUMEN

En el presente trabajo de grado se define o se establece una metodología para repotenciar los motores a gasolina o comúnmente conocido como preparación de motores, ya que esta puede variar según el criterio del técnico que tenga a cargo este trabajo, sin embargo existen procedimientos básicos que todo mecánico dedicado a la repotenciación debe o está obligado a seguir ya que como regla general este debe estar guiado por la utilización que se le baya dar al vehículo, esto significa que al hablar de repotenciación o preparación de motores de competición podría ser de manera profesional o aficionada, ya que de ser de manera profesional se sujetaría a reglamentación.

Proporcionando de esta manera toda la información técnico práctico con los cuales el mecánico que quiera realizar la repotenciación de un motor cuente con la guía necesaria las cuales le den la mayor garantía posible en la realización del trabajo de preparación de motores de cuatro tiempos a gasolina.

Dejando a libre criterio del mecánico el ¿Cómo voy a aplicar todos estos conocimientos a esta masa de piezas en movimiento que se llama motor?, si se quiere trcarlo ¿Por dónde empezamos?, ¿Cuáles son las alternativas?, es decir respuestas a todas las posibles preguntas que se dan referente a este tema.

Repotenciado un motor Datsun 1200cc en sistemas específicos previamente seleccionados, en función de la guía de procedimientos para la preparación de motores de competición con lo cual se alcanzo una importante mejora en la potencia del motor, demostrando así que la guía puede referirse de manera general a los motores de cuatro tiempos, y una vez seleccionado el motor a trcar estos procedimientos sean puestos en práctica. Con lo cual una vez terminado el repotenciado del motor Datsun 1200cc, estará a disposición del laboratorio de Ingeniería de Vehículos de la Escuela de Ingeniería Automotriz para su libre manipulación al momento de realizar prácticas propias del taller.

SUMMARY

The present work is defined degree or a methodology to repowering gasoline engines or commonly known as motor preparation, as this may vary depending procedures all mechanical is dedicated to the upgrading or is obligated to follow because, as a general rule this should be guided by the use that is soft to the vehicle, this means that when talking about redeveloping or preparation of racing engines could be in a professional manner or amateur, as if in a professional manner would be subject to regulation.

Thereby providing all the practical technical information with which the mechanic who want to make the upgrading of an engine has the necessary guidance which give the best guarantee possible in carrying out the preparatory work of four-stroke petrol.

Leaving the discretion of the mechanic how can I apply all this knowledge into this mass of moving parts is called motor? ,If you rigged Where do we start?,What are the alternatives?,le answers to all possible questions given regarding this issue.

1200cc Datsun engine repowering on specific systems previously selected, based on the guidance of procedures for the preparation of racing engine thereby achieving significant improvement in engine power, demonstrating that the guide may refer generally to Four-stroke engines, and once selected, the engine tweaking these procedures are implemented. Whereupon reloaded once the 1200cc Datsun engine, will be available to the vehicle Engineering Laboratory of the School of Automotive Engineering for free handling at the time of the workshop own practices.

CAPITULO I

1. GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

En el mundo de las competiciones automovilísticas tanto profesionales como aficionadas el vehículo es altamente exigido ya que todos y cada una de las personas que intervienen en este deporte mundial lo hacen con miras a obtener la victoria, valiéndose de técnicas y métodos para obtener la mayor potencia posible del motor.

Mundialmente este deporte a través del tiempo ha ido adquiriendo una gran cantidad de aficionados así como también de gente que interviene en competencias, cada vez más exigentes a través de la utilización de tecnologías que existen y que fueron desarrolladas en base de estudios y pruebas que han permitido que el automóvil y de manera especial los motores alcancen potencias muy superiores a las de un motor standard.

En nuestro país existe la realización de eventos automovilísticos encabezados o dirigidos por clubes los cuales han establecido una norma general o reglamento los cuales rigen el deporte tuerca ubicando categorías por la cilindrada del motor, de igual manera a nivel mundial siendo la FIA la Federación Internacional de Automovilismo quien dirige el deporte motor.

Dentro de los torneos más emblemáticos la Formula Uno, Rally WRC, donde los motores son tratados o fabricados puramente para competición dotando de manera completa al motor de piezas especiales fabricadas para el alto rendimiento del mismo, constituyéndose estos en competiciones profesionales.

No obstante si se pretende modificar el motor para competir a cuenta propia del propietario en carreras organizadas existe también la posibilidad de adquirir las piezas especiales ya que también están disponibles y que se comercializan, y por el mismo hecho de que estas no son piezas de serie tienen un valor muy elevado exigiendo así para su compra cuales son los más

elementales y que en el momento de reemplazarlos produzcan una variación considerable en el aumento de potencia si dejar de lado que lo ideal sería modificarlo en su totalidad.

Este criterio queda a la experiencia de trabajo en este tipo de actividades del preparador ya que él será quien elija el método de modificación en base a lo que requiere quien solicita el trabajo de modificación

1.2 ANTECEDENTES

Hoy en día en un mundo globalizado donde la sociedad requiere de profesionales con un alto grado de conocimiento científico y tecnológico cuando la principal prioridad es la generación de nuevas tecnologías, tiene un valor de mucha importancia asimilar y dominar las tecnologías ya existentes para así poder definir un camino de desarrollo a una nueva generación de tecnologías.

Así es como la Industria Automotriz se ve involucrada de manera directa con el desarrollo de la sociedad donde goza de una necesidad esencial sobre el uso de vehículos, maquinaria, y transportación en general, siendo así que el Ingeniero Automotriz debe tener la capacidad técnica y practica de todos los mecanismos, sistemas y demás componentes automotrices que conforman una maquina propulsada por un motor por medio de las fuentes de energía que actualmente existen como gasolina, diesel, gas y demás energías.

Siendo así muy indispensable en la formación de un Ingeniero Automotriz el conocimiento total del modo de funcionamiento, constitución, mantenimiento y reparación del motor, ya que este constituye en el corazón de los vehículos, maquinaria y todo aquello que este propulsado por un motor de combustión interna el cual es considerado como un motor que utiliza la explosión de un combustible, provocada mediante una chispa, para expandir un gas empujando así un pistón, convirtiendo de esta manera al motor en un convertidor de energía química presente en los combustibles en energía mecánica.

En estos tiempos la utilización del motor es muy variada y el rango de aplicaciones es muy amplio, se los puede ver accionando bombas de superficie, generadores, compresores y vehículos.

De tal modo que la cooperación entre estudiantes y maestros es importante para promover el desarrollo y avance de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la Facultad de Mecánica perteneciente a la Politécnica del Chimborazo para entregar e incorporar profesional humano expertos en esta industria que hoy en día la sociedad requiere en gran demanda.

Debido a la gran necesidad de poder contar con equipos y material que permitan asimilar de la manera más adecuada a los conocimientos de la carrera, y nos permitan así ser muy técnicos y prácticos al momento de ejecutar las múltiples tareas de la carrera, nuestro trabajo va dirigido a proveer y poner a disposición de la Escuela de Ingeniería Automotriz un motor de combustión interna a carburador con su totalidad de funcionalidad para que la formación profesional sea más integral.

Aquí empieza la gran responsabilidad de entregar un motor repotenciado o preparado de marca Datsun 1200cc en los elementos que se detallan en esta tesis de grado, con todos sus accesorios y respectivas conexiones que permitan encenderlo y apagarlo para que en él se lleven a cabo todas las actividades relacionadas a la repotenciación y mantenimiento del mismo.

Promoviendo así en cada una de las áreas futuras investigaciones donde se requiera las respectivas pruebas en los diferentes sistemas o simplemente analizar o verificar el comportamiento del motor bajo cambios o modificaciones, satisfaciendo la necesidad de conocer el comportamiento propio del motor.

1.3 JUSTIFICACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA

La propuesta va encaminada a repotenciar un motor en sistemas específicos en el que la Escuela de Ingeniería Automotriz brinde a los estudiantes que cursen por la carrera la posibilidad de practicar en un motor que simule tal cual

el funcionamiento en el vehículo, en el cual se puedan realizar pruebas de todo tipo en la búsqueda de respuestas y soluciones a problemas que puedan presentarse en el motor, así como comprobaciones del mismo y de sus sistemas componentes, complementando de esta manera la formación integral del estudiante.

Así como tener la posibilidad de seguir realizando modificaciones posteriores que puedan seguir mejorando la potencia, mediante los sistemas que no se han modificado en el presente trabajo de grado.

Demostrando así que el motor puede aumentar su potencia con el trabajo de repotenciación en partes y elementos específicos sin tener que modificarlo de manera total.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 GENERAL

Repotenciar un motor Datsun 1200cc e incorporarlo al laboratorio de Ingeniería de Vehículos de la Escuela de Ingeniería Automotriz.

1.4.2 ESPECÍFICOS

- Elaborar una guía técnica práctica sobre los procedimientos para realizar el repotenciado o preparación de motores de cuatro tiempos para competencias.
- Detallar las modificaciones que se deben realizar para mejorar la potencia del motor.
- Verificar la eficiencia del motor antes de ser repotenciado.
- Analizar los gases de escape con el motor standard utilizando gasolina extra.
- Repotenciar las partes y elementos seleccionados del motor Datsun 1200cc.

- Calcular las fuerzas resultantes en el mecanismo biela manivela utilizando procedimientos matemáticos.
- Establecer el proceso operacional de armado, montaje y acoplamiento del motor con el soporte.
- Verificar la eficiencia del motor posterior al repotenciado.
- Simular el funcionamiento y el comportamiento del motor Datsun cc tal y como sucede en el vehículo.

CAPITULO II

2. ELABORACIÓN DE UNA GUÍA TÉCNICO-PRÁCTICA PARA LA PREPARACIÓN O MODIFICACIÓN DE PARTES Y ELEMENTOS DE MOTORES DE CUATRO TIEMPOS DE COMPETICIÓN

2.1 CONSEJOS PARA QUIENES SE DEDIQUEN AL TRUCAJE

El mecánico que quiera dedicarse a preparar vehículos para rallys o para competiciones de pista, deberá conocer la reglamentación existente acerca de los cambios técnicos y posibles mejoras de los motores que van a intervenir en la competición elegida, pues ello es un dato básico para evitar ser descalificado en el momento de intervenir en la competición. Todos estos datos los proporciona la Federación para las competiciones oficiales, o bien pueden obtenerse en el club que organiza la competición.

De acuerdo con los datos así obtenidos, el mecánico podrá plantearse las posibles modificaciones que en un determinado motor se vea capaz de llevar a término.

Deberá contar también con la mayor cantidad de catálogos posibles sobre las piezas ya fabricadas que sirven para estos fines. Por ejemplo, los árboles de levas, diversos tipos de pistones, válvulas especiales, etc., deben ser adquiridos a los fabricantes de productos de competición, pues no se trata de piezas vulgares que se fabriquen en grandes series. De la misma forma puede hablarse de componentes especiales para la inyección o para el encendido.

Es recomendable que el mecánico se especialice solamente en una determinada marca y modelo de motor, sin querer intervenir en cualquier modelo de cualquier marca. En los trabajos de transformación de motores la experiencia es muy importante y los fracasos que se pueden presentar nos servirán de valioso aviso para un próximo trabajo. Si actuamos con motores de diferentes tipos nunca podremos llegar a la perfección por la falta de datos al respecto.

Otra buena norma que todo preparador ha de tener siempre muy en cuenta es la de tomar nota cuidadosa, en una libreta, de todos los cambios que realice, por pequeños e irrelevantes que puedan parecer a primera vista datos que

deberán ser especificados con el mayor número de detalles posibles y, por supuesto, con todas las mediciones acotadas con la mayor exactitud.

A la vista de estos datos tendremos la ventaja de poder recordar con todo detalle los trabajos llevados a cabo y podremos realizar después otra transformación exactamente igual (si el resultado ha sido excelente) o de mejorar aquellos puntos en lo que hemos errado y hemos efectuado arreglos demasiado atrevidos o inadecuados que han provocado una avería en la carrera o en la pista de entrenamiento.

Una libreta de este tipo, con la detallada descripción de todos los trabajos realizados será el resultado de toda nuestra experiencia y supondrá un valor incalculable para el profesional, tanto si en ella hay grandes fracasos como los mayores éxitos.

2.2 LA PREPARACIÓN DE MOTORES DE COMPETICIÓN



Figura 2.1: Mitsubishi Lancer Evo.VII preparado para competiciones de rally

La modificación o preparación de motores de alto rendimiento o de competición es un conjunto de modificaciones en las que hemos de encontrar la solución para conseguir mejorar un motor de serie y dejarlo en condiciones de competir, dotándole de la suficiente y mínima fiabilidad indispensable.

Todo trabajo deberá ser previamente estudiado con mucho detenimiento. En este tipo de trabajo no se admiten precipitaciones de ningún género. Inicialmente se tendrá que estudiar todo el conjunto de características técnicas del

motor original que tratamos de mejorar y ver qué es lo que puede hacerse en él para conseguir aumentos de rendimiento apreciables. Sólo cuando tengamos una idea bien clara de lo que queremos hacer y de cómo hacerlo, pasaremos a la acción.

Por supuesto, las modificaciones que se llevan a cabo pueden ser realizadas desde los tres puntos de partida que detallaremos más adelante, es decir, determinados arreglos para aumentar la presión media efectiva pueden ser complementados con cuidadosos trabajos para conseguir el aligeramiento de las masas, la mayor entrada de combustible desde los conductos de las válvulas, incluso ligeros aumentos de cilindrada, etc.¹

2.3 CONSEJOS ANTES DE TRUCAR UN MOTOR

Hay muchas personas que tienen un concepto equivocado de lo que es, el trucaje de un motor. Imaginan que el motor puede trucarse cuando es viejo, y de puro inservible, y solo pueden tomarse con él dos soluciones: o mandarlo a desguazaderos para que sea vendido a piezas o a peso, o proceder a efectuar un trucaje que acabe con la vida del motor tras un corto período de tiempo. Esta opinión del trucaje, es, naturalmente, muy errónea. Un motor para ser trucado, debe, en teoría, hallarse en perfecto estado normal. A lo sumo podrá hallarse en vísperas de rectificar y aprovechar esta circunstancia para que el motor sea trucado, pero esto sólo será aceptable para según qué tipo de trucaje se busca.

En realidad no se ha de perder nunca de vista que lo que se pretende al trucar un motor es conseguir de él un mayor caballaje y será absurdo someter el motor a mayores esfuerzos de los que calculó el ingeniero al diseñarlo y peor aún si no se halla ni siquiera en condiciones suficientes para tolerar estos esfuerzos normales.

En la práctica profesional se tropieza muchas veces con individuos deseosos de trucar sus motores, como también con otros que desean poseer automóviles trucados sólo para competir por carretera con algún coche que

¹ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 28

intente adelantarles, aunque ellos de por sí no estén dispuestos normalmente a lanzarse a grandes velocidades si no se les provoca. Éste es otro error, pues un coche trucado para incrementar su velocidad hasta 160 km por hora, por ejemplo, será preciso que su motor gire siempre a buen régimen y corra "como mínimo" a 100 o a 110 km/hora cuando lleve colocada la cuarta velocidad. Esta rápida marcha no es desde luego compatible con la circulación por calles urbanas, por cuya razón este automóvil deberá circular por ciudad lo menos posible. Su campo de acción es puramente el de las carreteras cuando no el de los autódromos. No puede, pues, hacerse un automóvil mixto que reúna verdaderamente las ventajas del coche utilitario poco consumo, utilización en cualquier terreno, velocidad moderada, etc., y al mismo tiempo las ventajas de un spider.

De esto se deduce que todo motor trucado debe ser exclusivamente para correr y, en consecuencia de competencia.

Este terreno es, normalmente, el terreno del verdadero aficionado al automovilismo. El verdadero aficionado es aquel que prodiga innumerables cuidados a su montura, que no olvida en ningún momento cualquiera de sus reglajes periódicos o de comprobar los niveles y efectuar los cambios de aceites y los engrases recomendados por el constructor. Buen conductor, tiene un absoluto dominio de su coche, al cual mima y cuida, aunque en las pruebas de competición a las que asista se comporte duramente con el automóvil a fin de conseguir el triunfo. Este aficionado asistido por un buen mecánico, está en condiciones de pensar en el trucaje de su motor y son de hecho los únicos capaces de llevarlo a cabo felizmente.

Antes de trucar un motor y en el supuesto de que este motor se halle en estado normal, según acabamos de decir, es preciso conocer completamente sus características así como tener una cierta experiencia de su funcionamiento para conocer sus dificultades o fallos. Ello es preciso para juzgar, en primer lugar, si es posible el trucaje y hasta qué punto es posible, pues no en todos los motores debe orientarse el trucaje de igual forma. Estos conocimientos también nos facilitarán experiencia para saber qué órganos del motor son aquellos que requieren o admiten mejor el trucaje y cuáles

no lo aceptarán debido al escaso margen con que fueron calculados por el ingeniero diseñador del motor.

Otro de los mejores consejos que pueden darse al mecánico o aficionado que desea dedicarse al trucaje es el de actuar con mucha cautela, no apurando nunca los márgenes de seguridad sino con mucho cuidado pues el trabajo del trucaje es siempre experimental y de tanteo. Cada modificación debe comprobarse rigurosamente a poder ser antes de alcanzar aquellos márgenes que los cálculos han dado como definitivos.

Esto puede expresarse muy claramente por medio de un ejemplo. Supongamos que el surtidor principal de un carburador es de 130 centésimas de milímetro, según los cálculos de acuerdo con las características del motor. Esto no quiere decir que debemos decidirnos por él de una manera rotunda. Será muy prudente efectuar diferentes pruebas con surtidores más pequeños (125-120, etc.) hasta cerciorarse de cuál da al motor trucado una mayor posibilidad de aumentar su potencia con una carburación correcta y economía de consumo. Y aún, de ser posible, sería interesante efectuar estas pruebas incluso con carburadores de diferentes diámetros de difusor no contentándonos con los resultados obtenidos en la primera prueba.

En el caso de que se trate de rebajar la culata y se calcule como cifra interesante que este rebaje establezca una compresión 8:1 contra los 7:1 del motor originario, será muy prudente dejar la compresión, en principio a sólo 7,7:1, por ejemplo, y estudiar la reacción del motor con este cambio antes de decidirse definitivamente por la relación volumétrica que hemos expuesto primero.

Con esto se da a entender que trucar un motor es siempre cuestión de paciencia y de cuidado, estudiando siempre las reacciones que el motor acusa a cada cambio, ya que el trucaje es especialmente una operación donde manda, en un 80 %, la experiencia de los resultados obtenidos, por encima de los mismos cálculos matemáticos y de las fórmulas preestablecidas.

Es preciso decir, que al lanzarse a trucar un motor se corre "siempre el riesgo de echar a perder el motor. Este riesgo es verdaderamente muy importante y sólo podrá paliarse hasta cierto punto, con mucha experiencia del trucaje o

con un conocimiento muy profundo del motor que se pretende trucar y de sus características.

2.4 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA PREPARACIÓN

2.4.1 VENTAJAS DE LA PREPARACIÓN

Brindar al vehículo en el cual está montado el motor una gran reacción de aceleración, lo que significa que el auto llega a una velocidad establecida en menor tiempo que antes de las modificaciones. Adicionalmente la relación Peso-Potencia del mismo es mucho mayor, por lo que se sentirá al auto menor peso, hablando proporcionalmente y tendrá una velocidad final más elevada.

2.4.2 DESVENTAJAS DE LA PREPARACIÓN

Con el incremento de Potencia se tendrá un incremento del consumo de combustible, cierta inestabilidad en las revoluciones bajas del motor, se necesitará incrementar posiblemente el octanaje del combustible y el desgaste de las partes podría ser mayor que en condiciones standard.

Estas desventajas y otras, que se suponen tendrá el motor modificado, deberían ser analizadas también, para compararlas contra las ventajas que se pueden obtener. Lo que sí podemos asegurar es que la persona que decidió hacerlas, no le importará tener unos cuantos "problemitas" si su vehículo tiene un "performance" ideal.

2.5 CONSIDERACIONES GENERALES

Cuando un fabricante de vehículos adopta determinado motor para equipar a los coches llamados de serie, no pierde de vista en ningún momento la clase de público a que va destinado.

En unas ocasiones, estos vehículos serán manejados por conductores expertos, que los solicitaron de acuerdo con sus posibilidades. Pero otras

veces serán de principiantes, que los someterán a pruebas inauditas: aceleraciones en frío, apurado de marchas, calentones, etc. Por otra parte, el fabricante también sabe que el vehículo será utilizado en climas distintos, en carreteras buenas y malas con polvo o sin él.

Y, a pesar de todo, dicho fabricante ha de garantizar, como medio de no estar en inferioridad ante la competencia, una duración de motor muy prolongada, que ciframos sobre los 150.000 Km, antes de llegar a la primera reparación general, se ve forzado a instalar motores con cálculo de materiales muy sobrado del realmente preciso, que cubran todas las contingencias precisas, y permitan no ya el uso del motor, sino también el abuso del mismo. Pues bien, y en líneas generales, el trucaje consiste, por una parte en aprovechar éstas tolerancias, en mayor o menor medida, convirtiéndolas en potencia pura. Y por otra parte, en dar perfección técnica a todos y cada uno de los órganos del motor, a base de trabajos de trucaje.

De todas formas es muy conveniente que el usuario interesado en aumentar las prestaciones de su motor tenga presente que todas las modificaciones tendentes a aumentar la potencia del motor, basándose en modificaciones sustanciales del mismo, pueden entrañar un serio peligro para dicho motor si no se calculan debidamente, y no se realizan de forma adecuada y por especialistas competentes.

2.5.1 LA COMPRESIÓN

En los motores de explosión aumenta el rendimiento a medida que aumenta el grado de compresión de la mezcla. Esto queda claramente de manifiesto por medio del gráfico de la figura 2.2.

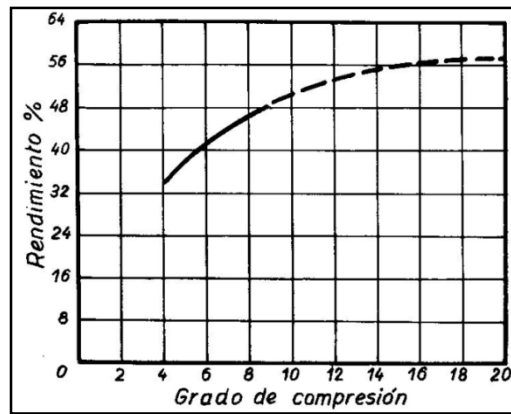


Figura 2.2: Rendimiento alcanzado por un motor según el grado de compresión

Según lo que acabamos de exponer parece por lo tanto, que cuanto mayor sea el grado de compresión de un motor tanto mayores serán los beneficios que éste nos otorgue. Esto en la práctica es así hasta cierto punto.

Realmente, un alto grado de compresión es lo ideal, pues al producirse una mayor relación volumétrica el poder explosivo del gas es muy superior, lo que engendra un más violento giro del cigüeñal y en consecuencia un número más elevado de revoluciones por minuto. Al ser en una misma unidad de tiempo, muy superior el número de carreras motrices, la potencia del motor queda aumentada de modo sensible.

Aunque esto tiene los inconvenientes que vamos a ver a continuación, apresurémonos antes a decir que el aumento de la relación de compresión es una de las más importantes modificaciones para el trucaje de un motor, y en muchos casos la que produce los más generosos aumentos de potencia

Estos inconvenientes de que acabamos de hablar son fundamentalmente tres:

- a)** el autoencendido
- b)** la detonación o picado
- c)** las resistencias internas del motor

El autoencendido consiste en la inflamación espontánea de la mezcla sin necesidad de que intervenga la chispa eléctrica de la bujía. Su peor y más

nocivo defecto consiste en que esta explosión se produce en cualquier momento y por lo tanto a deshora. El autoencendido se produce siempre por exceso de calor. Como quiera que el aumento de compresión trae consigo un aumento de calor muy considerable podemos observar en ello muy claramente el origen de este mal. Por causa de este calor se forman en el interior de la cámara de combustión puntos calientes o incandescentes, ya sean partículas de carbón o bien los mismos electrodos de la bujía que trabajen en muy malas condiciones: estos puntos incandescentes provocan la explosión de la mezcla de modo inmediato sin esperar a que ésta se produzca en el punto muerto superior, lo que ocasiona terribles esfuerzos sobre el cigüeñal que pueden llegar a deformarlo cuando no a romperlo.

Normalmente el autoencendido, que es una consecuencia, como vamos a ver a continuación, de la detonación, puede ser originado por un exagerado aumento en la relación de compresión.

Vamos a explicar seguidamente en qué consiste la detonación o picado, otro de los fenómenos que pueden producirse por aumentos de compresión inadecuados. Sucede cuando la mezcla que aun no ha sido quemada explota y no por los efectos de la chispa sino mas bien por la altísima compresión.

La detonación se anuncia por un sonido metálico, como el que se produce al agitar perdigones en un tubo de vidrio. Para solventar este defecto se usan combustibles cuya velocidad de inflamación sea muy rápida. Esta capacidad de propagación se mide en octavos y de ahí que los motores sometidos a altas compresiones necesitan gasolina de gran octanaje (96 octanos por ejemplo).

El picado no se resuelve sin embargo sólo por el uso de estas gasolinas especiales. Y las resistencias internas del motor, en general tiene una importancia decisiva la forma de la cámara de combustión.

Entonces queda dicho que las formas de evitar la detonación y el

autoencendido son por procurar un combustible de alto octanaje, o el estudio meticoloso y detallado de la cámara de explosión.

2.5.2 LA CILINDRADA

Es una suma de los volúmenes de todos los cilindros de un motor. Se expresa en cm^3 , es decir la cantidad de cm^3 que determina la capacidad del conjunto de los cilindros de un motor, se la calcula mediante la siguiente fórmula.

$$\text{Cilindrada} = \frac{D^2 \times \pi \times C \times N_c}{4000}$$

Donde D es el diámetro del pistón, π es 3.1416, C es la carrera del pistón, N_c el número de pistones, y 4000 un valor constante.²

2.5.2.1 AUMENTO DE CILINDRADA

El sistema más efectivo para conseguir más cilindrada es aumentar el diámetro del cilindro, por consecuencia el diámetro del pistón, bastan muy pocos milímetros de aumento para que se noten resultados sustanciales en el comportamiento del motor. El sistema consiste, sencillamente, en rebajar las paredes del cilindro por medio de una rectificadora, la cantidad de milímetros o fracción que sea posible, tal como se muestra en la figura 2.3.

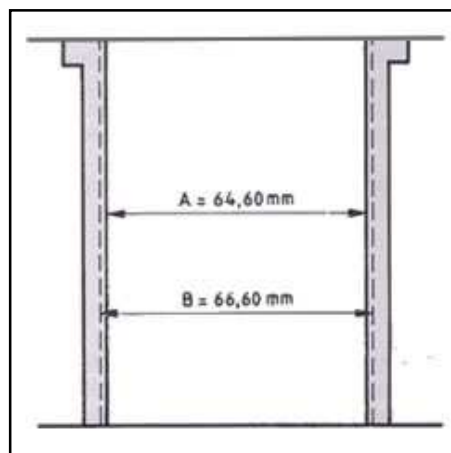


Figura 2.3: Medidas antes y después del rectificado

² <http://www.mecanicavirtual.org>

Si la cota original (A) del cilindro corresponde, por ejemplo, a un diámetro de 64,60 mm y nosotros calculamos que podemos ganar un milímetro por banda (en total dos mm más de diámetro) tendremos que hemos dejado un cilindro con una cota (B) de 66,6 mm de diámetro.

Supongamos que se trate de un motor tetracilíndrico, de una cilindrada total de 748,60 cm³, el cual tiene de origen una carrera de 57,10 mm. Pues bien, la nueva cilindrada al aumentar el diámetro del cilindro será:

Datos:

D= Diámetro del pistón

π= 3.14

C= Carrera del pistón

Nc= Numero del pistón

$$\frac{D^2 \times \pi \times C \times Nc}{4000} = \frac{66.6^2 \times 3.14 \times 57.1 \times 4}{4000} = 795.67 \text{cm}^3$$

Lo que representa un aumento de la cilindrada de: 795,67 - 748,60 = 47,07 cm³ en total.

El aumento de cilindrada por este procedimiento representa la forma más racional de aumentar la potencia del motor, pues es el que menos compromete la armonía que existe en los mecanismos que intervienen en la modificación con respecto a todos los demás mecanismos del motor, pero presenta varias dificultades que hay que saber tener en cuenta previamente. En primer lugar nos encontramos con la necesidad de que existan en el mercado émbolos de esta misma sobremedida a que vamos a someter al cilindro para que se adapten correctamente a él.

Tendrían que ser émbolos del mismo material a los anteriores que sacamos del motor, pero de mayor diámetro que éstos, y calculados para que estén de acuerdo con las dilataciones, que van a producirse entre el material del cilindro y el material del émbolo. También tendrían que tener el mismo diseño en su cabeza para permitir el mismo juego libre o aire de las válvulas, y además el

valor requerido para adaptarse al interior del cilindro, es decir, los 0,035 mm que el émbolo tendría que ser de diámetro más pequeño que el cilindro. Por otra parte, la posición del bulón debería ser muy similar y del mismo diámetro a la del émbolo original para que se adaptara perfectamente al pie de biela correspondiente.

Así pues, el aumento de cilindrada por rebaje o “vaciado” (como se dice en términos de trucaje) del cilindro solamente puede ser aconsejado por el tipo de émbolo que encontremos previamente en el mercado, y tendremos forzosamente que avenirnos a sus medidas para determinar la nueva medida a que podrá llevarse el cilindro, o sea la cota B de la figura anterior.

Normalmente pueden encontrarse émbolos de los denominados de “sobremedida”, los cuales son fabricados por las mismas marcas de fabricantes de vehículos con el fin de reajustar los motores en caso de ovalización de los cilindros en virtud del uso y los muchos kilómetros, o para salvar y poder seguir utilizando los motores en el caso de ralladuras y desgarros producidos por algún gripaje de consideración. Cuando tiene lugar cualquiera de estas averías se puede acudir a rectificar el cilindro para corregir la ovalización o la ralladura de un gripaje (Figura inferior) de modo que el cilindro aumenta su diámetro y precisa por ello de émbolos de mayor tamaño.

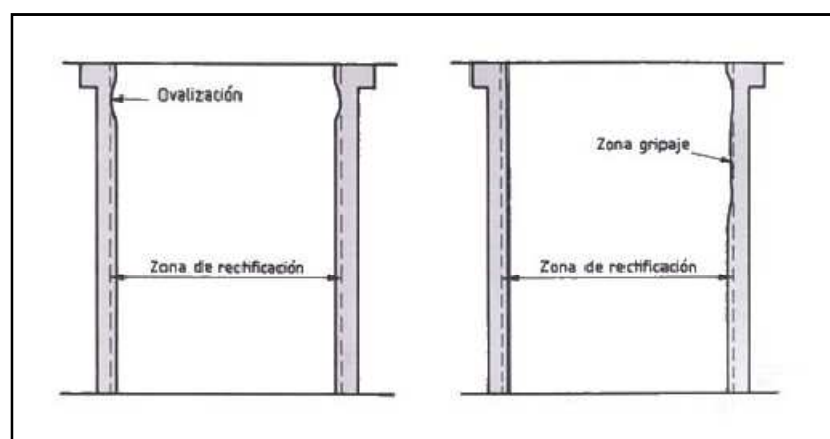


Figura 2.4: Causas de rectificado del cilindro

Estos émbolos sobremedida son ligeramente más grandes que los originales del motor, pero con una diferencia muy pequeña, de modo que la ganancia en el aumento de la cilindrada suele ser mínima y a veces incluso despreciable. Lo correcto es, por supuesto, encontrar émbolos con sustanciales valores de sobremedida. En este aspecto hay que acudir a producciones especiales que se encuentran muchas veces en las casas constructoras de kits de trucaje.

Otro sistema para aumentar la cilindrada puede llevarse a cabo también, como ya se ha dicho, por el aumento de la carrera del émbolo. En este caso no tenemos problemas del tipo que hemos visto más arriba, aunque, como veremos, los vamos a tener de otro tipo.

Si volvemos al ejemplo del motor que hemos puesto más arriba, y seguimos manteniendo su diámetro en el valor original de 64,60 mm, pero aumentamos la carrera del émbolo en, por ejemplo, unos 3,60 mm, tendremos una carrera total de $57,10 + 3,60 = 60,70$ mm. En este supuesto, la cilindrada nos quedará convertida:

$$\text{Cilindrada} = \frac{64.60^2 \times 3.14 \times 60.70 \times 4}{4000} = 795.80 \text{ cm}^3$$

Es decir, prácticamente lo mismo que se obtenía con el aumento del diámetro del cilindro, en el ejemplo anterior.

Para aumentar la carrera hemos de conseguir, sencillamente, que el émbolo suba y baje más milímetros de los habituales, y como que la carrera de un émbolo depende de la distancia a que está colocada, en la muñequilla del cigüeñal, tal como vemos esquematizado en la figura 2.5 (en donde la distancia A que constituye la carrera es la misma que la distancia B), modificando esta distancia podemos obtener una mayor carrera del émbolo.

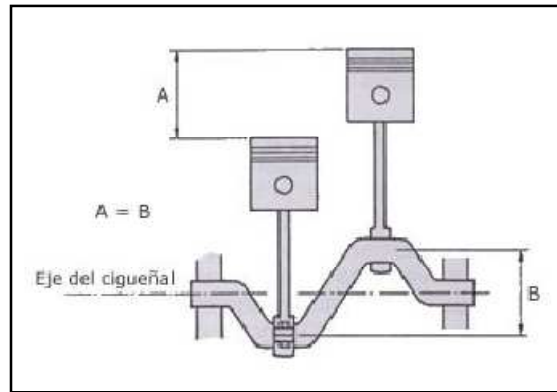


Figura 2.5: Carrera del émbolo

En los cigüeñales que son de varias piezas, la mejor solución es aumentar la cota (B) de la figura inferior a base de aumentar el nivel de la muñequilla. Para ello se han de construir piezas especiales que se acoplen al cigüeñal en este sentido. Una solución podría ser semejante a lo que se ve en la figura inferior. Aquí se puede obtener un aumento de la cota (A) (lo que en definitiva significa el mayor aumento de la carrera) por la aplicación de un gorrón postizo excéntrico que desplace a la biela hacia el exterior de los contrapesos.

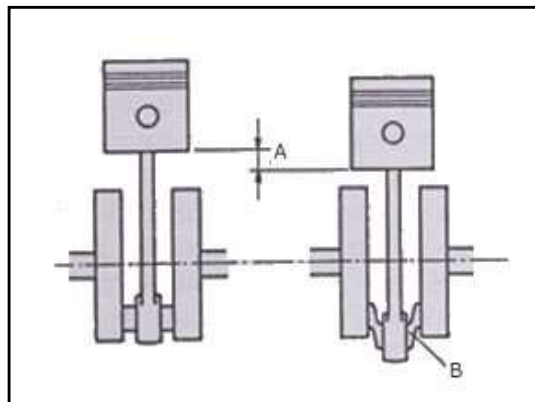


Figura 2.6: Carrera del émbolo modificada

Nota: este tipo de modificación o trucaje en el motor, es más teórico que práctico, por lo que apenas se utiliza. Un aumento de la carrera del pistón (émbolo) significa automáticamente un aumento de la velocidad del émbolo. Si sube la velocidad del émbolo por encima de los 20 m/s se presentan problemas de temperatura y por lo tanto el desgaste prematuro de los órganos del motor.

$$V_c = \frac{n \times C \times 2}{60 \times 1000}$$

V_c = velocidad lineal del pistón (m/s).

n = numero de revoluciones a la potencia máxima del motor (también numero de revoluciones al corte de inyección).

C = carrera del pistón (mm).

Un ejemplo práctico:

Modelo Audi A3 2.0 16v FSi

Diámetro (calibre)/carrera (mm): 82,5/92,8

Relación de compresión: 11,5

Potencia (CV): 130 (6000)

Par motor (Nm/minuto): 200 (3400)

$$V_c = \frac{6000 \times 92.8 \times 2}{60 \times 1000} = 18.56 \text{ m/s}$$

Otro ejemplo práctico:

Modelo BMW M3 2,5 16v

Diámetro (calibre)/carrera (mm): 95/87

Relación de compresión: 10,2/1

Potencia (CV): 238 (7000)

Par motor (Nm/minuto): 240 (4750)

$$V_c = \frac{7000 \times 87 \times 2}{60 \times 1000} = 20.3 \text{ m/s}$$

En este caso se ve como el motor lleva una velocidad de pistón muy alta, ya de por si rozando el límite máximo, en este caso es imposible subir más la velocidad del pistón sin poner en peligro la vida del motor.

2.5.3 LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

De manera muy práctica la relación de compresión es la relación entre el volumen de la mezcla de aire combustible cuando el pistón se encuentra en el PMI (Punto Muerto Inferior) y el volumen cuando el pistón llega al PMS (Punto Muerto Superior), por ejemplo si el volumen es igual a 10 antes de la compresión e igual a 1 después de la compresión la relación de compresión es 10 a 1 o simplemente 10.

Comparando un motor con una relación de compresión de 10 con otro que tiene una relación de compresión de 9.2, sucederá que a medida que aumenta la relación de compresión la mezcla se vuelve más comprimida es decir más densa, cuando la chispa de la bujía detona una mezcla más densa dicha mezcla se quema y genera potencia más efectiva dejando casi ningún residuo, sin embargo si se eleva demasiado la compresión de la mezcla puede suceder que se auto detonara debido al calor de la compresión misma provocando así un desfase en la sincronización de encendido y por ende una reducción en la potencia. La relación de compresión juega un papel decisivo en la potencia de los motores, y por tanto en el trucaje de los mismos, siendo, quizá, el aspecto a modificar con menor costo económico y que reporta ganancias de potencia más notables.

Dicho de forma general, la relación existente entre la cilindrada unitaria y el volumen de la cámara de explosión, y que se verifica según la siguiente fórmula:

$$RC = \frac{\text{Cilindrada unitaria} + \text{Volumen Cámara de explosión}}{\text{Volumen cámara de explosión}}$$

O simplificada;

$$\text{Relación de compresión} = \frac{V + V_c}{V_c}$$

De cuya fórmula, cómodamente, podemos despejar cualquiera de sus factores una vez conocidos los restantes.³

³ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 34

2.5.3.1 AUMENTO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Esta operación se lleva a cabo con la fórmula que mencionamos anteriormente y ver la manera de realizar los cálculos oportunos, que por otra parte son válidos para cualquier valor que se quisiera dar a la relación de compresión, Ante todo tendremos que averiguar el volumen de las cámaras de explosión que posee el motor, para después modificarlas en lo que corresponda.

Y si estudiamos detenidamente la fórmula anterior podemos observar que, a medida que se reduce el volumen de la cámara de explosión, aumenta la relación de compresión, siendo constante la cilindrada unitaria: y por tanto, para nuestros fines, podemos llegar a reducir la cámara de explosión mediante los siguientes procedimientos.

1. Mediante la instalación de pistones especiales, cuya cabeza está aumentada en un volumen igual al que correspondería disminuir la cámara de explosión.

Este procedimiento es el más perfecto, y el que se utiliza en trucajes muy apurados, ya que los deflectores o cabezas del pistón renovado se estudian para que sirvan, además de reguladores de la nueva relación de compresión, para crear torbellinos de gases en el momento de la explosión que favorezcan la rapidez de propagación del encendido de dicha mezcla.

Por ser un sistema muy caro, la fabricación de nuevos pistones especiales es prácticamente limitada a trucajes de altísimas relaciones de compresión, en vehículos de competición pura.

2. Mediante el procedimiento de elevar el pistón, encasquillando excéntricamente el alojamiento de los bulones, o poniendo pistones nuevos, del tipo semiterminados.

Este procedimiento, por quedar el pistón sobresaliendo del plano del bloque solamente puede realizarse sobre motores cuyas culatas tengan la cámara de

explosión mecanizada de tal manera, que no estorbe ningún material a la libre subida de dicho pistón.

3. Por el simple cepillado del plano de la culata.

A través del siguiente grafico mostramos algunas de las variables que intervienen al momento de las aplicaciones de las formulas.

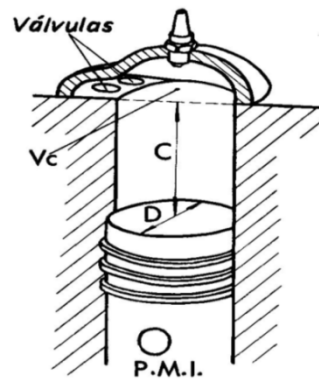


Figura 2.7: D: Diámetro del cilindro, C: Carrera, Vc: volumen de la cámara de combustión

Donde D es el diámetro del cilindro, C la carrera, y Vc el volumen de la cámara de combustión, Vc se le añade al volumen de la cámara de explosión para conocer el volumen total de la mezcla que puede entrar en cada embolada.

Para ejemplo y poder así aplicar la fórmula, tomaremos el caso del motor Seat 600-D y sustituyendo los términos conocidos, cuya cilindrada figura en el catálogo del fabricante, tendremos:

- **Relación de compresión:** 7.5 a 1

- **Cilindrada unitaria:** puesto que el motor es de 767 c.c., y tiene cuatro cilindros la cilindrada unitaria es de 191.75 c.c.,

Y sustituyendo estos valores en la fórmula tendríamos, llamando x al volumen de la cámara de explosión:

$$7.5 = \frac{191.75 + X}{X}$$

$$7.5X - X = 191.75$$

$$X = \frac{191.75}{6.5} = 29.5$$

Por tanto tenemos que el volumen de la cámara de explosión es de 29.5 c.c.

Y ahora vamos a ver, como ejemplo, que volumen de cámara de explosión correspondería a una relación de compresión de 9 a 1:

$$9 = \frac{191.75 + X}{X}$$

$$9X - X = 191.75$$

$$X = \frac{191.75}{8} = 23.97$$

O sea, que el volumen de la cámara de explosión para una relación de compresión de 9 a 1, debe ser de 23.97 c.c. Pero como el volumen de las cámaras originales es de 29.5cc, se deben reducir: $29.5 - 23.97 = 5.53$

Esto es, que para pasar la relación de compresión de 7.5 a 1 a 9 a 1, tendremos que disminuir el volumen de cada una de sus cámaras en 5.53 c.c.

Una vez que hemos visto como aumentar la relación de compresión, mas adelante veremos a través de qué elementos podemos modificar esta relación de compresión.

2.5.4 MEDICIÓN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Si una cámara de combustión tuviera una forma geométrica regular, tal como una semiesfera o un cono o una pirámide regular, etc., el cálculo de esta cámara sería bien fácil pues bastaría aplicar la fórmula geométrica correspondiente al cuerpo en cuestión. Pero como quiera que no ocurre así ni mucho menos, sino que, por el contrario, las cámaras adoptan formas irregulares tanto en los motores de dos tiempos y mucho más en los de cuatro tiempos, de ahí la dificultad de medirlas por medio del cálculo, y además la

imprecisión de éste en el caso de poder llegar a calcularlas con cierta aproximación.

La forma más usual y práctica de medir una cámara de combustión en el taller conlleva las siguientes operaciones:

En primer lugar tenemos que hacernos con una probeta graduada de precisión (Fig. inferior) semejante a las que usan los químicos. Es preferible que sea de cristal, y no de las más baratas, pues la medición puede y debe hacerse con la máxima exactitud y las probetas de este tipo que son de plástico sufren dilataciones y distan mucho de medir con toda la precisión requerida. La escala graduada no necesita ser superior a los 100 cm³, pues bien se llenará la probeta hasta la raya de los 100 cm³ con aceite del mismo tipo y densidad del que utiliza el motor (S.A.E 30 o 40) del cual vamos a medir la cámara, y así ya tendremos preparada una parte de la operación.

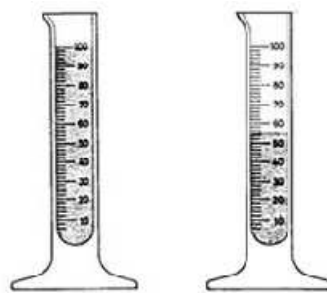


Figura 2.8: Probeta graduada para la medición de aceite

La otra consiste en desmontar la culata de su fijación al motor y colocarla boca arriba provista de las correspondientes válvulas en posición del tiempo de compresión, es decir, con las válvulas completamente cerradas y con la bujía roscada, y colocarla sobre una mesa bien plana cerciorándonos de la perfecta horizontalidad de la culata utilizando, si es preciso, la ayuda de un nivel de burbuja de aire, todo tal como muestra la figura inferior.

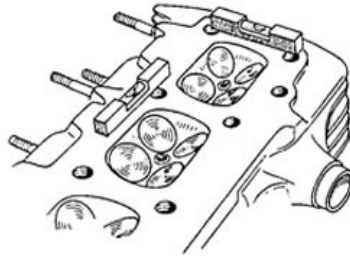


Figura 2.9: Culata ubicada horizontalmente

Ahora ha llegado el momento de verter cuidadosamente la parte del líquido de la probeta sobre la cámara, tal como se está haciendo en la figura inferior, hasta que el nivel quede enrasado con lo que es la pieza de contacto con el bloque, es decir, lo que es justamente la cámara de combustión. Cuando el líquido alcanza este nivel se deja de echar aceite y se pasa a comprobar el volumen de aceite que falta en la probeta con respecto al que había inicialmente, de cuya resta saldrá el volumen del líquido vertido y, consecuentemente, el volumen de la cámara.

Por ejemplo: La probeta había sido llenada inicialmente con 100 cm³ de aceite, después de vertido y de dejar reposar el líquido que resta, se verifica que quedan 55 cm³. El volumen de la cámara será pues la diferencia. Es decir, $100 - 55 = 45$ cm³.

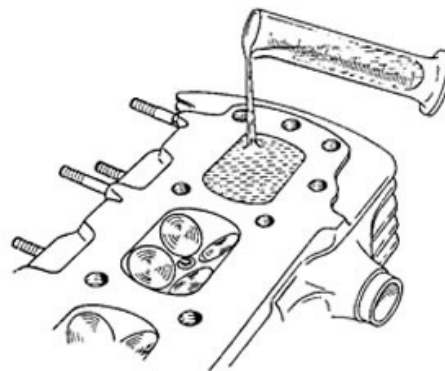


Figura 2.10: Llenado de la cámara de combustión

Este sencillo procedimiento no es sin embargo aplicable a todo tipo de cámaras. De hecho solamente puede ser aplicado a aquellas cámaras en las que el émbolo resulta completamente plano en su cabeza y ninguna parte de

su superficie se introduce normalmente en el interior de la cámara. Así en todos aquellos motores cuyos pistones no sean planos por la parte superior tales, como por ejemplo, aquellos que la misma cámara de combustión se encuentra mecanizada en el propio émbolo, en estos casos hemos de buscar otros procedimientos de medición.

Uno de ellos puede ser el mostrado en la figura inferior. Aquí no ha sido necesario desmontar la culata, y por el orificio de la bujía se vierte el aceite de medición, previa comprobación de que el émbolo esté en su exacto P.M.S. y en el tiempo de compresión en los motores de cuatro tiempos para lo cual hay que comprobar que las dos válvulas estén cerradas (esto puede verse fácilmente desde el exterior por la posición de las levas). Es conveniente que el motor se encuentre algo caliente para que el émbolo se haya dilatado y ajustado al cilindro y evitar posibles fugas del aceite a través de los aros (segmentos). En cuanto a la medición se efectúa del mismo modo que hemos visto anteriormente, es decir, por diferencia entre lo que había y lo que queda en la probeta.

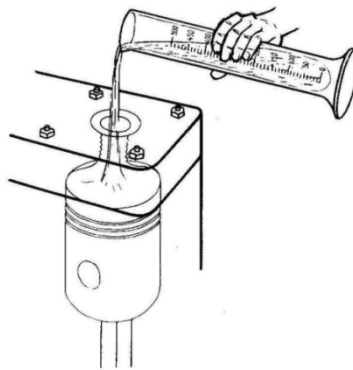


Figura 2.11: Ingreso del aceite por el orificio de la bujía

Una vez efectuado esto, se procede a sacar el aceite de la cámara con la ayuda de una pera de goma aspirante, tal como se está haciendo en la figura inferior. (Aunque no se pueda sacar totalmente el aceite del interior de la cámara el resto que quede no presentará gran inconveniente ya que el motor lo expulsará en unas cuantas pistonadas cuando lo pongamos en funcionamiento; pero es desde luego conveniente esforzarse por sacar la máxima cantidad posible).

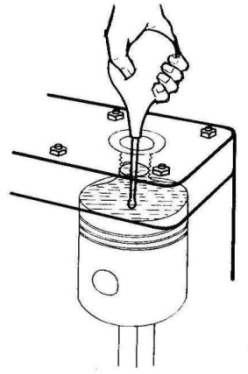


Figura 2.12: Extracción del aceite por medio de una pera de goma

Poniendo como ejemplo un motor del coche Seat 1400, de cuatro cilindros, cuyas características técnicas son las siguientes:

DATOS:

Carrera del émbolo: 66mm

Diámetro: 82mm

Volumen de la cámara de compresión después de ser medida del modo anterior que se explico es 61cc.

Aplicando la formula de cilindrada, esta será la siguiente:

$$\text{Cilindrada} = \frac{82^2 \times 3.1416 \times 66 \times 4}{4000} = 1394.19 \text{ cm}^3$$

Como es el caso de 4 cilindros = $348.5 \text{ cm}^3 + 61 \text{ cm}^3 = 409.5$ en el caso de embolada total.

El grado de compresión vendrá dado por esta fórmula:

$$\text{Grado de compresión} = \frac{V + V_c}{V_c}$$

En donde V es el volumen del cilindro y Vc el volumen de la cámara de explosión. La compresión actual, pues del automóvil Seat de este ejemplo será:

$$\frac{V + V_c}{V_c} = \frac{348.5 + 61}{61} = 6.7$$

O lo que es igual a una compresión de 6.7 a 1

Prácticamente esto se puede comprobar de la siguiente forma: si deseamos aumentar la relación volumétrica del motor citado 8:1 por ejemplo (esto no quiere decir que esta variación sea aconsejable en este mismo motor), la fórmula nos quedará convertida aplicando los datos que ya conocemos:

$$\frac{348.5 + V_c}{V_c} = 8$$

En este caso V_c será igual a:

$$V_c = \frac{348.5}{7} = 49.8$$

En todos los casos puede obrarse bajo la siguiente fórmula deducida de la anterior:

$$V_c = \frac{C}{R - 1}$$

Donde C es la cilindrada, R la relación de compresión que se pretende hallar menos 1 unidad.

2.5.5 COMPRESIÓN A QUE PUEDE SER SOMETIDO UN MOTOR

No existe ninguna ley, aparte de la del buen sentido, que aconseje de una manera general hasta cuánto puede aumentarse la relación volumétrica de un motor. Normalmente esto ha de deducirse del funcionamiento de un determinado motor, pues depende de las características técnicas del mismo, de modo que no es posible establecer una ley que convenga a todo tipo de motor.

La presión que ejercerá cada explosión ha determinado las medidas y el peso del cigüeñal, así como la resistencia. Esto es importante, puesto que tales medidas están fabricadas con margen de seguridad bastante ceñido y en caso de aumentar la presión sobre ellos excesivamente es seguro que se producirá una pronta rotura por fatiga.

En general no hay dificultad en aumentar el grado de compresión en una unidad para las compresiones de 6 a 1, en 0,75 para los de 7, o sea que queden en 7,75 a 1 y en 0,5 para los de 8.

A partir de la relación volumétrica de 8 a 1 todo aumento es muy comprometido y si se desean más altas compresiones se corre el riesgo, muy importante, de dañar el motor seriamente. Además de los problemas de la detonación y autoencendido hay muchas probabilidades no sólo de producir roturas de émbolos, sino también grandes desperfectos a los cilindros, a veces irremediables.

El autoencendido, como ya hemos dicho, aparece cuando la compresión es excesivamente alta y le hace poco menos que inevitable en compresiones superiores a 9 a 1 con el uso de las gasolinas de mejor calidad actuales.

Este fenómeno, cuyos desastrosos efectos sobre el émbolo y biela, produce golpes, esfuerzos y explosiones brutales de efecto demoledor.

Solamente con el uso de carburantes especiales, tales como el alcohol, benzol y otras mezclas puede aventurarse a subir la compresión hasta un máximo de 11,5 a 1. El uso de carburantes especiales, sin embargo quiere un estudio minucioso de los mismos, puesto que muchos de ellos producen efectos corrosivos capaces de dañar a algunos de los órganos que intervienen directamente en la combustión.⁴

⁴ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 42

2.6 LOS CAMINOS PARA EL AUMENTO DE POTENCIA

El motor de explosión de cuatro tiempos, al pertenecer a la familia de los motores endotérmicos, tiene la misión de convertir la energía calorífica que se encuentra en un determinado líquido combustible en energía mecánica. El conocimiento de este fenómeno permite poder actuar también sobre los valores de potencia que el motor es capaz de proporcionar, lo que nos lleva directamente a las siguientes consideraciones.

El motor de explosión de cuatro tiempos necesita mezclar con el combustible una cantidad importante de oxígeno para permitir que la combustión se establezca en el interior de la cámara de combustión, El aumento de la potencia solamente se puede conseguir aumentando el consumo de aire, mezclado en la debida proporción con líquido combustible.

Teniendo esto en cuenta, podemos ver que el aumento de la potencia en un motor de explosión solamente se puede llevar a cabo por alguna de las siguientes posibilidades.

- Por el aumento de la cilindrada
- Por el aumento de la presión media efectiva
- Por el aumento del régimen de giro

En cualquiera de estos tres casos existe el aumento del consumo del aire a que hacíamos referencia. Veamos esta circunstancia en cada una de esas posibilidades.

2.6.1 POR EL AUMENTO DE LA CILINDRADA

Sabemos que la cilindrada es la cantidad de centímetros cúbicos que determina la capacidad del conjunto de los cilindros de un motor.

Es evidente que cuanto mayor sea este volumen tanto mayor será la cantidad de aire y combustible que llenará las cámaras de compresión. Por lo tanto, cuanto mayor es la capacidad de un motor tanto mayor es su consumo de aire.

Para conseguir un aumento de cilindrada, deben contemplarse fundamentalmente los tres puntos de vista siguientes:

- Aumentar el diámetro del cilindro
- Aumentar la carrera del pistón
- Aumentar el número de cilindros

En cualquiera de estos tres casos, observamos que, a igualdad de régimen de giro, se pasa a aumentar el consumo de aire, de modo que en todos ellos podemos esperar también el consiguiente aumento de potencia con respecto al motor de que se parte. Ahora bien el aumento de la cilindrada no siempre está permitido ya que una de las normas más frecuentes en todos los reglamentos indica un valor de cilindrada máximo que en ningún caso puede sobrepasarse sin el peligro de descalificación.

De este modo, el aumento del consumo de aire a través del aumento de la cilindrada no suele ser posible, ni tampoco recomendable si lo utilizamos para pasar a otra categoría superior. Esto, en la competición, nos enfrentaría con motores de base mucho más robusta y, por consiguiente, mejor preparados que los nuestros, por lo que nuestras posibilidades de éxito se verían muy mermadas.

Sin embargo, el mecánico no debe perder nunca de vista la importancia de los posibles aumentos de cilindrada para aumentar la potencia del motor, por ello dentro de las técnicas de trucaje de motores.

2.6.2 POR EL AUMENTO DE LA PRESIÓN MEDIA EFECTIVA

La presión media efectiva puede definirse como el valor promedio de las presiones que se establecen en el interior de la cámara de combustión mientras ésta se está produciendo.

La realidad es que, dadas las características básicas que determinan, el funcionamiento de un motor de explosión, la cantidad de energía calorífica liberada en el momento de la explosión es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura absoluta alcanzada en el momento del encendido de la mezcla. Si se obtiene una elevación importante de los valores de presión en el interior de la cámara de combustión, se consigue un aumento considerable de la potencia del motor.

Para obtener este aumento de la presión media efectiva, los procedimientos más usuales son los siguientes:

- Aumentando la relación de compresión
- Aumentando la entrada de aire y mezcla
- Mejorando las condiciones de funcionamiento de las válvulas

2.6.3 POR EL AUMENTO DE RÉGIMEN DE GIRO

Otra de las posibilidades para conseguir aumentar la potencia de un motor es someterlo a un régimen de giro superior a aquél para el que está diseñado.

Este sistema dará como resultado un mayor consumo de aire, pues, si en un minuto es capaz de girar 1.000 RPM más rápido de lo estipulado, es evidente que habrá consumido mayor cantidad de aire mezclado con combustible y así, con la misma cilindrada, habremos obtenido una notable mejora en los valores de potencia entregada.

Para conseguir el aumento del régimen de giro el procedimiento más utilizado consiste en aligerar las masas que están en movimiento durante el

funcionamiento del motor, es decir, desde el árbol cigüeñal, las bielas y los pistones, hasta las mismas válvulas y su árbol de levas.

Esto es, sin embargo, muy comprometido, porque consiste, en el rebaje y eliminación de todas aquellas partes de material que son más susceptible de desecharse o despreciarse y que hacen que la pieza pese menos y, por consiguiente, esté sometida en menor medida a los esfuerzos de la inercia, efecto que crece extraordinariamente con el aumento de la velocidad de rotación.

Ahora bien este trabajo comporta también un gran peligro pues se corre un gran riesgo de debilitar las piezas, lo que resulta fatal cuando, además, aumentamos los esfuerzos a que estas piezas van a estar sometidas en virtud del aumento de otros parámetros.

El aligeramiento de todas las piezas del motor dotadas de movimiento alternativo será un tema importante al que vamos a dedicar gran atención y que recomendamos especialmente a quien esté interesado en la preparación de motores para competición.

2.7 PROCEDIMIENTO PARA AUMENTAR LA COMPRESIÓN DE UN MOTOR

Como puede verse, el único procedimiento para aumentar la relación de compresión de un motor consiste en disminuir el volumen de la cámara (supuesto desde luego que no se aumente el volumen del cilindro en cuyo caso también cambia la proporcionalidad entre ambos volúmenes). Para ello existen varios procedimientos que son:

- Se puede proceder a rebajar la culata por la zona de las cámaras.
- Se puede proceder a rebajar el bloque
- Se puede proceder a poner émbolos más altos o modificarlos para que su cabeza penetre en el interior de la cámara y reduzca su volumen

De los tres procedimientos, el primero es más fácil, barato y efectivo de llevarlo a la práctica.

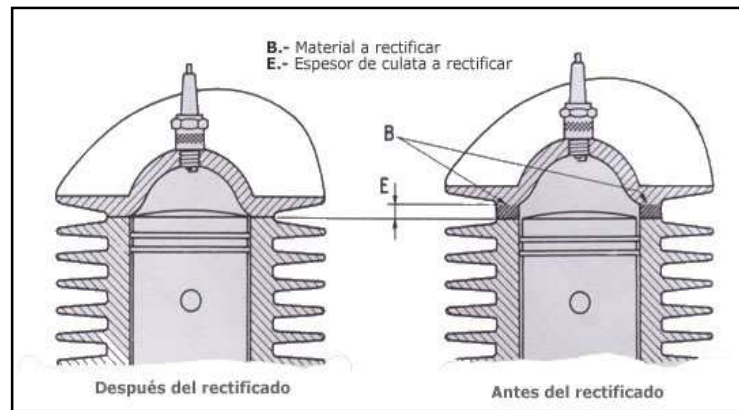


Figura 2.13: Culata con espesores a rebajar

El rebaje de la culata consiste, sencillamente, en quitarle material de su superficie en la parte que se halla en contacto con el bloque para hacer que de esta manera la culata se hunda más en su posición con respecto al bloque y se disminuya el volumen ocupado por la mezcla en la cámara de combustión. Este trabajo se efectúa en talleres especializados y con la ayuda de rectificadoras y otras máquinas especiales. Y a ellos hay que acudir.

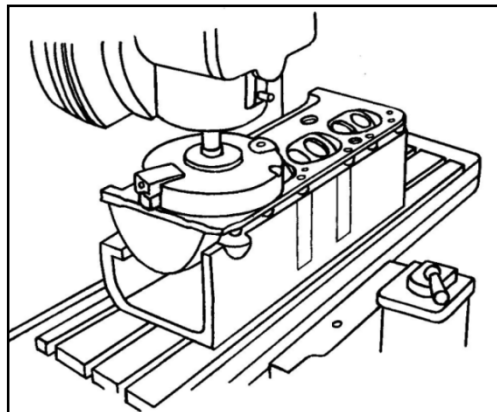


Figura 2.14: Fresado de una culata para incrementar su relación de compresión

Ahora bien: hay que proporcionar al rectificador la medida exacta a que hay que rebajar la culata, y esta medida hemos de conocerla de antemano por medio de la fórmula de la relación de compresión.

$$Rc = \frac{V + Vc}{Vc}$$

Rc = relación de compresión del motor

V = volumen del cilindro unitario (cm^3)

V_c = volumen de la cámara de combustión (cm^3)

Sabiendo cuanto queremos aumentar la relación de compresión (R_c) podemos averiguar con la fórmula el nuevo volumen de la cámara de combustión, y con este dato, calcular cuánto hay que rebajar la culata.

El aumento de la relación de compresión por el procedimiento de rebajar la culata puede presentar a veces algunos problemas que pueden llegar a ser muy importantes. No vamos a referirnos ahora al fenómeno de la detonación que pudiera aparecer fácilmente si exageramos el rebaje de la culata, y que hemos de cuidar siempre, por supuesto, mucho, prefiriendo siempre aumentos de compresión muy discretos (del 0,2 al 0,5:1 adicionales a los que lleva el motor); ahora vamos a referirnos a otros puntos de importancia mecánica.

El rebaje de la culata es una operación que debe considerarse, antes de llevarlo a cabo, con suma atención, no sea que planeemos la culata demasiado y luego el daño ya sea irremediable, ya que este procedimiento puede tener también sus notables limitaciones. En algunos casos no es ni siquiera posible, aún cuando en los motores de dos tiempos sea el sistema más aceptado y llevado a la práctica con mejor éxito. La limitación la presentan las válvulas y también los propios émbolos, aquéllas en su posición de máxima abertura, y éstos en su P.M.S., pues entre ambos debe quedar un espacio mínimo de separación lo que constituye la luz de estas piezas, que ha de ser, como mínimo, de 1,50 mm. Esto es lo que muestra ahora la figura inferior. Si estas condiciones no pueden cumplirse en un motor de cuatro tiempos, la culata no puede rebajarse.

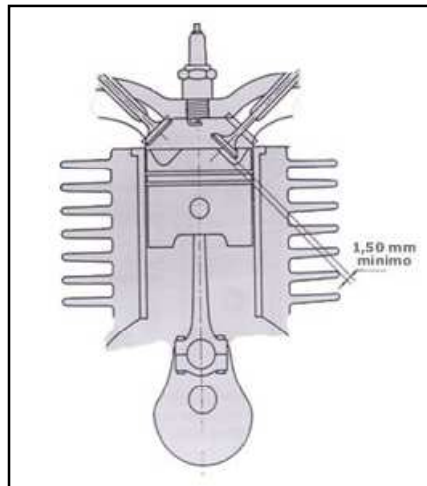


Figura 2.15: Tolerancia mínima entre las válvulas y los pistones

También la posición de la bujía tiene algo que decir en este aspecto: si debido a un rebaje excesivo de la culata, se prevé que los electrodos de la bujía van a quedar muy próximos al émbolo, en su P.M.S., se tendrá que desistir forzosamente de un rebaje sustancial de la culata, pues la proximidad a que quedará el émbolo de la bujía producirá pronto problemas cuando los segmentos comiencen a desgastarse y el aceite pueda subir a la cámara.

Este aceite iría a proyectarse directamente sobre la bujía, y en especial en frío, los fallos de chispa podrían ser muy frecuentes.

Como es de suponer, una culata rebajada ya no es aprovechable en el caso de algún error. Si la relación de compresión resulta al final mayor de lo que nosotros habíamos previsto, si las válvulas al dilatarse llegan a tocar al émbolo o se produce cualquier otra anomalía no prevista, a veces puede salvarse utilizando juntas de culata más gruesas (y a veces hasta dos juntas) pero si el error es más grave, la culata en conjunto que en los motores de cuatro tiempos y de varios cilindros es una pieza muy cara no servirá para otros usos. El rebaje de la culata es pues un trabajo comprometido en cuanto a su cálculo y su realización.

Por otra parte, en los motores modernos, que ya alcanzan relaciones de compresión muy elevadas es muy poco lo que puede ganarse en este sentido sin correr grandes riesgos. Por lo tanto, hay que ser prudentes.

El hecho de rebajar la culata por medio de un planeado no es tampoco el único sistema de que disponemos para conseguir aumentar la relación de compresión de un motor. También podemos acudir, en teoría, al sistema de cambiar los émbolos por otros ligeramente más altos, tal como muestra la figura inferior, o bien ya preparados para el trucaje de un motor determinado y dotados de un suplemento de material en su cabeza, perfectamente estudiados para reducir el volumen de la cámara y adecuados a la luz de todas las piezas móviles del interior de la misma, tales como los que muestra la figura inferior.

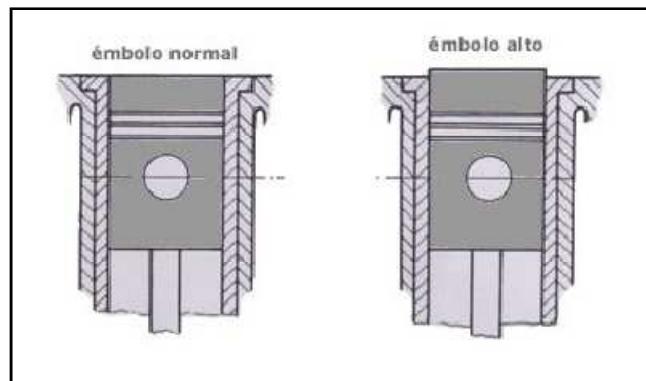


Figura 2.16: Comparación entre tipos de émbolos

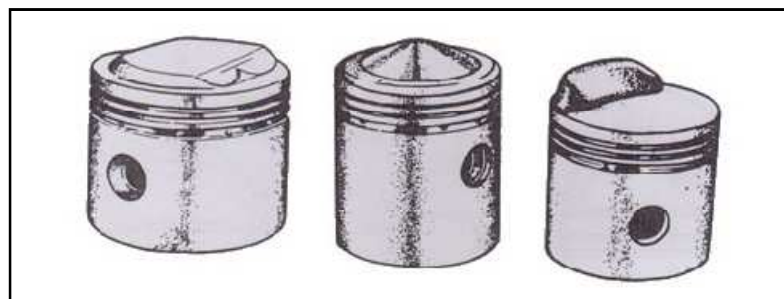


Figura 2.17: Tipos de émbolos

Está claro que estos émbolos no son baratos y muchas veces ni siquiera existen para determinados modelos pero tienen la ventaja de que vamos con ellos sobre seguro y, en todo caso y de haber fallos, siempre se pueden restablecer en el motor los émbolos antiguos y dejar las cosas como estaban norma muy importante en el trucaje cuando se comienza a trabajar e investigar en un modelo concreto.

Algo muy importante no se debe olvidar que al aumentar ligeramente la cilindrada siempre se aumenta la compresión al mismo tiempo, por lo que, en según qué aumentos de aquélla, ya no es necesario pensar en la compresión ya que el aumento se produce automáticamente.

2.8 TRUCAJES DEL MOTOR

La finalidad del trucaje es conseguir una mayor potencia del motor o un mejor aprovechamiento de la misma.

Por lo general, el trucaje suele realizarse en motores cuya mecánica no es muy apurada y permiten con cierta facilidad aumentar las prestaciones de la máquina, cambiando o simplemente retocando alguno de sus elementos.

Como ya se menciono los medios para lograr que un motor proporcione una potencia mayor son varios y se fundamentan en:

- Aumentar la cilindrada
- Aumentar el régimen de giro
- Aumentar la relación de compresión
- Mejorar la carburación para conseguir una mayor presión media efectiva

Los llamados kits de trucaje son juegos de piezas, sueltas o conjuntos (válvulas, cigüeñal, árbol de levas, etc.), que existen en el mercado y que han sido contruidos especialmente para sustituir piezas de origen y que supone en sí un trucaje del motor.

2.8.1 PARTES DE QUE SE COMPONE EL TRUCAJE

Muchas son las partes susceptibles de cambio que se hallan en un motor. Ya hemos visto anteriormente que de hecho, cuando el trucaje se lleva a su más amplia expresión, el menor cambio de una parte afecta irremisiblemente a gran parte de los restantes órganos.

Nosotros hemos seleccionado un total de 14 temas de los que consideramos que es necesario hablar en un libro de trucaje. Esto no quiere decir,

naturalmente, que cuando se vaya a trucar un motor tengan que realizarse las 14 variaciones de que vamos a hacer constar el libro, ni mucho menos, pero sí es necesario conocer todas aquellas partes donde el trucaje puede afectar ya para poner atención a ellas y repararlas ya para efectuar operaciones de trucado.

Estas catorce partes a que vamos a dedicar el libro y que van a constituir cada una de ellas un capítulo aparte serán:

1. LA COMPRESIÓN
2. LAS VÁLVULAS Y LA DISTRIBUCIÓN
3. LA CARBURACIÓN
4. LOS FILTROS DE AIRE
5. MÚLTIPLES DE ADMISIÓN
6. TUBOS DE ESCAPE
7. LAS LEVAS
8. CILINDROS VACIADOS
9. MODIFICACIONES EN EL ENCENDIDO
10. RECTIFICADO DEL VOLANTE Y EL CIGÜEÑAL
11. LA INYECCIÓN DE GASOLINA
12. SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES
13. FRENOS Y SUSPENSIÓN
14. OTROS FACTORES

Como puede observarse los primeros de estos capítulos están dedicados a las más comprometidas operaciones de trucaje, mientras los restantes se refieren solamente a órganos que es conveniente revisar, reforzar o vigilar escrupulosamente con el fin de cerciorarse de que su estado permitirá al vehículo aprovechar de forma práctica las ventajas con que, por medio del trucaje, habremos dotado al motor. Si por ejemplo, hemos realizado un primoroso trabajo en el trucaje de un motor en un automóvil donde los frenos no son muy seguros, será una locura circular con él además de que tal imprudencia se halla justamente castigada por la Ley. E igualmente ocurriría si el bastidor del coche se hallase en mal estado, con peligro de rotura, o si la suspensión fuera demasiado dura d modo que no soportara

los grandes zarandeos de las altas velocidades, inconveniente que incluso podría llegar a hacer perder el control del vehículo colocando al conductor en una situación comprometida. Todo esto es, pues, necesario tenerlo muy presente, ya que no por ser hasta cierto punto secundario y aunque un poco ajeno al mero objeto de este librito, es menos interesante y necesario. Por esta razón le dedicamos también sus correspondientes capítulos, aun cuando en ningún caso se puede hablar de trucaje al decir que un vehículo cualquiera ha sido dotado con zapatas de freno de mayor superficie o con resortes helicoidales en su suspensión: A pesar de todo hay que reconocer que estos temas no son de todo ajenos al del trucaje, por cuanto en la gran mayoría de los casos son provocados exclusivamente por él.

2.9 PREPARACIÓN O MODIFICACIÓN DE PARTES, ELEMENTOS Y SISTEMAS DEL MOTOR

Hemos considerado que para detallar las modificaciones de las piezas y elementos del motor se lo haga en lo orden correspondiente desde que ingresa la mezcla hacia los cilindros hasta cuando estos son expulsados en forma de gases.

2.9.1 EL FILTRO DE AIRE

Considerados como protectores los cuales como su propio nombre lo dice filtran impurezas contenidos en el aire, benefician al motor en el hecho de protegerlo de las impurezas, ya que de existir dichas impurezas dentro del cilindro se produciría un esmerilado, lo cual por ningún punto de vista es beneficioso para el motor, sin embargo lo ideal sería que no existieran estos ya que de esa manera existiría una mejor respiración del motor.

Para la selección de que filtro de aire se debe utilizar pues habrá que solamente escoger uno que en sus especificaciones técnicas que indique un paso de aire amplio, como el mostrado en la figura 2.18, con lo cual se conseguirá una mejor respiración del motor, dichos filtros se los puede encontrar en el mercado con la denominación filtros de alto flujo en distintas marcas y precios.

Los coches de carreras sustituyen completamente el filtro de aire por unos cornetines que son unos cilindros cónicos a modo de trompetas en el caso de que sea circuito es decir sobre asfalto, pero en el caso de que sea de rally es necesario la utilización del filtro, por la presencia del polvo en carretera.



Figura 2.18: Filtro de aire de los denominados de alto flujo frente a su sustitutos denominadas cornetas

En el caso que se necesite saber la cantidad de aire que fue consumida nos valemos del siguiente cálculo, el motor de explosión consume 1 parte de gasolina cada 14.7 de aire, tomando en cuenta que la gasolina es mucho más pesada que el aire, el volumen de este es extraordinariamente superior al volumen de la gasolina, el peso de la gasolina es aproximadamente de 700 gr por litro mientras que el peso del aire es de 1293 gr el m³ o sea, 1293 gr por cada 1000 litros, por tanto cada vez que se consume 1 litro de gasolina se consumirá:

$$\text{Cantidad de aire consumida} = \frac{700 \times 1000}{1293} \times 14.7 = 7958.2 \text{ litros de aire}$$

Poniendo un ejemplo digamos que en un recorrido de 400 kilómetros con un motor trucado cuyo consumo es 15 litros de combustible a los 100 km la cantidad de aire consumida será:

$$\frac{15 \times 400}{100} = 60 \text{ litros de combustible}$$

60 litros de combustible consumidos en 400 kilómetros los cuales al ser multiplicados por el valor de arriba encontrado de 7958.2 encontramos que por los 60 litros de litros de gasolina se consumen 477492 litros de aire.

Veamos el caso si se correría en un rally con ruta polvorienta sin filtro los resultados mediante el siguiente cálculo, en una carretera polvorienta se calcula que el peso del polvo e impurezas que pueblan el aire es de 0.1 a 0.2 gramos por m³ el motor del coche que hemos puesto de ejemplo en el caso del consumo de aire, después de 400 km por esta carretera habría aspirado:

$$\frac{477492}{1000} \times 0.2 = 95.5 \text{ gramos de impurezas}$$

Cantidad suficiente para hacer un enérgico esmerilado de los cilindros, este porcentaje de polvo en m³ no es corriente, a menos como dice el ejemplo se trate de carreteras polvorientas, aunque este pudiera ser superior si se corriera detrás de otro vehículo y aspirando el polvo que este levanta, la cantidad de polvo del ambiente en carretera asfaltada y limpia acostumbra ser con toda la aproximación que estos cálculos pueden tener es de 0.002 a 0.0010gr por m³, adoptando un valor medio podríamos decir que el auto del ejemplo habría aspirado:

$$\frac{477492}{1000} \times 0.006 = 2.8 \text{ gramos de polvo}$$

Pareciera que esta cantidad es insignificante pues no lo es en sí tanto, puesto que este valor influirán en el esmerilado de los cilindros, con estos ejemplos vemos que es necesario los filtros de aire mucho más en los lugares por decirlos así contaminados si deseamos preservar los motores.⁵

2.9.2 EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DEL MOTOR

En este tema de tesis de grado nos basaremos en el sistema de alimentación de los motores exclusivamente al carburador, ya que también se los puede encontrar con sistema de inyección electrónica, motivo por el cual detallamos la siguiente información.

⁵ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 85

2.9.3 EL CARBURADOR

Está es quizás una de las operaciones más importantes que pueden hacerse cuando se trate de trucar un motor, la de acomodar las nuevas características del motor a la carburación. Ya que por medio del carburador quien realmente debe proporcionar la potencia es el combustible, a todo motor trucado hay que procurarle la necesaria cantidad de mezcla convenientemente dosificada y en la cantidad que el motor requiera, es así que la utilización de un determinado carburador debe ser estar sujeta a los parámetros que detallamos a continuación. Apresurémonos a decir, sin embargo, que el sistema ideal de carburación es aquel que provee un carburador por cada cilindro o como máximo un carburador por cada dos cilindros, si el número de cilindros es muy elevado, como en los motores V8, donde suelen aplicarse cuatro carburadores (uno para cada dos cilindros); en caso de motores de 6 cilindros, el uso de tres carburadores, etc.

2.9.3.1 ELECCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CARBURADOR

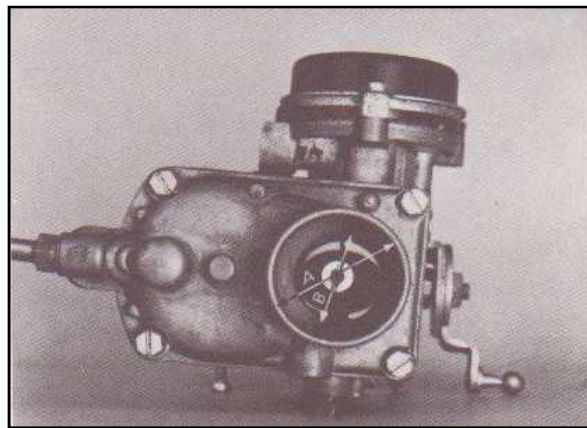


Figura 2.19: Carburador mostrando en A el diámetro del carburador

El cálculo de la cantidad de gas o mezcla requerido por un motor es muy complicado, por cuya razón vamos a proporcionar algo aproximado y no de una exactitud total, puede servir perfectamente después de algunos tanteos para poder determinar el carburador aproximado para un motor.

La fórmula para hallar el diámetro del carburador, cuya ilustración la podemos ver en la figura 2.19, tiene presente, ante todo, la capacidad del cilindro y el

número de revoluciones máximas que puede alcanzar el motor, además del número de cilindros que el carburador se verá precisado a alimentar.

Cuando el cuerpo del carburador alimenta 1, 2, 3, 4 cilindros:

$$D = 0.82 \times \sqrt{C \times N}$$

Cuando es un cuerpo de carburador el que alimenta 6 cilindros, el cálculo será:

$$D = \sqrt{C \times N}$$

En el caso de motores de 8 cilindros, la fórmula queda convertida en:

$$D = 1.15 \times \sqrt{C \times N}$$

Donde, D es el diámetro del carburador, C es la cilindrada unitaria y N el número de r.p.m. máximas divididas por 1000.

Suponiendo que a un motor de 6 cilindros, el cual gira a 4000 rpm y tiene una cilindrada utilitaria de 628cc. Aplicando la fórmula dada, el resultado será:

$$D = \sqrt{C \times N} = \sqrt{628 \times 4} = \sqrt{2512} = 50\text{mm}$$

El diámetro del carburador de este motor será de 50mm.

Pero también a un motor de 6 cilindros sería conveniente también dividirlo $\frac{6}{2} = 3$ cilindros por carburador, ya que de hecho, el motor alcanzaría un mayor rendimiento con dos carburadores, en este caso debe aplicarse la fórmula primera, de modo que el diámetro de cada uno de los carburadores quedaría en:

$$0.82 \times 50 = 41\text{mm}$$

Otro ejemplo podemos encontrarlo en el Renault R-10, cuya cilindrada unitaria es de 277cc y la velocidad de giro de 5000 rpm. Este motor es de

4 cilindros. El diámetro del carburador es, de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$D = 0.82 \sqrt{C \times N} = 0.82 \sqrt{277 \times 5} = 0.82 \sqrt{1385} = 0.82 \times 37 = 30\text{mm de } \varnothing$$

Cuando los motores se hallan equipados con un solo carburador, pero de diferentes cuerpos, deben considerarse como si se tratasen de varios carburadores, cuyos carburadores son descritos más adelante, a pesar de que un carburador de varios cuerpos no es lo mismo que varios carburadores. Entre los coches americanos y en especial en los equipados con motor V8 es corriente el carburador de 4 vénturis o difusores. En este caso debe hacerse el cálculo como si se tratara sólo de un carburador para cada dos cilindros y debería aplicarse, por lo tanto, la fórmula dada en primer lugar.

Como ejemplo de esto es el Chevrolet V8, cuya cilindrada unitaria es de 540cc y su régimen máximo de 4500 rpm. Si se hallara equipado con un solo carburador, el diámetro de éste debería ser dado por la fórmula correspondiente:

$$D = 1.15 \sqrt{C \times N} = 1.15 \sqrt{540 \times 4.5} = 1.15 \sqrt{2430} = 1.15 \times 48 = 55 \text{ o } 56\text{mm de } \varnothing$$

Sin embargo en el modelo de la General Motors, este automóvil lleva un carburador ROCHESTER, de doble cuerpo, y por lo tanto el cálculo deberá hacerse como si se tratara de cuatro cilindros o sea:

$$D = 0.82 \sqrt{C \times N} = 0.82 \sqrt{540 \times 4.5} = 0.82 \times 48 = 39\text{mm}$$

Como se habrá podido observar por los ejemplos, estos cálculos no deben llevarse hasta la exageración, sino que, como ya se dijo, pretendemos conocer con aproximación el diámetro del carburador y, por lo tanto, pueden despreciarse los decimales que resultan del proceso operativo.⁶

⁶ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 63

2.9.3.2 ELECCIÓN DEL DIFUSOR

En general se calcula el diámetro del difusor (fig.2.20) como el equivalente a las 4/5 partes del diámetro del carburador. Con mayor facilidad puede hallarse este cálculo multiplicando por 0,80 el valor del diámetro del carburador.

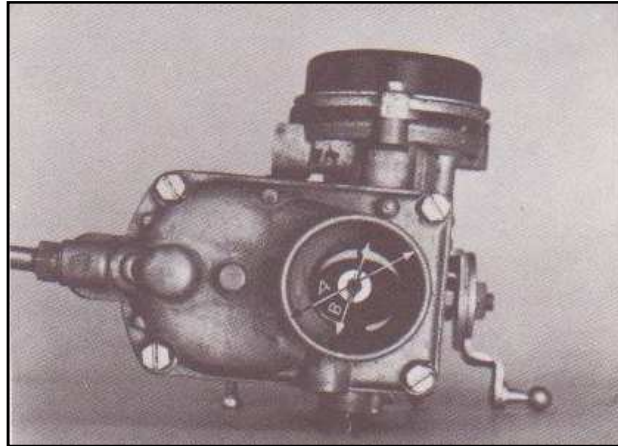


Figura 2.20: Carburador mostrando en B el difusor

En el ejemplo que pusimos en el caso del R-10, el valor del difusor será de:

$$30 \times 0.80 = 24\text{mm}$$

Este sistema de calcular el difusor no es, en principio, el más aconsejable debido a que según sea el tipo de motor convienen algunas diferencias en el diámetro hallado por este sistema que constituyen cambios bastante importantes. De hecho es necesario proveerse de varios números diferentes de difusores y realizar una prueba en carretera comprobando escrupulosamente cuál de estos diferentes tipos proporciona la velocidad máxima, debiendo decidirse siempre por el tipo de difusor más pequeño.

Así, pues, insistimos en la necesidad de que se haga el futuro mecánico especialista en trucaje, a la idea de que la gran mayoría de fórmulas que hacemos relación a la preparación son muy simplificadas y por lo tanto aproximadas y deben comprobarse en la práctica para conocer su perfecto resultado.

La elección de un difusor o vénturi es fácil si se posee un banco de pruebas

dinamométrico. En este caso no es preciso probar el motor en carretera buscando su mejor rendimiento por medio de varias pruebas, pues basta el banco para darnos una medida exacta de la potencia que desarrollará el motor.

En el banco se medirá sucesivamente la potencia desarrollada con difusores de diferentes tamaños, los cuales habremos calculado de antemano gracias a la fórmula que hemos visto, pero de ser el caso que no se pueda contar con el dinamómetro se deberá remitir al simple comportamiento del motor cuando esta con cierto difusor, eligiendo al que presente mejor comportamiento en el motor. En estas pruebas es necesario usar surtidores de gasolina (chiclés) suficientemente grandes para que la potencia no se vea mermada por la ineficacia de una mezcla pobre. Vamos a ver a continuación, el modo de calcular los surtidores o chiclés también conocidos en nuestro medio como shiglores que estén de acuerdo con el carburador elegido.⁷

2.9.3.3 ELECCIÓN DEL SURTIDOR PRINCIPAL (CHICLÉS, SHIGLOR DE COMBUSTIBLE)

El surtidor principal (figura 2.21) puede establecerse de modo aproximado y para que sirva de base a otros tanteos, siendo igual a cinco veces el valor del diámetro del difusor. El resultado que nos dé, se expresará centésimas de milímetro.



Figura 2.21: Surtidor principal de un carburador marca WEBER

Veamos algunos ejemplos y para mayor seguridad volvamos sobre aquellos a los que venimos refiriéndonos del turismo RENAULT R-10.

En este caso el automóvil R-10, el resultado real es de: $23 \times 5 = 115$

⁷ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 66

centésimas de milímetro, que corresponde aproximadamente con el surtidor que este motor lleva. Ahora, si hubiésemos hecho el cálculo sin la corrección del difusor el resultado era de $24 \times 5 = 120$. Hubiéramos debido, pues, realizar la prueba en carretera, en principio, con un difusor de 24 y un chiclé de 120 e ir rebajando el diámetro del difusor hasta lograr encontrar el más perfecto (máxima velocidad y mínimo consumo).

Hacemos constar ahora que todas las pruebas realizadas con el carburador exigen, ante todo, una puesta a punto irreprochable del encendido. Así como un ajuste total de la distancia de los contactos del ruptor (platinos) y de los electrodos de la bujía.

Un mal ajuste de estos aparatos nos llevaría, desgraciadamente, a errores importantes cuando se tratara de decidir sobre el carburador.⁸

2.9.3.4 MONTAJE DE LOS CARBURADORES EN LOS MOTORES TRUCADOS

Ya hemos indicado, la conveniencia que existe en los motores que van a ser sometidos a una velocidad de giro considerable, de equipar cada cilindro con un carburador o a lo sumo un carburador cada dos cilindros. Si esto no fuera practicable por razones de orden económico, bastará con contentarse adoptando un solo carburador de mayor tamaño según los resultados que ya hemos visto anteriormente. Sin embargo, de ser posible, la adopción de varios carburadores proporcionará resultados espléndidos, mejorando la potencia de un motor en resultados muy apetecibles que los expertos no vacilan en determinar cómo un aumento del 15 %.

Obsérvese cómo los carburadores se hallan acoplados directamente sobre el conducto de admisión. Esto es francamente importante, pues además de conseguir una aspiración más enérgica, la menor longitud del conducto evita los recodos que son perniciosos para un motor rápido debido a que entorpecen la velocidad de entrada de los gases. Otro dato importante a juzgar en la culata es la posición de las cubas del carburador las cuales se hallan (ya lo vere-

⁸ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 68

mos con mayor detalle por medio de la figura 2.22) en la dirección de la marcha. Este detalle es de la mayor importancia y se pone especialmente de manifiesto en las aceleraciones bruscas dadas al ascender una pendiente. Si la cuba se hallase colocada en la posición inversa, es decir, en sentido contrario a la dirección de marcha, el nivel de la gasolina, al buscar la horizontal, tendría tendencia a desproveer de gasolina las cámaras de los chiclés empobreciendo la mezcla en uno de los momentos donde más se precisa.



Figura 2.22: Las cubas de los carburadores (c), deben hallarse hacia el sentido de la marcha, tal como muestra este esquema.

Un problema de capital importancia surge cuando se trata de montar varios carburadores: La sincronización del movimiento de los mismos, es decir, que todos abran su válvula mariposa por igual de modo que permitan la entrada de mezcla en idéntica cantidad para cada cilindro. En efecto, hallar una disposición favorable para este cometido no es tan fácil como puede parecer a primera vista, la solución que puede parecer de momento más correcta y sencilla es la presentada en la figura 2.23, consistente simplemente en unir los tres carburadores por medio de una varilla.

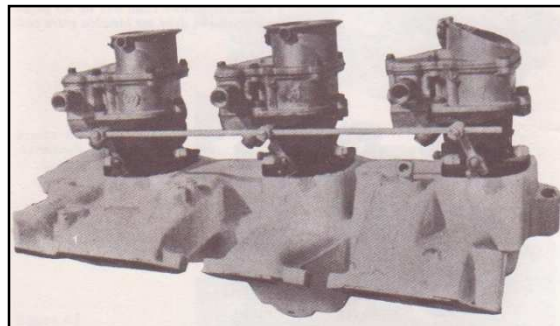


Figura 2.23: Forma de sincronizar los mandos de tres carburadores

Este sistema es sólo recomendable cuando pueden efectuarse mediciones de gran precisión como la que se puede apreciar en la figura 2.24. Es preciso, ante todo, que las palancas del mando de las mariposas se hallen todas a la misma altura y montadas exactamente con el mismo ángulo de modo que al apretar el acelerador, todas las mariposas giren en idéntica forma.

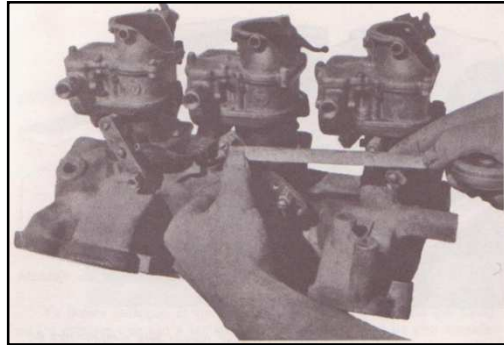


Figura 2.24: Medición de la distancia entre cada una de las palancas de la mariposa que debe ser idéntica entre cada carburador

Una vez efectuada esta comprobación se puede colocar una varilla que una los tres carburadores (o los que haya) y que mantengan este ángulo de alineación indefinidamente (figura 2.25).

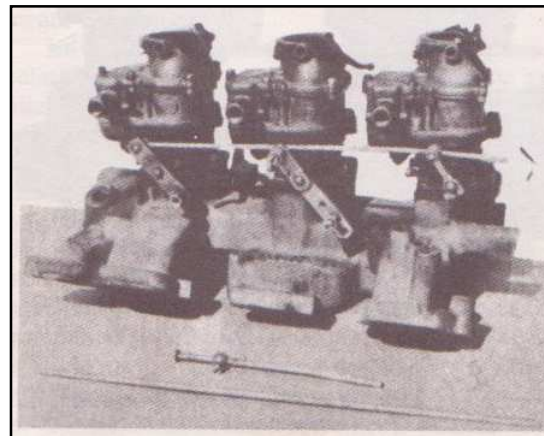


Figura 2.25: Forma de mantener el ángulo de la palanca de mando de la mariposa

Para aumentar la seguridad se pasa a continuación una nueva varilla por el extremo de la palanca de mando de la mariposa, las cuales se habrán alargado previamente en los carburadores de los extremos.

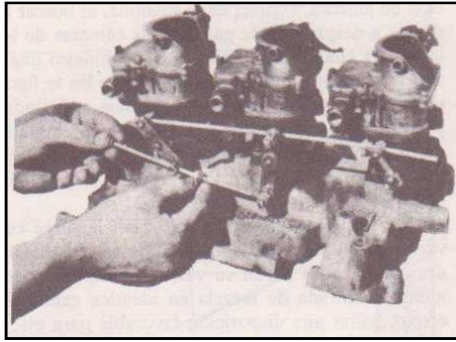


Figura 2.26: Colocación de una varilla en los dos últimos carburadores. Lo que asegura que estos no se desajusten

El conjunto representado en la figura 2.27 garantiza la buena sincronización de los tres carburadores.

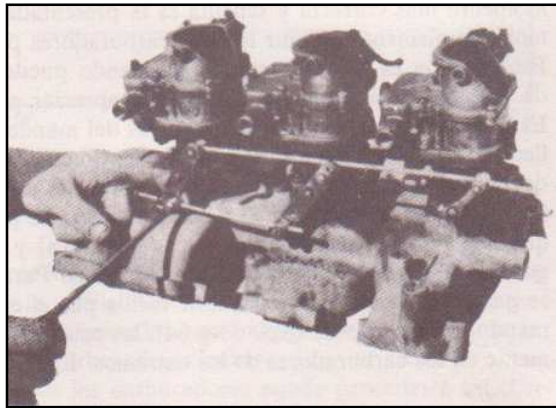


Figura 2.27: Apretado de las varillas

Bastará a continuación añadir la varilla A de la figura 2.28 (que conduce al pedal acelerador) para dar por terminados con toda garantía el ajuste de la válvula mariposa de los tres carburadores unidos.

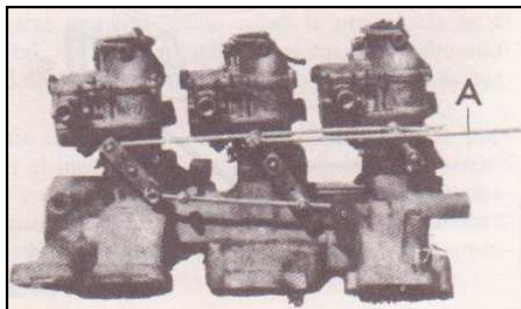


Figura 2.28: Mecanismo completo del mando de la palanca mariposa, los carburadores quedarán terminados

Naturalmente no en todos los carburadores puede procederse así. Un ejemplo claro lo tenemos en la figura 2.29 en donde las válvulas de mariposa se hallan en posición difícil para adoptar el ajuste que hemos descrito. En este caso puede efectuarse una instalación como la presentada en el croquis de la citada figura, excelente solución en el caso de carburadores múltiples con los que el desajuste es poco frecuente y el reglaje es bastante fácil.

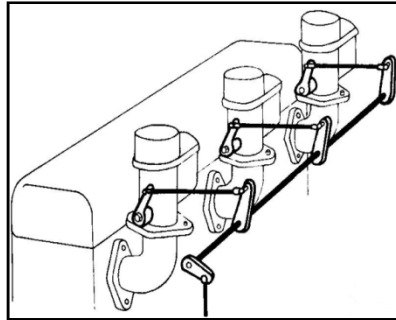


Figura 2.29: Sistema de articulación simultánea de los carburadores

Tanto en este caso como en cualquiera de los muchos casos que pueden presentarse, deberá ser el mecánico quien decida el sistema de unión de acuerdo con su ingenio y no perdiendo de vista los objetivos principales de este acoplamiento que consisten en la simultaneidad de funcionamiento de todos los carburadores y evitar al máximo las torsiones que obstaculicen esta necesaria simultaneidad.

2.9.3.5 REGLAJE DEL CARBURADOR

El reglaje del carburador requiere tener presentes dos modos diferentes de actuar según se trate de motores trucados equipados con un solo carburador para 4 o 6 cilindros, o bien un carburador para cada uno o dos cilindros, como ocurre en el caso de los carburadores múltiples, que hemos descrito anteriormente.

En el primer caso la forma de proceder para el ajuste y reglaje del carburador deberá ser del siguiente modo.

2.9.3.6 MOTORES TRUCADOS PARA COMPETICIÓN EQUIPADOS CON UN SOLO CARBURADOR.

En el caso de que, por cualquier tipo de necesidad, se haya visto obligado el mecánico a disponer de un solo carburador para el motor trucado, es preciso que tenga en cuenta que el carburador requiere una gran diferencia de riqueza de la mezcla entre los regímenes de carga reducida y los de plena carga. Tal anomalía puede observarse en el gráfico de la figura 2.30. Es necesario, pues, disponer de un carburador con una bomba de aceleración con el enriquecedor a fondo para salvar esta necesaria riqueza de la mezcla a altas velocidades de giro.

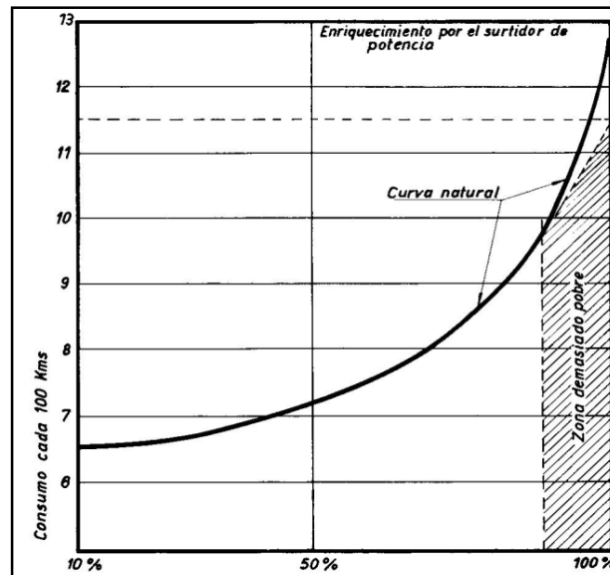


Figura 2.30: Gráfico demostrativo de la riqueza de la mezcla a diferentes regímenes de giro del motor

La forma de actuar será la siguiente: En primer lugar es preciso calcular el diámetro del carburador, su difusor y el surtidor del mismo que ya hemos visto, haciendo pruebas con el motor a cargas reducidas, pero a un 75 % del régimen máximo. De esta forma debe encontrarse un chiclé que dé una mezcla correcta con el mínimo consumo.

Ya es sabido de la necesidad de una bomba de aceleración que permita que cuando la mariposa del carburador se halle cerca de su plena abertura abra un circuito de gasolina suplementario. Ejemplo de esta bomba pueden

ser las que llevan los carburadores SOLEX llamados de enriquecedor a fondo.

Estas pruebas habrán sido realizadas con el coche parado, o sea, en el taller, y girando el motor en vacío. A continuación vendrá la prueba del motor en carretera. Debe hacerse en primer lugar una prueba del coche corriendo a la velocidad máxima y procurando, por medio de diferentes pruebas, encontrar el chicle más pequeño que permita alcanzar esta velocidad máxima.

Apresurémonos a hacer notar la importancia que en algunos carburadores, como en el SOLEX citado, tiene el llamado tubo de emulsión (figura 2.31). Este tubo, en los carburadores para coches de competición, debe ser bajo, o sea corto, y puede cambiarse tal como se equipan los carburadores especiales para automóviles de carreras.

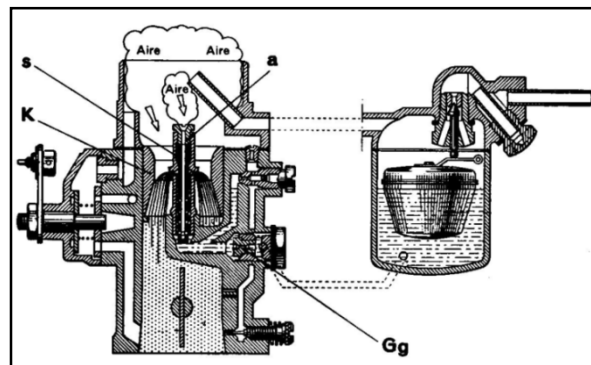


Figura 2.31.: Carburador SOLEX mostrando su tubo de emulsión (s), K difusor, Gg Surtidor principal, a Boquilla de automaticidad

Una vez se haya determinado con seguridad el tamaño del chicle y del tubo de emulsión, lo cual equivaldrá a la máxima velocidad posible del vehículo, se puede dar por terminado el reglaje del carburador cuando se trata de un solo cuerpo para varios cilindros.

2.9.3.7 MOTORES TRUCADOS PARA COMPETICIÓN EQUIPADOS CON VARIOS CARBURADORES

En este caso cada carburador debe alimentar uno, dos o como máximo tres cilindros. Téngase presente que este caso nada tiene que ver con el anterior, es decir, que la forma de proceder debe ser muy diferente, puesto que lo que ocurre en estos casos es que la riqueza de la mezcla se encuentra en los

regímenes de giro alto, mientras en los regímenes bajos, a pocas revoluciones del motor, se observa un acusado empobrecimiento de la mezcla. Exactamente el caso inverso al que hemos visto anteriormente y que ahora mostramos en la figura 2.32. En este caso el reglaje se efectuará utilizando, para empezar, una bomba de aceleración con empobrecedor a fondo y desde luego también, el tubo de emulsión bajo.

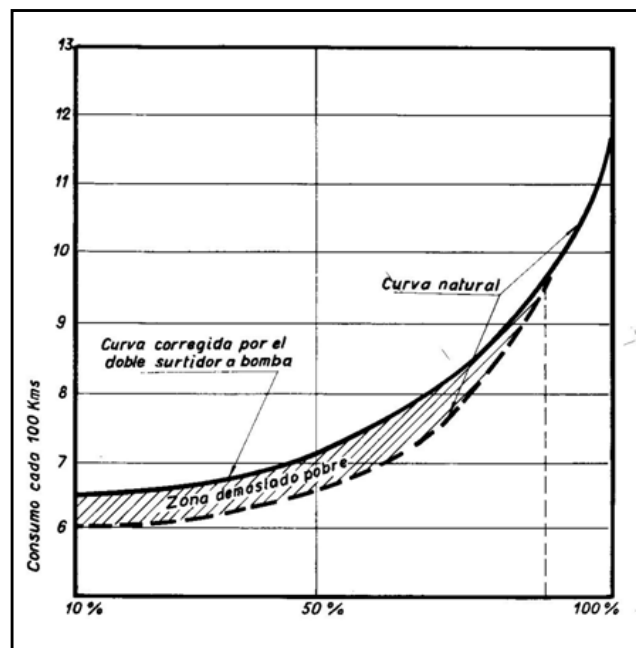


Figura 2.32: Gráfico del comportamiento de un carburador múltiple que alimenta motores de competición

La forma de efectuar el reglaje de cada uno de los carburadores sobre los que se debe actuar simultáneamente con idénticas modificaciones, es la siguiente:

Una vez hallado por cálculo el diámetro del carburador, será necesario hallar el diámetro del difusor, el cual puede hallarse también por cálculo, pero es preferible elegirlo preferentemente algo más pequeño que el que la fórmula nos ha indicado.

Luego buscar el difusor que dé mayor potencia conservando el chiclé que correspondería al difusor más grande hallado por la fórmula, o hasta incluso superior para que quede bien claro que la falta posible de potencia no es debida a pobreza de la mezcla.

Una vez acertado el difusor correcto para cada carburador debe irse rebajando la medida del chicle hasta lograr el más pequeño posible que dé la potencia máxima.

Luego probar, en diferentes regímenes de giro del motor, la forma de comportarse éste, haciendo las modificaciones necesarias hasta lograr una aceleración correcta en todas las condiciones de giro del motor.

Tanto en este caso como en el anterior, el reglaje de los tornillos de marcha lenta o ralentí, se efectúan normalmente como en cualquier carburador corriente, reglando al mismo tiempo el tornillo del paso de la gasolina y el que no permite el cierre completo de la mariposa.

2.9.3.8 CARBURADORES DE DOBLE CUERPO Y CARBURADORES DOBLES

Modernamente la técnica de la carburación ha dado un gran paso al comercializar, a precios asequibles, los carburadores de doble cuerpo y desde el punto de vista de trucaje, resultan un verdadero acierto los carburadores dobles.

Los primeros, los carburadores de doble cuerpo, mejoran la carburación del motor en el siguiente sentido. El carburador tradicional, de un solo cuerpo, tiene la dificultad de que con una misma entrada de aire debe proveer de mezcla al motor tanto cuando gira a bajas revoluciones por minuto, como cuando lo hace a un régimen elevado. Si bien para el primer caso sería deseable un difusor relativamente estrecho, el cual, al producir a baja velocidad una buena depresión sobre los surtidores, proporciona una mezcla suficientemente rica para atender a una aceleración brillante; ocurre que este mismo difusor resulta excesivamente estrecho para los altos regímenes, enriqueciendo innecesariamente la mezcla y oponiendo un freno al aire que representa un obstáculo para el buen llenado del cilindro.

Para paliar estos defectos se ha acudido a difusores variables, como el presentado en la figura 2.33. Este difusor presenta, inicialmente, un

diámetro de 22 mm, por ejemplo, que es el difusor que actúa a bajas revoluciones del motor, en el momento de mayor depresión en el colector de admisión. Cuando la mariposa se va abriendo y la depresión es menor, a la vez que aumenta el número de revoluciones, se abren los orificios (1), dejando pasar aire por ellos, aire que, lógicamente, se deriva del difusor propiamente dicho, debilitando la velocidad del aire frente a los difusores. De este modo, puede establecerse que el difusor varía entre unos límites equivalentes de 22 a 24 mm.



Figura 2.33: Tipo de difusor variable de la marca VALTUR

Esta solución, sin embargo, no es tan satisfactoria como el uso de los carburadores de doble cuerpo, cuya finalidad es atender a la alimentación del motor en dos etapas o escalonamientos. De este modo, para bajos regímenes actúa un solo cuerpo, mientras para regímenes elevados actúan los dos cuerpos, el segundo entra en acción por medio de la depresión, de modo que se consigue con ello una más racional elaboración de la mezcla dentro de un menor consumo y una mejor dosificación. En la figura 2.34 presentamos un carburador de doble cuerpo.

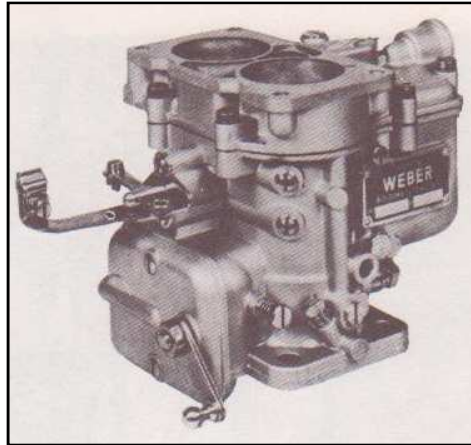


Figura 2.34: Carburador de doble cuerpo de la marca WEBER

El carburador de doble cuerpo, aun presentando indudables ventajas con respecto al de un solo cuerpo, no es, desde el punto de vista del trucaje, satisfactorio, ya que no resuelve el problema fundamental que se presenta a todo motor trucado y que consiste en una exacta distribución de la mezcla a cada uno de los cilindros. En efecto como ejemplo un carburador, ya sea de doble cuerpo o de un solo cuerpo, si se halla colocado en el centro fijado al múltiple, es indudable que los cilindros más cercanos, al encontrarse más próximos al carburador, se hallan mucho mejor alimentados que los cilindros que a su vez, están más alejados. En consecuencia el uso de cuatro carburadores o de dos alimentando estos últimos cada carburador a dos cilindros, representa una solución mucho más interesante.

El uso de dos carburadores, y no digamos de cuatro, ya hemos visto en páginas anteriores los problemas que presenta en especial para la perfecta regulación de todas las mariposas y también para el exacto ajuste en los dos o cuatro carburadores. Pues bien; este problema queda resuelto con el uso de los carburadores dobles, los cuales son los más recomendados a utilizar en motores de competencia.



Figura 2.35: Carburador doble, marca WEBER

Estos carburadores dobles (figura 2.35) llamado así porque en realidad se trata de dos carburadores independientes, pero que tienen comunes los órganos de reglaje de modo que su puesta a punto es extraordinariamente precisa para los dos.

Por otra parte estos carburadores se fabrican horizontales, lo que beneficia la entrada del aire, por lo que, en la actualidad, son los preferidos por todos los grandes talleres dedicados al trucaje en sustitución de carburadores de un solo cuerpo.

A continuación mostramos en la figura 2.36 al carburador doble de la marca Weber solamente con cornetas de succión de aire utilizadas en competencias de circuito donde no existe presencia de polvo en grandes proporciones.



Figura 2.36: Carburador doble, marca WEBER con cornetas de aire

Por último, en la figura 2.37 se puede ver un ejemplo, donde se han aplicado dos juegos de carburadores dobles. Es evidente que su posición horizontal presenta algunas ventajas no sólo para el mejor paso de la corriente de fluido, sino también para permitir reducir la altura del motor.



Figura 2.37: 2 Carburadores WEBER modelo 40 DCOE 151 de montados en un motor VW Amazon de 2000cc

Estas son en resumen, las características de la carburación en los motores trucados. Antes de finalizar repitamos, una vez más, la necesidad de que al efectuar todo control de carburación, el mecanismo del encendido se halle en condiciones perfectas, pues de no ser así, todas las previsiones que hayamos realizado para la preparación de la mezcla, pueden resultar inútiles e inadecuadas.

2.9.4 MÚLTIPLE O COLECTOR DE ADMISIÓN

El múltiple de admisión no es más que una tubería por la que circula mezcla combustible a gran velocidad para alimentar cada uno de los cilindros cuando la abertura de la válvula de admisión y la fuerza de aspiración del embolo la reclama.

Son numerosos los mecánicos dedicados al trucaje que diseñan completamente nuevo el múltiple de admisión y fabrican toda esta pieza de acuerdo con todas las necesidades creadas de nuevo para el motor que acaba de retocarse. Generalmente, lo que se pretende es, fundamentalmente, reducir al mínimo la distancia que va desde el

carburador al interior del cilindro, evitar los recodos que puedan provocar contrapresiones hasta el cilindro, de un modo equitativo y de forma que todos los cilindros disten la misma distancia del carburador que los alimenta.

En función del diseño los trabajos de mejoramiento va hacia dar un mayor diámetro al múltiple, este diseño fundamentalmente debe evitar que el retroceso del gas, o pueda existir obstáculo en el paso de la mezcla.

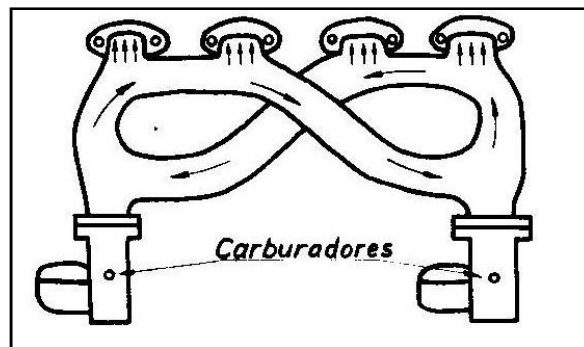


Figura 2.38: Múltiple de admisión típico de automóviles de carrera, el gas dotado de un movimiento constante en el sentido de las flechas consigue no obstaculizar su entrada a los cilindros al abrirse la válvula.

En un motor Standard se diseña al múltiple de admisión como un conjunto de tubuladuras individuales de cada cilindro hasta un punto común, en donde se localiza el carburador, o la aleta de aceleración en el caso de motores a Inyección.

En algunos motores inclusive se tiene como múltiple de admisión al mismo cabezote, ya que internamente se ha diseñado en la misma fundición de esta manera.

En todo caso, el diseño del múltiple de admisión no ha sido pensando en ofrecer a mayor potencia posible sino más bien un rendimiento racional con la mayor estabilidad y economía.

En un motor modificado para recibir mayor potencia se puede mejorar el diseño de este múltiple, por otro que permita, a diferencia del original, el mayor paso posible del aire de admisión para obtener el mejor llenado de los cilindros y en lo posible tubos

de mayor diámetro, los cuales le permitan adquirir mayor velocidad del aire o de la mezcla al motor.

En el caso de un motor provisto de un solo carburador original, por ejemplo, se podría pensar en la posibilidad de acoplar dos carburadores, los cuales requerirán también de doble tubuladura, permitiendo estas dos un mayor ingreso de mezcla al motor. Si el motor del ejemplo dispusiera de cuatro carburadores en lugar de uno sólo, la cantidad de ingreso sería también mucho mayor, mayor inclusive que el que tuviera dos carburadores. Como nos daremos cuenta, mientras mayor ingreso o llenado tenga el motor, mayor será la potencia que este obtenga, siempre y cuando el diseño del sistema de alimentación esté bien logrado.

En el caso de que el motor esté provisto de un sistema de Inyección a gasolina, la forma del múltiple podría ser muy diferente, pero se supone que todos estos sistemas están diseñados para que un sistema de medición del aire aspirado atraviese por la boca de aceleración; por lo tanto al querer modificar esta boca que ya tiene en su diseño una medida establecida, los parámetros de medición podrían variar notablemente, variando consecuentemente la reacción y la potencia del motor.

Para ello sería necesario modificar conjuntamente al múltiple de admisión con la modificación obligada del sistema de inyección, para con ello obtener un llenado óptimo del cilindro, acompañado con la mayor potencia posible.

De este caso también podríamos mencionar que la forma de respiración de un motor depende también del diseño de un eje de levas, el cual es el encargado, como dijimos, de permitir abrir a las válvulas una mayor cantidad de tiempo y con mayor volumen de ingreso. Para este diseño del múltiple será entonces muy importante revisar los dos diseños individualmente para lograr combinarlos efectivamente.

Existen formas según la necesidad del motor.

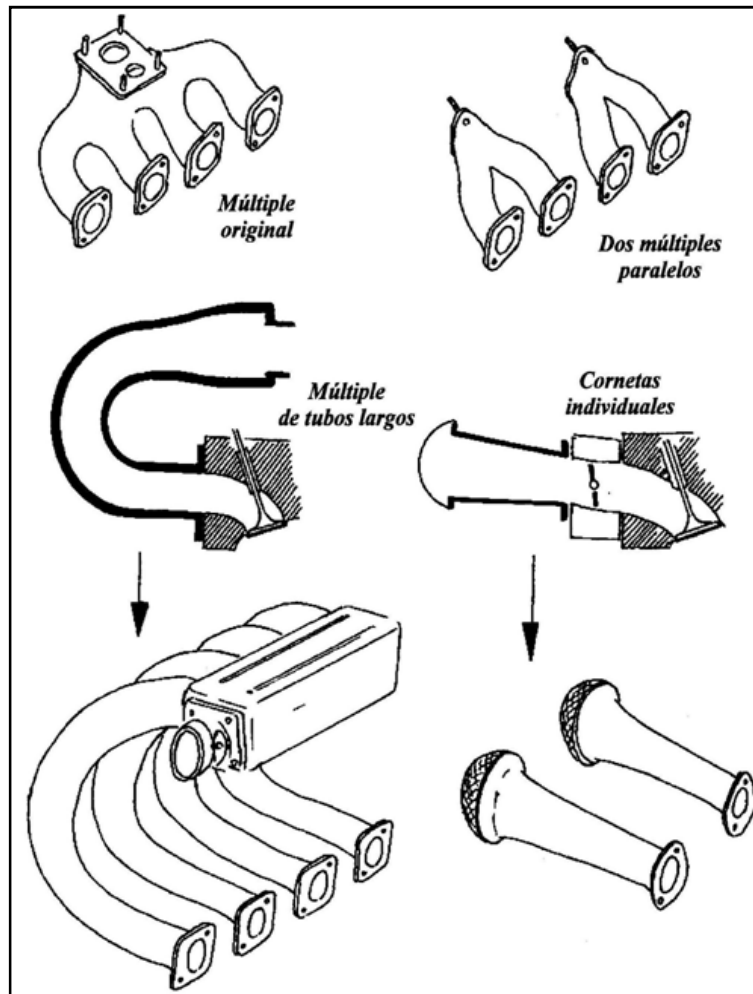


Figura 2.39: Formas de los múltiples o colectores de admisión

Cuando se realiza la modificación en el múltiple de admisión se deberá tener en cuenta los siguientes parámetros:

1. Cada tubo de admisión debe tender a disminuir el diámetro desde su inicio exterior hasta la válvula (tomando en cuenta el diámetro de la tubuladura dentro del cabezote), es decir en una forma progresiva cónica, para que de esta manera se logre aumentar la velocidad de ingreso del aire. Se llama a esta tubuladura en forma de "corneta".
2. Todos y cada uno de estos tubos tenderán a tener una misma longitud. Si puede notarse la estructura de un múltiple moderno, se verá que este efecto se logra, pero en forma de caracol, el cual al extenderse tendrá una gran longitud.

3. La longitud mencionada es una parte muy importante, debido a que el aire de ingreso gana velocidad al entrar y adicionalmente las partículas del combustible aspirado (carburador) o inyectado tienen la oportunidad de mezclarse mejoren su movimiento circulante.

4. Los tubos deben tender a formar superficies amplias, sin curvas forzadas ni lugares de choque del aire de aspiración. En algunas preparaciones se construyen verdaderas "cornetas" de gran longitud y comicidad, justamente pensando en estos elementos.

Cuando el sistema de alimentación lo amerita, se requiere juntar estos tubos en una parte común, como es el caso claro de los sistemas de inyección a gasolina, ya que requieren un punto de medición del aire aspirado y debido a que se necesita la importante "cámara de amortiguación", que no es más que el punto de convergencia y de igualdad de la depresión del motor. Como dijimos anteriormente, los tubos deben tener una superficie bastante lisa, pero suficientemente rugosa como para que el aire y el combustible se logren mezclar en su camino. La forma ideal del múltiple de admisión es aquel que se logra independizar aun tubo por cilindro, tomando en cuenta por supuesto las condiciones anteriormente mencionadas. En estos casos se intenta colocar al carburador individual o al inyector bastante lejos del cabezo*.e, con la idea de que la mezcla se vaya formando progresivamente en su camino hasta la válvula de admisión; esta forma de múltiple ocasiona una falta de torque del motor en bajas revoluciones, pero si se desea una mayor potencia del mismo, este detalle no se lo tomara en cuenta.

2.9.5 EL CABEZOTE O CULATA

2.9.5.1 TOBERAS DE ADMISIÓN

Entenderemos como toberas de Admisión a los conductos a través de los cuales se ingresa el aire o la mezcla Aire-combustible a cada uno de los cilindros. Por lo general este conducto es individual para cada cilindro, a pesar de que en algunos casos es común para dos o más cilindros.

En un motor Standard estos ductos no son maquinados, ya que han salido de

una fundición de hierro o en motores modernos de aleaciones de Aluminio. Por esta razón este conducto podría estar mal acabado en su superficie y no necesariamente tendrá un solo diámetro en toda su carrera, por las dificultades mismas de su construcción y de la fundición; adicionalmente el flujo permitido de mezcla o de aire a través de ellos no es necesariamente igual, sino aproximado entre todos los cilindros a los que deben alimentar.

Para un motor de competencia es necesario mejorar estas características, debido a que de ellos depende en gran parte la respiración del motor, siempre y cuando se mejoren también los ingresos por el sistema de alimentación y por las válvulas del motor.

Esta modificación consiste básicamente en agrandar estas toberas hasta un mayor diámetro posible, es decir hasta que permita la fundición original agrandarla, tratando de mantener la menor cantidad de aristas vivas, curvas pronunciadas e irregularidades, de tal manera que el aire no choque o se limite en su ingreso.

Adicionalmente se trata de mantener en todo su recorrido el mismo diámetro del conducto en lo posible, tendiendo de formarlo un tanto cónico; decimos un tanto cónico tomando en cuenta un diámetro un poco mayor al ingreso y un poco menor al final, cerca del asiento de la válvula, lo que aumenta la velocidad de ingreso hacia el cilindro.

Para lograr este incremento se utiliza generalmente una herramienta de alta velocidad con una FRESA o piedra abrasiva, dependiendo del material a retirar, con un eje suficientemente largo para llegar hasta partes profundas.

Luego se requiere pulir un poco la superficie, pero no al límite del brillo, ya que una superficie un tanto rugosa mejora notablemente la mezcla de las partículas de aire y combustible en su camino hacia el cilindro; cuando la superficie es muy pulida, la mezcla de las partículas no se produce eficientemente, la combustión por lo tanto no será ideal, disminuyendo notablemente la potencia del motor debido a este pequeño detalle.

Otro punto importantísimo de este trabajo, es que se debe mantener al conducto lo más redondo posible; esta forma produce en el desplazamiento de la mezcla un

sistema de "torbellino" o circulación rotativa, lo cual ayuda también a esta mezcla de partículas.

Al final de este trabajo, es indispensable medir el flujo del aire en todas las toberas, para que en todas y cada una de ellas el flujo sea igual. Para ello se requeriría de un "flujómetro", herramienta de difícil adquisición en un taller.

Para agrandarlas Loberas posiblemente será necesario agrandar o cambiar el asiento de la válvula, ya que también será necesario agrandar e/ diámetro de la cabeza de la válvula, ya que de no hacerlo se perderá volumen de llenado del cilindro y el trabajo no tendrá resultados favorables como los esperados, como puede verse en el esquema con la forma de proceder estas modificaciones.

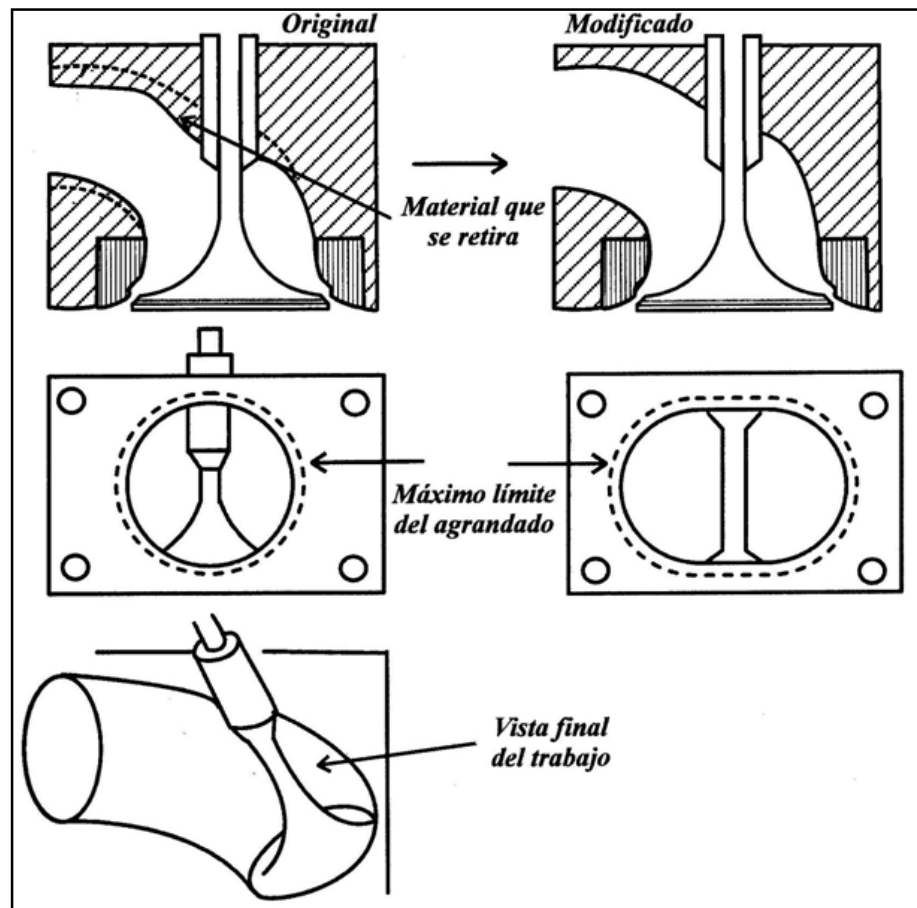


Figura 2.40: Agrandado y mejorado de las toberas de admisión

2.9.5.2 TOBERAS DE ESCAPE

Como en la explicación anterior sobre las toberas de admisión, los procedimientos son idénticos a los anteriores, con la única diferencia de que las toberas de escape están diseñadas en una sección cuadrada, debido a que se intenta desalojar a los gases quemados lo más rápidamente posible.

La forma ideal de estas toberas generalmente ya están establecidas desde su diseño en fábrica, pero se las puede modificar tomando en cuenta este detalle.

La explicación de esta forma cuadrada es la siguiente: es sabido que los gases tratan de salir en forma de torbellino, chocando contra las paredes de estas toberas, dificultando la salida rápida de ellos; por esta razón la sección cuadrada de las toberas no permite a los gases circular en redondo, es decir en su propio terreno, sino que las paredes planas esquinadas de las toberas obligan a los gases a salir de forma dirigida y por ello rápidamente. Se recomendaría también utilizar al múltiple de escape o a las salidas individuales que mantengan esta forma de sección cuadrada, lo cual sería ideal. Ya que es muy difícil conseguir tubos cuadrados para este diseño y además de lograr formar salidas individuales curvas, dificultosas por el pequeño espacio en el vehículo, se toma como solución agrandar los tubos de salida a un diámetro mayor a las toberas, logrando con ello un mejor desalojo de los gases quemados.

Como en el caso anterior, se trata de agrandar las toberas, evitando curvas pronunciadas y sobre todo en forma cónica hacia la salida, disminuyendo con esto la resistencia de desalojo de los gases. El trabajo se inicia agrandando las toberas, luego se va midiendo el flujo que permite cada una de ellas, comparándola con las otras, hasta igualarlas. Adicionalmente se tiende a realizar un trabajo cónico, es decir, de menor diámetro junto a los asientos de las válvulas y de mayor diámetro o tamaño en la salida hacia el colector de escape, para finalmente pulir debidamente las superficies. Con el pulido se crea una superficie resbalosa, con lo que los gases salen con mayor facilidad y se evitan depósitos de carbón, luego de muchas horas de funcionamiento del motor.

Este trabajo debe estar acompañado de un buen diseño del colector de escape, ya que este último debe empatar exactamente con el nuevo tamaño de las toberas, para que no ofrezcan resistencia a la salida de los gases quemados, ya que de esta

forma estaremos "desperdiciando el trabajo realizado en las toberas de escape".

También los asientos de válvula deberán ser agrandados, así como las válvulas, para lograr una mejor respiración del motor.

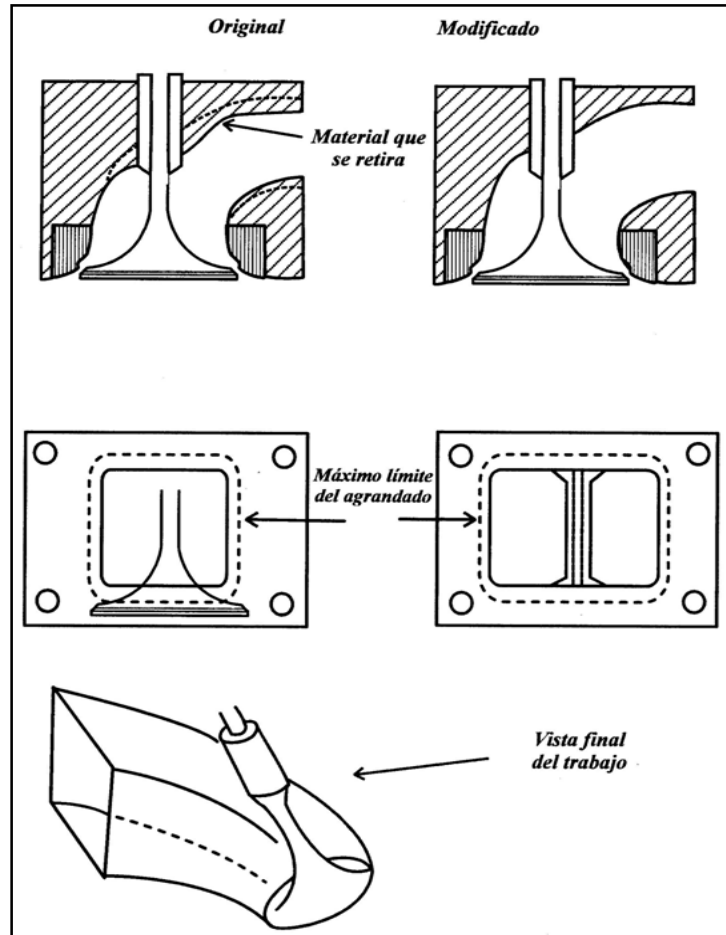


Figura 2.:41 Agrandado y mejorado de las toberas de escape

2.9.5.3 VÁLVULAS DE ADMISIÓN



Figura 2.42: Válvulas de admisión

El aumento de potencia de un motor está relacionado directamente con su consumo de aire (propiamente dicho de mezcla), en una unidad de tiempo. En líneas generales puede establecerse que a mayor consumo, mayor potencia, conviene que este mayor consumo sea perfectamente aprovechado y no derrochado inútilmente en mezclas devueltas a la atmosfera sin quemar o parcialmente quemadas.

Los diseñadores de motores comerciales están siempre preocupados en conseguir que sus motores consuman la menor cantidad posible de combustible, dejando mucho margen al preparador de motores de competición para obtener resultados satisfactorios si el aumento de consumo que se va a producir no tiene repercusiones económicas importantes.

La modificación de las válvulas de admisión consiste en agrandar su diámetro hasta que lo permitan las condiciones del cabezote y las toberas, para esto se debe agrandar o cambiar el diámetro del asiento de válvula también, además de rebajar, pulir y formar una curvatura conveniente en la parte posterior de la cabeza de la válvula, bajando simultáneamente el peso de ella. Esta forma curva permite fluir suavemente y con gran velocidad a la mezcla aspirada, sin ofrecer un mayor obstáculo en su paso.

El material de una válvula es debido a sus grandes esfuerzos de alta calidad, pero en caso de una mejora se puede utilizar una válvula refrigerada por sodio. Estas válvulas tienen la particularidad de tener un vástago hueco relleno de sodio, el cual posee grandes características térmicas, que ayudan a refrigerar a la válvula y tiene además un peso específico bajo(0.97), lo que baja considerablemente el peso total de la válvula, así como la inercia en su funcionamiento, logrando elevar las revoluciones del mismo.

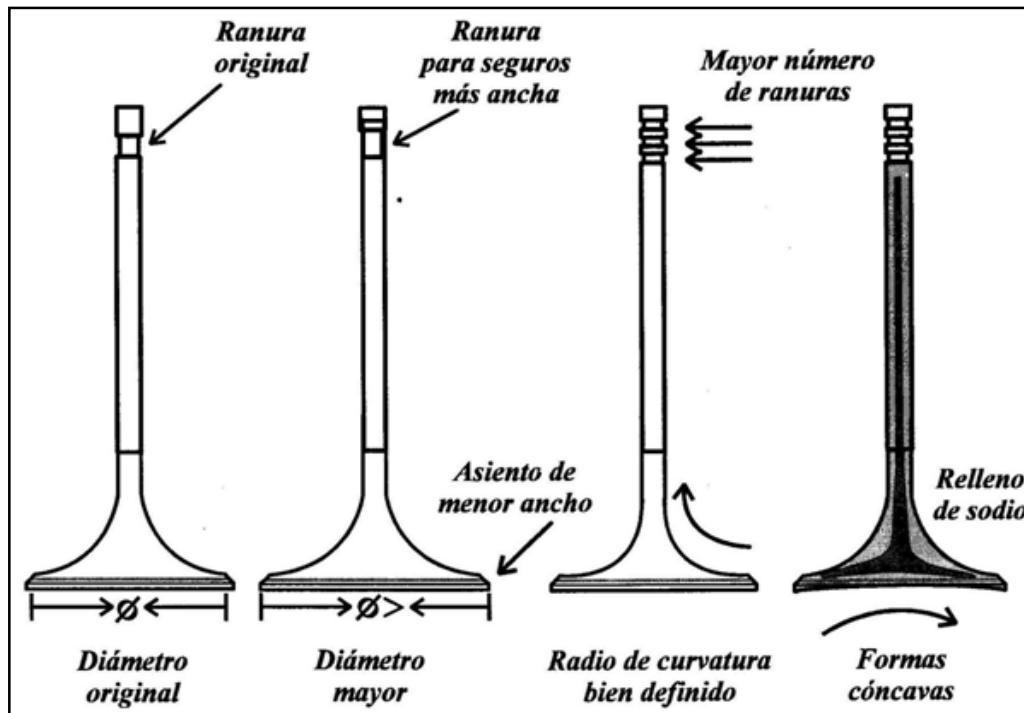


Figura 2.43: Modificaciones en las válvulas de admisión

2.9.5.4 VÁLVULAS DE ESCAPE



Figura 2.44: Válvula de escape

Como en el caso de las válvulas de admisión, las modificaciones posibles son similares, tanto en el incremento del diámetro, el peso de las válvulas, el asiento de la misma y mejoras en la calidad del material.

La diferencia básica entre la válvula de admisión y la de escape está en que estas últimas están expuestas a mayores esfuerzos térmicos, debido a la alta

temperatura ocasionada en la combustión y peor en el caso de modificaciones del motor, en el cual estos esfuerzos son aún mayores, debiendo tomar mucha más atención en su Modificación.

En válvulas de escape se toma en cuenta aún más las válvulas de sodio, el cual refrigera mucho más y mantiene en mejores condiciones el trabajo exigido de un motor de competencia.

Referente a la forma de la cabeza de la válvula de escape podemos mencionar que se utiliza preferentemente una forma semiesférica. Esta forma permite a los gases salir con mayor velocidad hacia la tobera de salida, sin tener una superficie de choque como la formaría una superficie plan.

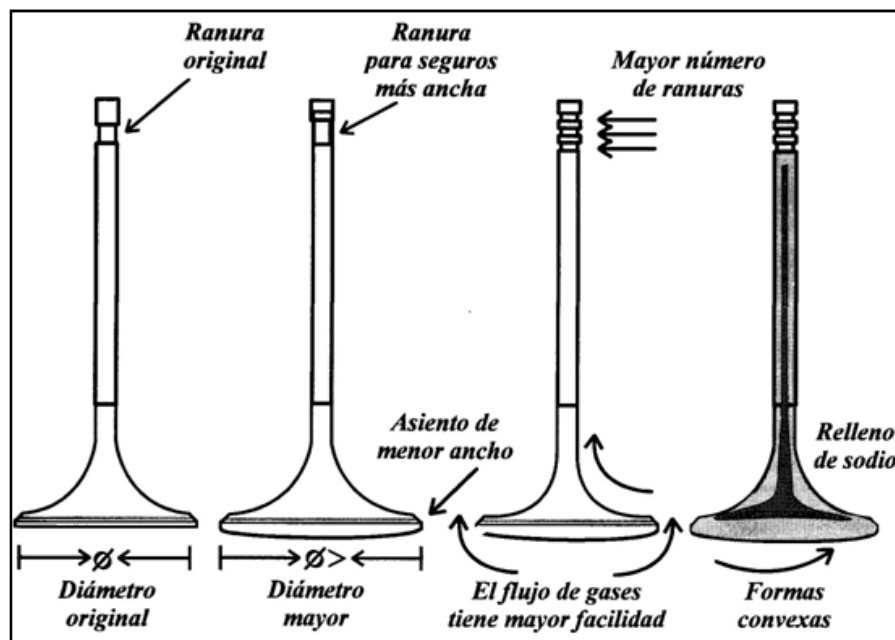


Figura 2.45: Modificaciones en las válvulas de escape

A continuación vamos a detallar los procedimientos matemáticos utilizados en las válvulas de admisión para determinar sus modificaciones respectivas más detalladamente para ello vamos a dividir el estudio de las válvulas de la siguiente manera:

- Dimensiones de las válvulas de admisión
- Inclinación de los asientos
- Altura de alzada de las válvulas
- Formas características de las copas

2.9.5.5 DIMENSIONES DE LAS VÁLVULAS DE ADMISIÓN

Para conseguir mejorar la entrada de mezcla hacia el interior de la cámara de combustión, la primera idea consiste en utilizar válvulas más grandes.

Debemos saber ahora qué clase de dimensiones debe tener una válvula de admisión en una cámara de combustión para la preparación y mejoramiento de potencia de un determinado motor.

Al considerar las dimensiones de una válvula podemos aplicar una fórmula matemática bastante sencilla por medio de la cual podemos conocer si el diámetro de la cabeza o copa de la válvula de admisión de un determinado motor es susceptible de ser agrandada o, por el contrario, la de origen ya está en los márgenes de sus dimensiones máximas.

La formula es la siguiente:

$$D = \sqrt{\frac{V \times \text{RPM}}{\pi \times v \times 750}}$$

Los términos de esta fórmula son los siguientes:

D= diámetro de la válvula de admisión.

V= Volumen del cilindro en cm^3 .

RPM= revoluciones por minuto máximas que se pretende alcance el motor.

π = 3.1416.

v= velocidad del aire en metros por segundo.

750= coeficiente fijo.

Los valores deben aplicarse para la velocidad del aire en metros por segundo (v) debe hallarse dentro de los siguientes márgenes:

- Para coches comerciales: de 50 a 55 m/seg.
- Para coches de rally: de 55 a 60 m/seg.
- Para coches de otras competiciones: de 70 a 80 m/seg.

Aclaremos esto por medio de un ejemplo, supongamos que se trata de un motor de cerca de dos litros, de cuatro cilindros, y que se prepara para su participación en un rally, de una cilindrada unitaria de 499cm^3 .

El régimen máximo de que se pretende dotarlo deberá encontrarse en las 7.500 rpm, de modo que escogeremos una velocidad del aire de 60 m/seg. Con ello ya tendremos todos los datos para calcular el diámetro ideal de la cabeza de las válvulas de admisión, en un motor de dos válvulas por cilindro, así tendremos que:

$$D = \sqrt{\frac{499 \times 7500}{3.1416 \times 60 \times 750}} = 5.15 \text{ cm}$$

Si procedemos a medir el diámetro de la válvula de origen y vemos que es más pequeña de lo que nos indica este cálculo, tenemos la posibilidad de ver facilitado el aumento del pasaje de los gases. Si por el contrario, la válvula es del mismo tamaño, será conveniente no tocarla (siempre y cuando nuestra preparación sea para rally). Posiblemente, un cilindro con un cubicaje de 499 cm^3 , disponga de un diámetro del cilindro de alrededor de los 86 mm, de modo que la cámara de combustión deberá ser hemisférica para que pueda contener una válvula tan grande (recuérdese que suele decirse que el tamaño de las válvulas es el equivalente al radio del cilindro y, en este caso, el radio del cilindro sería solamente de $86/2 = 43 \text{ mm}$, o 4.3 cm). Hay que ver si la válvula cabe en la cámara y si es posible la ubicación de su asiento, el cual siempre ha de tener un diámetro lógicamente más grande.

La fórmula que acabamos de dar es aproximada y solamente orientativa, y aunque puede servirnos de base para proyectar el mejoramiento del motor, puede perfectamente aplicársele un 10 % de margen de error, tanto en más como en menos. Téngase en cuenta que tanto los factores de las rpm ideales que pretendemos, como la velocidad del aire en m/seg., son hipotéticos y, en la práctica

y una vez terminado el proceso de mejoramiento del motor, podemos encontrar variantes a este respecto que modificarían el cálculo inicial del diámetro de la válvula. Pero, pese a estos inconvenientes, la fórmula constituye un buen punto de partida para considerar el tamaño de las válvulas de admisión, en lo que respecta al diámetro de las válvulas de escape, cabe decir que, una vez encontrado el diámetro de las válvulas de admisión, suele considerarse que aquéllas deben ser algo pequeñas, por lo que se les aplica un coeficiente que puede oscilar entre 0.8 y 0.9, de este modo, partiendo de una válvula de admisión de 5.15 cm, que hemos visto resultante d del cálculo anterior, la válvula de escape debería tener, escogiendo un coeficiente intermedio de 0.85, un diámetro de:

$$5.15 \times 0.85 = 4.38 \text{ cm}$$

Adicionalmente deberá pensarse que un mayor diámetro viene acompañado consiguientemente de un mayor peso, por el material incrementado, lo cual es un inconveniente también, por lo que será necesario buscar una solución, que podría ser bajar el diámetro del vástago original y/o bajar el peso de la cabeza de la válvula, y puliéndola.⁹

2.9.5.6 INCLINACIÓN DE LOS ASIENTOS

El lugar donde todo el bisel de la cabeza de la válvula se apoya contra el asiento puede estar labrado de formas diversas. Sin embargo, en la práctica y para los motores de serie, el sistema más utilizado es aquel en el que se establece un ángulo de 45° entre el bisel de la válvula y su asiento.

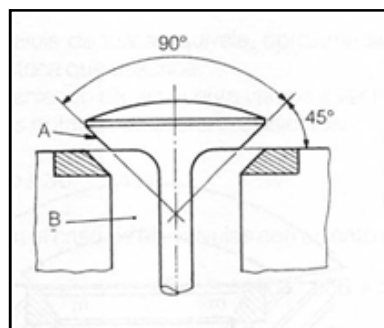


Figura 2.46: Válvula con asiento a 45°, (A) Zona del asiento de válvula, (B) Conducto de paso de los gases

⁹ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 174

La inclinación del asiento a 45° tiene, en principio, la ventaja de ofrecer un cierre de la válvula mucho más completo que cualquier tipo de ángulo posible. La válvula, al apoyarse sobre su asiento, tiene la tendencia de autocentrarse y, además, el bisel tiene mayor espesor o zona de contacto, de modo que existe mayor refrigeración de la válvula y menor riesgo de deformación de la misma a elevadas temperaturas. De este modo, las válvulas pueden ser de menor calidad y aun así, su duración queda garantizada.

Éstas son sus ventajas; pero su principal inconveniente radica en que el paso y la inclinación dada a los gases no es el más favorable, de modo que este paso de los gases queda frenado y el rendimiento de la cámara es menor.

Un procedimiento mucho más favorable a este respecto es disponer el ángulo de del bisel, con respecto al asiento, en un ángulo de 30° .

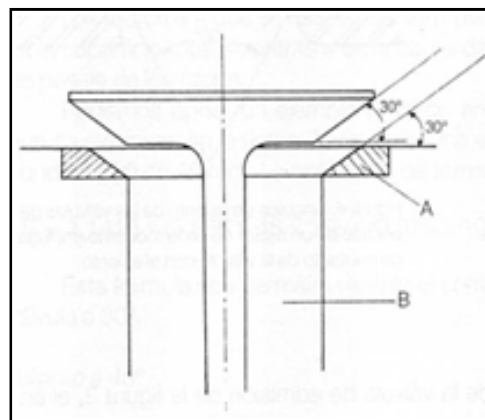


Figura 2.47: Válvula con asiento a 30° , (A) Asiento, (B) conducto de paso de los gases

Ahora el paso de los gases queda favorecido y el flujo circula con mucha mayor fluidez por esta importante zona de paso. Pero la inclinación de las válvulas a 30° tiene el inconveniente de no asegurar perfectamente la estanqueidad de la válvula cuando está cerrada, y además, las cabezas de las válvulas así mecanizadas son mucho más delgadas y susceptibles de sufrir deterioro más rápido y mayores deformaciones.

Existe también la alternativa de mejorar el ingreso de la mezcla y evitar el choque en el asiento, a las válvulas de admisión se las cambia el ángulo del asiento, de los 45 grados originales hasta los 60 grados modificados. Este ángulo permite, como se entenderá, que el flujo de la mezcla evite el menor esfuerzo de choque o torbellino

en su recorrido, como sucede en el caso de un ángulo original de 45 grados. Este ángulo de 60 grados se acerca a la superficie de deslizamiento ideal de la cabeza de la válvula, evitando un poco la arista viva que forma el final del ángulo original.

En la parte de la cabeza de la válvula, que está dentro de la cámara de combustión se recomienda utilizar una en forma de "tulipa", que es nada más que una superficie cóncava, a diferencia de una válvula standard la cual tiene generalmente una superficie plana. Esta forma de la cabeza evita torbellinos en la entrada de gases y además permite un mejor cierre al recibir la presión de la combustión, la cual distribuye convenientemente sobre esta superficie cóncava y de ella hacia el asiento.

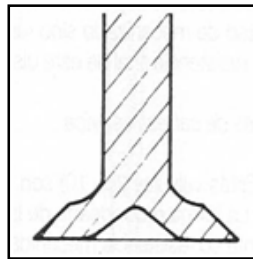


Figura 2.48: Válvula con forma de tulipa

En el caso de la válvula de escape existe una mayor preocupación por la refrigeración de la válvula y por el buen centrado de la misma. No se debe olvidar que la válvula de escape de un motor standard deber soportar unas temperaturas muy considerables, de ahí que los fabricantes se decidan por valores de inclinación de 30° para las de admisión y de 45° para las de escape.

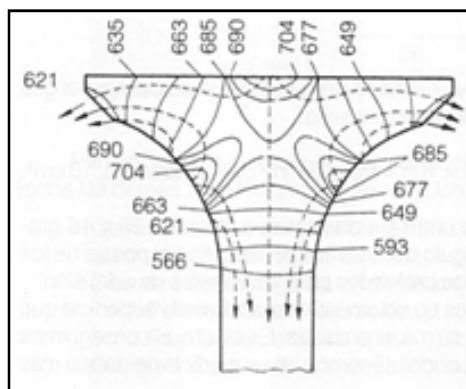


Figura 2.49: Temperaturas medias que soporta la válvula de escape, las flechas indican los lugares por donde la válvula se puede deshacerse del calor acumulado

2.9.5.7 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE PASAJE DE LAS VÁLVULAS

Por medio de algunas formulas matemáticas puede conocerse la superficie de pasaje que permite una válvula, tanto si su ángulo de paso principal es 30° como de 45°. La fórmula que determina el paso de la corriente de gas a través de una válvula de tulipa equivale, aproximadamente a la superficie lateral de la figura geométrica que describe.

Asiento de 30°

En este caso la formula será:

$$S= 3.1416 (0.866 \times d \times a)+ (0.375 \times a^2)$$

Donde S es la superficie total, a es la altura de alzada y d es el diámetro del conducto de pasaje de los gases, características necesarias a tomar en cuenta para el cálculo de una válvula mismas que quedan de manifiesto en el siguiente grafico.

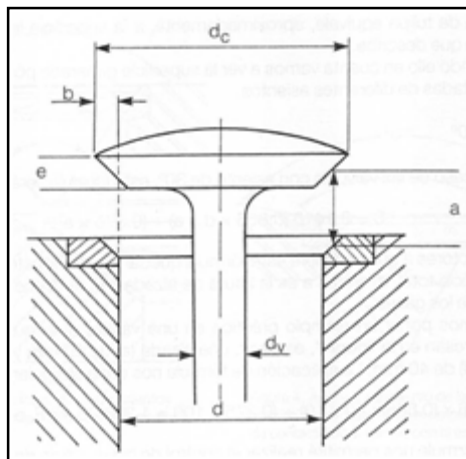


Figura 2.50: (a) alzada máxima, (b) distancia de interferencia de la cabeza con el asiento, (d) diámetro de conducto de circulación de los gases, (d_c) diámetro de la copa, (d_v) diámetro del vástago, (e) grosor del bisel de la válvula

Para ello explicamos con un ejemplo, donde averiguaremos la cantidad de gas que pasa por una válvula con una alzada de 10mm y un diámetro del conducto de 40mm.

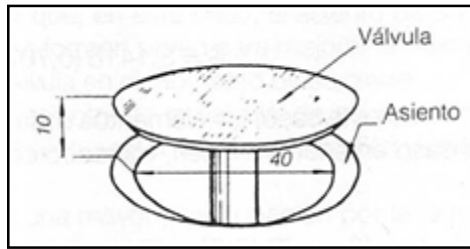


Figura 2.51: Medidas del conducto y del levantamiento o alzada de la válvula

$$S = 3.1416 (0.866 \times 40 \times 10) + (0.375 \times 10^2) = 1206.06 \text{mm}^2, \text{ o } 12 \text{cm}^2.$$

Asiento de 45°

En este caso la formula será:

$$S = 3.1416 (0.707 \times d \times a) + (0.3536 \times a^2)$$

Donde la interpretación de la formula es igual que en el caso anterior.

Utilizando el mismo ejemplo de válvula tenemos, que el resultado de pasaje del gas en el momento de la máxima abertura de la válvula será:

$$S = 3.1416 (0.707 \times 40 \times 10) + (0.3536 \times 10^2) = 999.52 \text{mm}^2, \text{ o } 10 \text{cm}^2.$$

Comparando estos valores entre ambos casos podemos ver la importancia del ángulo del asiento con respecto al pasaje de los gases y por que los asientos a 30° son los más óptimos para las válvulas de admisión.

2.9.5.8 ALTURA DE ALZADA DE LAS VÁLVULAS

Para calcular las medidas de una válvula lo primero que se precisa conocer es el diámetro (d) del conducto, también se deberá conocer el diámetro del cilindro, que denominaremos con una d mayúscula, la velocidad del pistón en m/seg, (Vp) a la que pretendemos que gire nuestro motor preparado, y la salida de los gases (Vg).

Conociendo estos datos podremos deducir el valor correcto del diámetro

del conducto del asiento (d) a través de la formula siguiente.

$$d = D = \sqrt{\frac{Vp}{1.06 \times Vg}}$$

Supongamos que vamos a trabajar en un motor cuyo cilindro tiene un diámetro de 86mm, preparado para rally, y por lo tanto, con una velocidad de entrada de los gases (Vg) de 60 m/seg, con una carrera de también 86mm, le pretendemos hacer alcanzar una velocidad de régimen máximo de 7000 rpm, en cuyo caso la velocidad del pistón (Vp) será de 20 m/seg. (velocidad de giro un poco arriesgada), la formula será:

$$d = 86 = \sqrt{\frac{20}{1.06 \times 60}} = 48.22 \text{ mm de } \emptyset$$

Partiendo del conocimiento del conducto podremos considerar los valores de todas las demás proporciones de las válvulas si tenemos los siguientes valores:

Carrera oalzada de la válvula (a): $0.25 \times d$

Anchura del asiento (b): $0.07 \times d$

Diámetro del vástago de la válvula (d_v):

- Para la válvula de admisión: de 0.18 a $0.23 \times d$
- Para la válvula de escape: de 0.23 a $0.28 \times d$

Diámetro superior de la cabeza (d_c): de $+2b$

Grueso de la copa o cabeza (e):

- Para la válvula de admisión: $0.10 \times d_c$
- Para la válvula de escape: $0.15 \times d_c$

Así podemos volver al caso del motor que nos viene sirviendo como

ejemplo, en el cual el diámetro de su conducto por la anterior formula, era de 48.22mm pero que se lo deja en 48mm de diámetro, donde tendremos para las válvulas de admisión y de escape las siguientes medidas.

Válvula de admisión:

Tabla I: Medidas de la válvula de admisión

Diámetro del conducto (d):	48mm
Carrera o alzada de la válvula (a):	$0.25 \times 48 = 12\text{mm}$
Anchura del asiento (b):	$0.07 \times 48 = 3.36\text{mm}$
Diámetro del vástago (dv):	$0.21 \times 48 = 10\text{mm}$
Diámetro superior de la cabeza (dc):	$48 + (2 \times 3.36) = 54.7\text{mm}$
Grueso de la copa o cabeza (e):	$0.10 \times 54.7 = 5.47\text{mm}$

Válvula de escape:

Tabla II: Medidas de la válvula de escape

Diámetro del conducto (d):	40mm
Carrera o alzada de la válvula (a):	$0.25 \times 40 = 10\text{mm}$
Anchura del asiento (b):	$0.07 \times 40 = 2.8\text{mm}$
Diámetro del vástago (dv):	$0.21 \times 40 = 8.4\text{mm}$
Diámetro superior de la cabeza (dc):	$40 + (2 \times 2.8) = 45.6\text{mm}$
Grueso de la copa o cabeza (e):	$0.10 \times 45.6 = 4.56\text{mm}$

2.9.5.9 FORMAS CARACTERISTICAS DE LAS COPAS

Las cabezas de las válvulas pueden adoptar, fundamentalmente tres formas típicas diferentes, representadas así:

2.9.5.10 VÁLVULAS DE CABEZA PLANA

Estas válvulas son las que se emplean más comúnmente en los motores de serie, tanto en admisión como escape, con la única diferencia única del material. Caracterizada por su forma o perfil que la hace fácil de mecanizar además de ser más baratas.

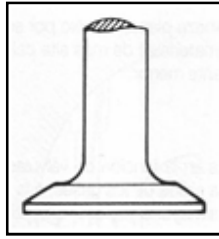


Figura 2.52: Válvula de cabeza plana

2.9.5.11 VÁLVULAS DE TÚLIPA

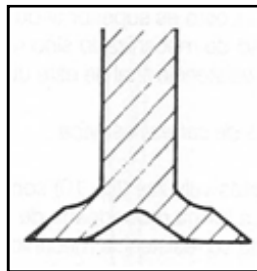


Figura 2.53: Válvula de tulipa

Recibe su nombre debido a la forma que se adopta en la construcción de sus cabezas y el hueco que queda en el centro de las mismas, su uso queda reservado para los motores de competición. Se utiliza solamente en las válvulas de admisión y su principal característica consiste en resultar más ligeras que las válvulas de cabeza plana, además de que este modelo facilita el cierre durante la compresión y el escape. Su costo es un tanto elevado por el material de las mismas.

2.9.5.12 VÁLVULAS DE CABEZA ESFÉRICA

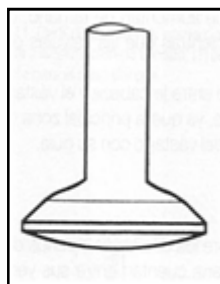


Figura 2.54: Válvula de cabeza esférica

Estas válvulas son las más utilizadas para escape, la forma redondeada de la cabeza facilita la salida de los gases a la vez que aumenta su resistencia mecánica, debido a que es mayor el espesor en el centro de la copa, lo que resulta más favorable para las válvulas que trabajan a muy altas temperaturas.

Su peso es mayor pero ello no tiene importancia.

2.9.5.13 RESORTES DE VÁLVULAS

Otra de las modificaciones que se deben realizar en el tren de válvulas es la de los resortes, en especial si el peso de ellas ha incrementado o si se ha instalado un eje de levas de mayor alzada o cruce de válvulas.

Esta modificación puede ser en dos sentidos:

Si se ha cambiado el peso de la válvula y se requiere que el motor gire a mayores revoluciones, se necesitará dar mayor dureza al resorte. Para ello se utiliza un acero de más dureza ya que se requiere un mejor cierre de válvulas, en especial en altas revoluciones, evitando así el "flote" o rebote de ellas.

Si se cambia el eje de levas con uno de mayor alzada y cruce, se requerirá un resorte más duro pero de menor número de espiras o de igual número de espiras pero de alambre más delgado.

Esto es debido a que el desplazamiento de la válvula aumenta y si no se toma esta precaución, las espiras del resorte chocarían entre ellas, no permitiendo este desplazamiento, ocasionando adicionalmente daños en las levas.

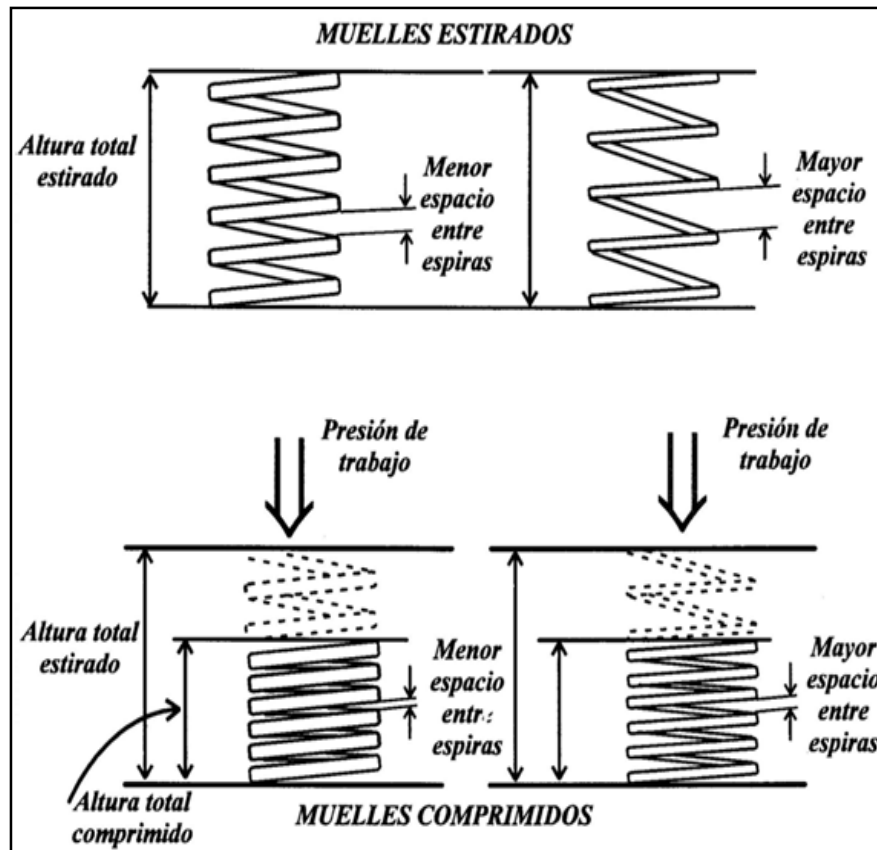


Figura 2.55: Modificación de los resortes de válvula

Cuando no es posible encontrar un resorte adecuado se utiliza como solución un juego de dos o más resortes por válvula, logrando con ello dar más dureza de empuje al retorno o cierre de válvulas.

En este caso se colocan un resorte dentro del otro, pero el sentido de las espiras es invertido para evitar que se entrecrucen y remuerdan.

El material de acero más utilizado en estos resortes especiales es el de alta aleación de carbono estirado al frío, el de aleación de manganeso y silicio o el de cromo silicio, todos ellos convenientemente tratados térmicamente y que no presenten fisuras o deformaciones para que puedan soportar un trabajo arduo y no presenten fatigas del material.

2.9.6 EJE DE LEVAS



Figura 2.56: Árbol de levas convencional

Es tal vez, si no el elemento más importante en la preparación de un motor, debido a que de este eje depende la cantidad y el tiempo de respiración del motor, es decir de su llenado y consecuentemente su potencia obtenida.

El eje de levas es el elemento destinado a controlar los momentos de apertura y cierre de las válvulas, ya sea por mediación de órganos intermediarios (balancines) o bien actuando directamente sobre las válvulas, los cuales son representados en el diagrama de distribución con sus respectivas cotas tanto para las válvulas de admisión como de escape (Figura 2.57), con el objetivo de destacar cuanto tiempo permanecen abiertas las válvulas tanto de admisión como de escape en un ciclo de trabajo, además del tiempo que permanecen abiertas al mismo tiempo las válvulas de admisión y escape lo que se denomina solape de válvulas o también cruce de válvulas los cuales varían para cada eje de levas.

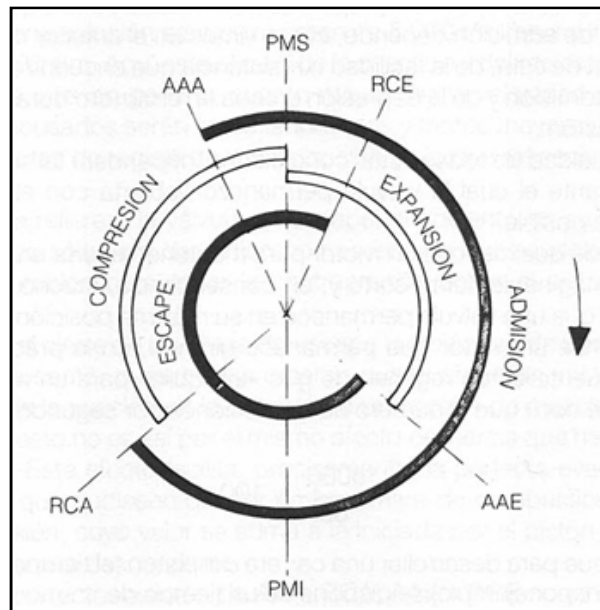


Figura 2.57: Diagrama de distribución de un motor hipotético mostrando todas las carreras de que consta su ciclo

Obteniendo de este diagrama de distribución los siguientes cotas:

AAA= avance apertura de la válvula de admisión

RCA= retraso cierre de la válvula de admisión

AAE= avance apertura de la válvula de escape

RCE= retraso cierre de la válvula de escape

Donde que a partir del grafico se puede obtener el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión de la siguiente manera:

$$AAA + 180 + RCA$$

Y para el caso de la válvula de escape es:

$$AAE + 180 + RCE$$

Por regla general, en los motores de tipo comercial se acostumbra a agrupar, sobre el mismo árbol, las levas que actúan en las válvulas de admisión y en las válvulas de escape, tal como es el caso que podemos contemplar en la figura 2.56.

Pero en los motores de sport y de competición es más corriente servirse de dos árboles de levas en culata, conteniendo uno de ellos las levas de las válvulas de admisión y el otro las levas de las válvulas de escape. Esta técnica permite corregir separadamente la posición de los árboles para tratar de alcanzar experimentalmente el máximo rendimiento del motor.

Un motor standard está diseñado para darnos una suficiente potencia y a la vez entregarnos un confort en la marcha, sin sacrificar las partes y dando a las partes móviles la mayor duración posible.

Pero un motor modificado o preparado no necesariamente será confortable y peor económico, que es lo menos que preocupa al conductor, ya que su principal interés será que el motor entregue la mayor potencia posible, independiente de las incomodidades que pueda presentar.

El eje de levas especial o modificado permite incrementar notablemente la potencia del motor, pero el inconveniente que trae es el desequilibrio en bajas revoluciones, inestabilidad y posiblemente falta de potencia, pero con el incremento de aceleración inicia una etapa de gran Potencia, acompañada de mayores revoluciones y torque del motor, mucho mayores a los que entregaba un motor sin modificar.¹⁰

2.9.6.1 EL PERFIL DE LEVAS

La modificación del perfil de las levas significa que podemos cambiar el inicio de apertura de la válvula y el final del cierre de la misma. Este incremento en ángulo significará que se estará permitiendo abrir a las válvulas un mayor tiempo que el que se tenía en un motor standard.

Adicionalmente las crestas de las levas pueden ser modificadas en su forma, teniendo a una leva más puntiaguda, redondeada o mixta, dependiendo de diseño y rendimiento que se desee obtener. Si las levas son más redondeadas, se obtiene una marcha más armónica del motor, menos brusquedad en el empuje de válvulas, pero si las levas son puntiagudas se obtiene mayor agresividad de accionamiento y de reacción del motor.

¹⁰ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 201

De estas dos formas se han tomado otras opciones que son las de alternar la apertura y el cierre, es decir se forma un levantamiento progresivo y un cierre violento o un levantamiento o apertura violenta de la válvula y se la cierra progresivamente, como se verá en la figura igual al que vendrá después.

A través de la forma del perfil o contorno de las levas o excéntricas se puede obtener una serie de modificaciones muy importantes en el comportamiento de la alzada de las válvulas, ya que de la forma de este perfil se deduce la regulación de la velocidad de apertura de las válvulas, el tiempo de permanencia de la válvula abierta, la altura de levantamiento, y la velocidad de cierre. Por lo tanto, el perfil influye decisivamente sobre el rendimiento, la velocidad de giro y la potencia del motor.

Así pues, gracias al perfil se determina el diagrama de distribución y las condiciones de funcionamiento de las levas. En consecuencia, si deseamos modificar tales condiciones nos veremos obligados a modificar el perfil de las levas.

En la figura 2.58 se puede ver un ejemplo de cómo es el perfil de una leva usada en automoción.

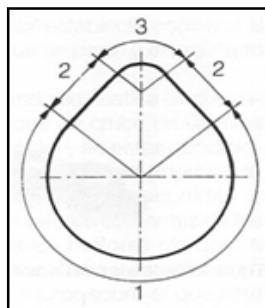


Figura 2.58: Perfil de una leva armónica, (1) Círculo primitivo, (2) flancos, (3) nariz o cresta

Como se puede observar el perfil de flancos determina la zona de aceleración en el momento de apertura de la válvula y desaceleración en el momento del cierre, y el perfil de la cresta o nariz determina la forma de la parte superior del gráfico de levantamiento de la válvula.

Las levas con el perfil trazado a base de arcos simétricos, del estilo de la que hemos visto en el perfil de la figura 2.58, se denominan de perfil armónico. En estos perfiles el movimiento de aceleración resulta constante. A regímenes bajos de rotación del motor, las levas de perfil armónico dan resultados suficientemente

satisfactorios y, por su sencillez de cálculo y trazado, han sido ampliamente utilizadas en los motores de automoción.

2.9.6.2 MODIFICACIÓN DE LA ALTURA DE EMPUJE

La segunda modificación posible es la de mayor altura de empuje de válvulas, que adicionalmente pueden estar acompañadas con mayor ángulo de acción.

Esta modificación permite que las válvulas se abran más de la altura convencional a la que ha sido originalmente diseñada logrando con ello un mayor llenado del cilindro, en el caso de las válvulas de admisión y de una mejor evacuación de los gases quemados, en el caso de las válvulas de escape.

De cualquiera de las dos formas expuestas, la importancia de ello es que el motor ha logrado un incremento notable en el llenado de los cilindros, incrementándose por ello la potencia del motor y también las revoluciones de giro. El único inconveniente que se forma paralelamente es la falta de torque y la inestabilidad en bajas revoluciones, como se dijo anteriormente.

En un motor standard el ángulo promedio de trabajo de las levas está alrededor de 250 grados de giro del cigüeñal, pero en modificaciones de motores se logra sobrepasar fácilmente los 300 grados.

El cruce de válvulas (solape) o el tiempo en que la válvula de admisión y de escape del mismo cilindro están simultáneamente abiertas, es en un motor standard de aproximadamente 50 a 55 grados, mientras que en un eje modificado se puede llegar a sobrepasar los 120 grados.

En los motores de Serie, para ganar mayor potencia se inició con la utilización de ejes de levas de mayor ángulo yalzada de válvulas, pero al tener esta inestabilidad propia de las modificaciones, se iniciaron paralelamente diseños de un eje variable.

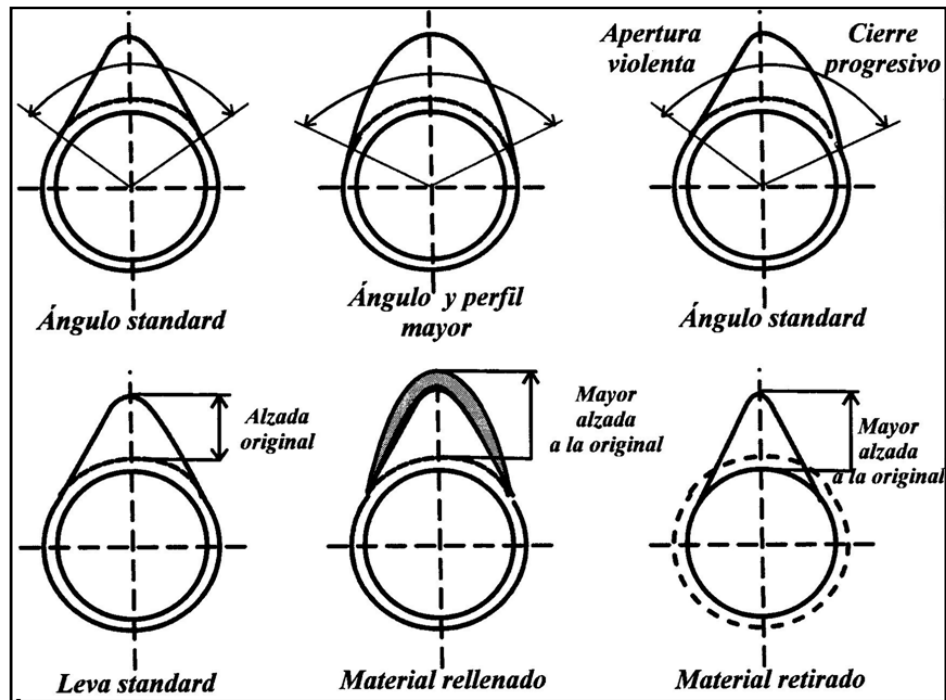


Figura 2.59: Variaciones en los perfiles y ángulos

Esto significa que un eje de levas modificado se lo retarda en su sincronización básica y se lo va adelantando conforme se incrementan las revoluciones de giro del motor; esto ha dado una gran ventaja, que es la de obtener mayor potencia cuando el eje llega a su sincronización ideal (mayores revoluciones), manteniendo todavía estabilidad en bajas revoluciones por el atraso en la sincronización, para ello se han ideado variadores de sincronización, los cuales trabajan mecánica o hidráulicamente, o a su vez con una ayuda electrónica, pero en todo caso, creados justamente para variar la sincronización con respecto al eje cigüeñal.

2.9.6.3 ELECCIÓN DE UN ÁRBOL DE LEVAS

Si partimos de un árbol de levas comercial, nuestra posibilidad de mejorar el motor de serie con aumentos importantes de potencia queda muy reducida, ya que modificar el perfil de las levas existentes puede ser tan complicado como inútil, dada la dificultad de obtener perfiles exactos en todas las levas y de obtener un perfil perfecto, ya que al trabajar las levas con arranque de material, estamos destruyendo el endurecimiento superficial con lo que el árbol ya no tendrá utilidad práctica, pues si lo aplicamos a un motor su

destrucción sería inmediata, la solución más práctica consiste en adquirir árboles de levas estrictamente fabricados para competición, a cuya especialidad se dedican muchas empresas de kits de montaje para el mejoramiento del motor, donde escogeremos el árbol que nos interese más y acoplarlo a nuestro motor.

La elección del árbol de levas comporta un planteamiento previo sobre hasta dónde se pretende llegar en la preparación del motor, y también hay que tener en cuenta el tipo de piloto que va a conducir el vehículo resultante de la preparación, generalmente, los árboles de levas se denominan de acuerdo con sus valores de avance y retraso, nombrando primero la admisión y comenzando por el avance de ésta, y luego el escape, comenzando también por el avance de apertura del escape y terminando por su retraso, determinado de modo:

AAA-RCA-AAE-RCE

Y es así que tenemos que un árbol de levas que se denomine 40-80-80-40 se refiere al tipo de diagrama de distribución, como se ve en la figura 2.60, donde tenemos una representación del diagrama de distribución, con sus valores reflejados.

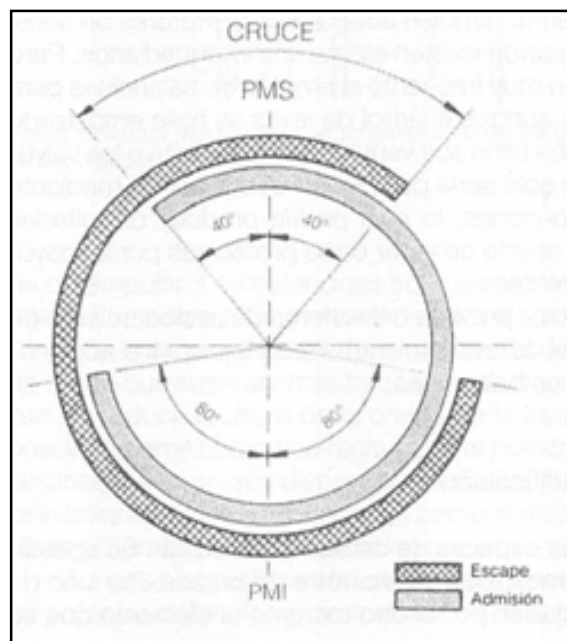


Figura 2.60: Diagrama de distribución dado por el árbol de levas de 40-80-80-40, obsérvese que el cruce de válvulas es de 80°

AAA= avance apertura de la válvula de admisión: 40° antes del PMS

RCA= retraso cierre de la válvula de admisión: 80° después del PMI

AAE= avance apertura de la válvula de escape: 80° antes del PMI

RCE= retraso cierre de la válvula de escape: 40° después del PMS

De acuerdo con esta denominación pasaremos a ver la forma de partida para escoger un determinado tipo de árbol de levas de acuerdo con los beneficios que se pretendan.

Para seleccionar un determinado eje de levas para un motor de competición se debe tener en cuenta que este árbol tenga valores muy grandes de cruce de válvulas en relación a un árbol comercial o standard, por lo que al momento de trabajar con un árbol mas cruzado se volverá mucho menos dócil a bajas revoluciones.

La siguiente tabla proporciona información sobre valores corrientes de las cotas de distribución para los motores comerciales y para los motores rápidos, la cual permitirá una orientación del punto de partida para escoger estos valores para el motor en el que se trabaja.¹¹

Tabla III: Cotas de distribución de arboles de levas

	MOTORES COMERCIALES	MOTORES RÁPIDOS
Avance apertura admisión AAA	de 10 a 15 Grados	De 12 a 40 Grados
Retardo cierre admisión RCA	De 35 a 45 Grados	De 40 a 80 Grados
Avance apertura escape AAE	De 35 a 45 Grados	De 40 a 80 Grados
Retardo cierre escape RCE	de 10 a 15 Grados	de 12 a 40 Grados

¹¹ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 208

2.9.6.3.1 AUTOMOVILES DE SERIE TRUCADOS

Si el aumento de potencia que se pretende es, sencillamente, un trucaje para un motor de serie que ha de desenvolverse con preferencia en un tráfico de carretera y no en el urbano, una solución que no ocasionará problemas, contendrá un aumento de consumo moderado y aumentará ligeramente la potencia, puede consistir en aumentar 5º todos los valores iniciales del gráfico de distribución.

Por ejemplo, si el motor de serie dispone de un árbol de levas de 25-65-65-25, como puede ser más o menos frecuente en motores comerciales rápidos, se puede acudir sin demasiados problemas a decantarse por aplicarle un árbol de levas de 30-70-70-30. Si la alimentación ha sido corregida para mejorar el paso de la mezcla por los conductos, el aumento de potencia puede ser favorable y la conducción no va a perder sus virtudes.

2.9.6.3.2 AUTOMOVILES DE RALLY

En este apartado es preciso conseguir una considerable aportación de potencia para mostrarse competitivo con los demás vehículos que participan en la prueba, podemos en principio decidimos por un árbol de levas que se encuentre en valores de 40-75-75-40 o 40-80-80-40. Con estos árboles de levas tendremos que el régimen de utilización se encontrara del orden de 3000 rpm más arriba.

2.9.6.3.3 AUTOMOVILES DE VELOCIDAD

Cuando lo que se pretende es conseguir un motor con el máximo poder de potencia, que se mantengan en el terreno de utilización alrededor de las 10000 rpm se puede llegar a utilizar árboles de levas con valores de hasta 50-80-80-50. Estos motores no disponen de potencia alguna por debajo de las 6000 rpm o más, de modo que son absolutamente inoperantes fuera de circuito.

En definitiva después de dar estos detalles sobre el árbol de levas se concluye que lo primordial sería contar con distintos arboles de levas y verificar con cada uno de ellos en el vehículo y verificar cual es el rendimiento del motor,

obstándose por quedarse con el que presente, performance de potencia.

2.9.6.4 PROPULSORES DE VÁLVULAS

Al hablar de propulsores de válvulas solamente nos dedicaremos a aquellos que actúan directamente sobre las válvulas, ya que aquellos que transmiten el movimiento desde el eje de levas al bloque tienen muy pocas posibilidades de modificación.

Los vasos empujadores o propulsores son de dos tipos básicos: los de calibración de válvulas por medio de regulación manual y los auto regulables o propulsores hidráulicos.

En el primer caso se puede modificar el peso (alivianándolos) y la resistencia al movimiento, ocasionado por el baño de aceite de lubricación.

Generalmente se los tornea en sus paredes interiores para retirar material, lo que podría ocasionar menor vida útil, pero menor inercia en su trabajo en conjunto. Además se pueden realizar perforaciones en su cara de ataque para permitir pasar libremente al aceite lubricante, evitando con ello una succión o resistencia al movimiento; esto permite al motor girar a mayor número de revoluciones, debido al peso retirado, disminuyendo notablemente la inercia, sin entorpecer su movimiento por la presión y succión que se crea como una almohadilla de aceite dentro del alojamiento.

Adicionalmente, y en especial en los casos de que el mismo propulsor aloje a la pastilla de calibración de válvulas, se puede variar el peso notablemente al variar el sistema, utilizando pastillas pequeñas sobre el vástago de la válvula y propulsores livianos sobre estas pastillas, en lugar de los originales. Estos propulsores, al ser más livianos evitan la inercia de arrastre y ganan en rendimiento y revoluciones de trabajo, lográndose con ello un incremento en la potencia del motor.

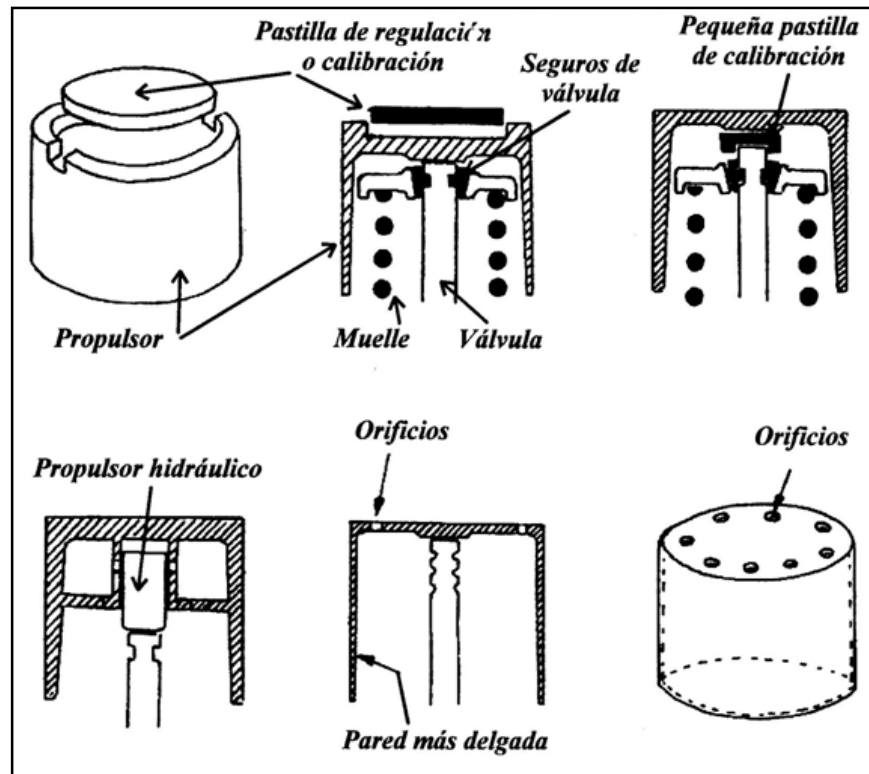


Figura 2.61: Formas diferentes de propulsores de válvulas

Al hablar de los propulsores hidráulicos no se los puede variar mayormente, debido a que al no recibir buena lubricación forzada se descargarían y no trabajarían adecuadamente. Inclusive cuando se ha modificado el eje de levas o las válvulas, los propulsores hidráulicos deben tener las alturas exactas, idénticas a las del motor standard, ya que de no hacerlo podrían chocar las válvulas en caso de poca altura o podrían no cargarse hidráulicamente, una variación posible, pero bastante costosa y que demanda un buen diseño, es cambiar el sistema de propulsores hidráulicos por un sistema de calibración por medio de pastillas. En estos casos se deberá calcular, además de la distancia entre el eje de levas y las válvulas, la longitud de incremento de las válvulas, debido a su dilatación lineal, además del peso que deseamos reducir en estos elementos.

2.9.7 BALANCINES

Los balancines y eje de balancines están diseñados en un motor para transmitir el movimiento del eje de levas hasta las válvulas. En algunos casos es posible modificar el punto de apoyo de ellos para lograr una mayor palanca, consiguiendo con ello empujar mayor cantidad a la válvula.

De todas maneras, se puede alivianar el peso de los balancines con el objeto de quitar inercia en este movimiento y se puede mejorar la lubricación en su eje. Para esta mejora se puede embocinar a cada balancín con bocines de bronce de alta calidad deslizante, o a su vez se instalan rodamientos de palillos para mejorar las características de trabajo.

Al utilizar rodamientos de palillos es importantísimo revisar la lubricación en el eje y en los balancines, ya que comúnmente se necesita que el mismo balancín provea a través de su cuerpo la lubricación hasta la válvula, evitando pérdidas de presión con este trabajo.

Otra modificación muy importante que se puede realizar es desplazar el Eje de balancines o los mismos Balancines de su centro original de apoyo. Con esta modificación cambia la relación de palanca que actúa sobre las válvulas, de tal manera que se obtendrá un incremento en el recorrido o Apertura de la Válvula, sin haber modificado la altura de las levas del Eje de Levas. Esto significará, que podremos obtener un mayor llenado de los cilindros del motor, mayor Potencia resultante, sin modificar la forma de las levas, manteniendo al eje original.

Claro que este trabajo debe ser cuidadosamente realizado, para que el empuje del eje de levas sobre los balancines y de los balancines sobre las válvulas no se afecten. Para ello se realizará un estudio previo de posibilidades, encontrando la mejor solución, dependiendo del motor en el cual se va a realizar.

En los siguientes esquemas se puede notar los trabajos relacionados para modificar el empuje de las válvulas y los lugares posibles de rebajar el peso de los balancines.

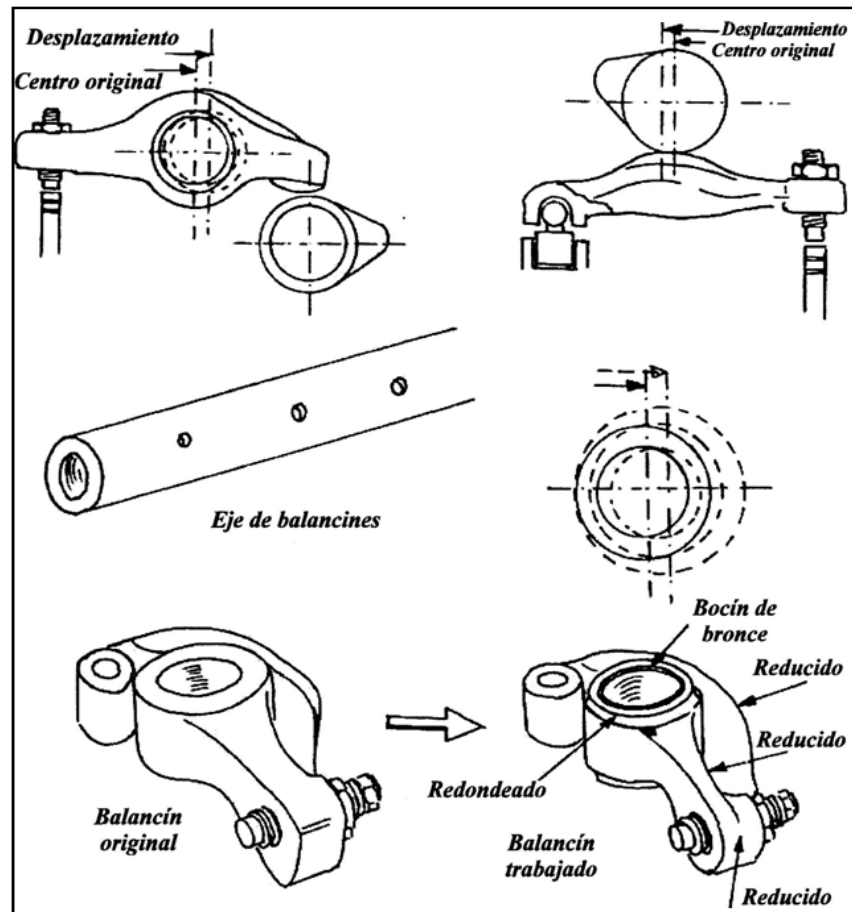


Figura 2.62: Modificaciones en los balancines y el eje

2.9.8 CÁMARA DE COMBUSTIÓN MODIFICADA

Dependiendo de las características originales y de las modificaciones que se realicen en un motor, podemos ver las variaciones que se deben y se pueden hacer en la cámara de combustión.

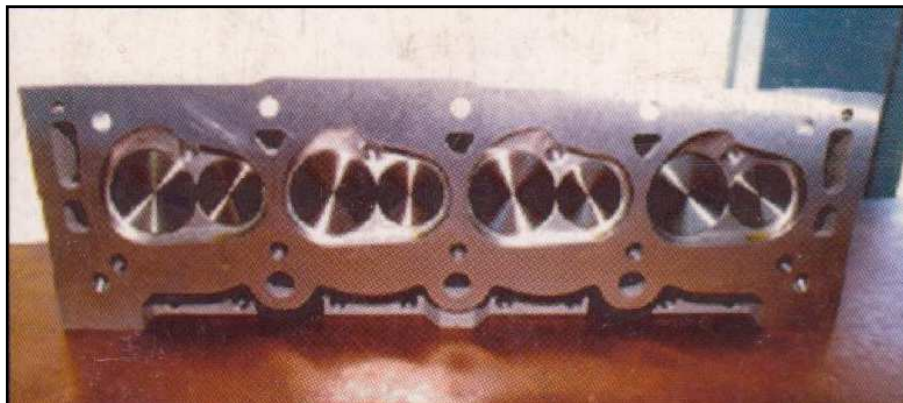


Figura 2.63: Cabezote mostrando la modificación en las cámaras

Generalmente la cámara de combustión de un motor ya ha sido cuidadosamente diseñada por el fabricante, pero se la puede modificar en busca de mejoras, ya que su diseño original busca estabilidad, economía, una potencia racional y sobre todo una gran duración de sus partes. En un motor modificado o de competencia no son tan importantes estos parámetros, siempre y cuando el motor pueda desarrollar una mayor potencia, posiblemente a costa de confort y economía, que es lo que se buscaba en el caso anterior.

El diseño de la cámara de combustión modificada es un asunto de un estudio más profundo, ya que se debe tomar en cuenta algunos factores, como son por ejemplo:

- El flujo de los gases frescos de admisión
- Un llenado óptimo del cilindro
- Una salida rápida de los gases quemados
- Ausencia de lugares pronunciados que puedan producir puntos de Incandescencia.
- Concordancia con la forma de la cabeza del pistón
- Al modificarla, deberá mantener los índices de compresión requeridos.
- Si se le trabaja en mucha profundidad al modificarla, no llegar cerca o hasta las cámaras de refrigeración.
- Para la buena modificación necesariamente entra el diseño, el tamaño y la forma de las válvulas, así como la bujía de encendido.

Tomando en cuenta estos parámetros, se inicia con el trabajo de mecanizado de la cámara de combustión, rebajando material en los puntos estratégicos. Se considera a una cámara semiesférica como la forma ideal de rendimiento, debido a que esta forma permite un mayor diámetro de válvulas, en especial cuando estas están diseñadas en un cierto ángulo y también debido a que la presión de la combustión actúa por igual sobre la cabeza del pistón. Pero la modificación podría ser un tanto diferente si se piensa en otros detalles, especialmente si nos basamos en la forma original del cabezote y sus partes.

Se recomienda utilizar "galgas" de medición y de comparación entre una y las otras cámaras trabajadas, para evitar tener diferencias de forma y de volumen total.

Estas galgas se las puede fabricar localmente y sirven de referencia exclusivamente para comparar el trabajo de una con otra cámara. Los procedimientos de mecanizado pueden ser los mismos que para el mecanizado de los conductos de admisión y de escape, a pesar de que existen métodos más sofisticados para hacerlo.

Para iniciar con este trabajo se recomienda dibujar sobre la superficie plana del cabezote la medida máxima de cada cilindro, para no sobrepasar esta medida. A continuación se maquina las partes a ser modificadas, tomando en cuenta las aclaraciones anteriores; midiendo continuamente con las galgas y comparando las cámaras se procede a terminarlas en forma básica, primero para compararlas y equilibrarlas o igualarlas, para luego perfeccionarlas y pulirlas.

Al final del proceso se necesitará medir perfectamente el volumen de todas y cada una de ellas, ya que no debe existir diferencia, y es por esta razón que se recomienda medir frecuentemente su volumen mientras se está trabajando en ellas.

Esta medición se la debe realizar como se indico en el tema de cómo medir una cámara de combustión.¹²

2.9.9 RELACIÓN DE COMPRESIÓN MODIFICANDO LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Hemos visto hasta el momento el procedimiento de modificar la forma de la cámara de combustión y podremos entender claramente que al haberlo hecho retirando el material, automáticamente hemos modificado la relación de compresión original, ya que el volumen original de la cámara era menor sin la modificación que el volumen resultante después de retirar una cierta cantidad de material, aunque este fuera mínimo.

Por esta razón es muy importante medir el volumen de la cámara final para saber la relación de compresión que tiene ahora el motor.

Sabemos también que un motor adquiere mayor potencia si la relación o índice de compresión es mayor que el original, siempre y cuando no se sobrepase de

¹² EFRÉN COELLO SERRANO Preparación de motores de competencia. Pág. 30

un valor racional, ya que se debe tomar en cuenta que al sobrepasarlo empezaremos a tener problemas de picado o pistoneo por este exceso, el cual podría ser compensado únicamente elevando el Octanaje del combustible que se utilice posteriormente.

En el caso anterior, si se ha modificado la forma de la cámara retirando una cantidad del material, hemos logrado posiblemente mejorar las características de flujo, llenado y mejoras en la calidad de la combustión, pero definitivamente se ha bajado el índice de compresión, lo cual deberá ser compensado posteriormente. Para ello no se podrá incrementar sino utilizando otros procedimientos, como son es la modificación de la superficie del cabezote (rebajándola), rectificando la superficie del bloque de cilindros o instalando pistones de cabeza más pronunciada que ingresen en la cámara de combustión.

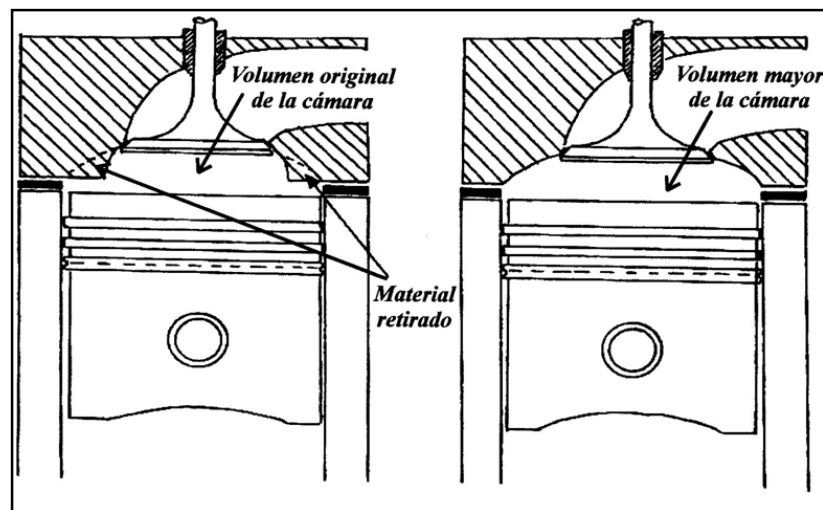


Figura 2.64: Agrandado de la cámara de combustión del cabezote

2.9.10 RELACIÓN DE COMPRESIÓN MODIFICANDO SUPERFICIE DEL CABEZOTE

Esta es una de las formas usuales de modificar la relación de compresión original del motor, con o sin modificación de la cámara de combustión. Generalmente no es recomendable modificar solamente esta superficie cuando se desea compensar la modificación anterior, ya que todo el esfuerzo de la combustión está recibiendo el cabezote, siendo preferible modificar una parte del cabezote, otra

parte en el bloque y otra en los pistones, para que los esfuerzos sean compartidos en todos los elementos relacionados en la combustión.

En el caso de que se haya decidido modificar la relación de compresión rectificando la superficie plana del cabezote, se deberán seguir estos procedimientos:

- Se mide inicialmente el volumen de la cámara de combustión del cabezote
- Si la forma de la cámara es completamente redonda o tiene una forma geométrica definida, el cálculo a continuación resulta más fácil. De lo contrario se inicia un cálculo aproximado, midiendo la forma y dividiéndole en lo posible en formas geométricas para su cálculo exacto. En el otro caso, se mide la cámara con líquido de frenos o aceite liviano, similar al utilizado en el caso anterior
- Se calcula el área del espacio que se rebajaría en el cabezote y se multiplica por el espesor o altura de la superficie a rebajarse, para que de esta manera se reste este volumen saliente del volumen original de la cámara
- Con este valor calculado de la cámara de combustión final se puede calcular ahora sí la relación de compresión a la que se desea llegar
- Cuando los cálculos han dado el resultado esperado, se puede iniciar la rectificación con la máquina rectificadora de superficies planas
- Como recomendación se debería medir nuevamente después de la rectificación de la superficie, pero ahora sí con el procedimiento del líquido o del aceite liviano

En el procedimiento de la medición de compresión es muy importante tomar en cuenta que, el empaque del cabezote es una de las partes fundamentales para hacerlo, ya que el volumen que ocupa incide en este cálculo.

2.9.11 EMPAQUES ESPECIALES DEL CABEZOTE

Hemos mencionado la importancia del espesor del empaque del cabezote en la medición de la relación de compresión del motor. Ahora es importante mencionar también que otra de las formas de modificar esta relación es aumentar o disminuir el espesor del empaque, lo que causa la disminución o el aumento respectivamente.

Al utilizar empaque de mayor espesor que el original se logra agrandar la cámara de combustión, lo que ocasiona que la relación de compresión disminuya de su valor original. En cambio cuando se tiene un empaque de menor espesor que el original, se obtiene con ello una cámara de menor valor, aumentando con ello el índice de compresión.

Para ello existen empaques que tienen estas características, es decir de mayor o menor espesor que el empaque de serie de un motor, pero en el caso de no conseguirla se lo puede hacer construir con un taller especializado en ellos, siempre guardando las mismas características técnicas y observando los detalles de las cámaras de combustión, de refrigeración y de lubricación del cabezote, así como las perforaciones para los pernos de ajuste y otros elementos adicionales.

Existen preparadores que inclusive desechan este procedimiento, al no utilizar este empaque, sino que se basan en una superficie muy pulida del bloque y del cabezote para utilizar un sistema de una pega de alta calidad y resistencia a la temperatura.

Con este procedimiento se logra elevar el índice de compresión a un valor bastante alto y este cálculo y trabajo debe ser realizado con mucha precaución, ya que este tipo de modificación produce varios cambios en la estructura misma del motor, como son los pernos del cabezote, distancia entre el eje de levas y el cigüeñal, la altura de las válvulas y otros parámetros.

Estas modificaciones se las puede ver en los esquemas a continuación.

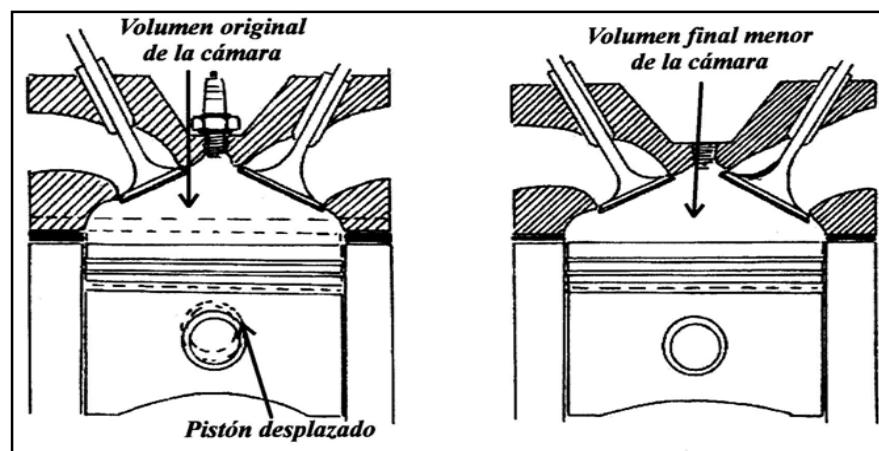


Figura 2.65: Modificación de la relación de compresión variando superficie y empaque del cabezote

2.9.12 MEJORAS EN LA REFRIGERACIÓN DEL CABEZOTE

Como es sabido, al realizar alguna modificación en un motor, especialmente si se lo requiere para entregar mayor potencia que la que entregaba originalmente, el motor tenderá a producir mayor energía calorífica. Este incremento necesariamente viene acompañado de la elevación de la temperatura nominal standard para el cual fue diseñado el cabezote, por lo que será necesario mejorar sus características de enfriamiento.

Para mejorar estas características, se deberán mejorar y aumentar los conductos de refrigeración, los cuales permiten al cabezote entregar rápidamente el calor al medio refrigerante y al sistema de refrigeración en general. También será necesario mejorar a este último, ya que no será capaz de enfriar suficientemente si la temperatura que genera el nuevo motor o las modificaciones generadas en él son mayores.

Es recomendable realizar un análisis previo para diseñar las mejoras en el cabezote, dependiendo en buena parte de las características de la fundición original y del número de canales o conductos. Es conveniente agrandar la entrada y la salida del refrigerante, que generalmente son conductos de comunicación entre el bloque de cilindros y el cabezote, con los conductos de salida-hacia el radiador.

Muchas veces será necesario adicionar conductos y mangueras hasta la parte posterior del cabezote, debido especialmente a que en la parte posterior del motor se producen mayores temperaturas, debido a la mayor distancia de los medios de refrigeración, como son la bomba de agua y el radiador.

La parte importante de esta modificación es el diseño y el análisis del flujo del refrigerante, lo que significa que el refrigerante debe ser entregado hacia el conducto del termostato, el cual a su vez entregará hacia el radiador, a través del cual se enfriará rápidamente.

Otro elemento de modificación podría ser el valor de apertura del termostato, el cual está diseñado generalmente para temperaturas un poco más elevadas, pero como las piezas del motor modificado tenderán a dilatarse mayormente, se requerirá mantenerlas en una temperatura un tanto más baja.

Es muy importante señalar que el termostato no se lo deberá retirar de su alojamiento original, ya que el cual cumple con la importantísima función de mantener al motor en la temperatura ideal de trabajo; por estas razones es que podremos escoger a un valor de apertura del termostato un poco menor a la establecida originalmente, pero manteniendo sus características, con la única posible modificación de agrandar el paso del refrigerante, lo cual permite un mayor y más rápido flujo del mismo.

En el siguiente esquema se puede apreciar las innumerables modificaciones que se pueden y se deberían realizar en el cabezote del motor, con las cuales se logra una mejor potencia del Motor, pero acompañada de seguridad de funcionamiento, a pesar de los mayores esfuerzos a que los vamos a exponer, sin riesgo de mal funcionamiento.

Veamos los esquemas, en los cuales están señalados los puntos importantes que deberemos tomar en cuenta, dependiendo de las características originales de cada uno de ellos.

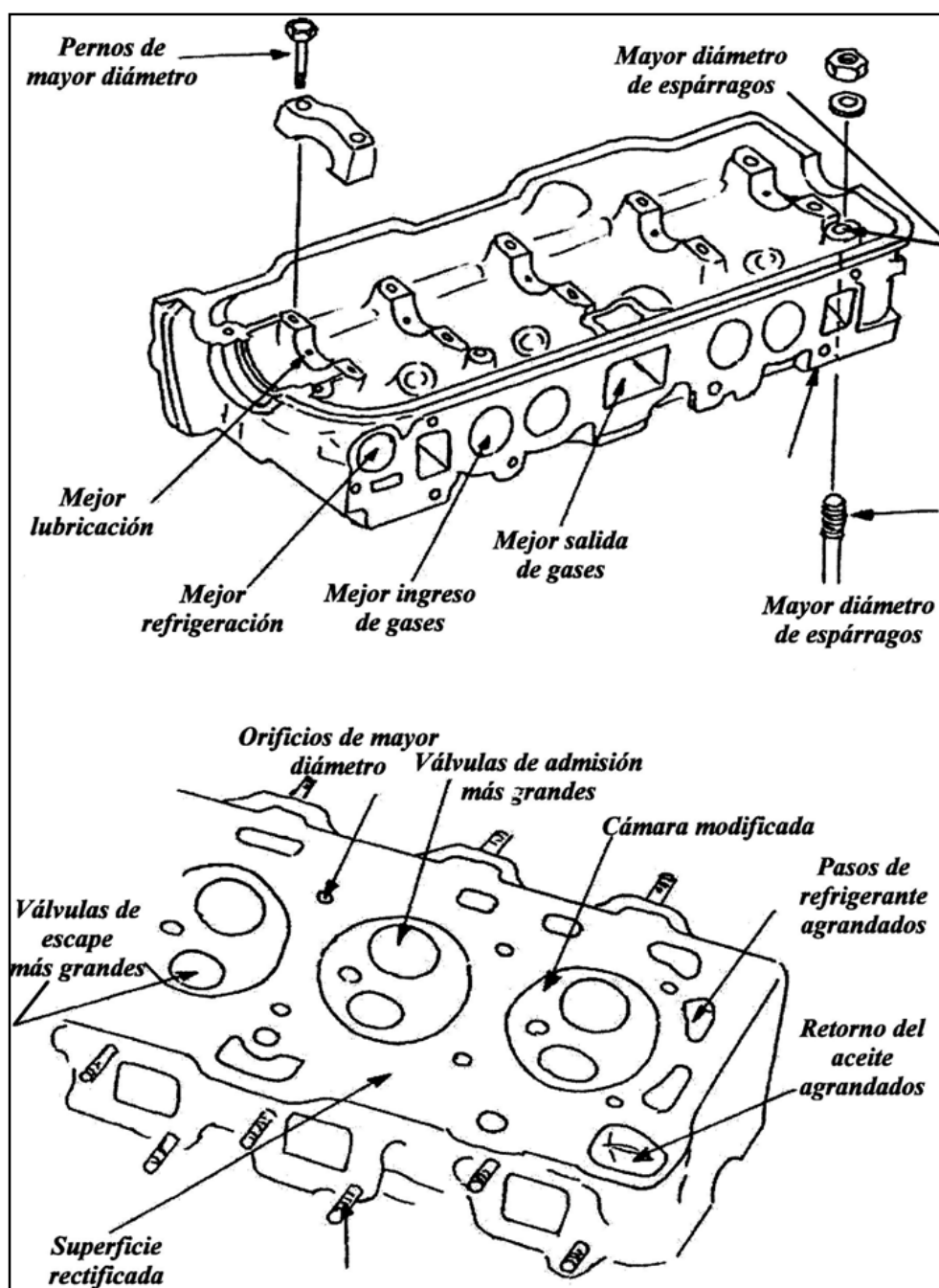


Figura 2.66: Mejoras posibles en un cabezote

2.9.13 PERNOS Y ESPÁRRAGOS DE AJUSTE

Cuando hemos aumentado la relación de compresión del motor o al modificar cualquier elemento que signifique un incremento de potencia en el motor, estaremos aumentando considerablemente la energía de la combustión creada en la cámara. Como esta cámara de combustión está alojada en el cabezote, los pernos o espárragos de ajuste que lo mantienen unido al bloque de cilindros estarán automáticamente expuestos a una mayor tracción y estiramiento.

Por lo dicho, el esfuerzo calculado de los espárragos de un motor standard será mucho menor al de un motor modificado, requiriendo aumentar su resistencia, lo cual se logra incrementando el diámetro y el material de ellos, siguiendo el procedimiento requerido, en el caso de pernos, se deberá aumentar el diámetro de ellos, aumentando consecuentemente el orificio en el cabezote y aumentando el diámetro de rosca en el bloque de cilindros.

En el caso de utilización de espárragos de ajuste, se deberá utilizar el mismo procedimiento, calculando correctamente la sobremedida de ellos, contando con el espacio para la dilatación, lo cual permite al cabezote evitar un atascamiento en el montaje y desmontaje, adicionalmente se puede diseñar un sistema de guías para centrar el cabezote sobre el bloque de cilindros, debido a que podría producirse deslizamiento de las dos superficies, tomando en cuenta también que los orificios del empaque del cabezote destinados al paso de los pernos y espárragos deberán también ser modificados.

Así mismo, los pernos y espárragos de sujeción del eje de levas, múltiple de admisión y de escape deberán ser revisados, cambiándolos también si se realizan modificaciones de las partes originales. Esta precaución se la debe tomar en especial si se modifican los resortes de las válvulas, la altura de empuje del eje de levas o algunas otras que vayan en un aumento de esfuerzo de los pernos o espárragos originales.

Se puede ver un ejemplo en la modificación de ellos.

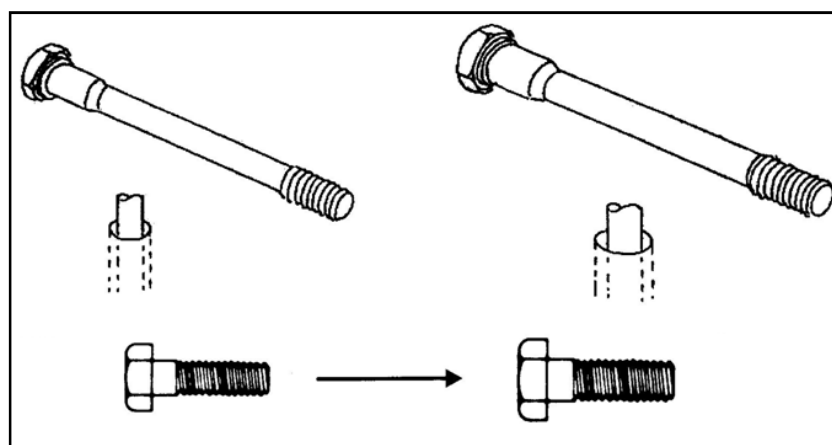


Figura 2.67: Modificaciones de los pernos y espárragos de un cabezote

2.9.14 EL BLOQUE DE CILINDROS

2.9.14.1 PULIDO INTERIOR DEL BLOQUE

Este trabajo consiste en pulimentar las paredes internas del bloque por las que puede ser proyectado aceite y dejarlas lo más lisas y uniformes posible, el pulido interior de los bloques se efectúa con la ayuda de una muela portátil muy pequeña, de mando flexible, del tipo de las llamadas rotaflex. Existen diversos tipos de muelas y de numerosos grados de grano.

La finalidad de este trabajo es que el bloque de cilindros en sus paredes internas dispongan de superficies lo más lisas y pulidas posibles, eliminando todas las rugosidades propias de la fundición de fábrica ya que esto permitirá que el aceite que circulan o salpican a estas paredes tenga tendencia natural a volver lo antes posible al cárter, en la parte inferior, con ello se consigue, dado el menor tiempo de presencia del aceite muy caliente en esta zona, que el bloque rebaje su temperatura de funcionamiento, así como que el volumen de aceite que se refrigera, dando como resultado el motor funcionará así bajo un índice de temperatura proporcionalmente más moderada.

Por otra parte, también el aceite, al trabajar más frío de origen, conserva mejor su viscosidad y se muestra más efectivo en sus funciones de engrase y también como refrigerante.

2.9.14.2 RECTIFICADO DEL PLANO DE LA SUPERFICIE SUPERIOR

Esta operación lleva a un aumento de relación de compresión con lo cual se consigue que los pistones sobresalgan discretamente de esta misma superficie y produciendo una disminución del volumen de la cámara por lo cual se deberá proceder a rebajar la superficie superior del bloque una medida previa calculada con la mayor exactitud, este trabajo hay que encomendarlo a un taller provisto de una máquina rectificadora.

Si la cantidad a rebajar es importante, previamente se pasa el bloque por una fresadora y luego por la rectificadora, hasta conseguir el rebaje exacto para toda la superficie que se ha solicitado.

2.9.14.3 RELACIÓN DE COMPRESIÓN AUMENTADA CON LA RECTIFICACIÓN DE LA SUPERFICIE PLANA DEL BLOQUE DE CILINDROS

Cuando se requiere rectificar la superficie plana del bloque de cilindros, debido a una deformación, o simplemente porque se desea aumentar la relación de compresión del motor, se necesitará posteriormente volverla a calcular.

Este tipo de trabajo se puede realizar, teniendo mucho cuidado de que el pistón no choque contra el cabezote, ya que en la mayoría de motores el pistón corona al cilindro, lo que significa que el canto superior del pistón, estando en Punto Muerto Superior está exactamente a la misma altura tope de los cilindros.

Por esta razón esta modificación deberá ser realizada con mucho cuidado, teniendo en la mayoría de casos que modificar la cabeza del pistón, para evitar el choque, no solamente sobre el cabezote sino sobre el mismo empaque.

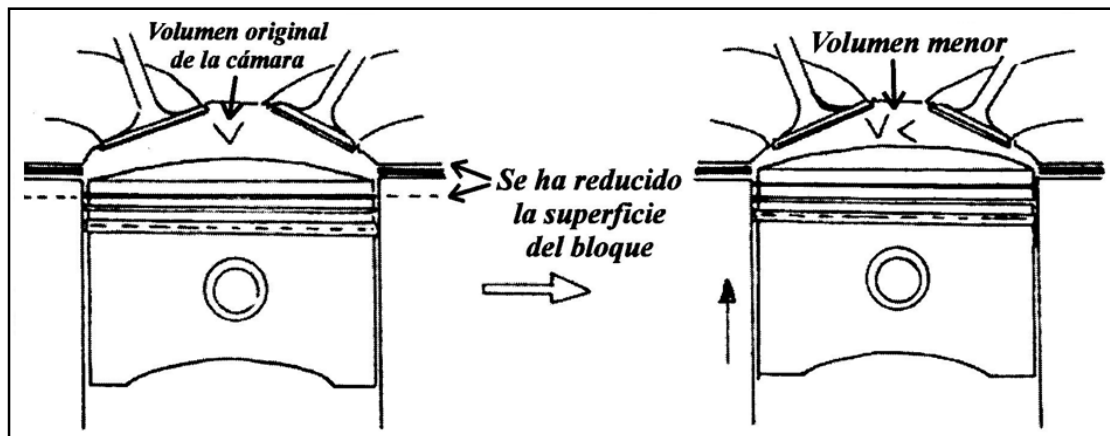


Figura 2.68: Rectificación de la superficie plana del bloque de cilindros

2.9.14.4 PERNOS Y ESPÁRRAGOS DE AJUSTE

Podemos mencionar a los pernos y espárragos de los alojamientos de bancada, de los alojamientos de biela, los pernos del volante de inercia, de la polea del cigüeñal y todos los relacionados con las funciones importantes de comando. La intención es doble, es decir, mejorar las características de sujeción y alivianar en lo posible el peso de cada uno de ellos, en especial en los relacionados con las partes móviles, lo que permitirá elevar el número de revoluciones del motor, quitando los esfuerzos causados por la inercia.

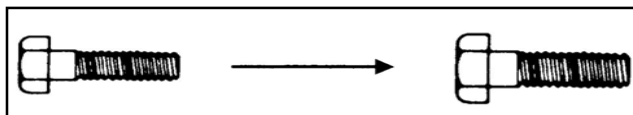


Figura 2.69: Modificación de los pernos y espárragos de ajuste

2.9.14.5 MODIFICACIÓN DE LOS PERNOS DE BANCADA

En un motor de serie, generalmente se los ha diseñado para que las tapas de bancada estén sujetas con un solo perno a cada lado, pero se puede modificar esta estructura original, si instalamos pernos laterales de sujeción, que evitan movimiento lateral y deslizamiento de estas tapas, como lo podemos apreciar en la figura 2.70.

Adicionalmente se pueden instalar guías de centrado entre el cuerpo y la tapa, evitando también de esta forma el movimiento y deslizamiento.

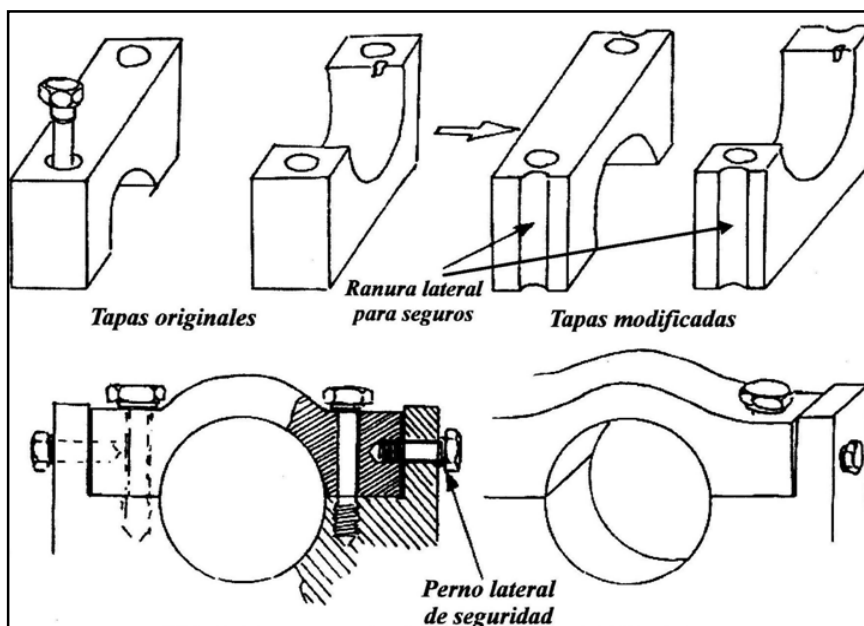


Figura 2.70: Pernos y guías laterales en las tapas de bancada

2.9.14.6 MODIFICACIÓN DE LA DISTRIBUCIÓN EN SU TAPA DELANTERA

Esta modificación requiere un buen estudio de posibilidades, ya que se trata de cambiar casi totalmente las características originales de diseño.

Se la puede realizar cuando se quiere cambiar un sistema de distribución de cadena por un sistema de banda dentada, por ejemplo, para lograr alivianar pesos, para cambiar el comando del eje de Levas desde el Bloque de cilindros al cabezote o simplemente para permitir mayor acceso al sistema.

Cuando el eje de levas que es movido por cadena, se lo cambia a un sistema de banda dentada, y para ello se requerirá taponar los conductos de lubricación originales, evitando así fugas del lubricante hacia la distribución modificada. Para realizarlo, se diseña una tapa apropiada, instalando un retenedor de aceite tanto en el eje cigüeñal, como en el eje de levas.

Se debe tomar en cuenta el resto de transmisión de movimiento a la bomba de agua, alternador, ventilador, aire acondicionado (en el caso de mantenerlo) o la transmisión a elementos adicionales extras, como el comando a una bomba hidráulica de dirección o para una bomba de inyección mecánica.

En estos casos de modificación, se deberá realizar un diseño previo de todos y cada uno de los elementos que deben estar girando, con sus distancias exactas, su alineación respectiva y sus elementos tensores de bandas, cuando se diseña el comando del eje de levas hacia el cabezote, suponiendo que se haya diseñado ya el comando superior de válvulas, también se necesitará realizar un diseño exacto del comando de la banda de distribución, similar al caso anteriormente explicado.

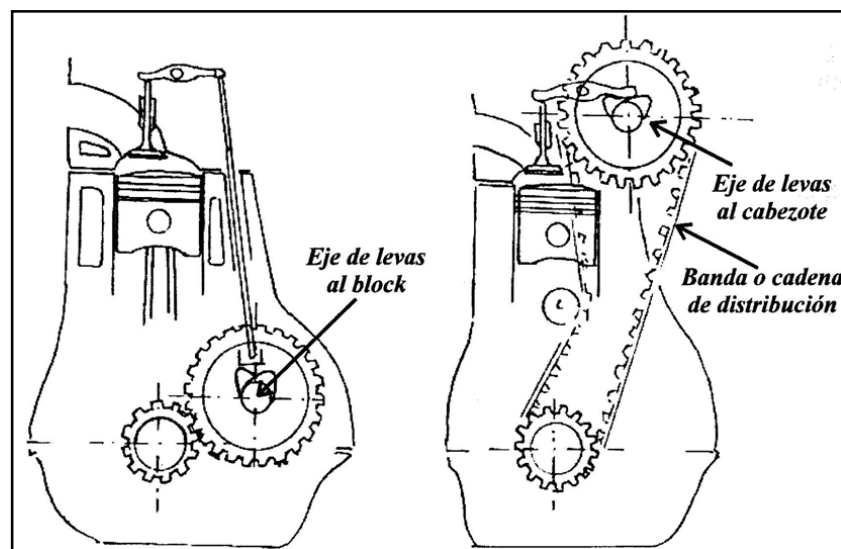


Figura 2.71: Variación en la distribución del motor

2.9.14.7 SISTEMA DE LUBRICACIÓN EN EL BLOQUE DE CILINDROS

Si el motor que se está modificando deberá girar a mayor número de revoluciones, soportar mayor compresión en sus cilindros, mayor temperatura de funcionamiento, se requerirá también mejorar el sistema de lubricación de estas partes móviles, elementos de mayor importancia en el motor, para evitar desgastes prematuros, manteniéndolos lubricados adecuadamente, inclusive en altas revoluciones.

Para ello se recomienda aumentar el tamaño de la bomba de aceite, la cual nos dará mayor caudal, aunque los valores de presión se mantengan similares a los del motor original.

Este mayor caudal será necesario distribuirlo convenientemente en las partes móviles y luego repartirlo hacia el resto del motor, pero tomando en cuenta que el primer elemento que debe estar lubricado debe ser el eje cigüeñal y el conjunto de bielas.

Para lograrlo, se pueden retirar los tapones originales del bloque, los cuales taponan los conductos o nervios de lubricación para los cojinetes de bancada, pudiendo taladrarlos a un mayor diámetro, limpiarlos convenientemente para evitar los residuos del material desprendido y taponándolos nuevamente, necesitando posiblemente reemplazar estos tapones por otros de mayor diámetro.

También se recomienda agrandar el conducto principal de alimentación desde la bomba de aceite hasta este conducto, puliendo las rebabas de la fundición, dando mayor facilidad al flujo del aceite.

Por último, se puede agrandar convenientemente los conductos de distribución para los orificios de bancada, para que este lubricante llegue a ellos sin restricciones.

En muchos casos, dependiendo de la estructura original del motor, pensando también en mejorarla, se podrá cambiar la posición de la coladera de aceite del cárter y de la misma bomba, para con ello lograr que la alimentación de la lubricación llegue de una mejor forma a todos y cada uno de los conductos de bancada, ya que

en algunos casos uno queda muy cercano y el último o más alejado recibe ya muy poca lubricación. Como el cigüeñal es el elemento encargado de pasar la lubricación de bancada hasta los codos de biela, se debería mejorarlos también, para que la lubricación sea lo más eficiente posible.

También se debe trabajar en los conductos de lubricación del eje de levas y de los propulsores de válvulas cuando estos están también alojados en el bloque de cilindros, utilizando el mismo criterio.

2.9.14.8 LOS CILINDROS DEL MOTOR

Es otro de los elementos muy importantes del motor, ya que dentro de ellos se deslizan los pistones y también se realizan los procesos de la combustión.

Como entenderemos, el cilindro original de un motor es bastante difícil de cambiarlo, a menos que el bloque de cilindros esté construido de camisas cambiables, porque al formar parte de la misma fundición del bloque, solamente se los podrá mejorar encamisándolos o dándoles un tratamiento térmico, trabajos que solamente los podrá realizar un taller especializado.

2.9.14.9 MATERIALES

El material básico es la fundición de Hierro, material que por su costo obliga a un motor de serie a abaratarlo. En el caso de mejoras, se podría utilizar camisas secas de altas aleaciones aceradas, que tienen características superiores al anterior, pero que requieren del maquinado de los orificios básicos del bloque, agradándolos, para luego ingresar el cilindro postizo.

Este trabajo, que normalmente se lo realiza cuando un bloque ya no tiene sobremedidas por exceso de desgaste, o por algún daño que se ha producido en alguno o todos los cilindros, es posible hacerlo en caso de una modificación.

En la figura 2.72 se puede ver el proceso para encamisar un cilindro.

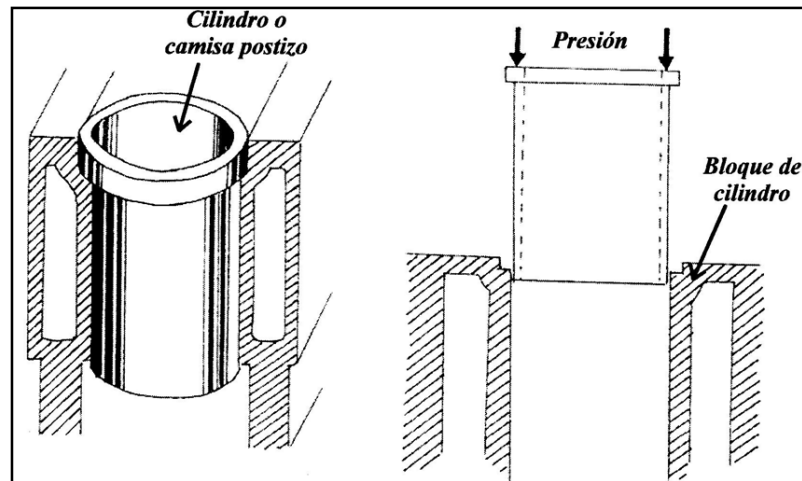


Figura 2.72: Forma de encamisar un cilindro

2.9.14.10 MODIFICACIONES EN LOS CILINDROS

Se pueden realizar algunas modificaciones, todas ellas buscando mejoras de las características originales del motor, pero realmente muy limitadas, por su propia estructura.

Una modificación que es posible dijimos es encamisar los cilindros, con camisas secas de mejor aleación, lo que da una mejor resistencia al desgaste.

También es posible cromar los cilindros, para usar anillos de pistón de material suave, pero este proceso, además de requerir un taller muy especializado, se lo debe realizar con mucho cuidado.

Otra posible modificación en el cilindro es recortar parte de su superficie superior para evitar que una válvula de mayor diámetro (cuando ha sido modificada de la estructura original) pueda chocar con él, como podemos apreciar en la figura.

Este sector cortado o fresado se lo realiza solamente en su parte superior, sin afectar al deslizamiento del pistón ni de los anillos, ya que estos últimos no trabajan en esta parte.

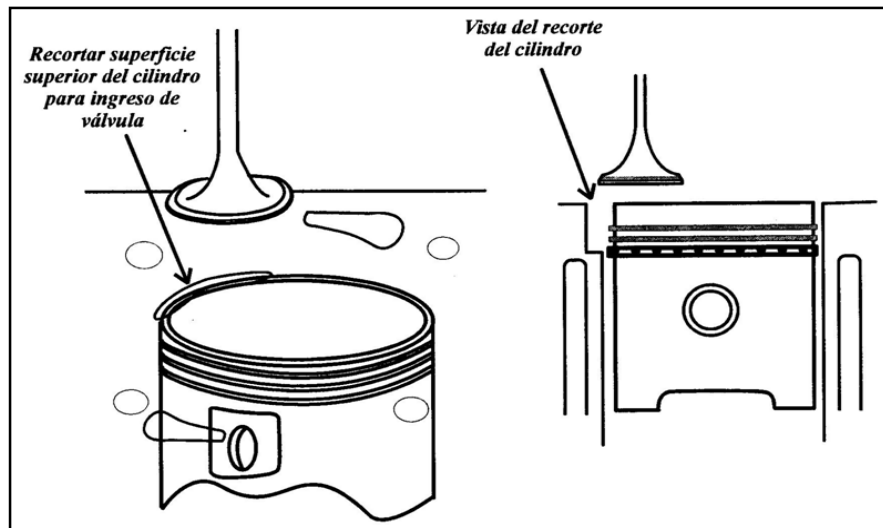


Figura 2.73: Recorte de una sección del cilindro, como alojamiento de la válvula

2.9.14.11 LAS CAMISAS DE LOS CILINDROS.

Existen tres tipos de montajes del cilindro con respecto al bloque que lo sostiene, son los siguientes:

- Cilindro integrado en el material del bloque
- Camisas secas
- Camisas húmedas

El sistema de la implantación de camisas es el más utilizado en la actualidad, pero vamos a referirnos a los tres sistemas y a sus posibilidades de actuación desde el punto de vista de su preparación para los motores de competición.

2.9.14.12 CILINDRO INTEGRADO EN EL MATERIAL DEL BLOQUE

Una solución utilizada desde muy antiguo es aquella en la que el cilindro se encuentra labrado en el mismo material del bloque. Ésta es la disposición que podemos ver en la figura 2.74.

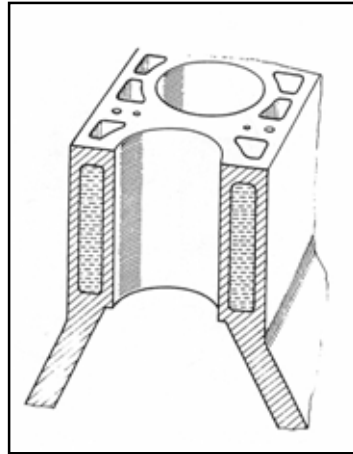


Figura 2.74: Bloque con los cilindros integrados

La característica más sobresaliente de este sistema consiste en la posibilidad de realizar un número de operaciones de rectificado del cilindro que puede establecerse en cuatro oportunidades. Por otra parte, el sobredimensionado del que puede disponerse es del orden de los 0,25 mm para cada rectificado, lo que da una idea de sus posibilidades y ventajas.

Sin embargo resulta mucho más práctico hacer los cilindros en forma de camisas, de modo que se sustituyan éstas con facilidad cuando el motor tiene un desgaste o una irregularidad en la superficie por donde se desliza el pistón.

2.9.14.13 CAMISAS SECAS

El sistema de utilización de camisas o cilindros postizos que se aplican sobre el material del bloque comporta extraordinarias ventajas, entre las que cabe destacar la posibilidad de que un mismo bloque dure tanto como se desee, pues al tener que hacer los rectificados basta con cambiar las camisas y ajustarlas a los pistones que van a trabajar dentro de ellas. De este modo podemos hacer camisas de materiales mucho más resistentes y con mayores ventajas para su engrase y duración, mientras el bloque puede ser de un material más barato y con menores costos de mecanización.

El tipo de camisa seca adquiere una forma de montaje semejante a la que nos muestra la figura 2.75.

Estas camisas se hallan insertadas en el material del bloque por un ajuste a presión y

para su desmontaje se requiere una prensa hidráulica de puente con una capacidad de trabajo que oscile alrededor de las 60 toneladas, según el diámetro de las camisas.

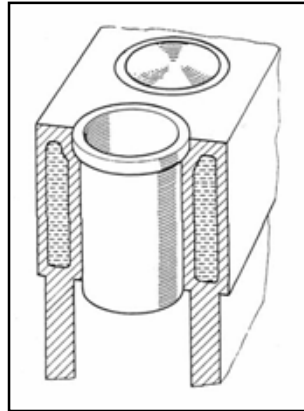


Figura 2.75: Camisa seca típica insertada en el material del bloque

2.9.14.14 CAMISAS HÚMEDAS

Las camisas húmedas están en contacto con el líquido de refrigeración de la forma que se puede apreciar en la figura 2.76.

La refrigeración del cilindro es ahora más directa y también resulta más fácil el desmontaje y montaje de este tipo de camisas, pero su fijación no resulta tan segura y robusta como es con el uso de las camisas secas.

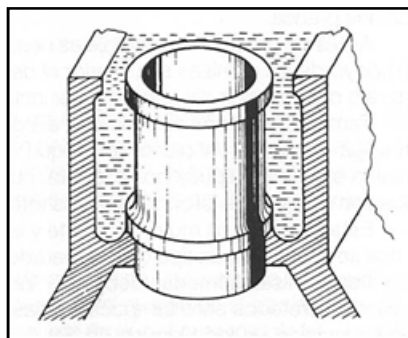


Figura 2.76: Camisa húmeda montada en el bloque de cilindros

Por regla general estas camisas se instalan en los bloques de cilindros cuando éstos se encuentran completamente terminados, tanto en sus diámetros externos como anteriormente. Si existiera una fijación excesivamente rígida entre las camisas y sus alojamientos sería fácil que se produjeran

deformaciones que daría como resultado el gripado de los pistones cuando estos se dilatarán o incluso una gran dificultad para su montaje cuando la deformación es muy importante.

2.9.15 RECTIFICACIONES Y SOBREMEDIDAS

En una rectificación normal de un motor, cuando existe demasiado desgaste de sus cilindros, se requiere agrandar hasta la próxima sobremedida o hasta dos sobremedidas, dependiendo de la cantidad del desgaste que se ha presentado en el cilindro, para lo cual se rectifica la superficie, para luego "bruñirla". La rectificación aproxima el diámetro del cilindro terminado, pero la bruñida la finaliza y le da el acabado y la medida exacta.

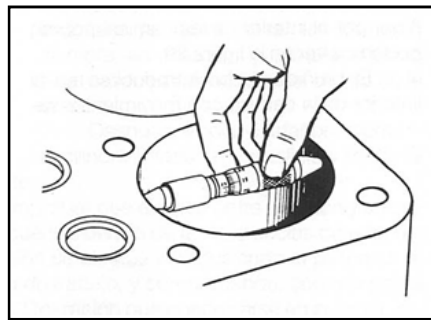


Figura 2.77: Comprobación del diámetro interior del cilindro por medio de un micrómetro de interiores

Generalmente se debería pasar de la medida standard hasta 0.25 mm más que la medida original (0.010 pulg), luego a la segunda que sería de 0.50 mm (0.020 pulg), después a la tercera de 0.75 mm (0.030 pulg) para llegar a la última de 1.0 mm (0.040 pulg), a pesar de que existen constructores que llegan solamente a una segunda sobremedida y otros llegan hasta seis sobremedidas, todo esto dependiendo de la calidad, el diseño y la concepción de los materiales del bloque de cilindros, cuando se realizan modificaciones no se requieren seguir necesariamente estos parámetros, ya que se pueden obviar las medidas si se desea cambiar pistones por ejemplo o si se desea aumentar el cilindraje o volumen total del motor. Por ello se puede agrandar hasta límites superiores a los recomendados, pero con el riesgo de malfuncionamiento, fisuras y recalentamiento del motor modificado.

También depende esta modificación de la calidad y espesor de las paredes del bloque de cilindros, por lo tanto será muy importante revisar hasta qué punto se puede agrandar el diámetro de ellos, sin ocasionar un daño al motor.

Cuando se encamisa con cilindros postizos, es posible, con un buen trabajo llegar a obtener una buena modificación, sin poner en riesgo al bloque, pero este trabajo y los anteriores se deberá realizar en un taller especializado, con la correcta inspección del preparador.

2.9.16 AJUSTAR EL CILINDRAJE DEL MOTOR

Una vez realizado las rectificaciones en los cilindros o en las camisas se deberá tener en cuenta que se realizo un aumento de cilindrada por lo cual mediante los cálculos ya mostrados al inicio de este capítulo se los debe realizar para determinar tal incremento y verificar si este incremento significa un cambio de categoría en el caso de competir por medio de reglamentación.

2.9.17 RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIADA AL MODIFICAR EL CILINDRAJE TOTAL DEL MOTOR

Cuando aumentamos el cilindraje total del motor, sin haber modificado la cámara de combustión en el cabezote, automáticamente aumentamos la relación de compresión, debido a que el volumen del cilindro es mayor.

Cuando esto sucede y no se requiere aumentar la relación inicial, es decir manteniendo la relación de compresión original, se deberá agrandar la cámara en el cabezote, aumentar el espesor del empaque o utilizar un pistón de cabeza baja, cóncava o de menor penetración en la cámara.

Pero si deseábamos aumentar el cilindraje y adicionalmente aumentar la relación de compresión, deberemos recalcularla, ya que ha variado con este aumento de cilindraje, y para ello deberemos seguir los procedimientos antes mencionados.

2.9.18 LUBRICACIÓN DE LOS CILINDROS

Una parte muy importante mejora podría ser el lubricar de mejor manera a los cilindros, para que el deslizamiento de los pistones sea el mejor, sin ocasionar desgaste ni agarrotamiento.

Una de ellas se indicó cuando hablaremos de las perforaciones en las faldas de los pistones, lo cual además de lubricarlos, no permitían el rozamiento contra los cilindros.

Como mejoras podemos también mencionar a los taladros realizados en los cuerpos de biela el cual se aclarara de mejor manera posteriormente, a través de los cuales se inyecta un pequeño chorro de aceite hacia los cilindros, taladros que algunos motores ya lo tienen diseñados de serie.

2.9.19 REFRIGERACIÓN MEJORADA

Para enfriar mejor a los cilindros de un bloque modificado, es conveniente dar mayores facilidades al refrigerante (no solamente agua) para que permita una mejor circulación entre cilindros, desde los cilindros hasta el cabezote y hacia los conductos de salida del refrigerante caliente. Para ello se necesita agrandar los conductos, quitar las aristas que se forman en la misma fundición, quitar en lo posible las rugosidades en los bordes de los conductos, tanto del bloque de cilindros como del cabezote.

Para realizar este trabajo, es recomendable colocar el empaque del cabezote sobre la superficie del bloque, señalar las partes a ser removidas, se retira el empaque y se inicia con la remoción del material en exceso, agrandando todos los conductos, los cuales darán más facilidad al refrigerante durante su circulación.

Es recomendable también agrandar los orificios de comunicación en el empaque mismo, hasta una medida suficiente, sin perjudicar su estructura, pero permitiendo un paso libre entre el bloque de cilindros y los conductos del cabezote, así como los conductos principales de entrada y salida del refrigerante.

2.9.20 LOS PISTONES



Figura 2.78: Juego de pistones Standard

Es tal vez el elemento del motor que está expuesto a los mayores esfuerzos tanto térmicos como mecánicos en un motor de combustión interna, por lo que su modificación debe ser realizada con mucha atención, el pistón cumple a la vez con tres funciones de máxima importancia. De una parte, hace la función de pared móvil del cilindro; de otra, transmite a la biela la fuerza generada por la expansión de los gases en la cámara de combustión; y de otra, ha de ser capaz de impedir que los gases quemados pesen al interior del motor, a continuación veremos un dibujo que muestra un pistón junto con sus aros y su bulón o eje de pistón.

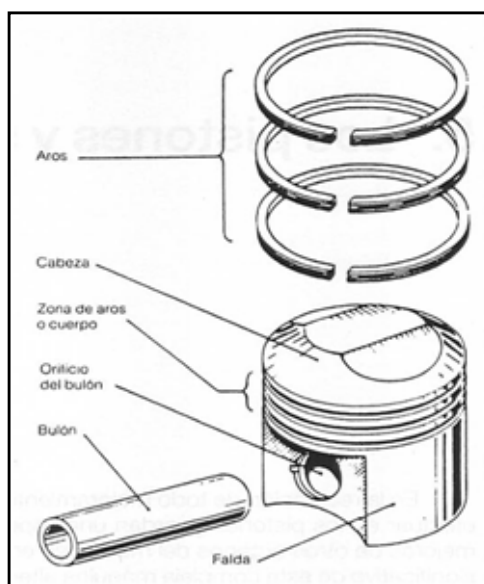


Figura 2.79: Conjunto pistón, aros y bulón

Existen muchos fabricantes de pistones que han mejorado notablemente las características básicas de ellos, pero por lo general resulta muy difícil conseguir en el mercado un juego de pistones modificado, a menos que se busque un taller o un proveedor especializado, ya que el diseño de ellos requiere una maquinaria muy compleja; como sabemos, las medidas del pistón, sus características de dilatación y su resistencia son elementos que requieren de un alto diseño y calidades de material.

Al momento de determinar el diámetro del pistón se piensa en obtener o tener la máxima estanqueidad posible, y aquí un factor muy importante a tomar en cuenta es la dilatación ya que por efectos de temperatura, el pistón llegara a tener mayor diámetro, en busca de esta estanqueidad lo que se hace es que el pistón sea exactamente del mismo diámetro que el cilindro (salvo una pequeña tolerancia) y como que las temperaturas a soportar son diferentes y también lo son los efectos de la dilatación, las medidas de los diámetros de un pistón son diferentes desde la cabeza hasta la falda.

A continuación veremos las temperaturas que enfrenta el pistón:

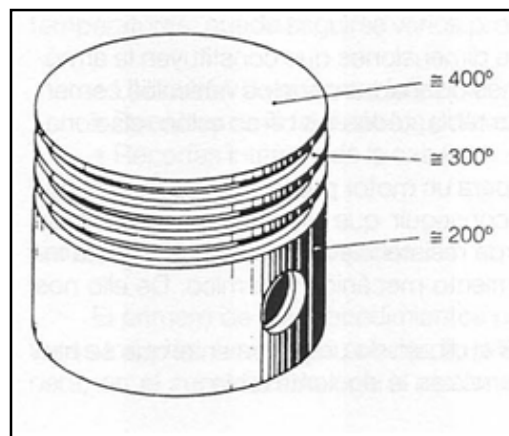


Figura 2.80: Temperaturas Orientativas que debe soportar cada una de las partes de un pistón en sus principales zonas de trabajo

Cuando un motor se prepara para competir, una de las mejoras más necesarias y utilizadas consiste en aumentar la relación de compresión, por medio de los pistones, lo que origina de inmediato un aumento de la temperatura de funcionamiento. Por consiguiente, el pistón cambia sus condiciones de trabajo, lo que hay que tener en cuenta para estar de acuerdo con los nuevos valores de dilatación que van a producirse.

2.9.20.1 PISTONES MEJORADOS STANDARD

Los pistones estándar de cada tipo de motor, permiten bajos ciertos parámetros un mejoramiento de sus condiciones, para lograr una mayor potencia del motor, valiéndose de procedimientos que detallaremos a continuación.

2.9.20.2 TRABAJOS PRÁCTICOS DE REDUCCIÓN DEL PESO DE LOS PISTONES

Supuesta una misma cilindrada, para aumentar la potencia es necesario aumentar el régimen de giro de un motor y para ello es preciso un aligerado de las masas que están en constante movimiento para cumplir las exigencias del ciclo, y una de las masas más comprometidas es precisamente, el pistón.

Para conseguir rebajar el peso de unos pistones standard que, sin embargo, no pueden debilitarse demasiado, pues van a estar sometidos a mayores presiones y mayores temperaturas, puede seguirse varios procedimientos, que serán los siguientes:

- Recortes de la falda de los pistones
- Recortes internos de la cabeza

Estas variaciones podrían mejorar las características de funcionamiento, ya que si se utilizan pistones de otra marca de vehículo, estos podrían tener ya las modificaciones que requerimos; solamente será necesario revisar cuidadosamente estas diferencias, para que sean completamente aprovechadas.

2.9.20.3 RECORTES EN LA FALDA DE LOS PISTONES

Consiste en la reducción del material de la zona de la falda, con lo que, además de una reducción de peso, se consigue una disminución de la superficie de fricción con las paredes del cilindro.

Un ejemplo de este sistema lo tenemos en la figura 2.81, en la que el pistón de serie (A) ha sido recortado por la parte de su falda, quedando como se aprecia en (B).

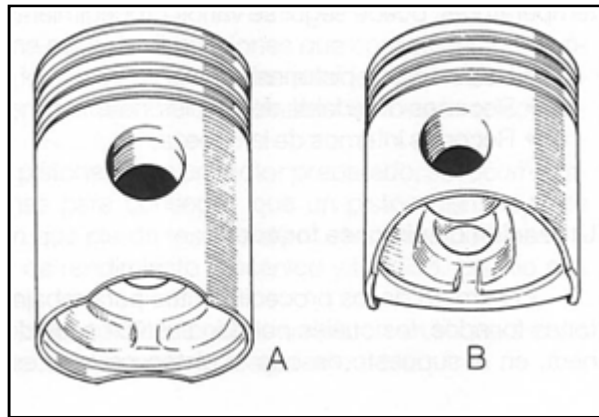


Figura 2.81: Ejemplo de dos pistones, uno de ellos (A) de serie, mientras el segundo (B) es el mismo, pero después de haberlo trabajado en su falda para aligerarlo

Este trabajo se ha efectuado, sencillamente, cortando la falda del pistón en redondo, a una distancia de unos 4 a 5 mm por debajo de los muñones del alojamiento del eje de pistón. Este trabajo puede ser iniciado con un torno y acabado a mano.

El pistón B quedaría, una vez montado en el cilindro, deficientemente guiado a través de las paredes del cilindro y actuaría el borde superior del cuello de los aros en forma de cuña en los momentos de mayor oblicuidad de la biela. Este importante defecto puede ocasionar, además del campaneó, un ahusamiento que deformaría las paredes del cilindro después de haber recorrido el vehículo unos cuantos cientos de kilómetros. Un sistema, pues, nada aconsejable.

La forma más conveniente de proceder a la modificación de las faldas de los pistones para obtener de ellos un rendimiento verdaderamente satisfactorio, consiste en darles, en las zonas de ataque, guía suficiente para que se desplacen correctamente por el interior del cilindro y no cabeceen.

La longitud de la falda puede ser, como mínimo, 1,1 veces el diámetro del pistón. Manteniendo esta cota se recorta el material de las zonas laterales no sometidas a empuje, con lo que se obtiene una estructura de pistón semejante a la presentada en la figura 2.82, es decir, en forma de émbolo-patín.

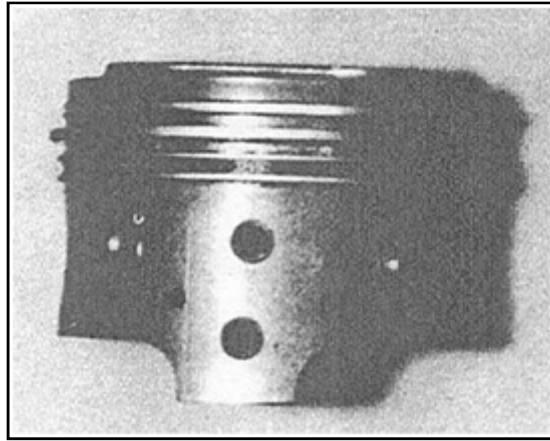


Figura 2.82: Pistón recortado en la falda y manteniendo la estructura de embolo-patín para asegurar el guiado de la pieza en el interior de las paredes del cilindro

Todas las operaciones de este tipo de recortado deberán empezar por la confección previa de una plantilla, que podemos hacer con cartulina, en la que dibujaremos una zona correspondiente a la forma y cantidad de material que deseamos cortar.

Una vez cortado el primer pistón la plantilla deberá servirnos para hacer exactamente la misma operación en los restantes pistones, de modo que todos tengan la misma forma cuando el trabajo se dé por finalizado.

Durante el trabajo de recortado de las faldas (como en todo trabajo de aligeramiento de estas masas) se deberá controlar con sumo cuidado el peso del pistón resultante con frecuentes pesajes, sobre todo cuando nos acercamos a la forma final definitiva. Se necesitará una balanza de precisión, capaz de detectar, como mínimo, diferencias de medio gramo.

Cuando todos los pistones estén trabajados se procurará que todos pesen exactamente lo mismo que el menos pesado. A este respecto, una diferencia final superior a los 2 gramos entre el más pesado y el más ligero puede tolerarse, pero el trabajo bien hecho consiste en conseguir un peso y una forma exactamente iguales para todos los pistones.

En lo que respecta a la superficie exterior de los pistones, algunos preparadores tratan de mejorar el engrase a base de practicar en las paredes una serie de orificios ciegos, cuyo diámetro varía entre los 2 y los 4 mm, con el fin de que en

ellos quede aprisionado el aceite que se proyecta sobre la parte baja de la pared de los cilindros cuando el pistón baja y lo devuelva a las paredes en la zona más alta del mismo. De esta manera se efectúa un engrase adicional que mejora las condiciones de funcionamiento de la pieza móvil.

El objetivo fundamental de este trabajo consiste en asegurar el engrase, sobre todo cuando el motor está frío, durante la puesta en marcha y durante la marcha a ralentí.

Téngase en cuenta que un motor al que le aumentamos la potencia deberá girar a mayor número de rpm y entonces el régimen de ralentí puede quedar fácilmente por encima de las 2.000 rpm. En este momento es cuando los taladros cumplen principalmente con su misión. En la figura 2.83 puede verse un juego completo de pistones con su correspondiente biela, totalmente elaborado, destacando el recorte de las faldas y la presencia de los orificios de engrase adicional descritos.

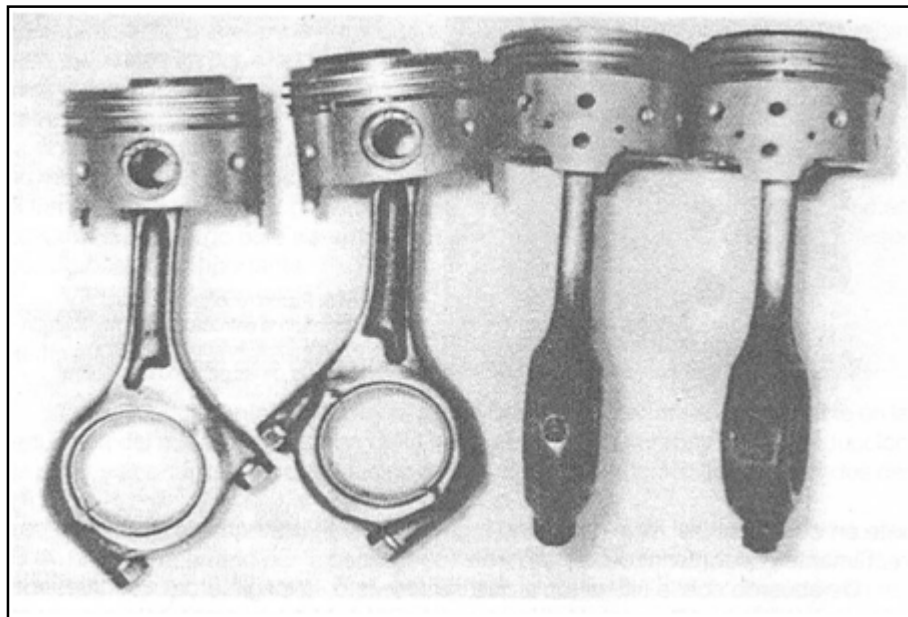


Figura 2.83: Conjunto de pistones y bielas después de haber sido aligerado y preparado para un motor de competición

Por supuesto, cuando se escoja este procedimiento de aplicación de orificios de engrase, este trabajo deberá primero dibujarse en una plantilla para que todos los pistones dispongan de estos taladros exactamente en el mismo lugar relativo de su superficie. Los taladros deben ser exactamente iguales y el peso resultante

encontrarse dentro de las indicaciones dadas para el recorte de las faldas.¹³

2.9.20.4 RECORTES INTERNOS DE LA CABEZA

Existe todavía otra posibilidad de aligeramiento de muchos pistones según la forma que presenten, a base de labrar el material excedente de fundición que queda en el interior de su cabeza y que los fabricantes no mecanizan. Un ejemplo de este tipo de trabajo lo tenemos en las figuras 2.84, 2.85, que muestran un pistón comercial en dos vistas diferentes y en donde la zona tramada corresponde a las partes en las que el material puede ser eliminado.

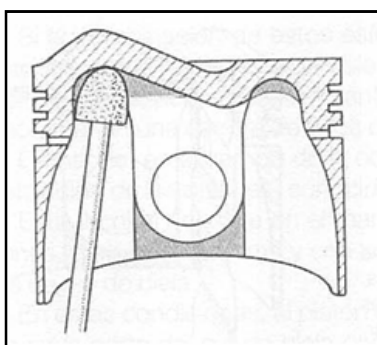


Figura 2.84: Forma de trabajar el aligeramiento de un pistón eliminando material interior con la ayuda de una fresa, las partes tramadas son las partes que es posible rebajar sin peligro de debilitar el pistón

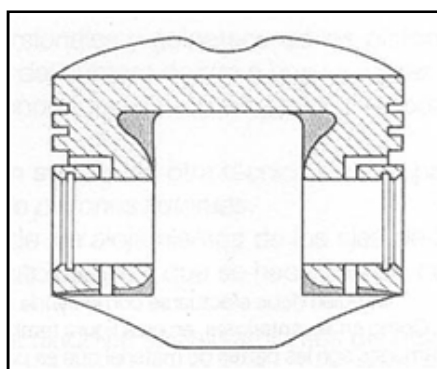


Figura 2.85: Otra vista del pistón de la figura anterior seccionada por la otra parte del eje del bulón, las partes tramadas son las partes de material que es posible rebajar

Todos estos trabajos es conveniente realizarlos con una fresa de mano, aplicada a una herramienta fija (por ejemplo, una taladradora), de modo que podamos tener

¹³ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 106

una referencia exacta del avance, lo que nos proporcionará una garantía de un mismo arranque de material para todos los pistones.

A continuación se tomará nota del avance dado a la taladradora, para hacer la misma operación exactamente igual en todos los pistones, además de realizar un constante control del peso durante la operación para seguir consiguiendo piezas iguales y del mismo peso cuando el trabajo se dé por finalizado. Si se tiene mucha práctica, este trabajo también se puede realizar con una broca (Figura 2.86), pero el resultado puede no ser tan preciso por este procedimiento.

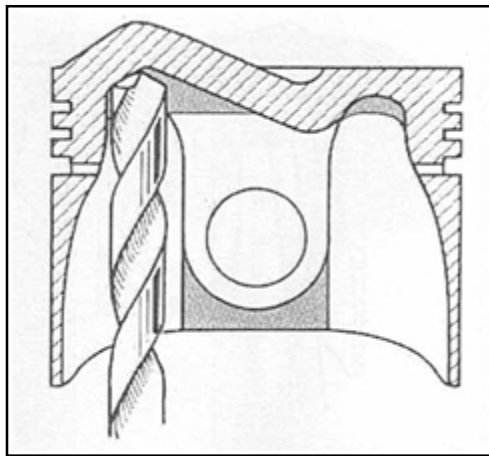


Figura 2.86: El rebaje interno también debe efectuarse con la ayuda de una broca. Como en las anteriores, en esta figura también las partes tramadas son las partes de material que es posible rebajar

2.9.20.5 UTILIZACIÓN DE PISTONES FORJADOS



Figura 2.87: Ejemplo de un pistón forjado

Para lograr una excelente modificación se construyen pistones forjados, que no son más que el resultado de un pistón, que además de ser fundido y centrifugado como es en el caso de los standard, se lo forja, como lo dice este término.

Adicionalmente, el material para este tipo de pistón ha requerido de un estudio más minucioso, adicionándole otros materiales que resistan mayores esfuerzos térmicos y de rozamiento.

El forjado del pistón permite concentrar o compactar mas las moléculas del material, logrando con esto crear un elemento muy resistente al esfuerzo térmico y mecánico al que está expuesto un motor modificado. Adicionalmente se logra alivianar al pistón en cierto grado, lo cual ofrece una gran ventaja en el motor, ya que se pierde bastante la inercia producida en el conjunto biela pistón, llegando a incrementar fácilmente las revoluciones de trabajo. Un pistón forjado puede tener también mejor diseño y mayor calidad de materiales, en adición al aluminio, el cual es la base de construcción de un pistón moderno. Por ejemplo se utilizan mayores porcentajes de Silicio, Cromo, Molibdeno, ganado con ello tenacidad y resistencia y mejores características de deslizamiento dentro del cilindro.

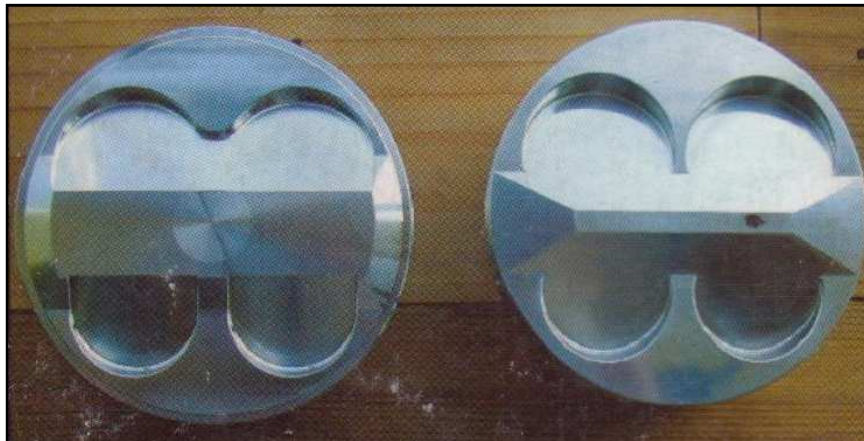


Figura 2.88: Pistones forjados con cabezas modificadas

Generalmente un pistón forjado no se lo vende en los almacenes corrientes, debido a su costo y a su calidad, pero se lo puede conseguir con un pedido especial al fabricante o a un proveedor especializado en este tipo de repuestos.

También se necesitarían anillos o rines especiales con la utilización de este tipo de pistón, ya que por lo general las características básicas cambian. Además que el

ancho de los anillos de pistón disminuyen considerablemente, en comparación con los instalados en los motores de serie. La tenacidad de estos anillos sobre las paredes del cilindro y la gran calidad del material permiten, junto al diseño del nuevo pistón, llegar a índices de compresión muchos mayores a los del diseño original del motor.¹⁴

2.9.20.6 RELACIÓN DE COMPRESIÓN MODIFICANDO LOS PISTONES

Se ha hablado extensamente ya de la forma de modificar la relación de compresión original del motor, inclusive al mencionar que uno de los procedimientos de hacerlo, es cambiando o modificando la cabeza del pistón. Entenderemos entonces que el pistón, al ser uno de los elementos que forman la cámara de combustión, será también uno de los elementos que al ser modificados, cambiarán automáticamente esta relación de compresión. Si se modifica la altura de la cabeza, su diámetro o su forma de cabeza, como por ejemplo si se utilizan pistones cóncavos, planos o convexos o alguna forma especial, como es el caso de pistones de alto rendimiento.

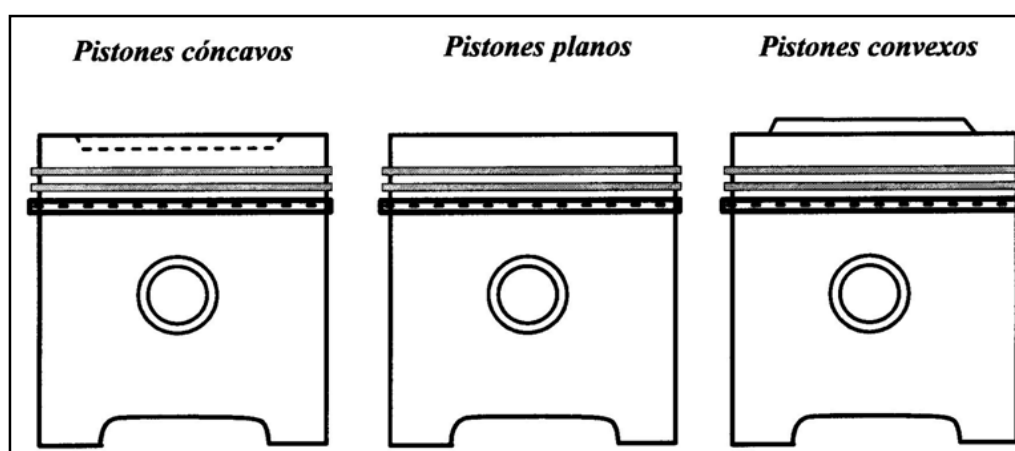


Figura 2.89: Pistones de baja, media y alta compresión

Como ejemplo diremos, que si un motor tiene de serie un pistón plano y deseamos subir el índice de compresión, deberemos instalar pistones convexos, los cuales están sobresaliendo del final del cilindro y se adentran en la cámara del cabezote. Estos pistones pueden tener su cabeza de forma esférica o cualquier otra forma de alto rendimiento.

¹⁴ EFRÉN COELLO SERRANO Preparación de motores de competencia. Pág. 52

Si deseáramos en el mismo ejemplo anterior reducir la relación o índice de compresión, deberemos instalar pistones más bajos que los instalados originalmente, es decir con una cabeza más baja o de forma cóncava, lo cual agranda la cámara total de combustión. Ahora, dependiendo de las necesidades en la modificación, deberemos utilizar el pistón apropiado, realizando el cálculo respectivo, que determine la relación ideal de compresión; esta relación nos dará por supuesto el resultado al cual queramos llegar, esto a través de la fórmula para calcular la relación de compresión que ya fue indicada anteriormente.

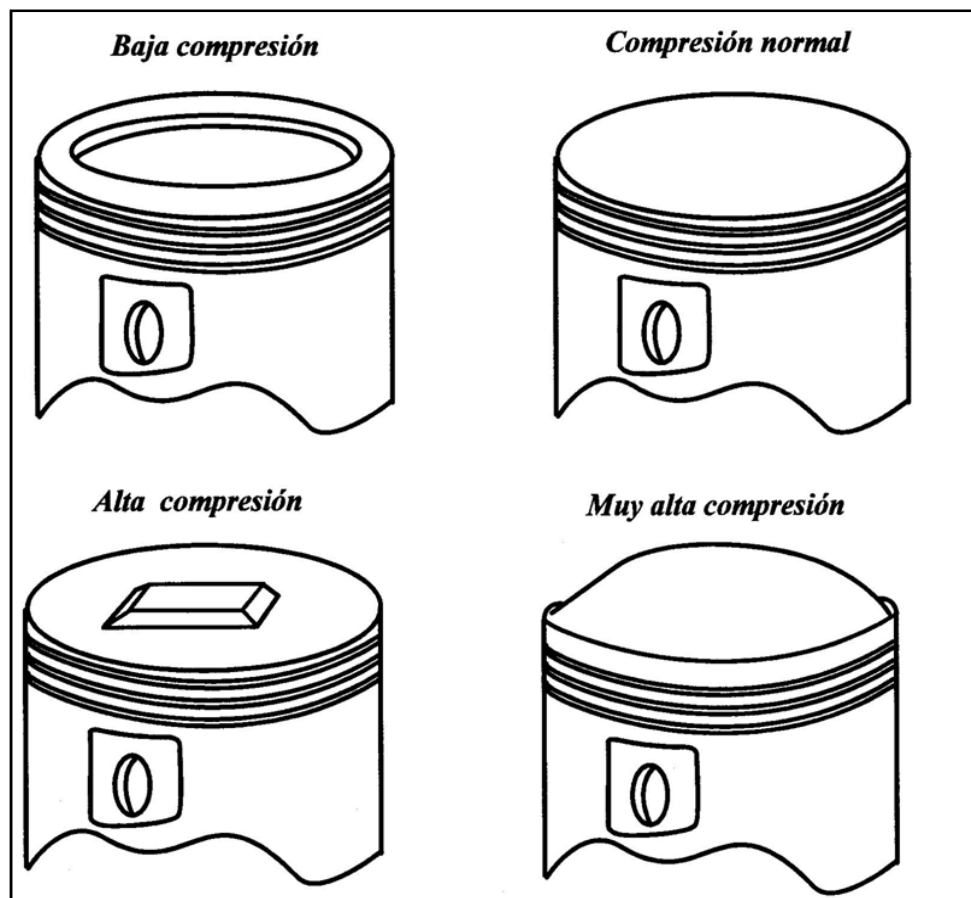


Figura 2.90: Modificar relación de compresión modificando pistones

2.9.20.7 LUBRICACIÓN DE LOS PISTONES

Al diseñar un motor, el fabricante ha tomado en cuenta muchos aspectos, para que todas y cada una de sus partes esté prestando el mejor servicio, y para ello se requiere una gran lubricación. Esta lubricación está considerada para condiciones normales de trabajo, pero en el caso de las modificaciones, los esfuerzos serán mayores aún, por lo que se necesitará mejorar estas características. Anteriormente ya se

hablo de perforar convenientemente en la falda del pistón para que el salpique del aceite de la biela y el retorno de aceite de los anillos rascadores logren lubricar estas paredes de la falda, lugar más alejado de la lubricación y debió a que es la parte más cercana al cilindro. También se puede perforar junto a los cubos del pistón para que el bulón o pasador se lubrique de mejor forma, esto cuando en el diseño original no se haya considerado necesario realizar estas perforaciones.

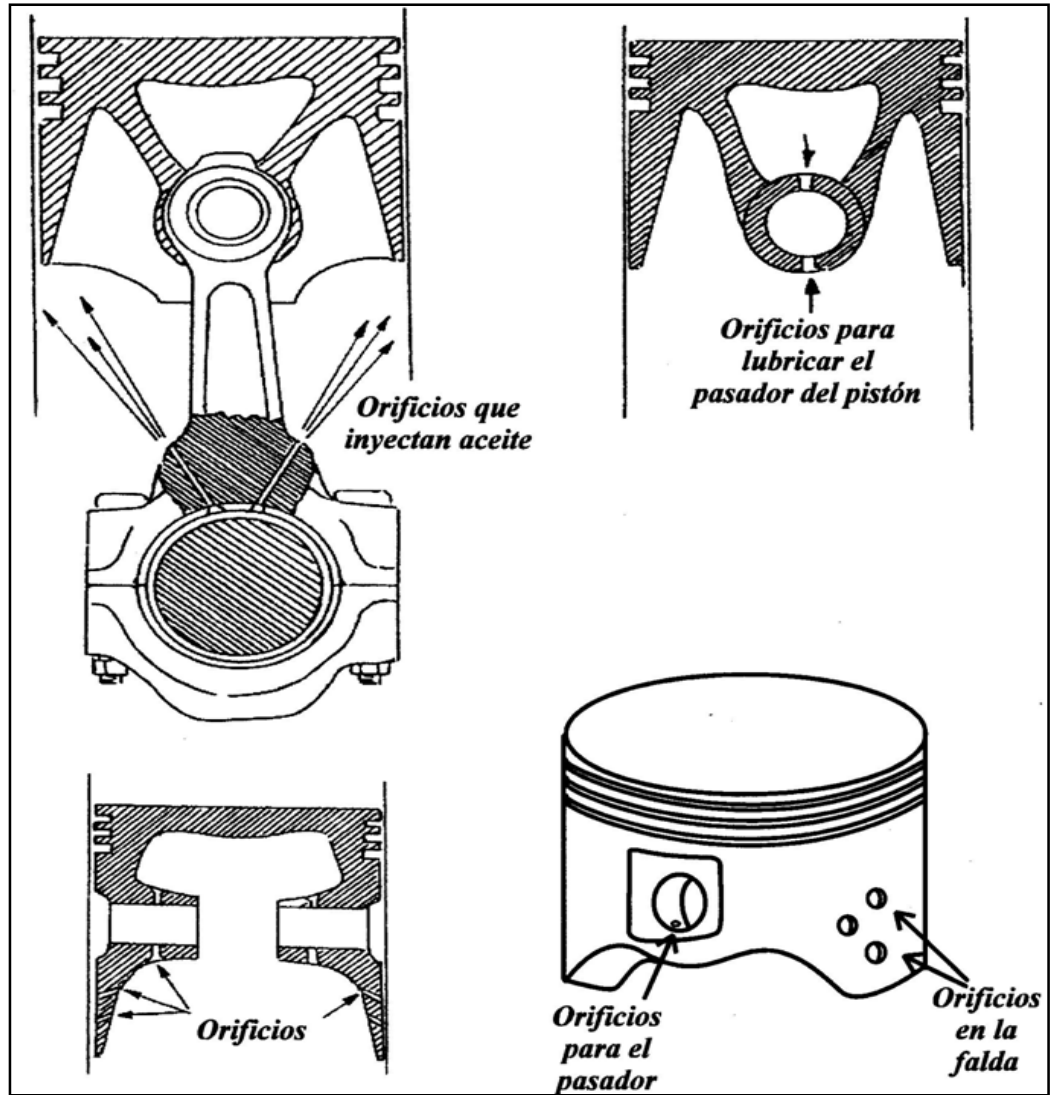


Figura 2.91: Lubricación en los pistones del motor

2.9.20.8 ELECCIÓN DEL JUEGO DE PISTONES A EMPLEAR

La obtención de unos pistones adecuados para el mejoramiento de un determinado motor no es cosa tan sencilla como pudiera parecer a primera vista. De hecho, la elección de unos pistones adecuados requiere especial atención a los puntos siguientes:

Primero: Diámetro de los pistones adecuado a las dimensiones de los cilindros.

Segundo: Alta calidad del material que permita las mínimas tolerancias de montaje.

Tercero: Tener preferencia por los pistones cuyo proceso de fabricación sea el forjado o estampado del material.

Cuarto: A poder ser, decidirse por pistones con el eje del bidón desplazado para mejor control de los golpes y empujes laterales.

Quinto: Elegir preferentemente pistones provistos de esqueleto anti dilatación, en el caso de que sea fundidos.

Sexto: Prestar atención a la altura de compresión y asegurarse de que esté dentro de los límites más próximos a los apetecidos.

Existen muchos tipos de pistones entre los que hay que saber elegir. Para ello el mecánico debe hacerse con los catálogos de los principales fabricantes,

En la figura 2.92 puede verse una selección de quince formas diferentes de cabezas de pistón que regularmente figuran en muchos catálogos del ramo. Entre todas ellas se deberá elegir la que más se avenga a nuestras necesidades.

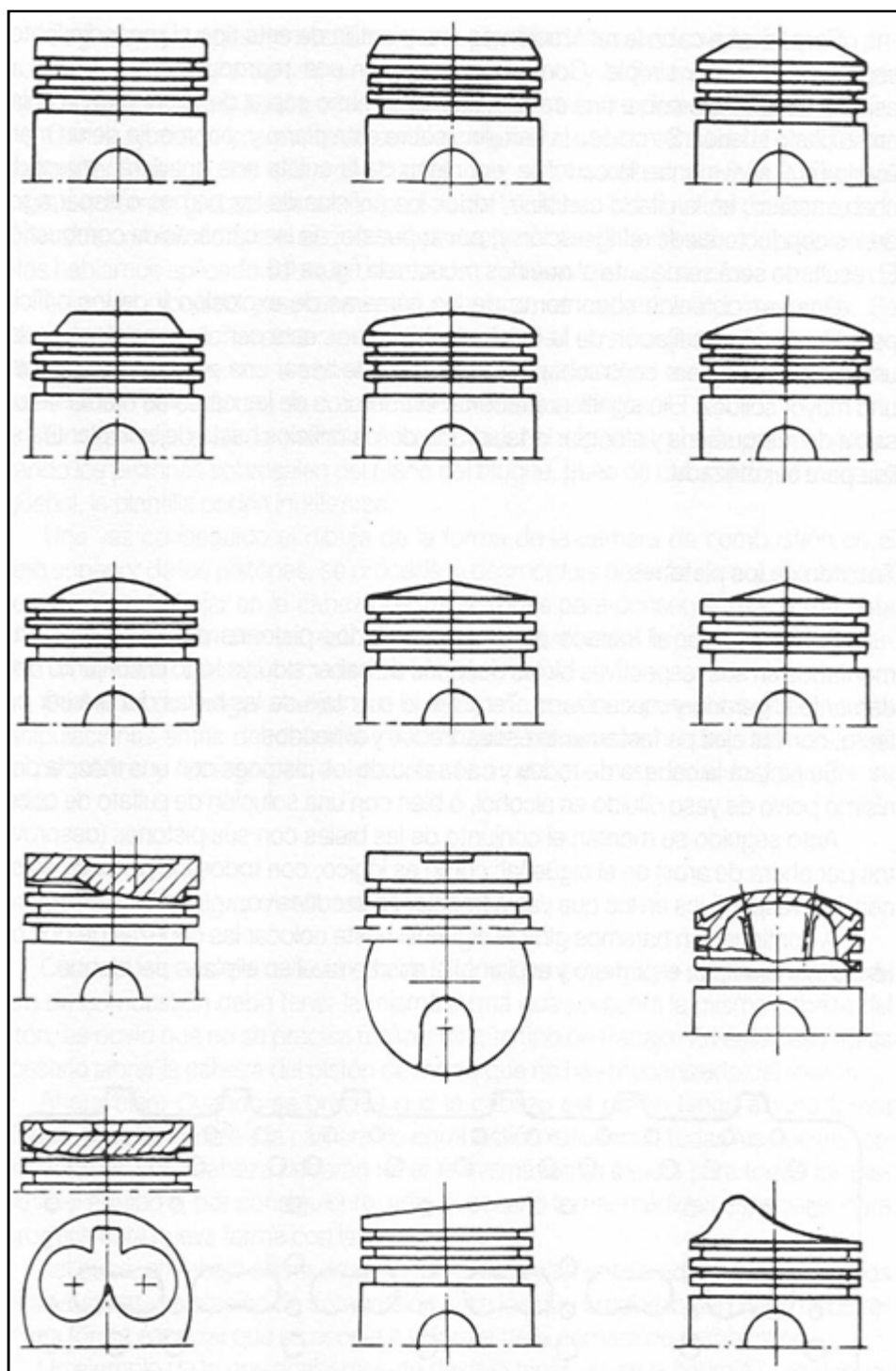


Figura 2.92: Conjunto de diversas formas de las cabezas de los pistones extraídas de un catalogo de un fabricante

2.9.21 LOS AROS, SEGMENTOS O RINES

Son elementos que tienen la misión de asegurar la estanqueidad de la cámara formada entre la cámara de combustión y la cámara formada entre la cámara de combustión y la cabeza del pistón.

Los aros evitan que pueda, introducirse hasta el cárter los fuegos de la explosión y los vapores de la mezcla, los cuales diluirían y degradarían las propiedades de los aceites depositados en el fondo del cárter si llegan a juntarse.

En los motores de serie se suele utilizar solamente tres aros pero en los motores de competición, debido a la necesidad de reducir cuanto sea posible el peso y los efectos de fricción de los órganos que componen el pistón. Además, los aros de competición tienen formas y soluciones técnicas diferentes de los aros de los motores comerciales.

2.9.21.1 AROS EMPLEADOS EN COMPETICIÓN

Los aros empleados en los motores de alta competición se construyen de fundición de gran elasticidad, al objeto de que presenten una máxima adaptabilidad, en todos sus puntos de contacto, con la superficie interna de los cilindros.

Por otra parte, y con el fin de reducir el desgaste y frenado de los pistones, los aros de competición suelen tener cromada la superficie de roce. La aportación de esta película de cromo poroso permite aplicar a los aros una sobrepresión radial que asegura la perfecta obturación de los cilindros durante los grandes efectos de vacío que se originan en los momentos de la deceleración.

En la figura 2.93 se muestra la sección radial de un aro de compresión revestido de cromo. El rebaje señalado con la letra a, practicado en el borde superior interno del aro, permite una ligera deformación torsional a cada fase del ciclo, aumentando la estanqueidad del aro a la vez que se consigue así que solamente roce con las paredes del cilindro por uno de sus bordes, según sea el sentido de movimiento del pistón. Con esta acción se reduce considerablemente la acción de frenado que ejerce el aro sobre las paredes del cilindro.

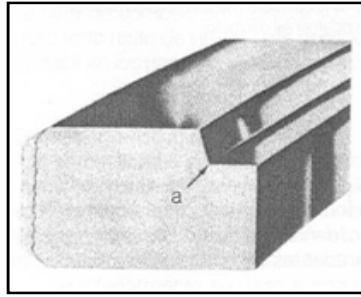


Figura 2.93: Sección de un aro de compresión para motor de competición, (a) rebaje en el borde superior interno para permitir la deformación torsional

2.9.21.2 ESTANQUEIDAD Y SEPARACIÓN DE LAS PUNTAS DE LOS AROS

La elasticidad de un aro queda compensada cuando se introduce en el interior del cilindro. Entonces sus puntas se aproximan y, lejos de juntarse por completo, deben todavía dejar una separación para compensar los efectos de la alta y su consiguiente dilatación.

Los aros construidos para los motores de competición suelen presentar bastantes diferencias en el tallado de las puntas con respecto a los aros comerciales.

En primer lugar, el corte de compensación de la dilatación, tal como puede verse en la fig. 2.94 está tallado con un ángulo de 45° , en vez de los 90° que es corriente en el corte en los motores comerciales de serie. Esta variación tiene su justificación en los siguientes cálculos.

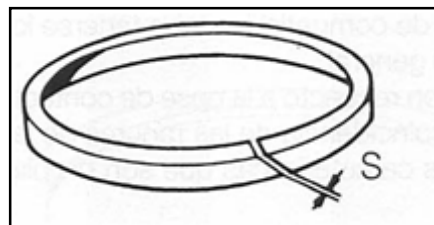


Figura 2.94: Disposición del corte del aro a 45° , (S) Separación entre puntas con el aro introducido en el cilindro

Veamos, en primer lugar, lo que ocurre en el caso del tallado a 90°. Considerando un coeficiente de dilatación lineal de 0,00001 para el material de los aros, y una temperatura de funcionamiento de 150 °C, la separación entre puntas, con un corte a 90°, se puede calcular mediante la fórmula siguiente:

$$S = 3.1416 \times D \times 0.00001 \times 150$$

En la que D es el diámetro del cilindro en milímetros y s el valor de la dilatación.

En el caso del corte a 45° la fórmula queda modificada por el valor de 0,707, que es el seno de un ángulo de 45°, de modo que el valor de dilatación vendría dado por la fórmula:

$$S = 3.1416 \times D \times 0,00001 \times 150 \times 0.70$$

Otro sistema empleado en competición es el mostrado en la figura 2.95, con el corte de dilatación en escalón. Mediante este sistema, el mayor laberinto que ha de recorrer el gas para burlar la estanqueidad de la junta que es el aro mejora el rendimiento del mismo.

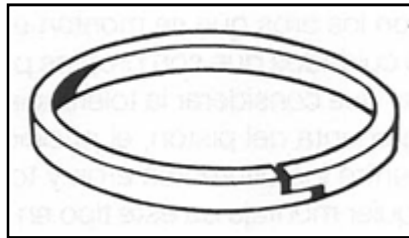


Figura 2.95: Corte de aro de los llamados en escalón

En la figura 2.96 puede verse la dificultad que tendrán que tener los gases para burlar la junta de estanqueidad que es el aro, en la zona de la separación de sus puntas.

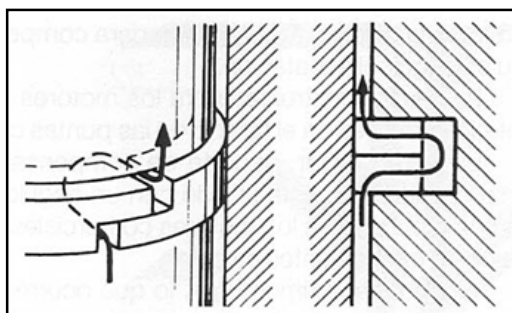


Figura 2.96: Esquema del difícil paso de los gases a través de los extremos de un aro en escalón

Las fórmulas dadas anteriormente sobre la separación de los aros entre sus puntas, en función de la dilatación de éstos, son solamente válidas en una primera aproximación de tanteo. En la práctica, diversos factores pueden influir en aconsejar un huelgo o separación diferente al obtenido por el cálculo.

La presente tabla proporciona diversos valores de separación aconsejados en aros con corte a 90°, en función del diámetro del cilindro.¹⁵

Tabla IV: Valores de separación aconsejados en aros de 90°

Ø mm	Huelgo en mm
40-50	0,10-0,25
51-60	0,15-0,30
61-80	0,20-0,35
81-90	0,25-0,40
91-100	0,25-0,40
101-110	0,30-0,50
111-120	0,35-0,50
121-130	0,35-0,55
131-140	0,40-0,55
141-150	0,45-0,60

¹⁵ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 126

2.9.21.3 TRABAJOS PRÁCTICOS EN LOS AROS

Con los aros que se montan en los pistones de competición deben tenerse los mismos cuidados que son propios para los aros en general.

Hay que considerarla tolerancia de los aros con respecto a la base de contacto con la garganta del pistón, el posicionado de no coincidencia de las ranuras de las puntas entre los diferentes aros y todas las demás características que son propias de cualquier montaje de este tipo en el taller.

El montaje debe llevarse a cabo, a ser posible, por medio de una tenaza expansionadora de aros, de modo que se asegure que este elemento no va a sufrir daños durante su montaje.

En los manuales de taller se suelen dar indicaciones concretas sobre las tolerancias del aro con respecto a su garganta. Con la ayuda de una galga de espesores de la medida indicada en el manual, y de la forma que se realiza en la figura 2.97, procederá a comprobar que la distancia entre ranura y garganta esté dentro de lo admitido por la tolerancia.

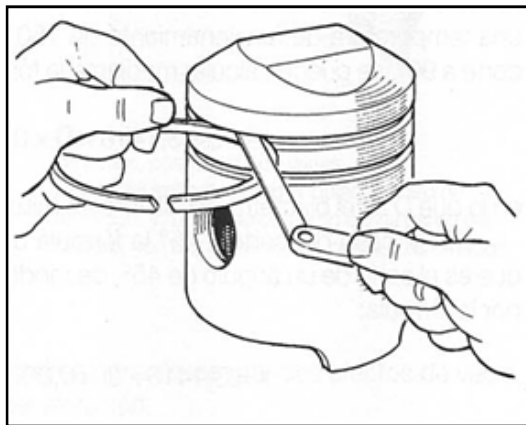


Figura 2.97: Comprobación del juego u holgura entre el aro y su garganta correspondiente, hay que servirse de un juego de galgas de espesores para determinar si el valor esta dentro de la tolerancia

Una vez realizada esta verificación consideraremos la mayor acumulación de calor que se aportará al pistón, cuyo principal elemento descargador hasta la pared del cilindro es el aro. Por lo tanta, el aro debe rectificarse colocándolo en un taco de madera y pasándolo por la superficie de una tela de esmeril limpia

imprimiéndole un movimiento giratorio.

En la figura 2.98 tenemos un dibujo que nos muestra un sistema muy corriente de hacer este trabajo en el taller.

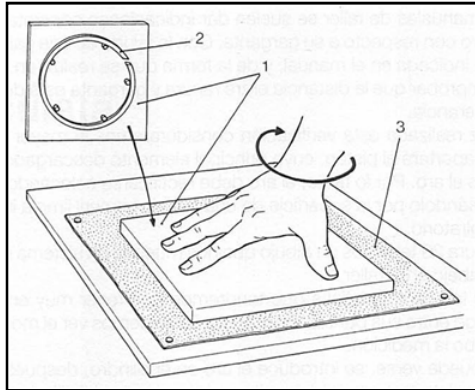


Figura 2.98: Sistema corriente de rectificar un aro ayudándose de un taco de madera (1) taco de madera, (2) aro, (3) tela de esmeril

Otra de las características que tendremos que tener muy en cuenta con los aros es el juego entre sus puntas. En la figura 2.99 podemos ver el momento y la forma de llevar a cabo la medición.

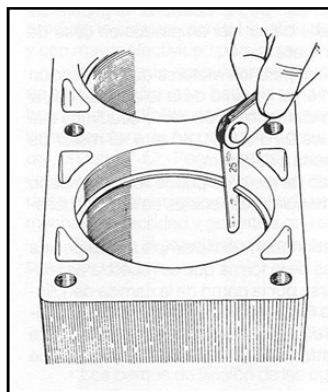


Figura 2.99: Verificación de la holgura de la punta de un aro introducido en el interior de un cilindro, con la ayuda de un juego de galgas de espesores

Como puede verse, se introduce el aro en el cilindro, después de haber eliminado por completo todo resto de aceite en las paredes del cilindro, y luego, con un juego de galgas de espesores, se procede a verificar la distancia de la separación.

Las puntas deben estar lo suficientemente separadas para que, incluso en el caso de mayor dilatación, no lleguen a juntarse (ello podría ocasionar el gripaje del motor). Los valores dados para el motor de serie deben ser ampliados en caso de una preparación de este mismo motor para competición.

De acuerdo con los datos dados en la tabla, para los motores de competición deberemos escoger siempre valores que estén en el máximo de la tolerancia. Así, si estamos trabajando en un cilindro que tiene un diámetro de 90 mm y acudimos a la tabla, allí se nos indica valores que van entre los 0.25 a los 0,40 mm. El motor de competición trabajará mejor si la separación queda a 0.40mm. El ajuste de esta distancia entre las puntas de los aros puede llevarse a cabo por medio de una lima o incluso por medio de máquinas especiales de limado, construidas para este fin. Otra buena norma con los aros es la de redondear, con la simple ayuda de una piedra de afilar, las puntas exteriores dejándolas de la forma que se muestra en la figura 100. Los aros de competición van a deslizarse por la pared de la camisa del cilindro a mucha mayor velocidad, y si se produjera la rotura del canto vivo ello daría origen a fuertes rayadas en las paredes del cilindro y a la rotura de la película de aceite que existe en esta parte. Al redondear las puntas de los aros colaboramos a que este defecto no pueda producirse con facilidad.

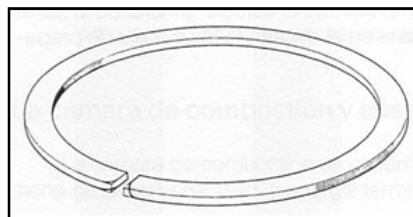


Figura 2.100: Se finaliza el trabajo de ajuste de los aros eliminando los cantos vivos de las puntas exteriores que rozan con las paredes del cilindro

2.9.22 LAS BIELAS DEL MOTOR

Es otro de los elementos muy importantes del motor, que es posible modificarlo, especialmente en lo que se refiere a su peso y a las mejoras en la lubricación, cuando se utilizan a las mismas bielas originales del motor, las mismas que ya han sido cuidadosamente diseñadas por su constructor, pero que se las puede mejorar o perfeccionar.

2.9.22.1 MODIFICACIÓN DE LAS BIELAS



Figura 2.101: Bielas utilizadas en el motor

Este inicial diseño original puede ser modificado, en especial relacionado con el peso de ella, ya que se desea llegar a un régimen mayor de revoluciones, pero con el cuidado respectivo de no modificar su resistencia, ya que debe soportar fuerzas de tracción, presión y flexión durante su trabajo.

Adicionalmente, cuando se mejora un motor, la relación de compresión original, la cual se la aumenta para obtener mayor potencia, puede ocasionar un aumento en estos esfuerzos que debe soportarla, por lo que se requiere un estudio minucioso de los puntos donde se puede retirar el material.

Para retirar el material, como se dijo, se debe tener en cuenta los esfuerzos a los que está sometido cada sector de la biela, retirando lo indispensable, sin llegar a límites peligrosos, los cuales debilitarían su estructura original.

Adicionalmente, si se pulen las partes retiradas, se puede lograr que la biela gire a mayor número de revoluciones, debido a su menor peso y a que evita resistencia al aire y al mayor peso del lubricante que se adhiere sobre su cuerpo en las partes de fundición originales.

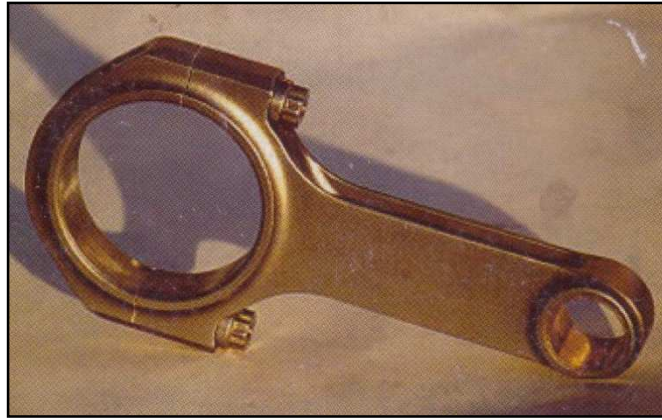


Figura 2.102: Biela forjada de competencia sin trabajar

Como el vástago de la biela tiene una forma de "I" o doble "T", se debe mantener esta forma, puliéndolo en su recorrido longitudinal, retirando las asperezas de la fundición original, evitando dejar rayaduras transversales y manteniendo radios de curvatura en la unión con el pie y el ojo de biela.

En el Ojo se puede retirar el material de equilibrado (parte superior), en los costados, pero dejando una superficie suficiente de control lateral, tratando siempre de dejar la superficie en forma de tejado o redondeada, con la mayor cantidad de material en su parte central.

En el pie de la biela, se puede retirar de la misma forma que en el ojo, tratando de mantener los nervios de su estructura. Para ello se puede utilizar un torno, retirando el material a los costados, pero dejando una superficie suficiente para el control lateral dentro del codo del cigüeñal. En la tapa de biela se puede retirar bastante del peso de equilibrado, teniendo la precaución de dejar suficiente material para el equilibrado final.

En la siguiente figura 2.103 se puede ver la forma de retirar el material de una biela y los sectores apropiados en donde se lo puede hacer, viendo la diferencia entre una biela standard y una biela modificada.

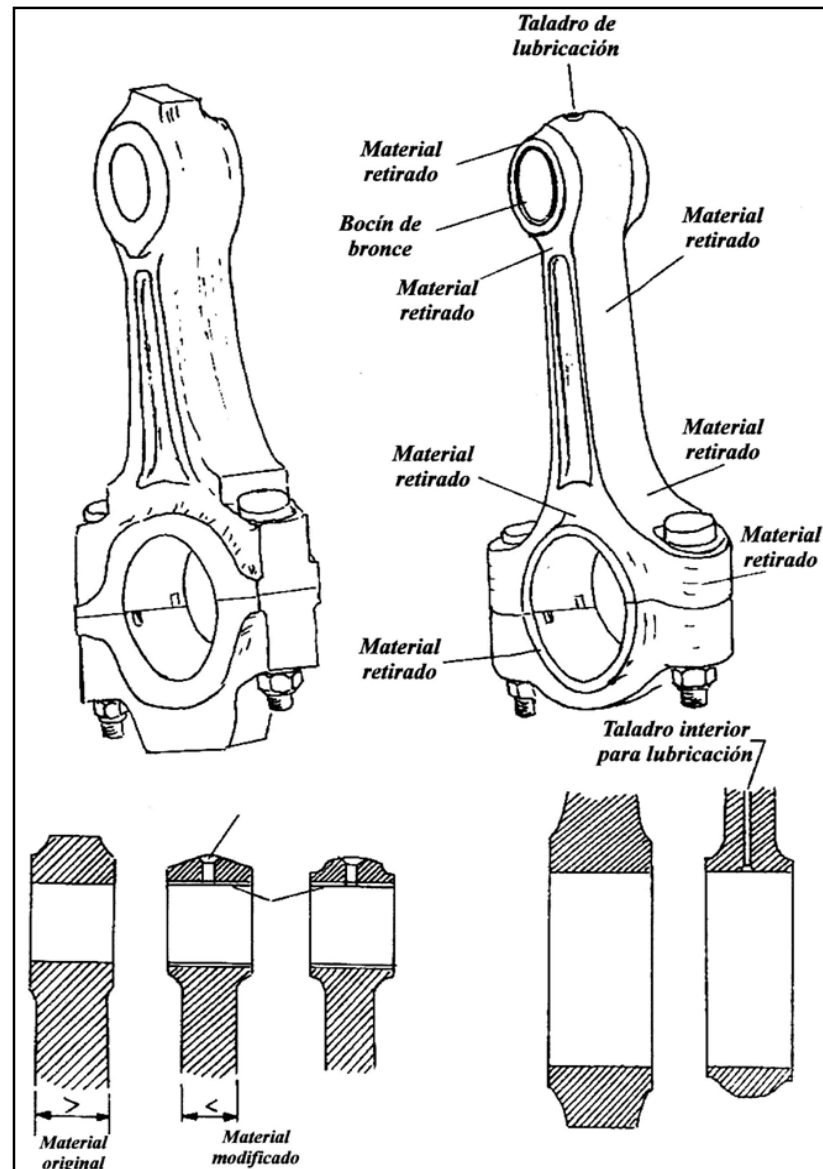


Figura 2.103: Reducción de pesos en las bielas del motor

Las modificaciones deben realizarse con un criterio técnico, ya que de no hacerlo, pelagra la vida del motor, inclusive en aceleraciones normales, debido, en especial a que un motor modificado va a tener mayores índices de compresión, lo cual aumenta los esfuerzos en este elemento.

2.9.22.2 REFUERZO DE LOS PERNOS DE FIJACIÓN

Se pueden utilizar pernos de mayor diámetro o de mejor calidad de acero, de los utilizados standard. Los pernos que se utilicen pueden tener un diámetro mayor, el cual a la vez sirve de guía de centrado de la tapa, pero también se puede utilizar guías adicionales, que se las diseña dentro del cuerpo del pie de biela.

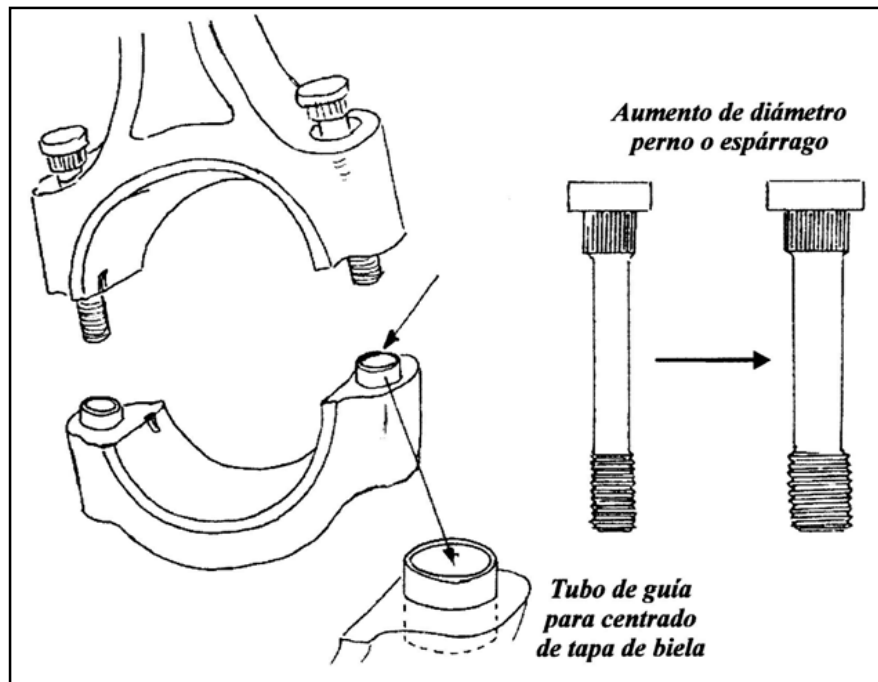


Figura 2.104: Modificación de los pernos y espárragos de la biela

Mejorar la fijación de las tapetas de las bielas con objeto de asegurarnos de una mayor fiabilidad en los pernos de fijación, es un trabajo bastante sencillo. Únicamente consiste en aumentar los diámetros de los orificios destinados a alojar los pernos proporcionalmente al aumento del índice de compresión que se pretenda obtener en el nuevo motor.

Las fórmulas para determinar el diámetro de los nuevos pernos son las siguientes:

$$n\varnothing = S \times nR$$

$$S = \frac{\varnothing}{R}$$

En estas fórmulas los términos son los siguientes:

Donde $n\varnothing$ es el nuevo diámetro de los pernos modificados, S es fracción de diámetro de los pernos primitivos por unidad de relación de compresión, nR la nueva relación de compresión del motor mejorado, \varnothing diámetro de los pernos primitivos, R relación de compresión antes de la mejora.

Pongamos un ejemplo para aclarar la utilización correcta de esta fórmula.

Supongamos un motor al que hemos decidido aumentar la relación de compresión desde los 9:1 iniciales del motor de serie hasta los 11:1 que nos parece posible de acuerdo con los cálculos técnicos realizados. Los pernos de las bielas originales disponen de un diámetro de 10 mm.

Buscaremos el factor S que se deduce de la división entre el diámetro (\emptyset) y la relación de compresión antes de la mejora (R). Así, tenemos que:

$$S = \frac{\emptyset}{R} = 1.1111$$

Con este dato podemos pasar a realizar la segunda parte de la fórmula:

$$n\emptyset = 1.1111 \times 11 = 12.22\text{mm}$$

Así pues, la medida de 12,22 mm deberá ser el nuevo grosor de los pernos, que podremos redondear a 12 mm, lo que deberá ser suficiente.

Una vez calculado el diámetro de los nuevos pernos se puede efectuar el trabajo de taller sobre las cabezas de biela y los orificios de los pernos.

En primer lugar se despoja la cabeza de biela sobre la que se va a trabajar de los semicojinetes de fricción. Luego, se monta la tapeta o sombrerete y se colocan los pernos como si fuéramos a montar definitivamente la biela, apretándolos con llave dinamométrica a sus valores de apriete final.

La siguiente operación consiste en sujetar la cabeza de biela así preparada a un tomillo de banco, cuidando de que el sombrerete no pueda ser retirado al sacar uno de los demos, es decir, que queden bien sujetas ambas partes de la biela en las garras de la mordaza. A continuación se retira el perno de modo que se muestre a la vista el total del orificio entre las dos partes.

Ahora se procede a un escariado de este orificio, utilizando para esta operación escariadores fijos de corte helicoidal. La operación debe hacerse, dada la naturaleza de la herramienta empleada, con cortes progresivos de 0,25mm hasta alcanzar una medida del diámetro interno que esté de acuerdo con el aumento de diámetro que hemos calculado.

Una vez terminada esta operación se coloca el perno sobremedida que previamente habremos seleccionado de acuerdo con nuestro cálculo. Lo apretaremos al valor de par adecuado, con llave dinamométrica.

Una vez terminada una parte realizaremos la misma operación en la parte contraria. De esta forma habremos colocado los pernos sobre medida en ambos lados.

2.9.22.3 BALANCEO DE LAS BIELAS

Después de realizar todos los trabajos de reducción de peso, retirando el material y puliendo las partes trabajadas, es imprescindible nivelar el peso entre bielas, es decir, pesándolas e igualando sus pesos.

Esta operación de igualar los pesos de las bielas se la debe realizar en tres etapas. La primera es ver el peso del ojo de la biela, luego el peso del pie de biela y finalmente el peso total, debiendo coincidir estos pesos lo más exacto posible.

Decimos que se debe pesar en tres etapas, ya que el peso total de la biela podría estar idéntico, pero la una biela podría tener mucho peso en el ojo y poco peso en el pie o viceversa.

Si el peso de pie de biela es mayor a la otra, la inercia producida en esta biela será mayor que la que tiene menor peso, ya que esta parte debe desplazarse junto al cigüeñal, mientras que el ojo de la biela recorre junto con el cuerpo casi en forma longitudinal. Es por esta razón que se requiere igualar los pesos en toda la periferia de todas y cada una de las bielas de un motor.

Para pesar el ojo de la biela, se coloca un punto de apoyo en el pie, pesando primeramente el ojo. Se iguala este peso con el de las otras bielas, utilizando como referencia a la biela que tenga un menor peso en esa parte. Luego se pesa el pie de biela, apoyando el ojo en un soporte, igualando también los pesos entre ellas, para finalmente pesar el total de cada biela, retirando el material de lugares apropiados en las de mayor peso, hasta igualarlas.

Después de que el peso está establecido, se puede inicial la etapa de pulido de los lugares de las bielas que se han requerido rebajar.

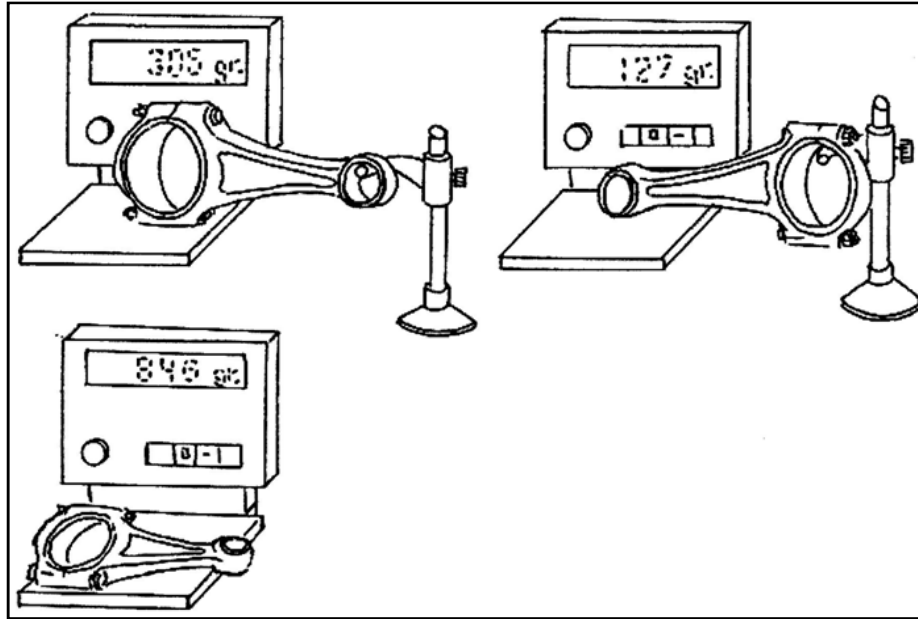


Figura 2.105: Proceso de igualar los pesos de las bielas y forma de pesar

2.9.22.4 LUBRICACIÓN DE LAS BIELAS

Cuando hablamos de mejorar la lubricación de las bielas de un motor, podemos mencionar que es posible realizar un orificio en el ojo de la biela, para que el lubricante ingrese hasta el pasador del pistón y el bocín del ojo de biela. Este orificio se recomienda avellanarlo para que el lubricante que caiga del pistón logre insertarse en él.

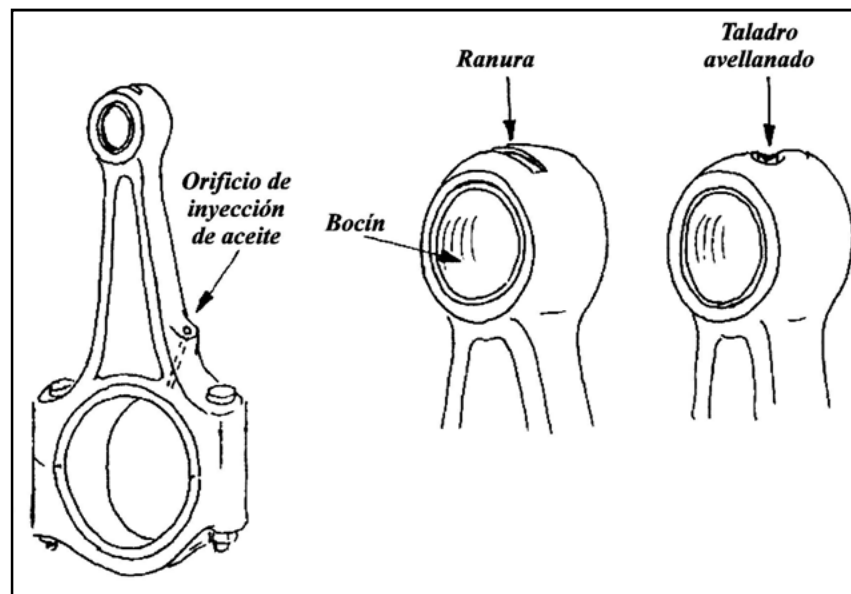


Figura 2.106: Orificios para lubricación en las bielas

Algunas bielas tienen como diseño original este orificio y otras tienen un taladro a lo largo del vástago, utilizando la misma presión de aceite del cojinete para llevarlo hasta el ojo de la biela. Realizar un orificio en el vástago es un asunto bastante complejo si el espesor del mismo es mínimo, ya que se podría reducir su resistencia.

En el mismo ojo se puede instalar un buje o bocín de bronce, el cual le da gran facilidad de deslizamiento al pasador del pistón. Para ello es necesario agrandar el orificio básico e instalar el bocín con un buen ajuste, teniendo en cuenta el espacio para el lubricante y la compensación de la dilatación térmica. Cuando la biela estaba fija al pasador del pistón y flotante en el pistón y se ha realizado esta modificación del bocín, será necesario también instalar unas ranuras y seguros en las partes laterales del pistón, para evitar que el pasador pueda salirse hacia los costados, dañando al cilindro. En las caras laterales del pie de biela se pueden diseñar unas ranuras, para que el lubricante pueda ingresar hacia estas partes y logren lubricarse con las caras laterales de los codos de biela en el cigüeñal.

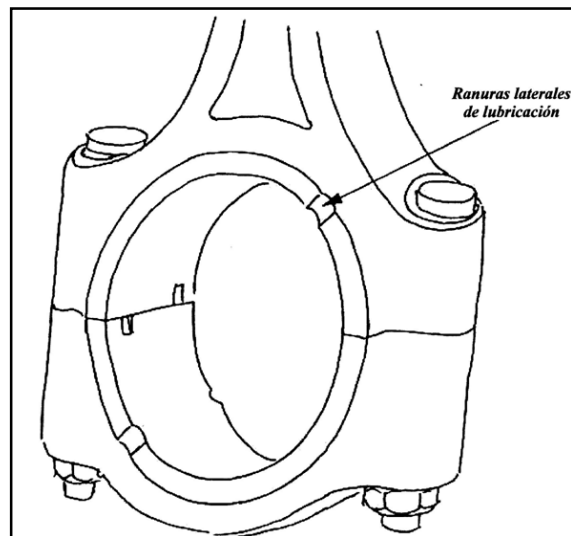


Figura 2.107: Ranuras efectuadas en la biela para mejorar la lubricación

Otra posible modificación es realizar un pequeño taladro que se dirija hacia el cilindro, de tal manera que el mismo aceite de lubricación del cojinete sea inyectado hacia la parte baja del pistón y del cilindro. Este orificio deberá ser de un diámetro muy pequeño, para evitar un bajón de la presión de aceite del cojinete, el cual también se deberá perforar en la misma dirección. En los esquemas se puede notar lo anteriormente explicado.

2.9.22.5 LOS COJINETES DE LINEA Y DE CABEZA DE BIELA

Los cojinetes también conocidos con el nombre de antifricción, mediante los cuales el árbol cigüeñal puede girar sobre sí, a pesar de estar soportado por sus apoyos metálicos, y las cabezas de biela pueden, a su vez, girar en los codos del cigüeñal. Si estos cojinetes fueran de bolas o de rodillos podría entenderse fácilmente su funcionamiento, pero al ser de un material liso deben tener algunas muy particulares condiciones para evitar el desgaste, precisamente en una de las zonas más comprometidas de un motor, sometida a los mayores esfuerzos y tensiones.

Es importante que el mecánico que desee dedicarse a la preparación de motores tenga una buena formación técnica sobre el comportamiento y las propiedades que se exigen a este tipo de cojinetes. Las propiedades exigibles a los cojinetes de este tipo son las siguientes:

Primera: Deben tener un material de tal naturaleza que, aun en el caso de que la película de aceite destinada a proteger las superficies sometidas a fricción se interrumpa (ya sea por avería de la bomba de engrase o del circuito, o por falta de lubricante) el material del cojinete nunca raye la superficie del material del codo del eje que soporta.

Segunda: Estos cojinetes deberán poder soportar temperaturas superiores a los 150 °C sin que se aprecie sobre el material ablandamiento apreciable, para evitar desplazamientos plásticos del material antifricción, lo que limitaría su capacidad de soportar las cargas que sobre él se aplican.

Tercera: Han de ser lo suficientemente blandos para que en ellos se puedan incrustar las diminutas partículas sólidas contenidas en el medio lubricante, sin dañar las superficies de los ejes que soportan.

Cuarta: Deben ser resistentes a la acción corrosiva de los ácidos contenidos en los aceites empleados para la lubricación.

Quinta: Finalmente, cabe exigirles también una relativa facilidad para ser montadas en los ejes o soportes.

Las cualidades que acabamos de ver se cumplen con bastante eficacia en las aleaciones realizadas con materiales como el estaño y el plomo, junto con otros materiales que les acaban de proporcionar las cualidades necesarias para cumplir con las exigencias que acabamos de indicar. El resultado de estas aleaciones recibe el nombre de metal antifricción, existe en el mercado una gama de varias posibilidades que se distingue en la práctica por su coloración y que son las siguientes:

- Cojinetes de metal blanco.
- Cojinetes de metal rosa.
- Cojinetes de aluminio.

2.9.22.6 COJINETES DE METAL BLANCO

Las aleaciones principales que componen el metal blanco suelen hallarse dentro de alguna de las características que indica la siguiente tabla. Como puede apreciarse, las primeras son ricas en estaño, mientras las últimas son ricas en plomo. Veamos su composición.

Tabla V: Tipos de materiales de los cojinetes

ESTAÑO	ANTIMONIO	COBRE	PLOMO	HIERRO	ARSÉNICO	BISMUTO
90	4,0-5,0	4.0	0,35	0,08	0,10	0,08
86	6,0-7,5	5.0	0,35	0,08	0,10	0,08
88,25	7,0-8,5	2,2	0,35	0,08	0,10	0,08
4,5	9,2-10,7	0,5	86	0,6	-	-
9,2	14,0-16,0	0,5	46	0,6	-	-
0,9	14,5-15,5	0,6	resto	1.00	-	-

En esta tabla se dan los valores en tantos por ciento y las cantidades indicadas son orientativas.

Los cojinetes de antifricción de metal blanco son utilizados para motores poco apurados, es decir, poco revolucionarios, y sometidos, en general, a poca carga.

Su ventaja más destacable es que pueden aplicarse a materiales de giro (cigüeñal, árboles de levas) que no sean demasiado duros, por ejemplo, contra materiales que no lleguen a alcanzar los 250 Brinell, y los mantiene en buenas condiciones de funcionamiento por la calidad de blandura que este tipo de material antifricción posee en los regímenes de giro y presiones moderados.

Sin embargo, su punto de fusión es bastante bajo, por lo que es necesario proveerle de buenas condiciones de refrigeración. Una pérdida por avería en el caudal o presión del aceite significa la casi inmediata fusión del metal y, con ello, la ausencia del cojinete y la rápida avería del motor.

Además, los cojinetes antifricción de metal blanco tampoco admiten grandes cargas en su superficie. Todas aquellas que superan los 140 kg/cm² comienzan a ser altamente peligrosas para la integridad del cojinete.

Cierto que estas cargas son inferiores a las que se producen en un motor de turismo con una relación de compresión de 9:1 y velocidades de giro entre las 5.000 y las 6.000 rpm.

2.9.22.7 COJINETES DE METAL ROSA

En los motores de competición, de elevadas relaciones de compresión (directas o a través del turbocompresor), e incluso en los motores de serie para vehículos de gran sport, los motores están sometidos a unas presiones internas mucho más elevadas y los fabricantes implantan unos cojinetes en los cuales los principales componentes de la aleación son el plomo y el cobre. Ello da origen a los cojinetes denominados de cupro-plomo.

En algunos casos, la presencia de hierro con plomo da origen a la introducción del bronce y por ello también se les denomina cojinetes de bronce al plomo.

En ambos casos, el cobre presta a la aleación una coloración rosácea, de modo que el nombre de cojinetes de metal rosa queda perfectamente justificado.

La característica positiva que presentan estos cojinetes, comparados con los de metal blanco que vimos anteriormente, es su mayor resistencia ante esfuerzos mucho mayores, los cuales pueden cifrarse en 250 kg/cm^2 . Sin embargo, su mayor dureza motiva algunos aspectos negativos, ya que colaboran al desgaste de los ejes que soportan, por lo que se deben tomar especiales medidas a la hora de su aplicación. Una de ellas consiste en dotarlos en su superficie exterior de un revestimiento de metal antifricción a base de plomo-estaño o plomoindio, con el fin de proteger los ejes durante el período de asentamiento del cojinete a la superficie del eje con el que ha de trabajar. Además, es necesario endurecer las superficies de los ejes en contacto con los cojinetes de metal rosa.

Tabla VI: Variantes de cojinetes cobre-plomo

Plomo.....40%
Cobre.....57,5%
Níquel.....1,2%
Bismuto.....1,2%
Cobre.....70%
Plomo.....28%
Estaño.....2%
Plomo.....55%
Cobre.....43%
Níquel.....2%
Plomo.....44,5%
Cobre.....55%
Hierro.....0,25%
Aluminio.....0,25%

2.9.22.8 COJINETES DE ALUMINIO

Con el fin de conseguir cojinetes antifricción que mejoren las condiciones de resistencia que presentan los de metal blanco y, por otra parte, no presenten la dureza de los de metal rosa, se ha acudido a estudiar aleaciones con base de aluminio, las cuales han dado un muy aceptable comportamiento en lo que respecta a su soporte de los ejes y a no presentar, a su vez, excesivos escurrimientos plásticos,

tal como suele acontecer en los cojinetes de metales blancos.

La solución lograda ha sido a base de cojinetes enteramente macizos construidos con una compleja aleación, tal como veremos al final de presente apartado. Sobre tejuelos de acero se instala el material de esta aleación de modo que se pueda obtener unas mediciones de ajuste muy perfectas.

Los límites de la resistencia a la fatiga establecidos para veinte millones de períodos corresponden, en este tipo de cojinetes, al orden de los 430 kg/cm². La única exigencia de estos cojinetes es un abundante caudal de aceite convenientemente filtrado y refrigerado.

Como que la superficie de roce de este tipo de cojinete es bastante blanda, intermedia entre el metal blanco y el rosa, no se precisa que la superficie de roce de los ejes esté endurecida. Sin embargo, en los motores de competición se la endurece ligeramente por procedimientos de cromado duro, nitruración, etc.

En general estas aleaciones requieren también un tratamiento térmico para conseguir de ellas las características mecánicas y de antifricción que las capacitan para su utilización como cojinetes de roce con metal, como se verá, en la siguiente tabla solamente se dan los datos de dos tipos de aleaciones de este género, la B 80 S y la 750, ambas bien conocidas por los especialistas.

Tabla VII: Tipos de aleaciones de los cojinetes

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

2.9.22.9 MODIFICACIONES EN LOS COJINETES

Cuando se efectúe un mejoramiento en un motor de serie, la mejor solución es instalar cojinetes antifricción de características idénticas a las que poseían los que equipaban el motor de origen. Pero en el caso de tener que modificar las muñequillas de los cigüeñales como veremos más adelante, para conseguir aumentar la superficie de carga nos veremos precisados a emplear cojinetes de mayor extensión.

Si efectuamos modificaciones de este tipo nos encontraremos con que no es posible aumentar la anchura de las cabezas de las bielas (salvo que sustituyamos las bielas por otras nuevas especiales con las medidas muy particulares que ahora vamos a necesitar). Si no se da este caso, podemos optar por equipar las cabezas de las bielas con semicasquillos de mayor anchura, pero atendiendo siempre a que éstos no sobresalgan del apoyo de la cabeza de biela.

Se verá enseguida, en esta explicación, una contradicción, pues si los cojinetes son más anchos será inevitable que sobresalgan. Pero existe una posibilidad práctica de alargar la superficie de roce de éstos.

Generalmente, los cojinetes de cabeza de biela de los modernos motores son del tipo llamado liso, es decir, de aquellos similares a lo que nos muestra la figura 2.108, en los que la distancia (L) se corresponde con la misma distancia para el grosor de la cabeza de biela, de modo que los bordes de ambas piezas coinciden sin sobresalir.

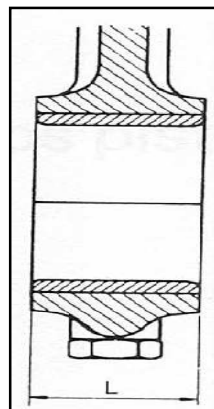


Figura 2.108: Forma del cojinete de cabeza de biela, del tipo liso, (L) ancho de la biela

Ahora bien; cuando nos veamos obligados a aumentar la superficie de choque deberemos cambiar de tipo de cojinete, empleando en estos casos semicasquillos provistos de valona, del tipo del representado en la figura 2.109, en los cuales apreciamos que la distancia (L) que determina el grosor de la cabeza de biela es menor que la longitud total del cojinete, incluidas sus valonas.

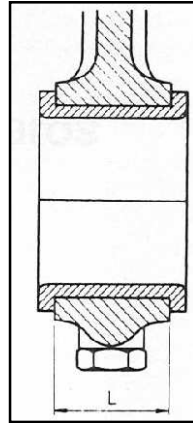


Figura 2.109: Cojinete de cabeza de biela provisto de valonas. (L) ancho de la biela

Con este procedimiento tenemos asegurada la fijación del cojinete con una mayor superficie de adaptación al cuello del cigüeñal que se haya agrandado, y una perfecta sujeción de aquél a la biela gracias a la disposición de las valonas.

Estas valonas deben ser de muy poco grosor, pues el esfuerzo del pistón durante el tiempo de explosión se descarga violentamente, sobre todo el cojinete y debe encontrar el apoyo directo del material de la cabeza de biela, no obstante, resulta una solución para adaptarse al cuello ensanchado del cigüeñal de manera barata y efectiva.

Además, la ventaja adicional que proporcionan los semicojinetes con valona consiste en controlar el empuje lateral de las bielas, disminuyendo en este sentido el empuje de los pistones contra las paredes del cilindro.

La adaptación de estos semicojinetes es un trabajo de ajuste de taller que debe ser realizado con el mayor cuidado para garantizar el engrase de toda la zona, tal como es normal en estos casos de adaptación de semicojinetes de antifricción a los motores.

2.9.23 EL CIGUEÑAL

Es uno de los principales elementos de un motor, ya que él recibe toda la energía de la combustión a través de las bielas y la transporta por medio del volante de inercia al embrague, caja de cambios, diferencial y ruedas. Como es el eje principal del motor, se debe dar una gran importancia a este eje en las modificaciones posibles que se deseen realizar.

2.9.23.1 CODOS DE BIELA

Una modificación de las características originales es ensanchar el codo, para que la mayor compresión y revoluciones del motor tengan un mayor apoyo de la fuerza generada. Por lo tanto será necesario rectificar esta superficie hacia los costados, teniendo la precaución de mantener al final de las superficies planas un radio de curvatura, con lo cual se evitan las posibles fisuras.

Este proceso no siempre será posible si la fundición del cigüeñal no lo permite. Al realizar esta modificación será necesario también cambiar los cojinetes por unos de mayor ancho, observando las mismas precauciones.

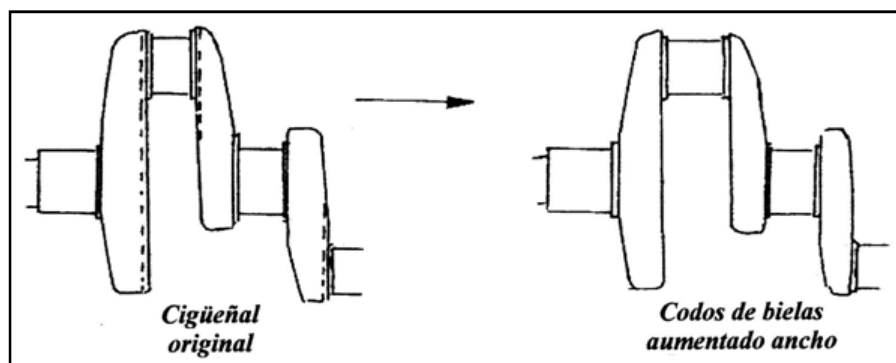


Figura 2.110: Ensanchamiento de los codos de biela en el cigüeñal

2.9.23.2 CODOS DE BANCADA

Al igual que en el caso anterior, se puede agrandar la superficie de apoyo de los codos de bancada del cigüeñal, con el mismo cuidado que en el anterior caso, pero para ello deberá ser necesario también que el bloque de cilindros tenga adicionalmente un mayor ancho de los apoyos, ya que no ser posible esta mejora, no estaríamos ganando nada con la modificación.

Otra modificación posible es instalar en los codos de bancada cojinetes con bordes laterales, lo cual compensa el juego axial del eje cigüeñal y mantiene en los cojinetes la presión de aceite de lubricación, sin manifestarse fugas del mismo.

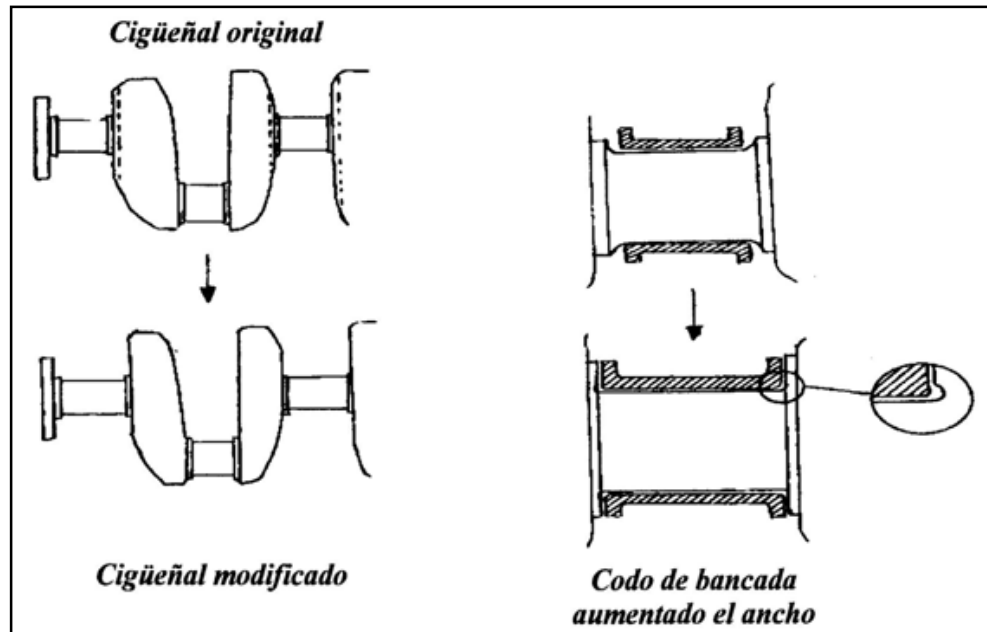


Figura 2.111: Ensanchamiento de los codos de bancada

2.9.23.3 ENDURECIMIENTO DE LOS CODOS DEL CIGUEÑAL

En casi todos los motores de serie, en el cigüeñal, por motivos de costos especialmente, sus codos de biela y bancada son solamente rectificados, luego de su construcción, manteniendo una buena superficie de deslizamiento, pero de una resistencia baja a la fricción, pero suficiente para el trabajo sencillo del motor cuando ha sido diseñado para uso común.

En un motor mejor concebido o de altas prestaciones, se da un tratamiento térmico a todos los codos, para que puedan soportar mucha fricción inclusive en las peores condiciones, es decir, altas temperaturas del aceite lubricante o con mala lubricación y altas revoluciones del motor.

Este endurecimiento de los codos se logra con un tratamiento térmico más complejo, el cual, además de ser costoso, se lo debe realizar con mucha cautela, ya que solamente se lo debe dar en una capa muy superficial. Si el endurecimiento fuera muy profundo o del total del eje cigüeñal existiría el peligro de fisuras o roturas

del cigüeñal, por lo que se procede solamente en los lugares expuestos a fricción y el restante del eje se mantiene un núcleo flexible, controlando con ello los esfuerzos de tracción, torsión, presión y cizallamiento.

Entre los procedimientos para endurecer las superficies el más usado es el de utilizar un proceso térmico-químico, el cual con cierta temperatura se lo baña en una solución nitrosa, proceso que se lo llama Nitruración.

En la figura 2.112 está representado la capa fina que se produce con este tratamiento en los codos del cigüeñal, el mismo que lo debe realizar un taller especializado en estos trabajos.

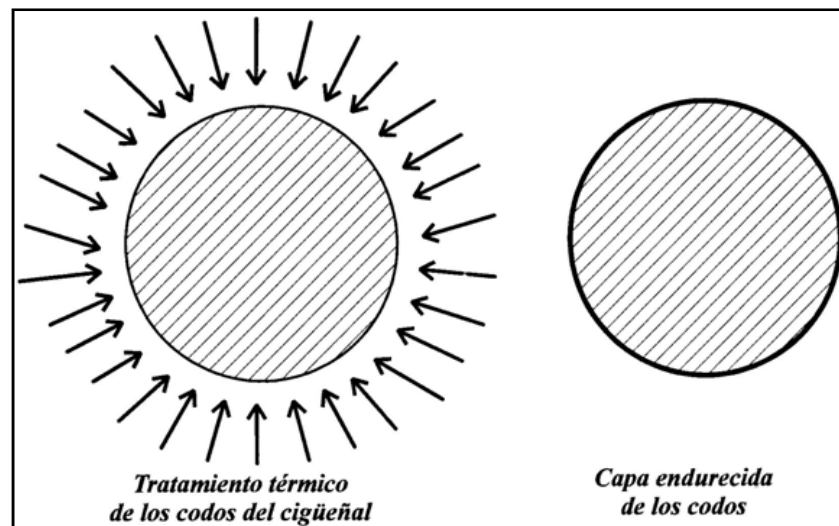


Figura 2.112: Endurecimiento de los codos del cigüeñal

2.9.23.4 SOBREMEDIDAS Y RECTIFICACIONES

Un asunto muy importante es el de mantener al eje cigüeñal con idénticas características o mejores si fuera posible, de las que tiene un cigüeñal standard, cuando se requiere rectificarlos codos de biela o de bancada.

Cuando se hace necesario rectificarlo, es muy importante tener la medida exacta en los codos, para lograr mantener la exacta tolerancia con el cojinete. Cuando el cigüeñal es endurecido, la rectificación de los codos va a retirar la capa de endurecimiento, con lo cual la buena resistencia se perdería; en estos casos no se recomienda rectificar las superficies.

Cuando se dañaron las superficies de los codos, causados por desgaste o por daños de lubricación, se debe intentar llegar exclusivamente a la siguiente sobremedida, ya que se puede dar al cigüeñal mayor número de oportunidades de rectificación. Pero si el codo tiene una deformación mayor a la permitida, será necesario rectificar el juego de codos de biela o de bancada indistintamente, pero el juego individual completo.

2.9.23.5 CÁLCULO DEL CIGÜEÑAL

El diseño de un cigüeñal tiene, como la mayoría de las piezas de los motores, un cálculo muy complicado en donde se ponen de manifiesto muchas de las fuerzas, vibraciones, tensiones, etc. que concurren al trabajo del cigüeñal. No vamos, pues, a entrar ahora en detalles de estos cálculos y sí vamos a dar solamente una serie de reglas y medidas dictadas por la experiencia y que si bien no son por completo exactas, dan una orientación segura para el cálculo de esta importante pieza, quizá la más importante de todo el motor, en la figura 2.113 damos las equivalencias de cada una de las abreviaturas de la tabla que sin embargo vamos a repetir a continuación para mayor claridad.

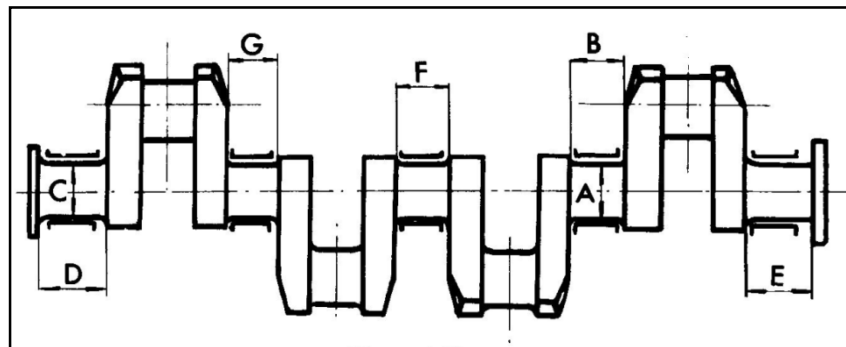


Figura 2.113: Representación de las principales medidas del cigüeñal

Donde: A es el diámetro del muñón, B longitud del muñón, C el diámetro del muñón principal, D longitud del muñón principal delantero, E longitud del muñón principal trasero, F longitud del muñón principal central, G longitud de los muñones principales intermedios, H anchura equivalente de brazos, I espesor de brazos cortos, J espesor equivalente de brazos cortos.

Estos cálculos empíricos tienen todos relación con la medida del diámetro interior del cilindro. La tabla que vamos a dar a continuación contiene proporciones aproximadas de las medidas de todo un cigüeñal, según se trate de cigüeñales de 4, 6, 8, etc., cilindros haciendo constar también el número de muñones o apoyos.

Tabla VIII: Medidas del cigüeñal según el numero de muñones

Número de cilindros	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Cuatro de 2 muñones	0,84	0,50	0,80	0,52	0,65	-	-	1,00	0,25	0,50
Cuatro opuestos (3 codos)	0,80	0,38	0,80	0,60	0,70	-	-	1,25	0,22	0,30
Cuatro de 3 muñones	0,60	0,46	0,68	0,60	0,75	0,60	-	0,80	0,25	0,42
Cuatro de 5 muñones	0,68	0,46	0,62	0,50	0,70	0,60	0,30	0,75	0,20	-
Seis de 3 muñones	0,67	0,48	0,69	0,55	0,65	0,60	-	0,80	0,25	0,50
Seis de 4 muñones	0,63	0,42	0,69	0,55	0,65	-	0,45	0,80	0,25	0,50
Seis de 7 muñones	0,62	0,40	0,69	0,55	0,65	0,60	0,35	0,80	0,20	-
Ocho de 5 muñones	0,65	0,40	0,80	0,46	0,65	0,50	0,35	1,00	0,22	0,45
Ocho de 9 muñones	0,65	0,37	0,78	0,48	0,65	0,48	0,20	1,00	0,25	-
Ocho en V 2 planos	0,70	0,60	0,75	0,40	0,50	0,40		0,90	0,25	0,38
Doce en v 4 planos	0,80	0,65	0,84	0,66	1,00	0,65	0,40	1,40	0,25	0,40

Ejemplo: Calcular el diámetro del muñón principal de un motor de 4 cilindros y 3 muñones, cuyo diámetro del émbolo es de 80 mm.

$$80 \times 0.68 = 54.4 \text{ mm}$$

0.68 es el coeficiente C dado por la tabla para motores de 4 cilindros y 3 muñones.

La forma de operar consistirá en comparar las medidas del cigüeñal que se trate de trucar con la medida que le corresponda según la tabla y reducir el peso según sea esta diferencia entre la medida dada por la tabla y la real.

De todos modos, para que el trucaje pueda ejecutarse perfectamente, en la mayoría de los casos sólo cabe una reestructuración de todo el cigüeñal, que muchas veces equivale a calcularlo de nuevo y a construirlo completamente.

2.9.23.6 ALIVIANAR LOS PESOS DEL CIGÜEÑAL

A pesar de que el fabricante ha diseñado al cigüeñal para dar los mejores resultados, se puede alivianar su peso original, reduciendo con ello la inercia producida, elevando con esto el número de revoluciones. Para alivianarlo se necesita retirar el material, en especial de los contrapesos, pero para ello se requiere estudiarlo antes de proceder.

Se diseñan unas plantillas (fabricadas localmente), las cuales nos indican la forma que quedaría terminado, para mantener a todas y cada una de ellas en las mismas dimensiones, manteniendo de esta forma los pesos bien distribuidos en todo el eje. Se retira el material, midiendo frecuentemente con la plantilla, para no sobrepasar el límite diseñado, pero sin llegar al final del perfil, retirando de todos y cada uno de los contrapesos por igual.

Después de llegar a la medida diseñada, se vuelve a revisar con la plantilla, tomando en cuenta desde el codo de bancada hasta la periferia, para que los pesos se mantengan bastante aproximados. Luego se inicia la etapa de pulir las superficies modificadas, tratando de mantenerlas iguales con las plantillas y que en las esquinas se produzcan radios de curvatura, no con filos rectos o cortantes.

Para finalizar, es importante comparar el material retirado de cada contrapeso, entre la bancada de todos y cada uno de los cilindros, para que el peso de distribución en el cigüeñal sea bastante equilibrado.

Después de pulir las superficies trabajadas, se necesita revisar los codos para una posible rectificación, si la ameritara, para finalmente unir con el volante de inercia, la

polea delantera y el conjunto de embrague y balancear este conjunto. El tema del balanceo del cigüeñal es un tema muy importante, especialmente si se ha modificado sus pesos, ya que solamente una máquina equilibradora sería capaz de encontrar una diferencia entre los pesos del eje, independiente que el trabajo haya sido muy bien realizado.¹⁶

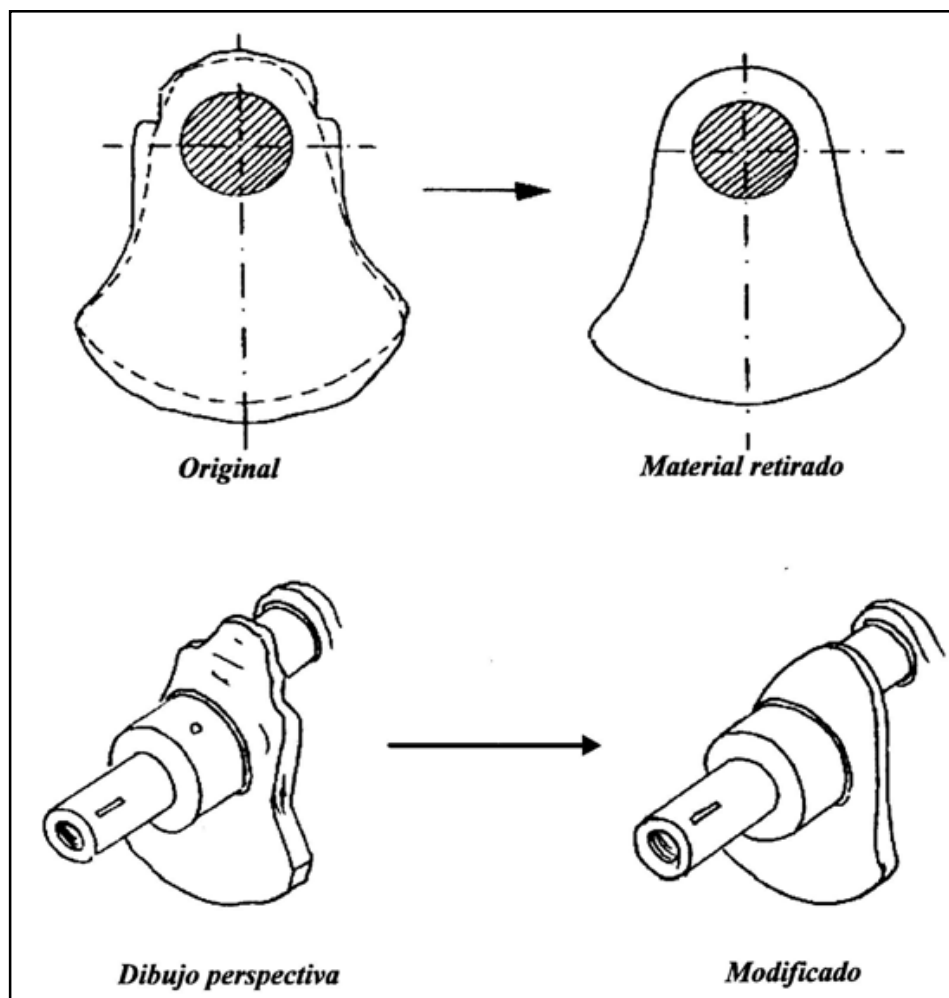


Figura 2.114: Modificación del peso del cigüeñal

2.9.23.7 BALANCEO O EQUILIBRADO DEL CIGUEÑAL

Como el eje del motor debe girar a muchas revoluciones, tanto en casos de un motor standard y no se diga en un motor mejorado, en donde el número de revoluciones se incrementará notablemente, el balanceo o equilibrado del cigüeñal es importantísimo, ya que si no lo está, se producirán vibraciones tremendas,

¹⁶ EFRÉN COELLO SERRANO Preparación de motores de competencia. Pág. 77

capaces de dañar las partes móviles, evitando una buena lubricación, restando mucha potencia del motor mejorado.

Para el equilibrado se debe utilizar una máquina especial, la cual logra detectar el exceso de material en algunas partes del eje o la falta del peso en otras. Es recomendable balancear al eje cigüeñal primeramente y luego hacerlo en conjunto con el volante de inercia y el conjunto del embrague, así como la polea delantera del cigüeñal.

Para balancear, se requiere retirar peso del lugar que tiene exceso de él, ya que no se puede aumentar como se lo realiza con ejes cardanes por ejemplo. Se gira al eje en algunos rangos de revoluciones, determinando el ángulo exacto del exceso de peso, tanto en la parte delantera como en la posterior del eje. Se retira el material de los contrapesos con un taladro, pesando la cantidad del material retirado. Luego se prueba tantas veces como sea necesario, hasta llegar a una tolerancia máxima de 1 gramo, tanto adelante como atrás del cigüeñal.

Cuando el eje ha sido equilibrado, se necesita montarlo con el volante y el conjunto de embrague, para equilibrarlo nuevamente, teniendo que retirar el material ahora del volante de inercia. Cuando se ha alivianado también a este último, será necesario volverlo a equilibrar en conjunto con el cigüeñal, cada vez que se requiera, utilizando el mismo procedimiento.

Finalmente se señala la posición del volante contra el cigüeñal, como referencia de montaje, cuando su posición puede variar, es decir, cuando no tiene una guía de montaje o cuando es posible montarlo en algunas posiciones. También es recomendable marcar la posición del plato de embrague, ya que de no hacerlo, podría desbalancearse el conjunto, en especial cuando se requiere retirarlo frecuentemente.

Es recomendable también realizar este equilibrado a varios volantes que vayan a trabajar con el mismo eje cigüeñal, como en el caso de mayor o menor peso, cuando se trata por ejemplo de mejorar el torque del motor en algunas competencias y de aumentar el número de revoluciones en otras. Para ello se tendrá las marcas de montaje, tanto con uno o con otro volante o conjunto de embrague.

En la figura 2.115 se puede observar a una maquina de equilibrado de ejes y en los esquemas se puede ver la forma de retirar el material cuando se está balanceando.

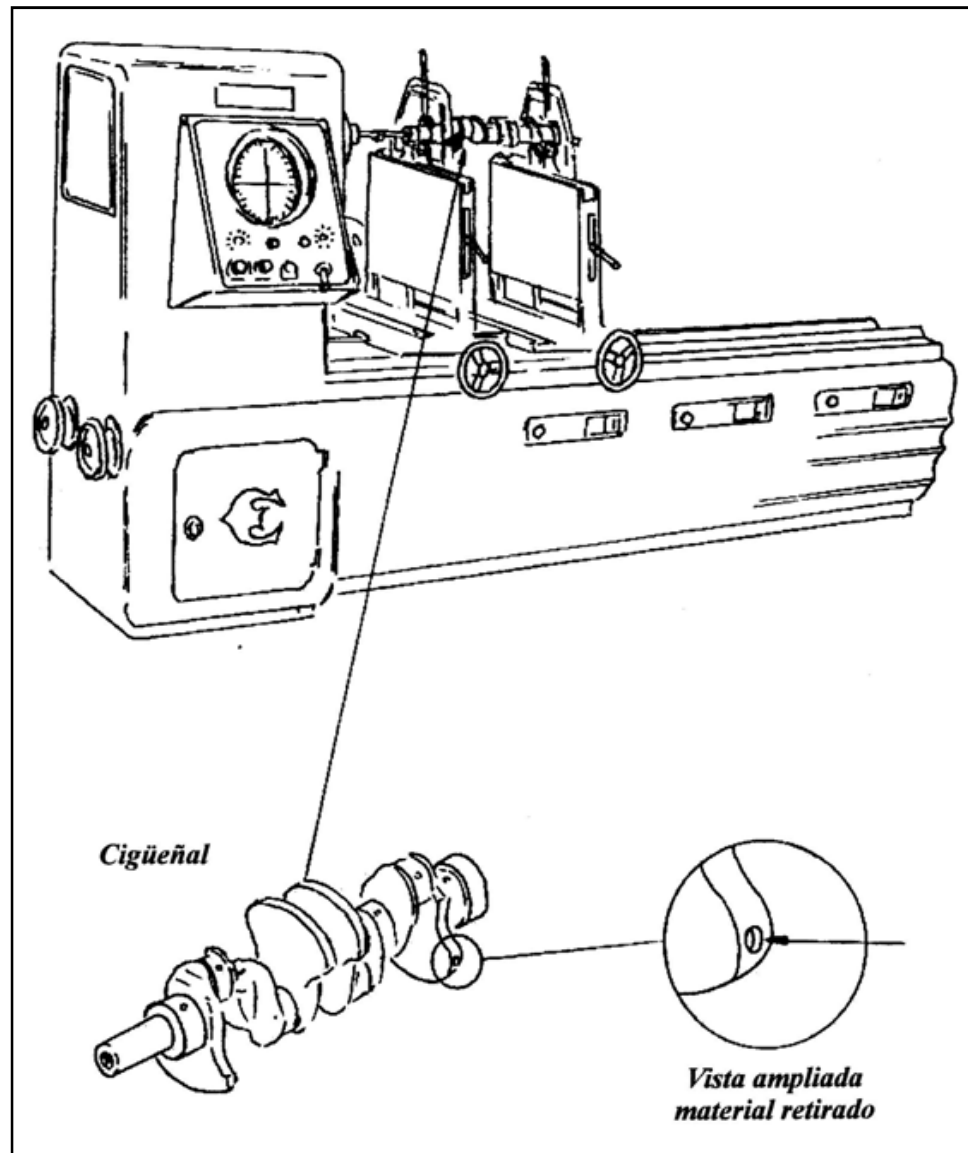


Figura 2.115: Balanceadora de cigüeñales

2.9.23.8 LUBRICACIÓN DEL CIGÜEÑAL

Como en todo mecanismo importante del motor, el mejorar la lubricación en el eje cigüeñal es un asunto muy importante por realizar, en especial si el motor va a estar expuesto a un esfuerzo mayor que para el que fue diseñado originalmente.

Cuando mencionamos las mejoras posibles en el bloque de cilindros, también nos referimos al incremento en el diámetro de los conductos de lubricación que se dirigen hacia los codos de bancada del cigüeñal.

También se debe realizar un aumento en el diámetro de los conductos dentro del cigüeñal, un mejor avellanado de los inicios de los orificios en los codos y un control exacto de su buena comunicación con los codos de biela, ya que a través de los codos de bancada se llega el lubricante hasta los codos de biela.

Después de realizar este trabajo es necesario limpiar con mucho cuidado todos los residuos del material retirado, para evitar que puedan llegar a los cojinetes deslizantes.

Muchas veces será necesario retirar los tapones para agrandar y para limpiar internamente al cigüeñal, teniendo el cuidado de colocarlos nuevamente pero de mayor diámetro y muy bien fijados.

Otra importante modificación es proveer, si el motor original no lo tenía, de un mejor llenado del lubricante a través de mayc.res orificios o agrandados en los cojinetes de bancada. Se puede inclusive realizar un ranurado central en los cojinetes, para que esta ranura sirva de mejor comunicación del lubricante.

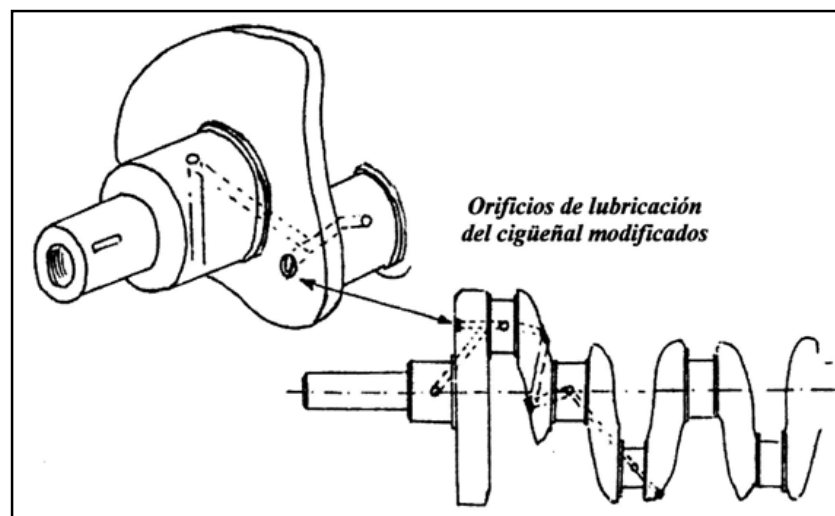


Figura 2.116: Modificación de orificios del cigüeñal

2.9.24 VOLANTE DE INERCIA

El objeto del volante de un motor es el de almacenar energía de la producida por el tiempo de expansión y devolverla después en los otros tiempos donde no se produce trabajo. Esta fundamental ocupación del volante involucra la rigurosa suavidad de marcha que imprime al motor, facilitando la rigurosa sucesión de los ciclos sin golpeteos ni sacudidas. En efecto: cuando el

cilindro realiza su tiempo de trabajo todo el conjunto alternativo del motor es sometido a una rápida aceleración que el volante frena absorbiendo energía, en los otros tiempos restantes del ciclo esta aceleración decrece seriamente hasta el extremo de que es el volante quien cede la energía almacenada para que pueda producirse.

En los motores de pocos cilindros el volante tiene una importancia capital. En los monocilíndricos por ejemplo, donde cada tiempo de trabajo no se reproduce nada más que cada dos vueltas del cigüeñal, el volante efectúa una labor muy importante. A medida que aumenta el número de cilindros la importancia del volante decrece: en los motores de 4, el acumulamiento de energía de cada ciclo es del 40 %, es decir, la energía producida se acumula en un 40 % en el volante; en los motores de 6 cilindros es sólo de un 20 % y, naturalmente, menor para motores más articulados. Tanto el cigüeñal, que también va provisto de contrapesos, como el conjunto de las bielas, etc., en definitiva todo lo que forma el tren alternativo, acumula también energía. De todas formas es el volante quien mayor cantidad de ésta almacena, hasta el extremo de que en un motor V-8, donde el cigüeñal pueda acumularla en cantidad, es superado ampliamente por el volante, que acostumbra a tener una inercia polar unas siete veces superior al cigüeñal y todas cuantas piezas son solidarias de su giro.

El volante de los automóviles corrientes va equipado de una corona dentada a su alrededor para facilitar el arranque eléctrico, además de los órganos de embrague que se hallan acoplados a él, como es sabido.

2.9.24.1 CÁLCULO DE UN VOLANTE

El correcto y completo cálculo de un volante requiere tener en cuenta una cantidad de cálculos bastante complicados entre cuyos factores entran los momentos de inercia, las semisermas de velocidades medias, los valores del grado de regularidad, número de revoluciones por minuto, etc. Como quiera que el mecánico dedicado al trucaje se encontrará con el motor ya hecho y por lo tanto con el volante debidamente calculado, su misión será exclusivamente la de retocar el volante por cuya razón sólo le interesan las modificaciones que sobre el mismo puedan hacerse con el fin de obtener una mayor ligereza de

éste. Por otra parte, el cálculo del volante es muy complicado, debido a los muchos factores que en él hay que considerar.

En general se acepta que el diámetro del volante esté sujeto a la siguiente fórmula:

$$\text{Diámetro del volante} = 2.5 \sqrt[3]{\text{carrera}}$$

En el caso de motores de 4 cilindros. En el caso de motores de 6 cilindros o de 8, el volante tiene un diámetro que equivale a:

$$\text{Diámetro del volante} = 2.2 \sqrt[3]{\text{carrera}}$$

Nunca es aconsejable variaciones en este diámetro del volante. Lo que interesa en definitiva, es sólo variar su peso. Ya hemos visto que cuanto mayor es el número de cilindros de un motor, menor es la necesidad del volante y por lo tanto más pequeño es éste. El peso también queda reducido considerablemente si el número de cilindros aumenta. El ingeniero Heldt da los siguientes pesos de los volantes en los motores de explosión:

Motores de 4 cilindros = De 6 a 8 gramos por cm^3 de cilindrada.

Motores de 6 u 8 cilindros = De 3,6 a 4,7 gr por cm^3 de cilindrada.

Según estos cálculos un motor de 4 cilindros con cilindrada total de 848 cm^3 deberá tener un volante cuyo peso oscile entre $(848 \times 6) = 5088 \text{ gry} (848 \times 8 = 6784)$ gramos.¹⁷

2.9.24.2 RETOQUES O ALIVIANADO DEL VOLANTE

En la figura 2.117 presentamos los lugares donde debe efectuarse un aligeramiento máximo del volante. Si se trata de retocar un motor para elevarlo al máximo de sus posibilidades, será preciso efectuar el rebaje del modo que muestra B de la figura citada.

¹⁷ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 146

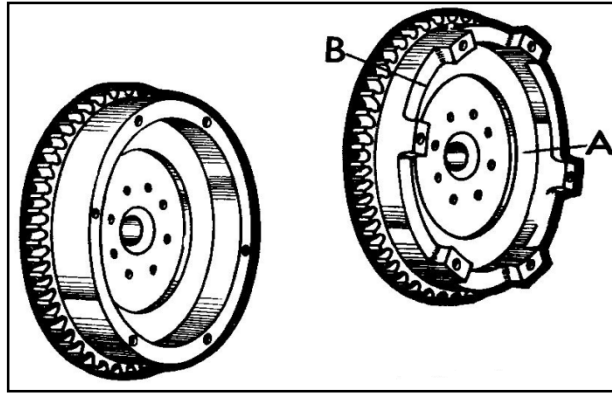


Figura 2.117: Retoques efectuados sobre el volante de inercia, A sobre el interior del mismo, B sobre el exterior

Si los retoques son menores quizá sea suficiente tan sólo un pequeño rebaje ejecutado al torno, de la superficie lateral del volante, eliminando peso. El modo de proceder al rectificar el volante se muestra en la figura 2.118. El volante representado en esta figura, pertenece a un coche FORD, fue rebajado en su peso 4.500 gr y después de otras modificaciones en el cigüeñal acusó el motor un aumento de rendimiento excepcional.

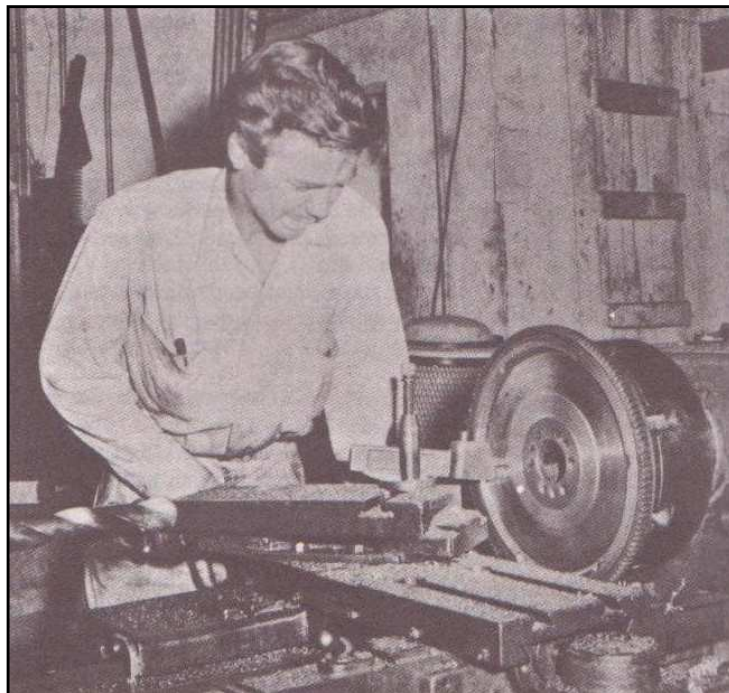


Figura 2.118: Rebajando el peso de un volante por medio del torno

Para saber la cantidad de peso que puede eliminarse de un volante es preciso, como en la mayoría de los casos de trucaje, obrar con un poco de tanteo y

comprobaciones periódicas. Es buena norma la de pesar el volante originario y sacar de su peso una cantidad algo menor, en gramos, a la mitad del porcentaje del aumento deseado en revoluciones por minuto.

Supongamos que un motor de 4 cilindros, con cilindrada total de 1390 cm³, alcanza un régimen máximo de 4000 r.p.m. y queremos, en principio, aumentar su giro a 5000 r.p.m.

Verificando el volante resulta que éste pesa 11120 kg. Como que el aumento de revoluciones que le preparamos es de un 25 %, la disminución del peso del volante podrá ser igual a:

$$\frac{11120 \times \frac{25}{2}}{100} = 1390 \text{ gramos}$$

O sea que el nuevo volante rectificado podrá pesar 11120-1390 = 9730 gramos. La forma de disminuir el peso del volante es la mostrada en la figura 2.117, , trucando el interior de aquél y suspendiendo la tarea de tanto en tanto para comprobar que el peso del volante se mantenga sin superar el peso hallado por el cálculo, así como que el giro del volante sea equilibrado.

Repetimos una vez más que este cálculo es válido exclusivamente para motores de cuatro tiempos, pues los de dos tiempos, debido a que a cada vuelta del cigüeñal se sucede un tiempo de trabajo, tienen todavía volantes más pequeños y están sujetos a otras normas.¹⁸

2.9.24.3 BALANCEO DINAMICO CON EL EJE DEL CIGÜEÑAL

Cuando se ha modificado el peso del volante, así como cuando hemos requerido modificar su estructura en modificaciones como las descritas anteriormente, se requerirá balancear el peso del volante de inercia.

Como habíamos dicho anteriormente, el balanceo del volante debería ser en conjunto con el cigüeñal, pero posterior al balanceo individual del cigüeñal. Para ello se identifica en la máquina el punto exacto del exceso de peso y se talad ira

¹⁸ MIGUEL DE CASTRO VICENTE Trucaje de motores de 4 tiempos. Pág. 147

convenientemente en el otro extremo, midiendo permanentemente el materia retirado. Al final se balancea nuevamente, hasta llegar a una medida no mayor a 1 gramo de desbalanceo, lo que le dará al motor una gran estabilidad de aceleración.

Cuando se ha finalizado este proceso, se recomienda balancearlo en conjunto con el plato de embrague y adicionalmente el disco de fricción, pero se lo debe centrar perfectamente para su trabajo, señalando la posición al final, para que en el desmontaje y montajes posteriores no se desequilibre lo anteriormente logrado.

2.9.25 COLECTOR, MÚLTIPLE O TUBO DE ESCAPE

En un motor de serie el múltiple se caracteriza por juntar todas las salidas de los cilindros en un punto común, lugar donde se conecta la salida del tubo propiamente dicho de escape, la gran desventaja que presenta este sistema es que existe demasiado restricción a la salida de gases, lo cual ocasiona una buena pérdida de potencia del motor, además que tenemos que la temperatura de estos gases se concentran más en el cabezote, cosa que no sucede si ayudamos a que los gases quemados salgan con mayor facilidad, para esto se adopta el sistema de tubos o salidas individuales el cual permite al motor desfogar rápidamente estos gases quemados, permitiendo a su vez el ingreso rápido de la mezcla fresca de admisión, logrando con ello la respiración del motor y por tanto un incremento de potencia.

A estos tubos individuales o llamado Header se los diseña con tubos de igual longitud, el cálculo y diseño del sistema de escape está estructurado en el múltiple de escape o header es decir salidas individuales y el tubo de escape primario.

Lograr un escape perfectamente equilibrado para un motor no es fácil ya que, para conseguir este objetivo, hay que tener en cuenta y combinar los siguientes valores:

- el diámetro del tubo
- la longitud del colector
- la longitud del tubo de escape primario con su nuevo diámetro
- la curva de inclinación

Para obtener el máximo rendimiento de este equipo de expulsión de gases quemados, cuya determinación por cálculo es siempre relativa (pues varía mucho

en la práctica),

El mercado de los kits para potenciar motores ofrece con frecuencia una gran variedad de modelos de tubos de escape y colectores de los que se prometen altos porcentajes de mayor rendimiento del motor; pero, en la práctica, solamente los tubos de escape y colectores que provienen de una fábrica de accesorios de competición pueden tener la suficiente garantía y siempre que estén avalados por la misma industria.

Los problemas que puede aportar todo el conjunto de un sistema de escape que no esté perfectamente diseñado y acoplado, vienen provocados por el régimen de contrapresiones que el gas quemado, a altísimas temperaturas y velocidades de salida, produce cuando se enfrenta a un foco mucho más frío contra el que se vierte antes de salir a la atmósfera.

Aunque los fenómenos físicos que intervienen en este proceso son muy complejos, vamos a tratar de explicarlos de una forma simplificada. Podemos llegar a las siguientes conclusiones provisionales: En cuanto se abre la válvula de escape después de la combustión, en el colector se forma una onda de presión positiva, de altísima velocidad (pues se propaga a la misma velocidad del sonido), la cual avanza a través del colector hasta llegar al fin del tubo primario de escape. En este momento, la onda se expande y se crea una onda inversa, con presión negativa, que se desplaza en sentido inverso, es decir, tiene tendencia a encaminarse hacia la válvula. El efecto perturbador de esta onda inversa es fácilmente comprensible.

Este fenómeno tiene una evidente faceta negativa, pero los ingenieros tratan de aprovecharse de ella y de que produzca efectos favorables para el motor. El objetivo está en hacer coincidir la llegada de esta onda de retroceso hasta la misma válvula de escape, exacta y únicamente en el momento en que la válvula comienza a abrirse.

De este modo, cuando hay cruce de válvulas, esta pequeña presión contraria aguanta la salida del gas y permite una apertura muy prematura de la válvula de admisión sin que gases frescos se pierdan por el escape.

Pero obtener estos ingeniosos resultados comporta un problema que sólo lo

puede resolver la forma y tamaño del mismo colector de escape; por lo tanto, ya podemos ver la importancia del diseño del mismo y de cómo hemos de preocuparnos para obtener el sistema de escape más adecuado para nuestro motor transformado.

En la figura 2.119 tenemos un ejemplo de la distribución general de un sistema de este tipo, en la parte que más nos interesa, cabe destacar, la salida de los gases por el conducto de escape de la culata (1), lo que entendemos por colector de escape (2) y por tubo de escape primario (3).

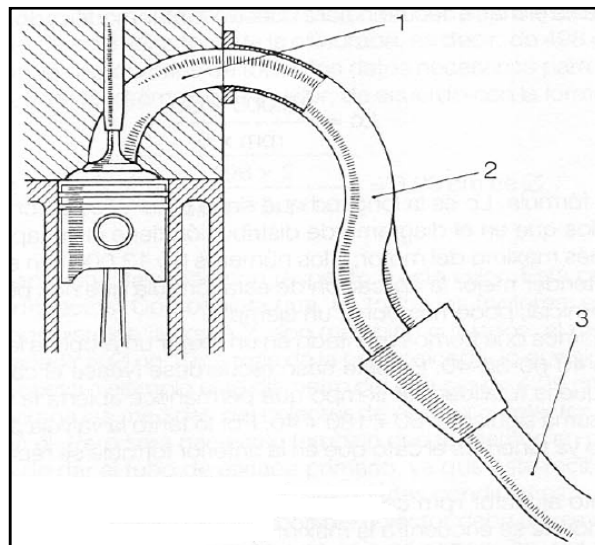


Figura 2.119: Representación del conjunto del sistema de escape de un motor, (1) Conducto de escape labrado en la culata, (2) Colector de escape, (3) Tubo de escape primario

Después de que los tubos tienen cierta longitud, se empatan a otros tubos de mayor diámetro, generalmente utilizando a grupos comunes de cilindros, entendiendo como cilindros comunes aquellos que están trabajando opuestamente, para que los tubos no se saturen de gases con la entrega de dos cilindros simultáneos, luego los dos pares de salidas mayores se encuentran después de otro recorrido con el tubo final, y de este hacia la salida, o simplemente pasando por un resonador o silenciador.

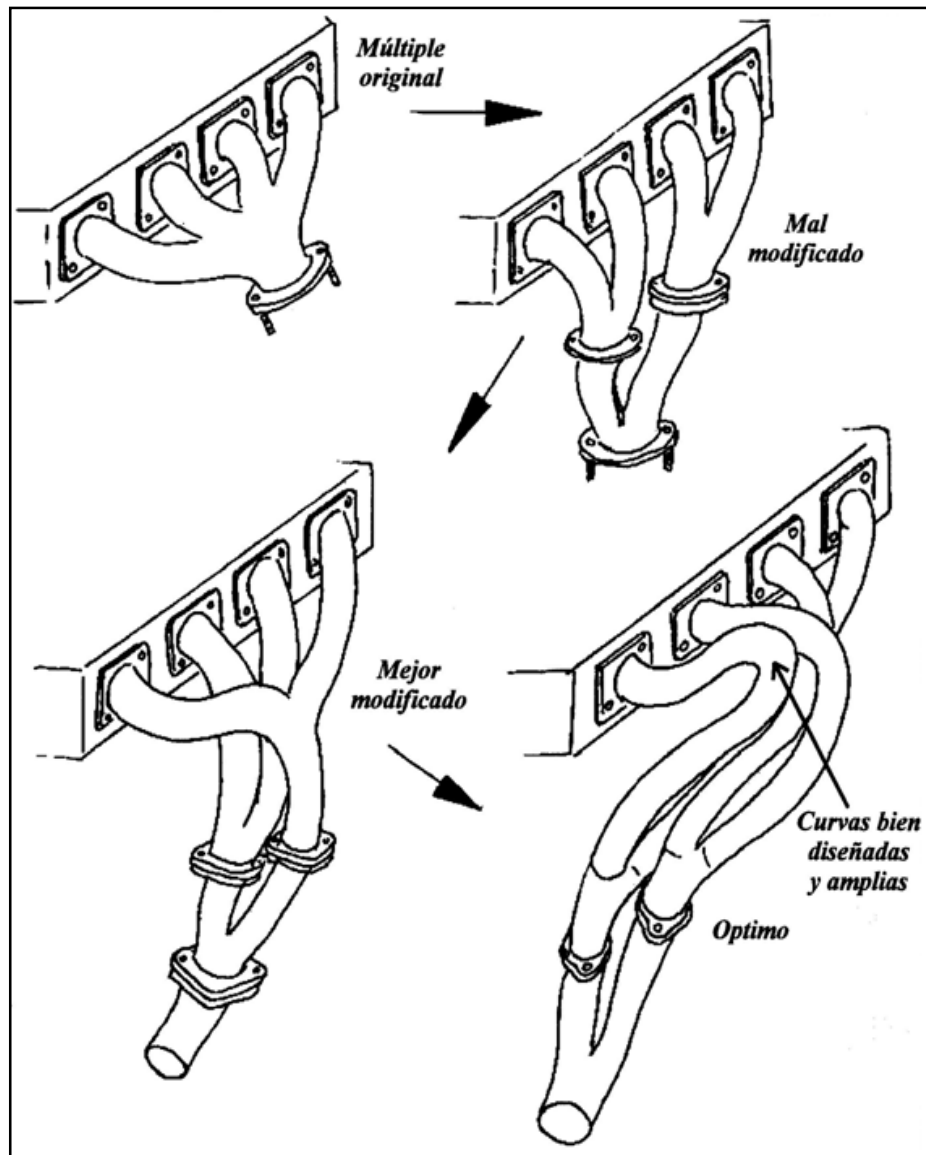


Figura 2.120: Formas de colectores de escape

La importancia de estos diseños está en que los tubos deben tener longitudes iguales hasta su confluencia al tubo mayor, para que los gases recorran sin interferencias y lo mismo al tubo final, de esta forma la salida de los gases es uniforme y con flujo continuo, estos tubos deberán por lo tanto ser lo mejor curvados posibles, en lo posible utilizando curvas muy amplias.

En el caso de no tener espacio en el vehículo para este diseño, se opta por crear al tubo más alejado de un diámetro menor y al más cercano a la salida de diámetro mayor, igualando con ello el flujo de salida.

Se recomienda fabricar una protección de calor, la misma que nos permite

irradiar el calor hacia elementos cercanos, para ello se puede utilizar un tool con una lamina de asbesto adherida o sencillamente vendado a los tubos con un vendaje de alta resistencia a la temperatura, con ello se evitara generación excesiva de calor a elementos cercanos y se ayuda a disiparlo en el menor tiempo posible.

Consideramos de gran importancia indicar los valores preferentes que se obtienen con diferentes diseños tradicionales de tubos de escape de competición. En cuanto a tipos de headers existe el llamado 4 en 1, un ejemplo del cual puede verse en la figura que se muestra a continuación.

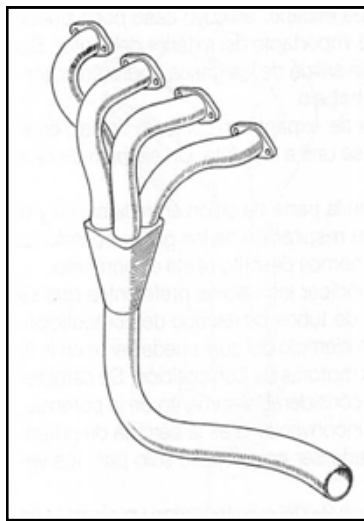


Figura 2.121: Colector de escape y tubo primario de los llamados 4 en 1

Éste es un diseño muy clásico para los motores de competición. Su característica más importante es que se consigue un considerable aumento de la potencia, pero solamente a altos regímenes de giro. Su inconveniente es la pérdida de potencia en los bajos regímenes, de modo que puede ser aconsejable sólo para los vehículos especialmente dedicados a las pistas.

Por el contrario, existe el tipo llamado 4 en 2 del cual tenemos un ejemplo en la figura siguiente:

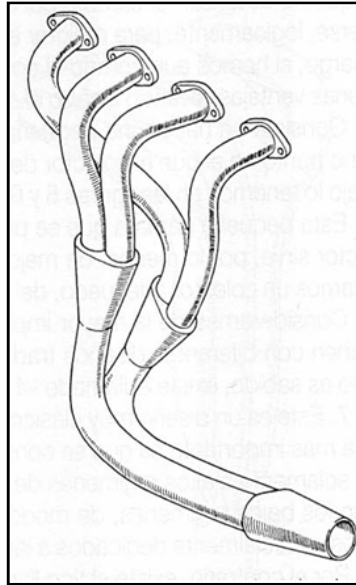


Figura 2.122: Colector de escape y tubo primario de los llamados 4 en 2

Cuyo comportamiento frente a la zona de potencia más favorable es exactamente la contraria a lo que se ha descrito para el colector de la figura 2.121. Por lo tanto, los bajos regímenes serán beneficiados por este colector mientras en los altos se comportará de un modo menos favorable.

No hace falta decir que los motores preparados para competición, con la potencia en los regímenes de giro más altos, deben tener colectores de escape iguales o parecidos a los de la figura 2.121

La presencia de nuevos colectores y nuevos tubos de escape, de diferente diseño, comporta siempre el nuevo reglaje del encendido, ya sea de una ligera corrección en el avance o incluso, un cambio en el grado térmico de las bujías, el mecánico debe tenerlo en cuenta cuando efectúe estas operaciones.

2.9.25.1 DIMENSIONES DEL COLECTOR DE ESCAPE

La utilización del cálculo para considerar las características de tamaño de los colectores de escape requiere fórmulas muy complicadas. Por lo mismo no vamos a considerar este tipo de cálculos matemáticos y para calcular los valores del nuevo sistema de escape vamos a valernos de una fórmula empírica, muy sencilla, a partir de la cual podremos comenzar a investigar si el colector de escape es el más adecuado para nuestro motor modificado. Esta fórmula es la siguiente para

determinar que longitud deberá tener el header:

$$L_c = \frac{13000 \times G_e}{\text{rpm} \times 6}$$

En esta fórmula, L_c es la longitud que debe tener el colector de escape, G_e el valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape, rpm el numero de revoluciones máximo del motor, y los números 6 y 13000 son siempre fijos.

Para entender mejor la explicación de esta fórmula que nos permite una hipótesis de trabajo final inicial, podemos poner un ejemplo.

Supongamos que hemos montado en un motor un árbol de levas bastante cruzado del tipo 40-80-80-40, esto quiere decir que la totalidad de tiempo que permanece abierta la válvula de escape resulta de la suma siguiente: $80+180+40$, por lo tanto la válvula permanece abierta 300° , con ello ya tenemos el dato que representa G_e .

En cuanto al factor rpm cabe decir que depende del número de revoluciones pretendidas donde se encuentra la máxima potencia. Supongamos que, en nuestro motor preparado, esta circunstancia se da en un valor de 7800 rpm.

Con los datos citados ya podemos aplicar en la formula mencionada inicialmente.

$$L_c = \frac{13000 \times 300}{7800 \times 6} = 83.33 \text{ cm}$$

Este valor de longitud obtenido se refiere a la distancia desde la misma válvula de escape, de modo que se tendrá que descontar de esta cifra el valor correspondiente a la longitud de los conductos que están labrados en la misma culata.

Partiendo de esta fórmula se puede calcular es resto de los datos que determinan este punto de partida del tubo de escape y colector de salida.

Por ejemplo, en el caso de tener que fabricar un colector de escape nuevo ya sabemos la longitud, pero además necesitamos también saber el diámetro de los tubos, para ello nos valemos de la siguiente fórmula:

$$\varnothing = 2 \times \sqrt{\frac{Vc \times 2}{Lc \times 3.1416}}$$

En esta fórmula, tenemos que Vc es el volumen unitario del cilindro mientras Lc recordamos que es la longitud del colector hallada por la anterior fórmula.

Volviendo al mismo caso práctico que nos está sirviendo como ejemplo, tenemos que si el motor anterior tiene una cilindrada total de 1992 cm³ y se trata de un motor de cuatro cilindros, la cubicación de uno solo de sus cilindros será de una cuarta parte de este valor total de la cilindrada, es decir de 498 cm³, de este modo ya disponemos de todos los datos necesarios para aplicar la fórmula del diámetro y así tendremos que el valor, de acuerdo con la fórmula será:

$$\varnothing = 2 \times \sqrt{\frac{498 \times 2}{83.33 \times 3.1416}} = 3.90 \text{ cm de } \varnothing$$

Es preciso hacer una salvedad con respecto a este valor, está calculado para colectores de salida rectos, comoquiera que en todos los motores, estos colectores son más bien curvados, al resultado obtenido se le deberá añadir al \varnothing un 10% más de la cifra indicada, lo que significa que en el mismo caso de nuestro ejemplo este diámetro debería ser de 4.29 cm.

Una vez sepamos las medidas del colector de prueba o colector inicial, ya podremos trabajar en él. Pero será necesario también que tengamos en cuenta los valores que se le ha de dar al tubo de escape primario, ya que este recibirá los cuatro tubos y los unirá en uno, y ello debe hacerlo bajo ciertas condiciones.

En primer lugar, el conjunto de los tubos del colector o header deben unirse al tubo de escape primario preferentemente formando una caja de expansión,

del modo que se aprecia en la siguiente figura:

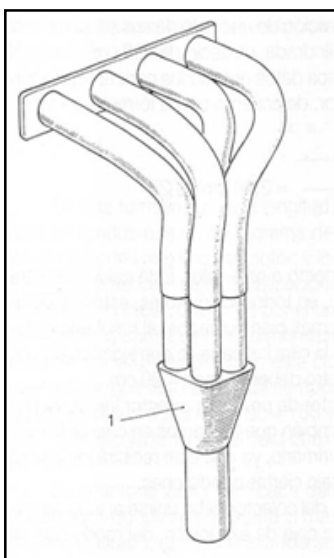


Figura 2.123: Unión de los tubos del colector hacia el tubo de escape primario en una versión de escape 4 en 1, (1) Cámara de expansión

Esta primera caja de expansión permite a los gases una deceleración de su velocidad y, con ello, una pérdida de ruido. Además, aquí han de unirse todos los gases quemados por los cilindros en un solo flujo de corriente, porque se ha de velar para que no concurren en este punto corrientes inversas.

Otras soluciones como la mostrada en la figura siguiente:

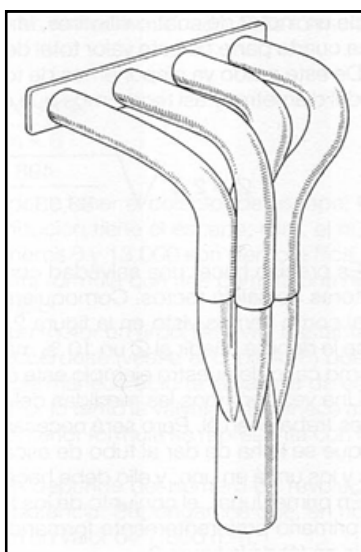


Figura 2.124: Unión de los tubos en el cuerpo del escape primario, no existe cámara de expansión en este modelo

Sobre el tubo primario de escape necesitamos saber también el diámetro resultante del tubo ($\emptyset Te$). Para ello podemos echar mano de una fórmula empírica, semejante a las que hemos dado anteriormente pero con alguna variante, es decir, considerando toda a cilindrada del motor (Vt).

Así tenemos, por ejemplo, que para conocer el diámetro del nuevo tubo tendremos que valernos de esta fórmula:

$$\emptyset Te = 2 \times \sqrt{\frac{Vt}{Lc \times 3.1416}}$$

Volviéndonos al caso de nuestro motor y teniendo en cuenta que la cilindrada total era de 1992cm^3 .

$$\emptyset Te = 2 \times \sqrt{\frac{1992}{83.33 \times 3.1416}} = 5.52 \text{ cm}$$

Suponiendo que este tubo de escape no tenga necesidad de tener alguna curva o codo apreciable, este valor se puede dar por bueno, sin necesidad de aumentarle el 10 % que indicamos anteriormente para los tubos curvados.

En cuanto a la longitud del tubo de escape conviene tener en cuenta que siempre se aconseja que tenga una longitud cuyo valor sea múltiplo del valor (Lc) del colector de escape (incluido el conducto de la culata).

Para finalizar, digamos que los cálculos obtenidos por las fórmulas anteriores son un punto partida para tener los datos básicos sobre los que podremos actuar para realizar un diseño experimental previo de un sistema de escape de un motor que ha sido modificado a fondo. Pero no hay duda de que la mejor forma de proceder será poner el motor en el banco de pruebas (si ello es posible) y hacer pruebas de potencia con diferentes equipos algo mayores y algo menores de lo indicado. El banco de pruebas nos dará, de forma experimental, el tubo de escape más conveniente para nuestro motor. El colector deberá hacerse siempre de fundición, ya que va a tener que soportar una temperatura muy elevada y de forma permanente. El tubo de escape se fabrica de plancha.

Hay que tener en cuenta que, por otra parte, hay reglamentos de competiciones que no autorizan el cambio del colector de escape, en cuyo caso poco puede hacerse, lógicamente, para mejorar esta parte importante del exterior del motor. Sin embargo, si hemos aumentado el conducto de salida de los gases podremos obtener unas ventajas llevando a cabo el siguiente trabajo. Consiste en hacer una pequeña cámara de expansión, cónica o anular, en el mismo punto en el que el colector de escape se une a la culata. Un ejemplo de este trabajo lo tenemos en las figuras:

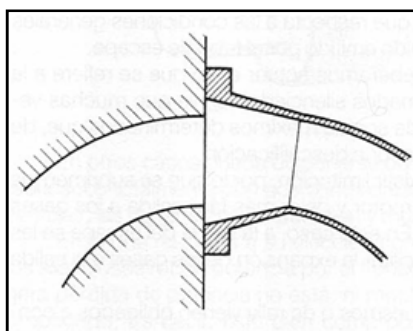


Figura 2.125: Cámara de expansión cónica a la salida del conducto de la culata con colector

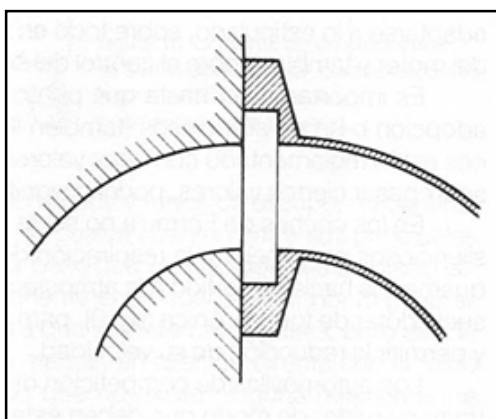


Figura 2.126: Cámara de expansión anular a la salida del conducto de la culata con el colector

Esta pequeña cámara que se presenta en la parte de unión entre la culata y el colector sirve, por lo menos, de mejora para la respiración de los gases cuando no aplicamos un colector adecuado, del tipo que hemos descrito hasta el momento.¹⁹

¹⁹ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 240

2.9.25.2 SILENCIADORES O SILENCIOSOS

Siempre que se diseñe un proyecto para preparar un vehículo de competición es importante tener en cuenta las características del reglamento de competición para adaptarse a lo estipulado, sobre todo en lo que respecta a las condiciones generales del motor y también sobre el control del sonido emitido por el tubo de escape.

Es importante ver hasta qué punto deberemos actuar en lo que se refiere a la adopción o no de silenciosos (también llamados silenciadores), ya que muchas veces están reglamentado con unos valores de sonido máximos determinados que, de sobrepasar ciertos valores, podrían significar una descalificación.

Los automóviles de competición de turismos o de rally vienen obligados a controlar su ruido, de modo que deben estar equipados con silenciosos. En la figura 2.127 tenemos un ejemplo de un juego de silenciosos deportivos IRESA fabricados con chapa acerada de 1,6 mm de grueso, con terminal de acero inoxidable.

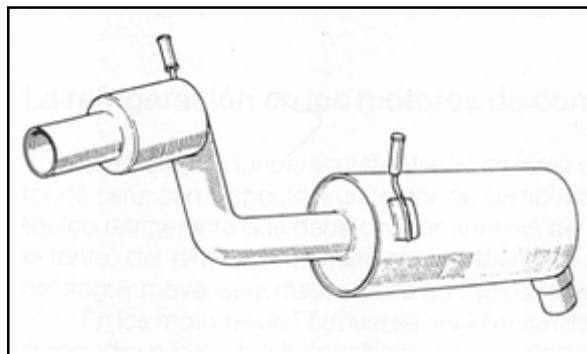


Figura 2.127: conjunto de los silenciosos de fabricación especial, para automóviles de competición fabricados y comercializados por IRESA (marca destinada a la competición)

En otros casos puede disponerse de silenciosos y tubos de escape, en general, fabricados totalmente con acero inoxidable, los cuales cuentan entre sus principales ventajas, las de tener mayor duración y menor peso que los tradicionales de plancha.

En lo que respecta a su elección conviene tener en cuenta que, por lo general,

los silenciosos roban potencia por el frenado a que someten a los gases, pero esta ligera pérdida de potencia no está, ni mucho menos, en relación directa con el ruido propagado.

Se ha comprobado experimentalmente que no rebaja la potencia del mismo mas allá de un 2%, lógicamente que en los motores de serie es obligatorio para la circulación de los autos llevar silenciadores, es decir, está bien comprobado que no existe ninguna relación entre ruido y potencia, de modo que el ruido en sí no es garantía de haber mejorado el tiraje del motor ni de haber contribuido al mejoramiento de sus prestaciones.

La más sencilla teoría del silenciador consiste en aumentar la longitud del tubo de escape haciendo circular el gas por una serie de conductos que equivalen desde luego a un tubo de escape muy largo, ya que a medida de que los gases se separan del motor pierden velocidad y el sonido se amortigua, en la siguiente figura puede verse el esquema de un silenciador elemental.

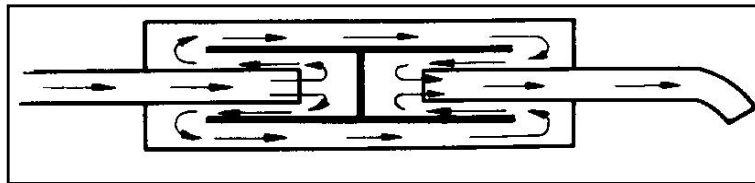


Figura 2.128: Silencioso elemental

Otro tipo de silencioso de carreras como se muestra en la figura 2.129, los gases quemados que llegan desde A penetran en la cámara B saliendo después al exterior C.

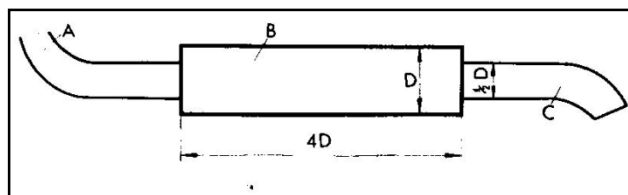


Figura 2.129: Silencioso de bolido de carreras.

Las medidas de este silenciador de escape son las siguientes: el diámetro D debe ser el doble, como mínimo, del diámetro del tubo, mientras su

longitud es igual a cuatro veces el diámetro. El volumen de esta cámara de expansión deberá ser como mínimo siete veces superior al volumen de la embolada de un cilindro, el tubo de cola, que deberá continuar después de la cámara, deberá sobresalir del eje trasero, es decir ir mas atrás que este eje y dispuesto de forma que el gas quemado sea proyectado hacia el suelo y no rectos o boca arriba.

En general al trucar un motor no será conveniente sustituir su silenciador estándar o de origen en el caso de ser obligatorio utilizarlo, puesto que los beneficios reportados son muy pocos, en algunos casos casi nulos, lo que si debe hacerse es cuidarlo con mucha frecuencia limpiándolo cuidadosamente de todo vestigio de carbonilla.

2.10 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Las condiciones más duras de trabajo a las que va a verse sometido un motor preparado para competición deben ser contrarrestadas con la aportación de mejoras en la lubricación para que pueda soportar las duras condiciones en las que va a desarrollar su trabajo en lo sucesivo.

2.10.1 ACEITES SINTÉTICOS

Hemos hablado largamente de los inconvenientes que se producen en un motor con la falta de lubricación y podemos entender que si hemos realizado modificaciones en un motor, para obtener mayor potencia, los gastos de estas modificaciones deben ser cuidadas con un buen aceite, para que este trabajo arduo realizado no se vea perjudicado por un pequeño costo adicional.

Generalmente los aceites diseñados para un vehículo de serie tienen buenas características lubricantes, suficientes para el trabajo que realiza el motor, pero si hemos cambiado estas características será necesario pensar, como dijimos en proteger esta inversión y sobre todo, permitir al motor trabajar en condiciones extremas, con plena seguridad de funcionamiento.

Para ello es recomendable utilizar aceites sintéticos, que han sido cuidadosamente fabricados para cumplir con estas extremas condiciones de trabajo. Su costo

generalmente es alto, pero el costo de nuestro trabajo merece el mejor cuidado, por lo que su utilización debería ser obligada.

2.10.2 EL RADIADOR DE ACEITE

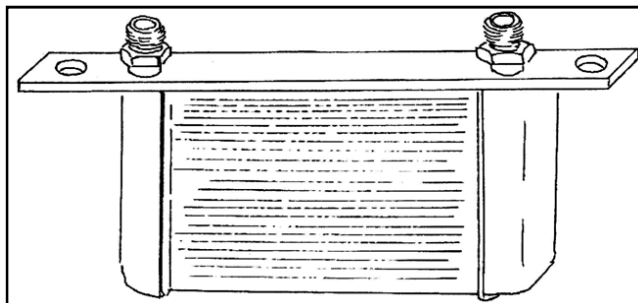


Figura 2.130: radiador de aceite del motor

Uno de los enemigos del sistema de lubricación es la temperatura del aceite, que al sobrepasar un valor (unos 120 grados centígrados), sus propiedades empiezan a perderse y lo que es más, la temperatura de los elementos lubricados están en riesgo.

El Radiador o enfriador de aceite no es más que un enfriador del mismo, por donde circula el aceite del motor. Este radiador debe estar ubicado en algún lugar conveniente en el vehículo, para que el aire de choque disipe la temperatura adquirida, no obstante, hay que cuidar que las canalizaciones sean lo más cortas posible para evitar caídas de presión de la bomba de engrase.

Estos radiadores suelen fabricarse de aluminio aunque puede emplearse también el cobre, que se desprende fácilmente y resulta muy resistente.

El radiador puede ser tan grande como se desee aunque hay que tener en cuenta que el aceite debe trabajar a una elevada temperatura de por sí, de modo que tampoco es nada recomendable que trabaje completamente frío.

Los elementos que forman un radiador de aceite los podemos ver en la figura 2.131, en la cual se presenta uno de los llamados kits de montaje, aplicable a un motor de serie.

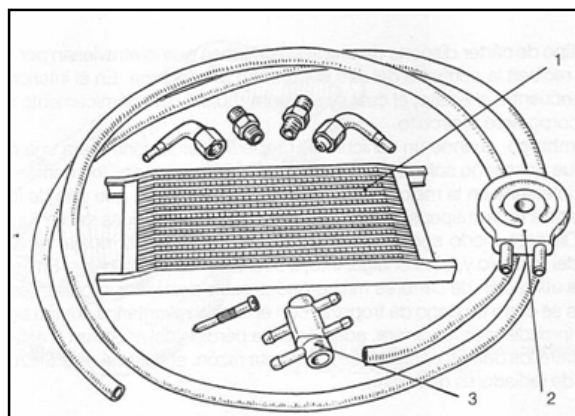


Figura 2.131: Kit de instalación del radiador de aceite, (1) Radiador de aceite, (2) Adaptador para el filtro de aceite, (3) Termostato de control de temperatura

Resulta importante resaltar la función del termostato ya que este permite el paso del aceite por el radiador, únicamente cuando su temperatura es superior a los 85°C, de modo que el radiador no interviene cuando el motor está frío.

El montaje definitivo puede verse en la siguiente figura:

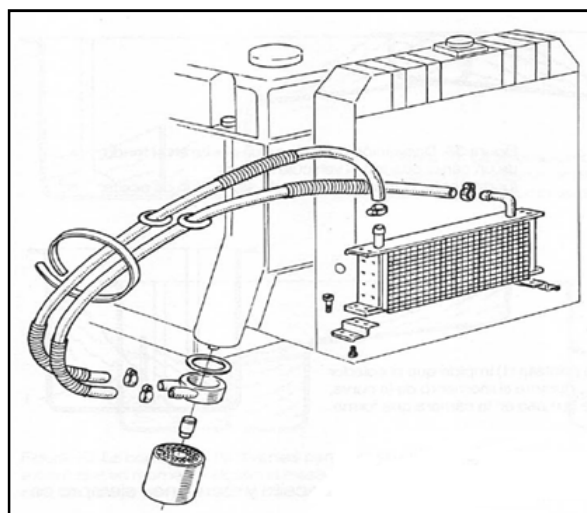


Figura 2.132: Montaje de piezas que forman parte de la aplicación de un radiador de aceite

2.10.3 BOMBA DE ACEITE

Es el corazón del motor, ya que de ella se encarga de mantener alimentado de aceite a todos los mecanismos, los cuales tienen como su peor enemigo al rozamiento. La bomba de aceite de un motor standard ha sido diseñada para su trabajo normal, para

un cierto número de revoluciones y para una cierta carga de trabajo. Cuando se modifica el motor, será necesario modificarla también.

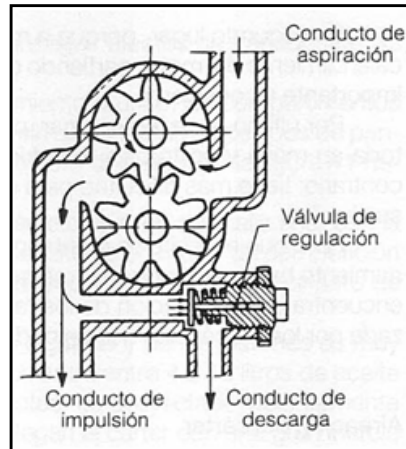


Figura 2.133: Esquema de una bomba de engranajes dotada de válvula de regulación para el ajuste de la presión

En muchos casos, cuando las condiciones lo permiten, o si se encuentra una bomba de mejores condiciones, adaptable al mismo motor, se recomienda instalar a una bomba de mayor caudal de aceite, así como de mayor valor de presión de trabajo.

Para ello se puede montar una bomba de mayores dimensiones, pero cuando el espacio físico o su diseño no lo permite, se puede optar por montar una bomba en otro lugar que el original, como por ejemplo externamente, para lo cual será importante diseñar el sistema de anclaje apropiado, la forma de transmisión de movimiento y los conductos respectivos de succión y presión.

Todas estas modificaciones han sido largamente probadas por los preparadores, llegando a encontrar la mejor solución en el sistema de "cárter seco", que lo describiremos a continuación.

2.10.4 EL CÁRTER DEL MOTOR

Al momento de hablar del cárter de aceite es importante hablar de ciertas cosas que hay que tener en cuenta, como es el caso de las curvas sobre todo cuando el vehículo suele ir a alta velocidad y ello crea un sentido de vaivén muy acusado en el interior del

cárter que hace que el aceite se desplace y la bomba se quede sin líquido, un ejemplo en la figura 2.134.

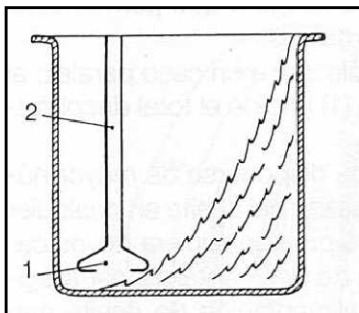


Figura 2.134: Desviación del aceite en el fondo del cárter cuando el vehículo describe una curva, (1) colador o filtro de aspiración de aceite, (2) tubería de acceso a la bomba de aceite

Lo mismo ocurre en el momento de la aceleración de forma similar a lo que puede verse en la figura 2.135:

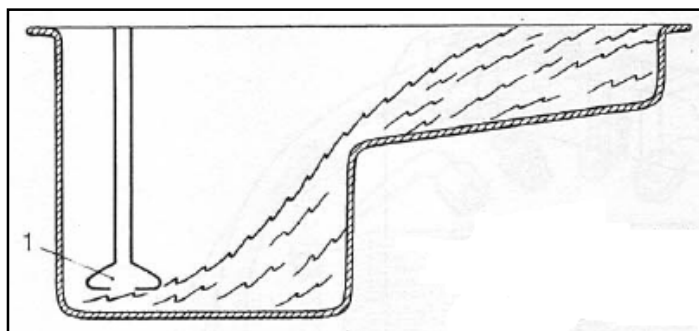


Figura 2.135: Desviación aceite en el fondo del cárter cuando el vehículo acelera fuertemente, (1) colador de aceite

Para evitar este problema los preparadores de motores de competición deben estudiar soluciones, a continuación algunas de ellas.

Disponer de pantallas soldadas al cárter por el interior, el cual impide este desplazamiento del aceite manteniendo el aceite en la zona del colador, así como la mostrada en la figura 2.139,

Según la pista, puede disponerse de mayor numero de pantallas conocidas también como rompeolas impidiendo así la salida del aceite en cualquier dirección, tal es el caso de la figura 2.136, lo cual evitara que el motor quede sin alimentación de aceite aun cuando en la pista el vehículo tenga que desplazarse por largos

curvones ya que de no ser así, el motor experimentaría durante pocos segundos la interrupción de lubricación.

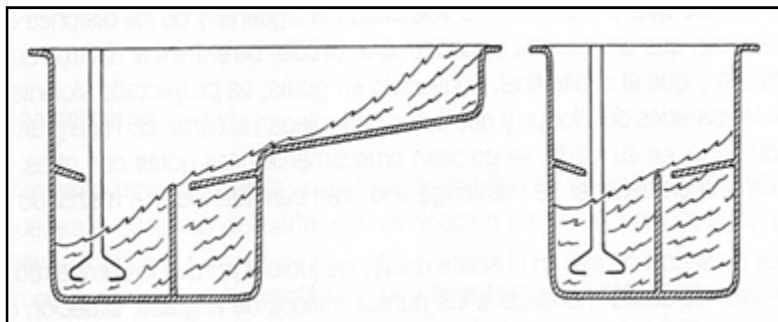


Figura 2.136: Colocación de diversas pantallas en el fondo del cárter

Bajo el criterio de que a pesar del desplazamiento brusco del vehículo los compartimientos quedan llenos de aceite se podrá idear sin dificultad diversos tipos de pantallas y números de las mismas para conseguir el efecto deseado, obsérvese un ejemplo en la figura 2.137.

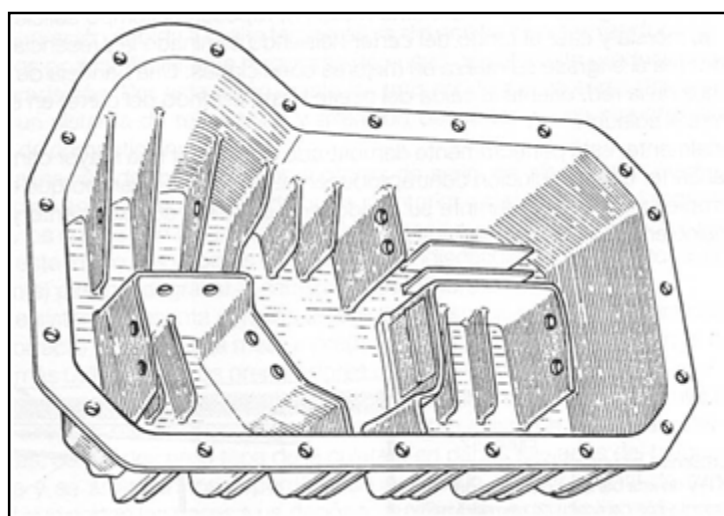


Figura 2.137: Cárter debidamente trabajado por medio de pantallas para conseguir evitar desplazamiento completo de aceite durante la marcha

2.10.5 EL CÁRTER SECO

El sistema de "cárter seco", que no es más que un depósito adicional de aceite, generalmente de mayor capacidad que el cárter original del motor, lugar de donde se toma el aceite para lubricar al motor. De este lugar succiona la bomba de aceite y la envía al motor, pero el aceite que se recoge en el cárter original sirve para que otra

bomba de aceite la envíe hasta el depósito principal. Con este procedimiento se asegura que en las peores condiciones siempre esté lubricado el motor.

Para este diseño se entenderá se requieren dos bombas de aceite y dos depósitos.

La bomba principal succionará el aceite del depósito grande, el cual puede o debe estar externamente ubicado y la envía a través del filtro de aceite y del radiador (en el caso de tenerlo) hacia el conducto principal del bloque del motor. La otra bomba (que podría ser la original del motor), recoge el aceite del cárter original y la envía al depósito principal.

Como se entenderá, la bomba de aceite principal deberá ser montada o interna o externamente en el motor y deberá ser cuidadosamente diseñada, para que cumpla con los requisitos anteriormente descritos.

En la siguiente figura 2.138 se puede notar lo anteriormente explicado:

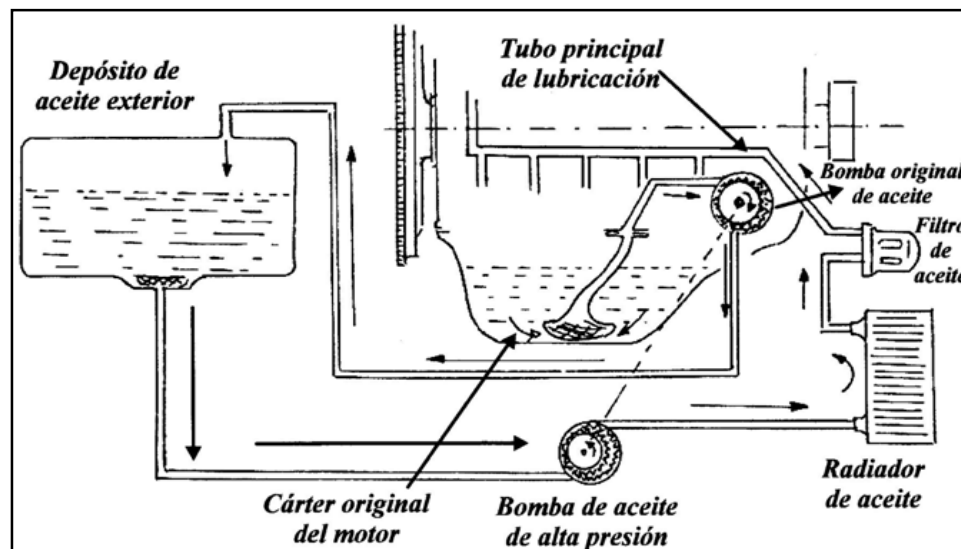


Figura 2.138: Sistema de lubricación por cárter seco

2.10.6 EL FILTRO DE ACEITE

Es otro de los elementos importantes que se deben tener en cuenta en una modificación del motor, ya que generalmente su ubicación original dificulta su acceso y el diseño original podría no soportar la presión y las condiciones nuevas de las modificaciones.

Es recomendable utilizar un filtro con una base exterior, para que permita su reemplazo más fácil y para ello se necesitará ubicarlo convenientemente, utilizando mangueras o cañerías de alta presión, preferiblemente flexibles, para evitar recibir las vibraciones del motor y con ello una posible rotura de ellas, así como las del radiador de aceite.

2.11 MANOMETRO DE PRESIÓN

Otro elemento necesario del sistema es un indicador de la presión de aceite, el cual debe indicar clara y rápidamente cualquier variación, especialmente un descenso importante, pudiendo detectar inmediatamente cualquier problema, evitando de esta manera un daño mayor en el motor.

Es recomendable que se utilice un manómetro de una escala amplia, en donde se detecte claramente cualquier variación de la presión. Debería ser un manómetro de reacción rápida, porque al no ser así, confiaríamos que cualquier medida baja es por su diseño y no por la misma falta de presión, momento en el cual ya podría haberse ocasionado un daño considerable en el motor.

Adicionalmente se recomienda utilizar también al foco indicador de presión mínima y de una buena dimensión, para que llame la atención rápidamente. De ésta forma se complementa el valor de la presión de trabajo y el valor mínimo de presión a la cual puede llegar el sistema, sin que el motor sufra un daño.

La escala de medición deberá estar de acuerdo a la presión de trabajo del motor, también, como en los casos anteriores, las cañerías o mangueras utilizadas deben estar convenientemente protegidas, ser de alta presión de trabajo y especialmente flexibles, para evitar vibraciones o roturas durante el trabajo.

Como hablar de lubricación en los motores es sinónimo de refrigeración y por ende la evacuación del calor del motor una nota importante es que después de modificar y realizar el armado del motor se lo pinte de color negro ya que está comprobado que este color ayuda a irradiar el calor de tal modo que se deshace del calor interno generado por el funcionamiento del motor.

2.12 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Principalmente será necesario analizar si los elementos standard que han sido instalados en el vehículo, pueden soportar las nuevas exigencias del motor o si las deberemos mejorar, buscando la mayor eficiencia.

Entre las partes de este sistema deberemos revisar la bomba de agua, el radiador, las mangueras del sistema, la polea de la bomba de agua y el sistema de ventilación.

2.12.1 BOMBA DE AGUA

Generalmente la bomba de agua del motor de serie está bastante sobredimensionada para su trabajo, de tal manera que no se requiere cambiarla como una parte imprescindible. La capacidad de arrastre de refrigerante es suficiente si sabemos que el motor tenderá a girar a un mayor número de revoluciones que las anteriores de su modificación, por lo que se incrementará su capacidad.

Pero el alto número de revoluciones de giro podría más bien destruirla, por lo que se recomienda modificar la relación de transmisión de las poleas.

Es mejor revisar los conductos de entrada y salida de la bomba, para que no ofrezcan resistencia al flujo normal y sobredimensionado de este motor. Para ello se puede pulir las paredes de los conductos o del bloque del motor en donde va alojada así como el empaque de unión, quitando los bordes que dificulten el paso del refrigerante.

Mencionamos ya que el agua no es el mejor elemento para enfriar al motor, como nos podemos dar cuenta desde hace algunos años, cambiando al agua pura con un elemento refrigerante diluido en agua. Las ventajas de este elemento refrigerante en comparación al agua son que su capacidad de transmisión térmica es mucho mejor, mayor resistencia a la evaporación con temperaturas altas, mejor lubricación a la bomba de agua y sobre todo evita oxidaciones internas del bloque, cabezote y todos los elementos del sistema.

De todas maneras, a la bomba de agua se la puede reemplazar por otra de mejores características, de mayor caudal y de mejor diseño, pero teniendo en cuenta las facilidades que nos permita su original alojamiento, ya que de otra forma

sería necesario reubicarla, con los consiguientes problemas de transmisión del movimiento, los conductos y sobre todo, de un cálculo muy bien realizado para que nos entregue mejores servicios que la standard.

2.12.2 LA POLEA DE LA BOMBA DE AGUA

Si calculamos el número de revoluciones máximas que deberá girar el motor y si calculamos la relación de transmisión de las poleas originales, nos daremos cuenta que la bomba, además de girar a un mayor número de vueltas, para las cuales no ha sido diseñada, también nos ofrecerá mayor resistencia. Habíamos dicho que generalmente la bomba está sobredimensionada en su capacidad de circulación del refrigerante, por lo que si gira a mayores revoluciones no hemos logrado mayor beneficio:

Por ello se recomienda aumentar el diámetro de la polea de la bomba de agua o reducir el diámetro de la polea motriz, que en este caso puede ser la polea del cigüeñal, para que con un buen cálculo, podamos llegar a las mismas revoluciones que daría en un motor standard, sin ofrecer mayor resistencia al motor.

Muchas modificaciones utilizan bandas dentadas en lugar de las tradicionales cónicas para evitar deslizamiento, asegurando con ello un buen funcionamiento. También se puede utilizar este tipo de transmisión de bandas dentadas en los otros elementos del sistema, como es el caso de transmisión para el generador, la bomba de la dirección asistida y otros, como se puede ver en la figura 2.139.

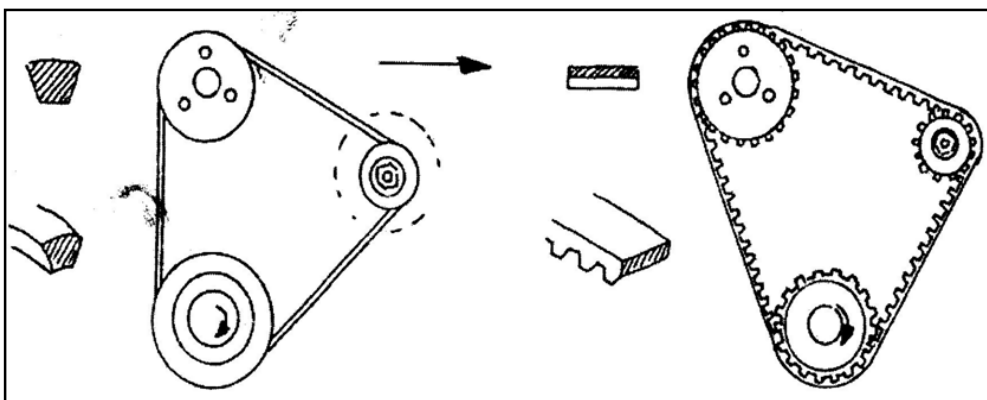


Figura 2.139: Polea de la bomba de agua

2.12.3 MEJORAS EN EL RADIADOR DE AGUA

Cuando el radiador de un motor de serie fue diseñado, igualmente se calculó su disipación térmica, pensando en la suficiente superficie de enfriamiento, suficiente para mantener al motor en la temperatura de trabajo. Cuando se realizan modificaciones en el motor, su temperatura asciende peligrosamente, siendo incapaz muchas veces el radiador de disiparla convenientemente, por lo que se hace indispensable incrementar esta superficie de enfriamiento o simplemente mejorar su diseño.

Para ello se recomienda sobredimensionar al radiador, para que este sea capaz de disipar rápidamente la temperatura de trabajo del refrigerante, producida principalmente por la alta compresión y el número elevado de revoluciones del motor modificado. Adicionalmente se recomienda utilizar radiadores de disipadores de aluminio, incrementando también el número de panales o tubos de circulación del radiador, ya que este material es mejor disipador térmico, desplazando al radiador de tubos de bronce.

Esta modificación a veces requiere de un mayor espacio físico dentro del vehículo, por lo que muchas ocasiones se podrá ocupar dos radiadores convenientemente localizados y que tengan un choque del aire suficiente.

También se debe pensar en el tanque de expansión, el cual deberá ser de mayor capacidad y en la tapa del radiador, la cual se podrá reemplazar por una de mayor presión de cerrado.

2.12.4 MANGUERAS DEL REFRIGERANTE

Cuando las modificaciones del sistema lo requieren por dimensiones o por mayor temperatura de trabajo, otros elementos están en juego y estos son los conductos flexibles de refrigeración.

Se puede pensar en mangueras flexibles de mayor diámetro, de mayor resistencia y blindaje, tratando de que estas tengan una curvatura muy discreta, evitando las curvas muy pronunciadas. Muchas veces se hace necesario unir a estas mangueras

con tramos de tubo metálico, lo que permite un mejor soporte y una mejor dirección en el sistema.

2.12.5 EL ELECTRO VENTILADOR

Si el vehículo ha sido diseñado con un ventilador mecánico que gira en conjunto con la polea de la bomba de agua, por ejemplo, se puede reemplazarlo con un electro ventilador.

Esto nos da bastante ventaja frente al diseño original, ya que se evita la disminución de potencia que ocasiona al motor, ya que este debe estar arrastrando permanentemente al ventilador y luego porque durante la etapa de calentamiento o de gran velocidad del vehículo, no se llega aún a la temperatura de trabajo, por lo cual el sistema de enfriamiento no requiere esta ayuda.

Cuando esta temperatura quiere ascender del límite esperado (aproximadamente 90 grados centígrados), un ventilador eléctrico es conectado automáticamente gracias a un interruptor térmico, instalado en el sistema, enfriando al radiador hasta el límite inferior.

Es por estas razones y además porque se supone que hemos diseñado de mejor forma al radiador, para evitar un ascenso de temperatura, que un ventilador mecánico está demás, pudiendo ser reemplazado por un ventilador eléctrico, bien dimensionado, para refrigerar al radiador. Este se conecta, como dijimos con un interruptor térmico automático, pero se lo puede manejar también paralelamente con un interruptor desde la cabina, especialmente en el caso de una necesidad mayor o por motivos de seguridad adicional.

En la figura 2.140 se puede apreciar la instalación de este electro ventilador, utilizando un relé, el cual protege al interruptor térmico y le entrega al motor eléctrico una buena tensión de trabajo.

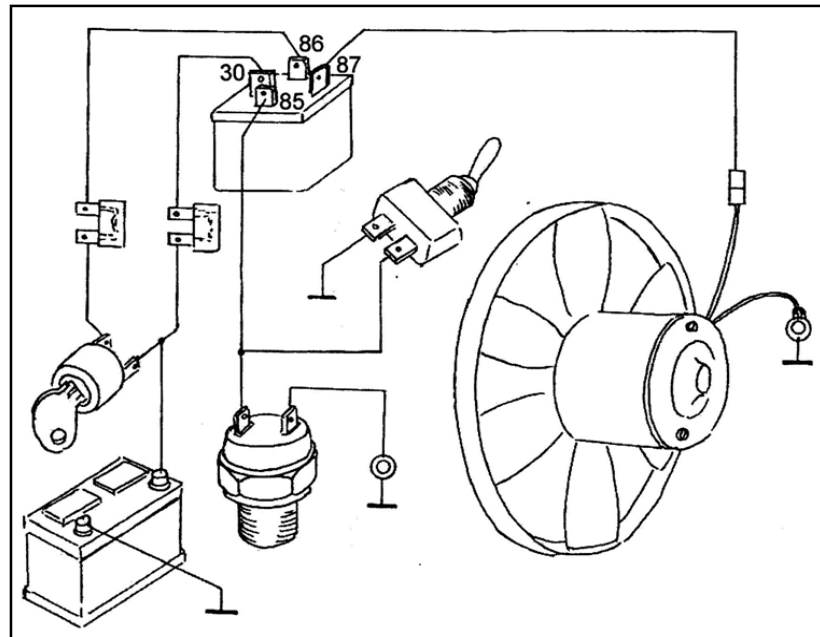


Figura 2.140: Instalación eléctrica de un electro ventilador

2.13 LAS BUJÍAS DE ENCENDIDO

Es el elemento encargado de producir el arco voltaico necesario en la cámara de combustión, la cual enciende la mezcla preparada, por lo que es uno de los elementos del sistema de encendido y del motor de combustión interna, que está expuesto a los mayores esfuerzos, por lo que la calidad de funcionamiento debe ser perfecta en un motor modificado ya que tiene mayores esfuerzos a los de un motor standard.

En un motor de serie se utiliza una bujía que es suficiente para su buen desempeño pero en un motor modificado hay que analizar estas modificaciones para instalar las bujías que se acomoden a estas, por lo que se requerirá buscar el grado térmico adecuado, el mejor material existente, como por ejemplo electrodos de aleación de oro o platino, pero es obvio demostrar que el precio de estos metales son del todo prohibidos para su uso en bujías, de ahí que se elije al níquel como su sustituto, sin embargo existen bujías con un recubrimiento de platino sobre el electrodo.

Pero al momento de que no se pueda disponer de estas bujías con recubrimiento de platino, las de níquel ofrecen un resultado eficiente ya que posee un grado térmico adecuado al motor.

2.14 LA BOBINA DE ENCENDIDO

El escoger una bobina adecuada que produzca la mayor alta tensión, que sea capaz de quemar la mezcla combustible en la cámara de combustión es un asunto muy importante.

Un problema de las bobinas que vienen normalmente en los autos de serie es que presentan fallas a altas revoluciones, ya que el número de chispas que una bobina puede producir por minuto no es ilimitado, en las bobinas de autos de serie soportan máximo 8000 a 10000 chispas por minuto es decir hasta unas 5000 rpm, y ya que en el motor trucado supera esta cifra es preciso sustituirla por otra que tenga mayor producción de chispa, entonces ocuparemos una que según sus especificaciones garantice ello.

2.15 LOS CABLES DE BUJÍAS

También los cables de alta tensión son elementos reemplazables en un sistema mejorado de encendido, los cuales tienen mejores características y mayor fiabilidad que los instalados en un vehículo de serie.

Estos cables tienen por lo general mayor resistencia a la temperatura, mayor aislamiento a la alta tensión y mejor conductibilidad de la corriente que circula por ellos.

Es recomendable reemplazar los cables originales del motor por cables de Nylol y especialmente cuando el equipo original tiene los cables de hilo único de alambre.

Además que existen muy variadas marcas que ofrecen estos cables de bujías para mejorar la calidad de chispa, con un costo relativamente alto.

2.16 ADELANTO DEL PUNTO DE ENCENDIDO

Conocido en el medio como tiempo del motor, operación que se lo realiza a través de la posición en la que se encuentra el distribuidor, el cual contiene unos contrapesos quienes basados en la fuerza centrífuga ocasionada por su giro, van adelantando el punto de acuerdo al número de revoluciones o a la carga del motor,

este adelanto del punto de encendido se lo debe realizar con pruebas reales es decir en la pista, descubriendo con ello el mejor desarrollo del motor, modificando el punto básico que tiene un motor estándar.

2.17 PRUEBAS DE LOS MOTORES PREPARADOS O MODIFICADOS

Después de haber realizado todas y cada una de las modificaciones posibles, desde la más sencilla de ellas hasta la más compleja de todas, se requiere seguir un proceso de prueba, lo cual nos va a permitir saber los resultados de todas y cada una de las modificaciones.

Estas se las puede realizar de dos maneras, por medio de un banco de pruebas denominado dinamómetro, claro está en el caso de contar con uno de ellos ya que desgraciadamente por el costo que el uso y mucha más la adquisición de un aparato de estos es muy elevado su uso es exclusivo de las fabricas o industrias dedicadas al desarrollo de motores, y la más sencilla es la denominada rodaje de motor.

2.18 CUIDADOS AL INICIO DE LAS PRUEBAS

Antes de encender el motor debemos estar seguros que el motor está muy bien lubricado, durante el proceso de armado y también durante los primeros segundos de arranque. Una vez encendido durante las primeras revoluciones del motor nos asegurarnos que la presión de aceite ha llegado a todos y cada uno de los elementos del motor, constatándolo con el manómetro de presión y la lámpara testigo de presión mínima apagada.

Después de que el motor está en funcionamiento, se debe mantenerlo en unas revoluciones mayores a Ralentí, es decir aproximadamente 2.000 a 2.500 RPM, revisando visualmente si todas las correas, entre ellas las de la distribución, están girando correctamente, determinando con ello el buen funcionamiento de la bomba de agua, alternador y el resto de accesorios del motor.

Después de mantener al motor en esta etapa de revoluciones, siempre escuchando posibles ruidos en él, se recomienda acelerarlo paulatinamente hasta un número mayor, aproximadamente 4.000 RPM, desacelerarlo lentamente y volviendo

a acelerar. Esta rutina lenta y progresiva nos ayuda a encontrar un posible fallo o ruido.

Cuando el motor ha adquirido una cierta temperatura deberíamos cerciorarnos de que el punto de encendido y las regulaciones de ralentí están correctas antes de continuar con el resto de las pruebas.

Es muy importante sangrar el sistema de refrigeración, para evitar posibles "burbujas" de aire en este sistema y revisando frecuentemente el valor de la temperatura del motor. Como el motor se va a mantener durante estas pruebas estacionario, se recomienda probar que el electro ventilador esté funcionando correctamente, para lo cual se puentea directamente el interruptor térmico.

Nunca permita que el motor sobrepase la temperatura normal, porque en esta etapa de asentamiento se requiere que las partes se vayan amoldando entre ellas, y si se sobrepasa el valor normal es posible dañarlas irremediablemente.

Después de varios minutos de funcionamiento y luego de haber probado que todos los sistemas están funcionando debidamente, se puede iniciar una etapa de mayor aceleración, siempre de forma elástica, variando las revoluciones frecuentemente, es decir acelerando y dejando caer las revoluciones, provocando así que el motor se vaya asentando.

Este proceso podría durar varias horas, pero siempre con el cuidado de no sobrepasar la temperatura normal de trabajo, para lo cual se puede mantener como reserva al ventilador prendido permanentemente por seguridad.

Durante todo este proceso se debe revisar cuidadosamente que el motor no presenta fugas de aceite o de refrigerante, que no tenga sonidos extraños y que el valor de la presión de aceite y la temperatura estén dentro de los rangos normales.

Cuando el motor ya ha sido probado, se recomienda apagarlo para revisar cuidadosamente todos y cada uno de los aprietes, incluyendo esto la calibración de válvulas, la tensión de la correa de distribución y de todas las partes móviles, asegurándonos con ello que el motor no ha permitido que alguna de ellas se haya

aflojado con este asentamiento previo. Si el aceite que se utilizó sirvió solamente como aceite de asentamiento, se puede proceder a cambiarlo por el definitivo, el cual podría ser o se recomendaría que sea un aceite sintético.

Nuevamente se enciende el motor, probando nuevamente todas las partes, su aceleración, su estabilidad, los posibles ruidos, la temperatura y la presión de aceite, acelerando nuevamente de forma elástica y progresiva, sin intentar todavía acelerarlo hasta el tope máximo, trabajo que lo dejamos para realizarlo en las pruebas en carretera.

2.19 EL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas está constituido esencialmente por un mecanismo de freno y un armazón de soporte para el motor, dispuestos en tal forma que el motor a probar pueda colocarse sobre el soporte y su árbol de salida del movimiento acoplarse al árbol de freno.

El banco de pruebas deberá, además, estar provisto de una instalación en la que no falten todos los instrumentos de medición necesarios para la determinación de las características de comportamiento y funcionamiento del motor durante la prueba, así como de mandos para regular el funcionamiento del mismo y del freno, a fin de poder conocer los valores proporcionados no solamente en el régimen máximo sino también en todos los regímenes de giro intermedios.

La instalación debe estar complementada con un sistema de alimentación de combustible mediante la cual no solamente se abastezca al motor que se prueba sino que también se controle el consumo con toda exactitud en cada uno de los regímenes probados.

Otro sistema con el que ha de contar el banco de pruebas es un sistema de recogida de los gases escape para analizar su composición química (si ello es deseado por el probador) y para eliminarlos y evacuados de la atmósfera donde se realizan las pruebas.

Otras instalaciones complementarias pueden ser la instalación propia de un sistema de refrigeración que pueda sustituir la que se producirá en marcha

El emplazamiento del motor suele estar separado del pupitre de instrumentos y mandos, protegido por una valla de gruesa malla metálica; igualmente se protege el acoplamiento del motor al freno mediante una cubierta de plancha perforada. Esto no significa que los accidentes en la prueba de motores sean frecuentes, pero siempre existe alguna posibilidad y la seguridad es siempre conveniente y primordial; por lo mismo, tanto en el interior de la jaula del motor, como en su exterior, debe encontrarse siempre a mano uno o más extintores de incendios, apropiados para la extinción de fuegos de gasolina y aceite, en buen estado de carpa y funcionamiento.

Por lo que se refiere al freno del banco de pruebas suele ser del tipo hidráulico o del tipo dinamoeléctrico y está provisto de un tacómetro para medir con exactitud el régimen de giro del motor.

No debe faltar tampoco un mando que pueda regular el par de freno aplicado y un dinamómetro medidor del mismo. Por otra parte, en un indicador se da referencia constante de la potencia absorbida cuando el motor está en funcionamiento.

La cantidad de instrumentos de medida del banco puede ser más o menos completa según el tipo de pruebas y comprobaciones a que se destine. Por lo general, un banco de pruebas de motores será conveniente que disponga de medidores de presión y temperatura del aceite, medidores de la temperatura del líquido refrigerante, tanto a la entrada como a la salida; aparato para indicar la depresión en los colectores de admisión, y un dosificador medidor del consumo de combustible. Tratándose de unidades muy completas puede disponer también en su instalación de un osciloscopio analizador del funcionamiento eléctrico y, si se trata de bancos contruidos especialmente para la experimentación, también un osciloscopio de observación de diagramas.

2.20 PRUEBAS DE UN MOTOR EN EL BANCO DE PRUEBAS

Cuando se trata de estudiar un motor, como es el caso de la prueba de un motor transformado o un motor de nuevo diseño, los ensayos suelen ser más extensos y minuciosos con objeto de determinar, con la mayor precisión posible, cuál será su comportamiento a distintas velocidades y con diferentes regímenes de carga.

Las pruebas que se realizan son:

- Rodaje de adaptación
- Pruebas sobre el banco

Antes de comenzar a realizar las pruebas de potencia de un motor sobre el banco, es aconsejable efectuar primero un rodaje de unas tres o cuatro horas, a medios gases y carga limitada.

Tanto durante este ensayo como durante las pruebas de potencia que se realizarán posteriormente, los instrumentos de medición de que dispone el banco nos permitirán controlar el funcionamiento de los distintos sistemas del motor: Nos referimos a la refrigeración de la lubricación, a la alimentación de combustible, al comportamiento del sistema de encendido y a detectar cualquier defecto de funcionamiento de estos sistemas. También a través del análisis de los gases de escape podremos añadir a nuestros conocimientos una nueva e importante información que nos proporcione datos sobre la buena composición de la combustión.

Una vez transcurrido el tiempo de rodaje previo, se deberá pasar a realizar las pruebas de potencia mediante las cuales pueden ser determinadas las curvas características del motor.

Las curvas características de un motor son aquellas que determinan los valores de potencia a cada régimen de giro, los valores del par motor y también las curvas de consumo, todo ello con valores adecuados a cada régimen de giro del motor.

En lo que respecta a las curvas características tenemos en la figura 2.141 la formación de un gráfico que comporta la presencia de las tres curvas características esenciales para el completo control del funcionamiento de un motor.

Para el conocimiento de estas curvas tenemos que actuar con el motor funcionando a plenos gases y a distintas velocidades. La velocidad y el par desarrollados se miden en el tacómetro y en el resultado del dinamómetro de

freno, y la potencia se deduce en cada caso o bien por cálculo, o por la lectura de un indicador que los transforma en CV o KW, según el tipo de banco de pruebas de motores con el que se trabaje.

2.21 CÁLCULO DE POTENCIA

Conociendo el valor del par (M) y las RPM a que éste se produce, la potencia (P) viene determinada por la siguiente y conocida fórmula, cuando se dan los datos de par en kg y el resultado en CV:

$$P = \frac{M \times \text{rpm}}{716} = \text{Resultado en CV}$$

Para conseguir estos mismos datos directamente en la nueva determinación de la potencia, el KW, y partiendo de unos valores de newtons, tales como el Nm, la fórmula será la siguiente:

$$P = \frac{M \times \text{rpm}}{9550} = \text{Resultado en KW}$$

Así, a la vista de los datos proporcionados por las curvas características indicadas en la misma figura 2.144, si sabemos que este motor nos está dando un valor de par de 21 kg a 3665 rpm, podremos saber, por la fórmula, que está proporcionando una potencia de:

$$P = \frac{21 \times 3665}{716} = 107.4 \text{ CV}$$

Si este mismo cálculo lo llevamos a cabo con unidades de newton/metro (Nm) tenemos que también a 3665 rpm el valor del par será de 206 Nm (que equivale a 21 kg). Aplicando la segunda fórmula, tendremos:

$$P = \frac{206 \times 3665}{9550} = 79 \text{ kW}$$

Comoquiera que el KW es 1,36 veces un CV tendremos que los 79 KW multiplicados por 1,36, para convertirlos a unidades de CV, nos dará también 107,4 CV, cifra igual a la anterior.

Vemos también la manera de ir montando la curva característica de potencia partiendo de la curva de par que se irá formando a cada régimen de giro del motor probado.²⁰

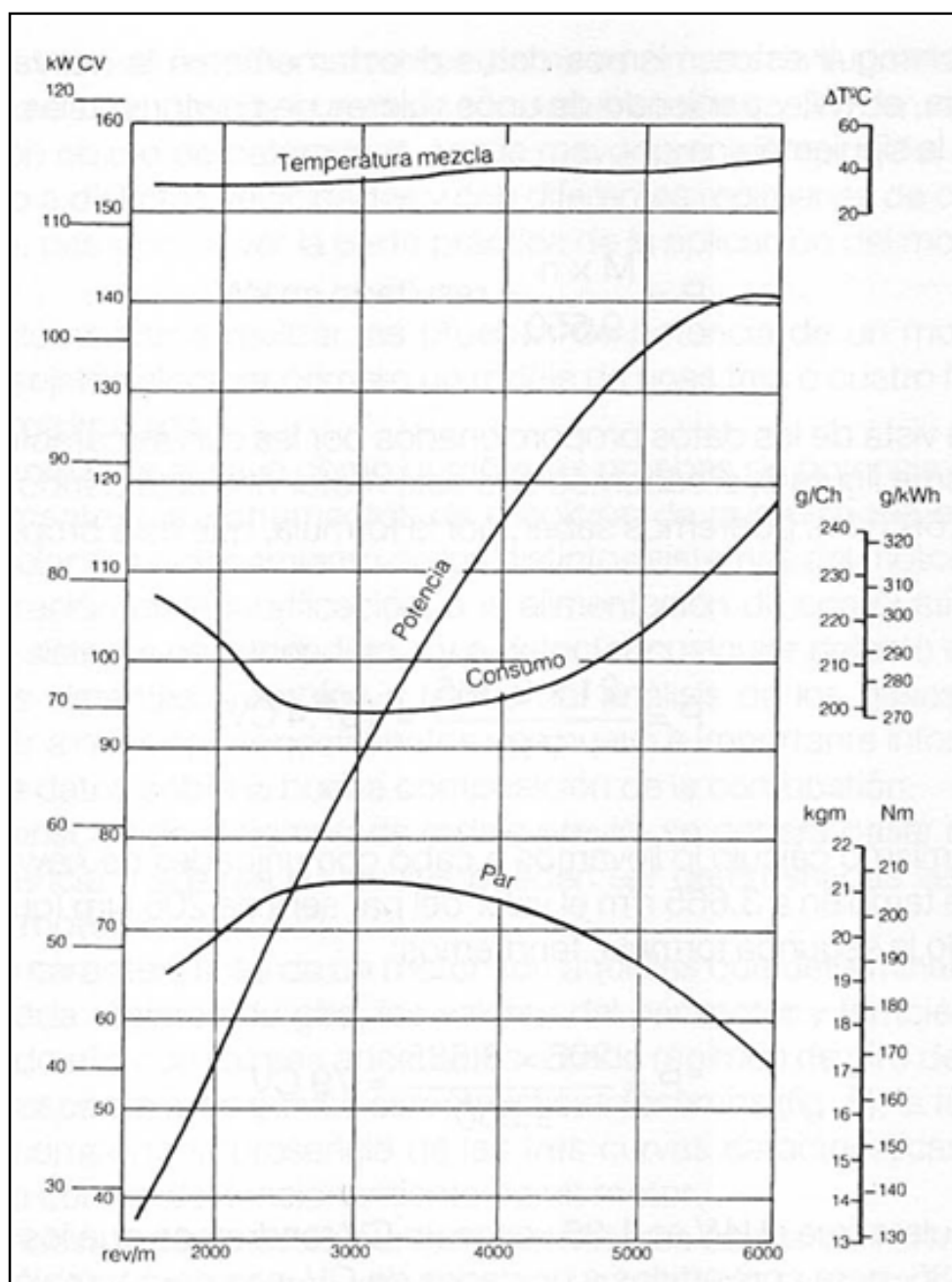


Figura 2.141: Curvas características de un motor hipotético de dos litros en el que se ha realizado un buen trabajo de mejoramiento mecánico

²⁰ STEFANO GILLIERI Preparación de motores de serie para competición. Pág. 260

2.22 RODAJE DEL MOTOR

Esta prueba se refiere a probar el motor ya en carretera aunque como ya hemos visto se denomina esta prueba de la misma manera que la que se realiza en el dinamómetro o banco de pruebas, se recomienda iniciar el manejo con mucho cuidado, observando siempre los indicadores en el tablero de instrumentos, es decir la presión de aceite, la temperatura del mismo si lo hemos instalado, la temperatura del refrigerante y las revoluciones. La aceleración del motor debe ser elástica, como dijimos, sin llegar al número de revoluciones máximas, por lo menos no antes de haber recorrido unos 300 o 500 Kilómetros y durante esta etapa previa deberíamos preocuparnos de su reacción y aceleración.

En esta etapa se puede empezar a descubrir cualquier malfuncionamiento del motor o de sus mecanismos, tratando de descubrir en el caso de que lo hubiera la causa de ellos, revisando cuidadosamente el número de revoluciones con el cual corresponden o la relación con la temperatura o presión, ya que de estas pruebas depende su ideal funcionamiento posterior. Es por ello que se debe utilizar los cinco sentidos para descubrir cualquier anomalía.

También en esta etapa de prueba se recomienda probar la reacción de aceleración en todas las revoluciones, para ir mejorando las regulaciones de los carburadores o del sistema de inyección, así como el punto de adelanto de encendido.

Cuando se estudie el comportamiento de un motor desde la observación a través de los aparatos indicadores del banco de pruebas, resulta necesario no solamente buscar los puntos de máxima potencia y de máximo par motor, sino realizar toda la curva con gran atención. Así, pues, se deberán determinar los valores no sólo a plenos gases sino también en las distintas condiciones de funcionamiento, es decir, a medios gases, a dos tercios, etc. De esta forma se obtendrá el total desarrollo de la curva y ello nos proporcionará una idea clara de la aparición de la potencia a lo largo de todos los estados del régimen de giro. Con el análisis de esta curva podremos tener un concepto más claro y verídico de lo que el motor es y de sus posibilidades en las competiciones.

Al mismo tiempo es importante no olvidar que la curva de consumo nos puede dar buenas pistas sobre el comportamiento de la combustión. Po lo tanto, la prueba

de consumo debe realizarse con la atención que merece. El banco dispone de un dosificador de combustible que puede medir en un período de tiempo determinado y a cada régimen de giro, la cantidad consumida. Tiene en cuenta para ello la densidad y el tiempo con cuyos datos calcula el peso del combustible consumido por el número de CV (o de KW) entregados por el motor en una hora. La unidad con la que se mide este factor es la de g/CVh (gramos por caballo y hora) o bien g/KWh (gramos por kilovatio por hora).

Debemos hacer una última advertencia sobre las pruebas de potencia, par motor y consumo sobre el banco de pruebas llevadas a cabo cuando se trata de motores preparados para competición.

Es importante que el mecánico que haga la prueba no trate de engañarse a sí mismo sobre la bondad de los resultados. Por lo tanto, nunca se deberá ensayar el motor en condiciones más favorables que aquéllas en las que ha de trabajar realmente sobre la pista o en la competición a que se destina. Por lo tanto, el motor deberá estar provisto de sus correspondientes filtros de aire y con los tubos de escape y silenciosos correspondientes. De la misma forma, no deberá omitirse ninguno de los accesorios que el vehículo llevará en el motor, aunque éstos roben cantidades pequeñas, o no tan pequeñas y más importantes, de potencia.

2.23 CALIBRACIONES FINALES DEL MOTOR

Uno de los principales puntos de reinspección es las posibles fugas de lubricante o refrigerante, los cuales los debemos solucionar definitivamente. Luego deberemos revisar el punto de encendido básico y los grados de avance en todas las etapas de aceleración y finalmente probar la reacción del motor en la aceleración, modificando lo necesario en los carburadores o en el sistema de inyección, para obtener el mejor desarrollo del mismo.

Muchas veces, especialmente cuando se han modificado el tren de válvulas, ejes de levas o relación de compresión, sistema de alimentación, se debe realizar pruebas y calibraciones varias veces, hasta llegar a relacionarlas entre ellas, ya que se debe probarlas en conjunto, porque la reacción normal del motor standard no es la misma que la de un motor modificado.

Para ello se necesitará posiblemente realizar muchas pruebas en carretera, viendo la reacción del motor en todas las etapas.

Al final de sus calibraciones y pruebas se recomienda anotar los valores de las calibraciones para tener una idea más cercana de los parámetros que le ofrecen al motor su mejor desenvolvimiento y solamente modificar muy poco, alrededor de las anteriores, no necesitando realizar todo este proceso nuevamente cada vez que se necesite. Además se deberían guardar estas notas para futuras modificaciones, las que sirven de una buena referencia.

Como acotación final podemos decir que en un motor modificado se requieren de cuidados especiales de mantenimiento, sabiendo que muchas de estas partes tenderán a gastarse rápidamente, por su mayor esfuerzo, para lo cual la vida útil del motor se recortará, necesitando posiblemente un reemplazo de algunas de estas partes.

Finalmente podemos decir que para aprovechar mejor de las modificaciones del motor, es necesario buscar en el restante de los mecanismos del vehículo, como la caja de cambios, diferencial, ejes y ruedas, la mejor relación. Esto significa que si el motor cambia su torque, debido a que gira en un rango mayor de revoluciones o porque sus partes han sido aliviadas, restándole inercia, se deberá utilizar unas relaciones de caja y transmisión adecuadas para que esta potencia y torques diferentes adquiridos sean totalmente aprovechados por el motor. Para ello posiblemente se deberán utilizar relaciones de caja más cerradas o cortas, una relación como corona más corta lo que permitirá al vehículo desplazarse a mayor velocidad en menos tiempo, motivo de todos los trabajos realizados.

CAPITULO III

3. DATOS INICIALES, VERIFICACIÓN, EVALUACIÓN Y DESPIECE DEL MOTOR DATSUN 1200cc

3.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL MOTOR



Figura 3.1: Motor Datsun 1200cc a repotenciar

MARCA: DATSUN

MOTOR: A12

NÚMERO DE CILINDROS: 4

CILINDRADA TOTAL (cc): 1171

CILINDRADA UNITARIA (cc): 292.75

DIAMETRO DEL PISTÓN: 72.967mm

DÍAMATRO DEL CILINDRO: 73mm o 2.874 pulg.

CARRERA DEL CILINDRO: 70mm o 2.756 pulg.

RELACIÓN DE COMPRESIÓN: 9.0:1

ORDEN DE ENCENDIDO: 1-3-4-2 ²¹

²¹ NISSAN MOTOR CO..LTD Manual de servicio modelos series A10 y A12 motores. Pág. EG-2

3.2 DATOS INICIALES DEL MOTOR PREVIO AL REPOTENCIADO

En nuestro caso adquirimos un motor Datsun 1200cc en condiciones de eficiencia muy poco representativas ya que a nuestro criterio no tenía sentido adquirir un motor en perfectas condiciones de funcionamiento si lo vamos a repotenciar, es así que tenemos como datos de funcionamiento previo al repotenciado los siguientes datos.

3.2.1 COMPRESIÓN EN LOS CILINDROS

Tabla IX: Compresión de los cilindros del motor previo al repotenciado

CILINDRO # 1	85 PSI
CILINDRO # 2	80 PSI
CILINDRO # 3	80 PSI
CILINDRO # 4	85 PSI

3.2.2 TEMPERATURA DEL AGUA

La temperatura del agua con el motor en caliente es de 90°C

3.2.3 TEMPERATURA DEL ACEITE

La temperatura del aceite con el motor en caliente es de 80°C

3.2.4 PRESIÓN DEL ACEITE

La presión de aceite que presenta el motor standard adquirido es de 45 PSI.

3.2.5 ANALISIS DE GASES CON MOTOR STANDARD Y GASOLINA EXTRA

Tabla X: Análisis de gases de escape con motor standard en posición de ralentí del motor
Datsun 1200cc

% CO	2.1
% CO₂	18
% O₂	2.2
ppmHc	400

3.3 DESPIECE DE PARTES Y ELEMENTOS DEL MOTOR

En este punto detallaremos los aspectos más importantes que se deben tener en cuenta al momento de desmontar el motor Datsun 1200cc.

Para proceder al despiece o desensamblaje del motor es necesario primeramente entender las condiciones de trabajo del motor, tales como son compresión en los cilindros, el color de los gases de escape, estado de bujías, con el fin de minimizar errores y en lo posterior una comparación de resultados, más allá de que se esté buscando una preparación del motor o una reparación, que para ambos casos dicho de manera técnica es una repotenciación.

3.3.1 SECUENCIA OPERACIONAL DE DESMONTAJE

En este punto es importante saber que no existe un solo tipo de secuencia para desensamblar el motor ya que esto queda a criterio del técnico que va a realizar el repotenciado del motor, sin embargo existen parámetros los cuales en todos los motores se los considera como una regla general tenerlos en cuenta antes de proceder a su desensamblaje.

Es así que nosotros lo detallamos de la siguiente manera, una vez tengamos al motor fuera del vehículo.

1. Primero empezamos por la remoción de la banda de distribución que en nuestro caso es una cadena, para lo cual aflojamos el perno del alternador con el que se tensa la banda del alternador y la retiramos.
2. Aflojamos los 4 pernos de la polea de la bomba de agua, luego removemos el ventilador, seguido de la polea de la bomba de agua.
3. Se hace girar el cigüeñal en la dirección de marcha del motor para alinear las marcas de sincronización del piñón de distribución del eje de levas, la polea de distribución del cigüeñal y el distribuidor, colocando al pistón del cilindro número 1 en tiempo de compresión.
4. Removemos la polea del cigüeñal, aflojando el perno de la polea del cigüeñal.
5. Aflojamos los pernos de la tapa de la cadena de distribución y la removemos.
6. Confirmamos los puntos de referencia tanto del piñón del eje de levas, como del cigüeñal, y en el distribuidor observamos que el rotor de corriente este apuntando hacia el cilindro número 1 en la tapa del distribuidor, de ser necesario se los puede marcar para cuando llegue el momento de ensamblar no exista inconvenientes en la sincronización del tiempo.
7. Aflojamos los pernos del templador de la cadena de distribución y removemos la cadena de distribución y el templador, seguido desmontamos los piñones tanto del eje de levas como del cigüeñal.
8. Se procede a la remoción de la culata de cilindros, para lo cual es necesario antes remover el depurador donde se encuentra el filtro de aire, seguido retiramos, el distribuidor, el alternador, y los múltiples tanto de admisión como de escape, la tapa del termostato y el termostato previamente aflojando sus respectivos pernos.



Figura 3.2: Remoción de los múltiplos de admisión y escape

9. Aflojamos y removemos los 10 pernos de la culata de cilindros en la siguiente secuencia.

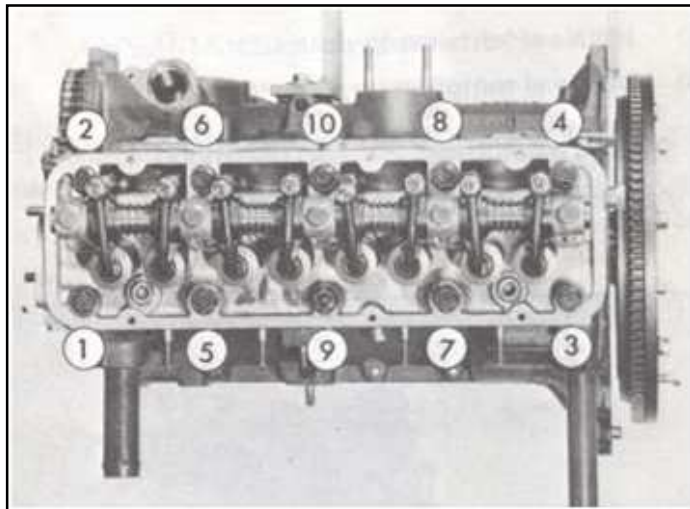


Figura 3.3: Orden en que se deben aflojar los pernos del cabezote

10. Removemos la culata de cilindros junto con el empaque del cabezote, teniendo cuidado de no arañar la culata y la superficie del bloque de cilindros.



Figura 3.4: Remoción de la culata

11. Retiramos las varillas de empuje del sistema de distribución, seguido aflojamos los pernos de la flauta de balancines y retiramos la flauta.
12. Por medio de un prensador de válvulas comprimimos los muelles o resortes de válvulas para sacar los seguros de retención del resorte de válvulas o cuñas, seguido de los asientos de los muelles, los muelles de válvulas, y las válvulas, en el caso de que las válvulas se vayan a reutilizar es necesario no perder de vista el orden en que son desmontadas con el objetivo de ubicarlas en el mismo lugar.
13. Se remueven los sellos de aceite por medio de una pinza, seguido aflojamos los pernos y retiramos la bomba de agua.
14. Invertimos la posición del motor y aflojamos los pernos del cárter o recogedor de aceite y lo removemos, al igual que el colador de aceite.

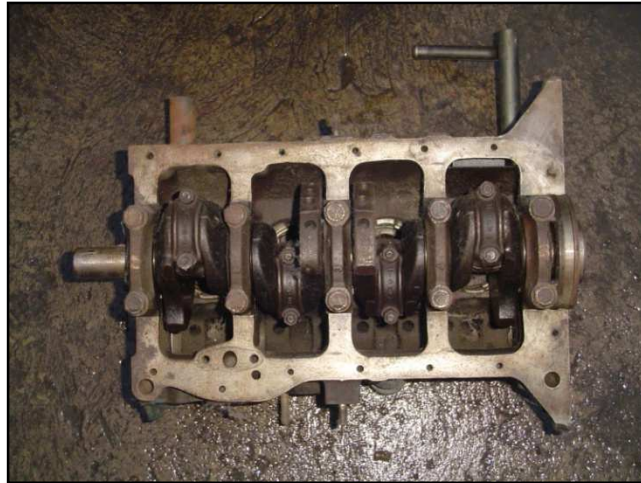


Figura 3.5: Motor 1200cc desmontado el cárter y colador de aceite

15. Antes de desensamblar los pistones colocamos una marca de referencia en cada biela y tapa de cojinete pudiendo ser una marca para el cilindro 1, dos marcas para el cilindro 2 y así hasta el cilindro 4, con lo cual aseguramos un ensamblaje correcto, esto en el caso de que no venga numeradas, en nuestro caso si están numeradas.
16. Aflojamos y removemos los tuercas de las tapas de los cojinetes de biela de cada cilindro, a continuación se remueve cuidadosamente los pistones de cada cilindro, seguido removemos los cojinetes de biela.

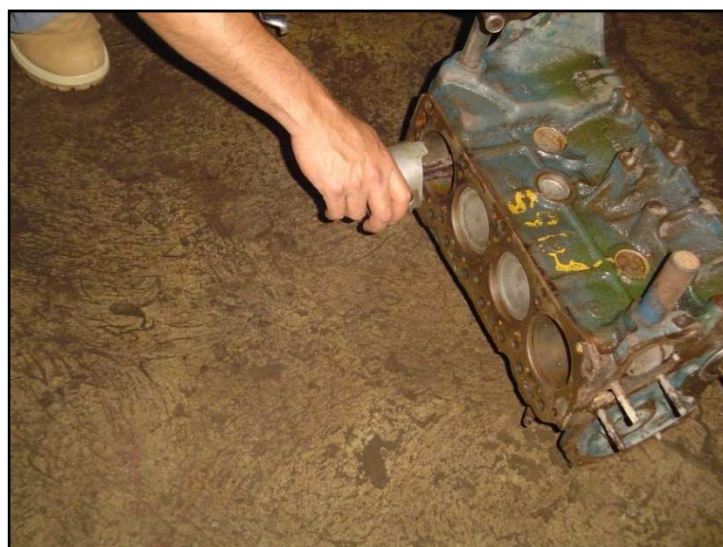


Figura 3.6: Desmontaje de los pistones del motor

17. Aflojamos los pernos del volante de inercia y retiramos el volante de inercia, seguido del reten de aceite trasero.
18. Aflojamos los pernos de las tapas de los cojinetes del cigüeñal de adentro hacia fuera de manera gradual con el fin de evitar un esfuerzo que pueda ocasionar posibles pandeos del cigüeñal, procedemos a remover el cigüeñal, de igual manera removemos los cojinetes de bancada.



Figura 3.7: Remoción del cigüeñal

19. Finalmente sacamos el eje de levas que se encuentra ubicado en el bloque de cilindros, para lo cual aflojamos los pernos que aseguran una placa.

3.4 EVALUACIÓN DE COMPONENTES

3.4.1 SISTEMA DE ADMISIÓN

Debido a que modificaremos el carburador standard por uno de competencias el sistema de de admisión de aire que lo componen el depurador y filtro de aire ya no tienen utilidad para nuestro propósito.

3.4.2 CULATA

Verificamos visualmente que no existan fisuras ni grietas en la culata de cilindros, además de verificar que no se encontraba torcido o pandeado con la ayuda de una regla de niveles y comprobando con calibres de láminas, así tenemos que para este motor las tolerancias de planeidad en el caso de requerir un rectificado son las siguientes.

Tabla XI: Planeidad de la superficie de la culata de cilindros

Standard mm (in)	Máxima mm (in)
Menos de 0,05 (0,0020)	0,1 (0,0039)

3.4.2.1 LAS VÁLVULAS, LA DISTRIBUCIÓN, EJE DE LEVAS

Dentro de la revisión de las válvulas observamos que no existen válvulas torcidas las cuales pudiesen haber podido ejercer un eventual esfuerzo del mecanismo de distribución, presentando una cadena de distribución en óptimas condiciones sin grietas ni rayaduras o posibles defectos que puedan incurrir en una falla.

En cuanto al eje de levas no presenta rayaduras ni grietas en sus levas lo cual nos asegura un perfecto funcionamiento de la distribución.

3.4.3 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Durante el funcionamiento del motor previo al repotenciado no existía indicios de recalentamiento del motor lo cual pudiera indicar un posible mal funcionamiento del sistema de lubricación, por lo cual una vez desmontado todo el motor nos aseguraremos de limpiar todos los conductos de lubricación por si ocurriera que estos se tapen.

3.4.4 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

De igual forma en este sistema previo al repotenciado no existían indicios de recalentamiento del motor despejando un mal funcionamiento del mismo, es así que el termostato se encuentra funcionando en óptimas condiciones, y debido a que ubicaremos un radiador de enfriamiento mucho más grande por tratarse de un motor estacionario aseguramos un perfecto funcionamiento del sistema.

3.4.5 BLOQUE DE CILINDROS

Por medio de una inspección visual no encontramos fisuras ni grietas tanto a nivel del bloque como en los cilindros, verificamos un posible desnivel o pandeo en la superficie del bloque procedimiento que es similar al de la culata de cilindros con iguales tolerancias de planeidad.

A nivel de cilindros verificamos que existía desgaste en los cilindros con la presencia de unas pequeñas cejas en los cilindros, además que las cuales se las puede verificar por medio de un reloj comparador, siendo como tolerancia de desgaste para este motor 0.2mm (0.0079in) ya que si existiera mas desgaste es necesario realizar un rectificado, pero que en nuestro caso con el fin de modificar la cilindrada del motor en busca de un incremento de potencia ampliaremos los cilindros por medio del rectificado.

3.4.6 PISTONES, ANILLOS, BIELAS

A nivel de pistones encontramos que el motor se encontraba con un juego de pistones standard con un estado muy comprometedor de los anillos, los cuales serán reemplazados por un juego nuevo de pistones de mayor diámetro en busca de una mejora de potencia, además que las bielas no se encuentran torcidas.

3.4.7 CIGÜEÑAL

No presenta fisuras ni grietas en sus muñones, además que se deberá verificar que no esté torcido, operación que la realizarán en la rectificadora

3.4.8 SISTEMA DE ESCAPE

Con el propósito de aumentar la potencia el actual colector de escape será modificado pero en todo caso no presenta rotura que pudiese ocasionar fugas de los gases de escape.

3.4.9 SISTEMA DE ENCENDIDO

El funcionamiento del sistema de encendido previo al repotenciado presenta un estado de funcionamiento óptimo por lo que no existe mayor labor de inspección, además que las conexiones serán modificadas para el funcionamiento del motor en el momento que este acoplado al soporte metálico.

3.4.10 SISTEMA DE ARRANQUE

El motor de arranque así como sus conexiones eléctricas presentan un perfecto estado de funcionamiento, sin embargo su respectivo cableado se cambiara para el funcionamiento del motor cuando se acople junto al soporte metálico.

CAPITULO IV

4. REPOTENCIACIÓN DE ELEMENTOS Y MATEMÁTICA DEL MOTOR

En el presente Capítulo se detallan las modificaciones que se realizaron en el motor Datsun 1200cc con el fin de repotenciar o mejorar su rendimiento de fábrica, las cuales están basadas en los procedimientos técnico-prácticos correspondientes para cada sistema del motor, los cuales se indican en el Capítulo II.

Un parámetro muy importante es tener en cuenta que todas las modificaciones que se presentan en el Capítulo II pueden variar de acuerdo al motor con el que se haya a trabajar, es decir que lo que se modifica en un motor no siempre podrá ser aplicable en otro, en definitiva el tratamiento de sus piezas varía de acuerdo a la marca y modelo de motor.

4.1 LOS PISTONES

Basado en el criterio que la potencia del motor aumenta en función de una mayor entrada de mezcla aire combustible hacia los cilindros, el pistón cumple una fundamental tarea por lo cual su selección deberá estar basada en el hecho de aumentar la entrada de dicha mezcla.

4.1.1 SELECCIÓN DEL PISTÓN

En el Capítulo II acerca de este tema se menciona que una posible mejora a los pistones consiste en un alivianado de pesos por medio del corte en sus faldas con el fin de mejorar la velocidad de giro del motor, dicho procedimiento no es aplicable para nuestro caso ya que los pistones del motor Datsun 1200cc presentan en su diseño un modelo en el cual no existe la posibilidad de rebajar la falda del pistón sin comprometer su resistencia, tal y como se muestra en la figura 4.1 por lo cual la mejora que proponen la gran mayoría de preparadores en este tipo de motor a nivel de pistones es seleccionar un pistón de diámetro mayor, con lo que se consigue un aumento de potencia tanto a nivel de

cilindrada como en su relación de compresión, lo cual quedará demostrado a través del cálculo respectivo.



Figura 4.1: Forma del pistón standard del motor Datsun 1200cc

Por cuanto los pistones y demás partes del motor Datsun 1200cc son de medida standard tenemos que las especificaciones técnicas dados por el fabricante para este tipo de motor son:

Cilindrada Total: 1171cc

Cilindrada Unitaria: 292.75cc

Diámetro del pistón: 72.967mm

Relación de compresión: 9:1

Carrera: 70mm



Figura 4.2: Juego de pistones Standard con los que contaba el motor

Para la selección de un diámetro mayor de pistones en comparación con los actuales que son standard escogemos de entre las sobremedidas que establece para este motor el fabricante, las cuales son de 0.50, 1 y 1.5mm, seleccionando para nuestro caso el de sobremedida 0.50mm



Figura 4.3: Pistones nuevos sobremedidos en 0.50mm a utilizar

Datos con los cuales podemos calcular el aumento de cilindrada que se obtendrá con el uso de estos nuevos pistones de diámetro 73.467 mm

Pero para esto primeramente se requiere calcular el volumen de las cámaras de explosión del cabezote, por medio de la fórmula para el cálculo de la relación de compresión, ya que esta nos servirá para calcular la nueva relación de compresión.

$$RC = \frac{\text{Cilindrada unitaria} + \text{Volumen Cámara de explosión (Vc)}}{\text{Volumen cámara de explosión (Vc)}}$$

Aplicando la fórmula tenemos,

$$9 = \frac{292.75 + Vc}{Vc}$$

$$9Vc = 292.75 + Vc; \text{ Donde } Vc = 36.59 \text{ cm}^3$$

Con el cual podemos calcular los nuevos valores de cilindrada y relación de compresión obteniendo los siguientes resultados.

$$\text{Cilindrada} = \frac{D^2 \times \pi \times C \times N_c}{4000}$$

$$\text{Cilindrada} = \frac{(73.467)^2 \times 3.1416 \times 70 \times 4}{4000}$$

$$\text{Cilindrada} = 1186.95 \text{ cm}^3$$

Cilindrada total de la cual podemos encontrar la cilindrada unitaria dividiendo para cuatro para efectos del cálculo de la nueva relación de compresión.

$$\text{Cilindrada Unitaria} = 296.73 \text{ cm}^3$$

Por lo cual procedemos a calcular la nueva relación de compresión que se alcanza con el uso de los nuevos pistones.

$$\text{RC} = \frac{296.73 + 36.59}{36.59} = 9.1$$

Cabe señalar que al apreciar los valores de cilindraje como de relación de compresión obtenidos a través del cálculo entre el uso del pistón standard y el sobremedido no se denota una diferencia marcada, por lo cual se pudiera decir que el aumento de potencia es muy poco, pero que en realidad para nada es así y que además que al estar acompañada de los demás modificaciones que explicaremos en lo posterior denotaran una ganancia de potencia muy importante, además que en el punto de la relación de compresión según indica en el Capítulo II en motores que tienes una relación de compresión de 9 pues cualquier aumento por más pequeño que sea, es un factor más que suficiente para incrementar la potencia del motor.

4.2 ADMISIÓN DE AIRE

4.4.1 SELECCIÓN DEL FILTRO DE AIRE

Entre los elementos a modificar encontramos al filtro de aire el cual de acuerdo a lo que indica en el Capítulo II, acerca de este elemento en el cual el criterio de selección se basaba en sus especificaciones técnicas las cuales indiquen un paso de aire amplio, habiendo entre ellos muchos modelos según las marcas.

Y debido a que modificaremos el carburador con el que viene equipado el motor Datsun 1200cc por un carburador de alto rendimiento, hace que la selección del filtro se la realice en base a los tipos de filtros de aire que existen para el carburador que utilizaremos en este caso un 40 Weber DCOE- 151, mostrando a continuación un par de modelos de los muchos existentes.



Figura 4.4: Filtro de aire del carburador 40 WEBER DCOE-151 modelo 99426.212G



Figura 4.5: Filtro de aire del carburador 40 Weber DCOE-151 modelo Z70/149

Visto esto el que utilizaremos en nuestro caso es el modelo 99426.212G



Figura 4.6: Filtro de aire que utilizaremos

Filtro que lo acoplaremos en el depurador, cabe recordar que su uso varia en el caso de rally o circuito, pero que en nuestro caso se trata de un motor que será material de estudio por lo que preferimos dejarlo acoplado para su estudio.



Figura 4.7: Base (depurador) donde se asentara el filtro de aire

Una vez que se haya acoplado el carburador en el motor el filtro de aire se lo deberá ajustar con sus respectivas tapas y unas cuerdas de sujeción, para un mejor manejo de series de los tipos de filtros de aire que existen en el mercado para este modelo de carburador detallamos la siguiente tabla.

Tabla XII: Serie de filtros para el carburador 40 WEBER DCOE-151

SERIE O NUMERACIÓN
1118B (element only)
Z70/149 KN Elements
Z70/156 KN Elements
99427.312G
99426.212G
99425.134G
99400.400G (element only) Billet Style
C-99217.432 Chrome Billet Style
99400.212G (element only) Billet Style
C-99217.435 Chrome Billet Style
99217438 Billet Style
C-99217.438 Chrome Billet Style
01/09/9040 Suplied as set of 2 for 1 carb
99217.225 (Pair)

4.3 SELECCIÓN E INSTALACIÓN DEL CARBURADOR

El carburador, tema del cual nos habla en el Capítulo II que dice que para conseguir un mayor rendimiento del motor es necesario una mayor entrada de combustible hacia los cilindros, por tanto el carburador original con el que viene equipado de fábrica poco o nada aportaría en un motor para competencias, haciendo necesario su cambio por uno de mayor rendimiento.



Figura 4.8: Carburador original del motor Datsun 1200cc

Para este propósito el primer paso es obtener el diámetro (D) del carburador tal y como nos explica en el Capítulo II, a través de la fórmula correspondiente para motores de 4 cilindros:

$$D = 0.82 \times \sqrt{C \times N}$$

Para lo cual tenemos que C es la cilindrada unitaria y N el número de r.p.m. máximas divididas por 1000.

De acuerdo con la nueva cilindrada del motor Datsun es 1186.95 cm³

$$C = \frac{1186.95}{4} = 296.73$$

El régimen de giro (N) en rpm es de 6000.

$$N = \frac{6000}{1000} = 6$$

Entonces reemplazando en la formula tendremos:

$$D = 0.82 \times \sqrt{296.73 \times 6}$$

$$D = 34.59 \text{ cm o } 35 \text{ cm de } \emptyset$$

Ahora bien una vez obtenido el diámetro del carburador, el difusor y surtidor principal que de ahora en adelante lo llamaremos como se lo conoce en nuestro medio el shiglor de combustible los calcularemos una vez hayamos seleccionado el carburador que utilizaremos, ya que deberemos verificar que exista un carburador con este diámetro.

Como detalla el Capítulo II lo recomendable para obtener un mayor rendimiento del motor a través de los carburadores lo ideal sería tener un carburador por cada cilindro o uno por cada dos cilindros, utilizando el más recomendable para estos casos como son los carburadores dobles.

Debido a que no existe en el catálogo de los carburadores dobles los cuales son fabricados por la marca WEBER un carburador con el diámetro que tenemos a partir del cálculo nos remitimos a escoger uno con diámetro mayor más cercano al que nos da el cálculo de 35 cm de diámetro.

De acuerdo a estos parámetros escogemos que el carburador modelo 40 WEBER DCOE-151, por ser el de mayor diámetro más cercano de entre los carburadores dobles.



Figura 4.9: Carburador modelo 40 WEBER DCOE-151

Por tanto como es mucho más grande su diámetro el rendimiento del motor va a ser mucho más elevado.

A continuación presentamos una ilustración del carburador que utilizaremos en el trucaje de nuestro motor Datsun 1200cc así como también un despiece completo de este tipo de carburador.



Figura 4.10: Carburador WEBER que utilizaremos en el motor Datsun 1200cc



Figura 4.12: Medición del diámetro del carburador 40 WEBER DCOE-151

Hablando sobre sus características detallaremos sus partes constitutivas de mayor importancia al momento de su manipulación así como también el afinamiento que se realiza para que su funcionamiento sea el más óptimo.

Entre sus características tenemos que es un carburador de alto rendimiento, conteniendo en un solo cuerpo a dos carburadores independientes de igual accionamiento.

Cabe aclarar que este no es un carburador de doble cuerpo sino que cada boca o garganta representa un carburador, es decir dos carburadores en uno por ello el nombre de carburadores dobles, los cuales son accionados al mismo instante, es así que este carburador 40 WEBER DCEO-151 no posee como un carburador tradicional de doble cuerpo, funcionamiento para carga baja como para carga alta, teniendo como conclusión que este tipo de carburador es solo de carga alta, por lo que uno de los posibles problemas a presentarse durante su funcionamiento es una inestabilidad de marcha en bajas revoluciones, e incluso un desperdicio de combustible el cual se elimina a altos regímenes de funcionamiento.

Dentro de los elementos más importantes que tenemos dentro del cuerpo del carburador encontramos a los dos pulverizadores o llamados de manera

técnica tubos de emulsión, uno para cada boca o garganta respectivamente (figura), los cuales se encuentran cubiertos por una tapa.

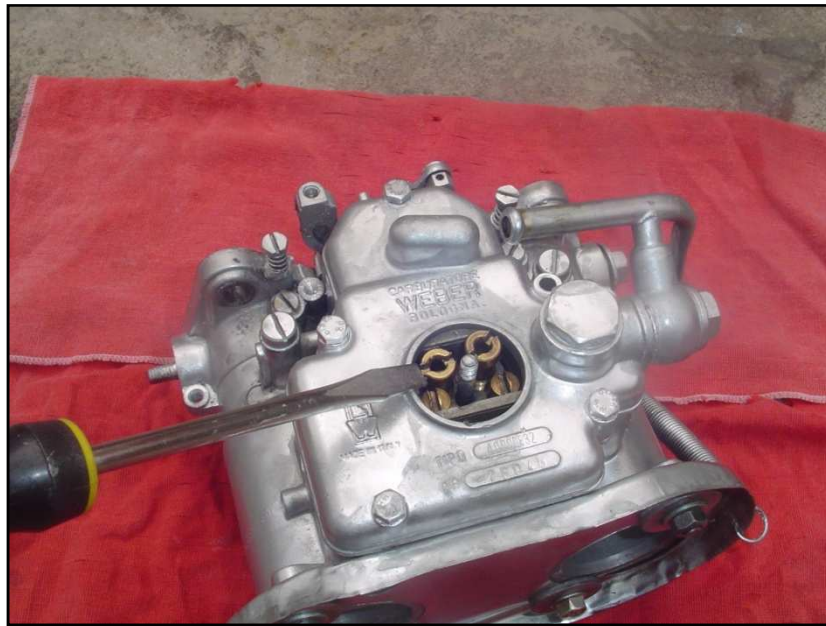


Figura 4.13: Ubicación de los pulverizadores (Tubos de emulsión) en el carburador

Estos pulverizadores dentro del carburador se encuentran en forma de un solo cuerpo.



Figura 4.14: Pulverizador

Estos pulverizadores pueden variar según el tipo y necesidad del motor al que se baya a utilizar los cuales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla XIII: Numeración de los tipos de pulverizadores

TIPOS DE PULVERIZADORES
F1
F2
F3
F4
F5
F6
F7
F8
F9
F11
F12
F16

Siendo el más común en nuestro medio de competencia el pulverizador F16.



Figura 4.15: Pulverizador del tipo F16

Pero estos mismos pulverizadores están divididos en dos partes o cuerpos.



Figura 4.16: Pulverizador dividido en dos partes

Estas dos partes que constituyen el pulverizador son la parte de aire y la parte de combustible.

En la parte del aire encontramos al dosificador y shiglor de aire.



Figura 4.17: Dosificador y shiglor de aire

En la parte de combustible encontramos al pulverizador y shiglor de combustible



Figura 4.18: Pulverizador y shiglor de combustible

Tal y como sucede en un carburador normal el surtidor principal así llamado en el Capítulo II o en nuestro medio el shiglor, tiene un número determinado para su uso, para lo cual tenemos que en el caso del shiglor de combustible existen numeraciones variadas como se muestra en la siguiente figura.

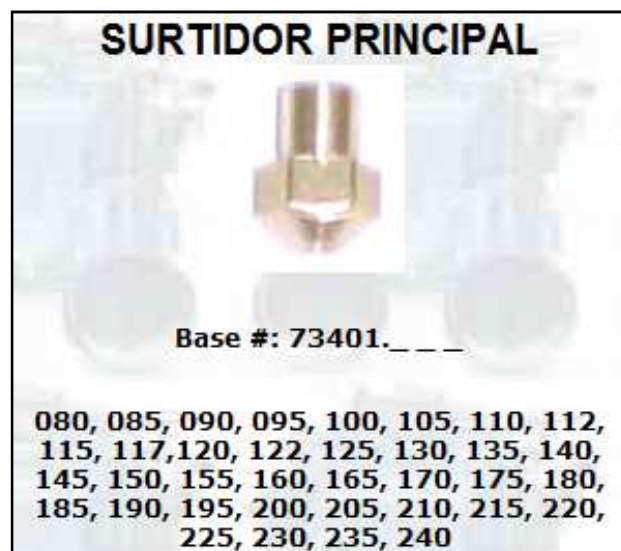


Figura 4.19: Numeraciones de shiglores de combustible existentes

De igual manera también existen numeraciones para el caso del shiglor de aire

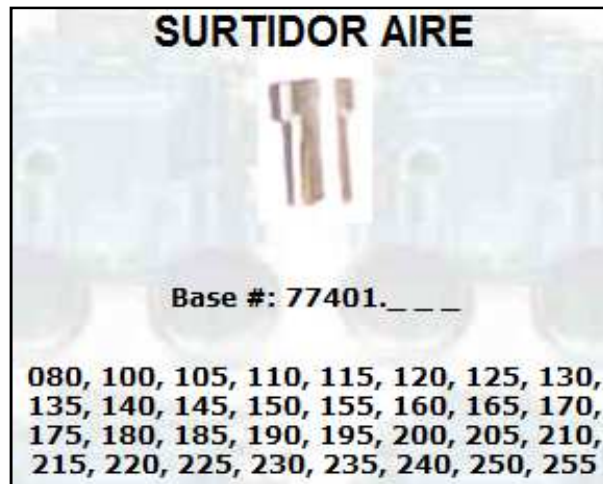


Figura 4.20: Numeraciones de shiglores de aire existentes

Algo muy importante entre estos dos shiglores al momento de su elección por cualquiera de sus series o números es que entre el shiglor de aire y el shiglor de combustible debe haber una relación de 70 a 90 que es lo que el fabricante de estos carburadores establece como parámetro para escoger el shiglor de aire, es decir que para obtener el número del shiglor de aire que le corresponde al shiglor de combustible sumamos:

$$\# \text{ Shiglor de combustible} + \text{relación de (70 a 90)} = \# \text{ del Shiglor de aire}$$

Cabe resaltar que las numeraciones que se utilizan en los pulverizadores deben ser totalmente idénticos entre ambos, por ningún motivo pueden funcionar con distintos componentes ya que produciría un funcionamiento errático, por lo tanto si un pulverizador lleva un cierto número de shiglor el otro también debe ser idéntico.

El uso de cierto número de shiglor es igual como en un carburador tradicional, basando su selección en parámetros como el consumo de combustible y comportamiento del motor en determinados regímenes de velocidad, es decir que se escoge probando con distintos números de shiglores al carburador con el motor en funcionamiento y optando por el shiglor que mejor rendimiento tenga en el motor.

En el caso de preparación de motores para competencias el consumo de combustible no es un factor de importancia ya que lo que importa es obtener el mayor rendimiento posible del motor.

Continuando tenemos que junto a estos pulverizadores instalados en el carburador WEBER encontramos a los surtidores de ralentí, los cuales regulan aire y combustible para una marcha mínima.




Figura 4.21: Surtidores de ralentí

De igual manera estos surtidores podemos encontrarlos en distintas series según la necesidad del motor.

Al igual que en los shiglores de aire y combustible también los shiglores de ralentí deben ser idénticos en su serie o numeración.

SURTIDOR RALENTÍ



	P/N	SIZES (MM)
F1	74814	040,050,055
F2	74815	040,045,050,055,060
F3	74816	040,045,050,055,060,070
F4	74817	040,045,060,065
F5	74818	040,050,055,060,065,070
F6	74819	040,045,050,055,060,065,070
F7	74820	040,045,050,055
F8	74821	040,045,050,055,060,065
F9	74822	040,045,050,055,060,065
F11	74824	040,045,050,055,060,065,070
F12	74825	040,045,050,055
F13	74826	040,050,055
F14	74827	050
F15	74828	050
F17	74830	050,055
F18	74831	050
F19	74832	045
F21	74833	055
F22	74834	055
F24	74836	045
F25	74837	045,047,050,055
F26	74838	050,055

Figura 4.22: Numeraciones existentes para el surtidor de ralentí



Figura 4.23: Surtidor de ralentí del tipo 50F11

En cuanto al tipo de difusores que se baya a utilizar tenemos que este carburador dispone de varios tipos los cuales son utilizados según las necesidades del motor, a continuación mostramos los tipos existentes.



Figura 4.24: Tipos de difusores para carburadores 40 WEBER DCOE-151

En este punto es importante resaltar que el uso de cualquiera de estos difusores conlleva un gasto significativo por el costo de las mismas además de la disponibilidad en nuestro mercado, a continuación mostramos la ubicación de los difusores en el carburador.

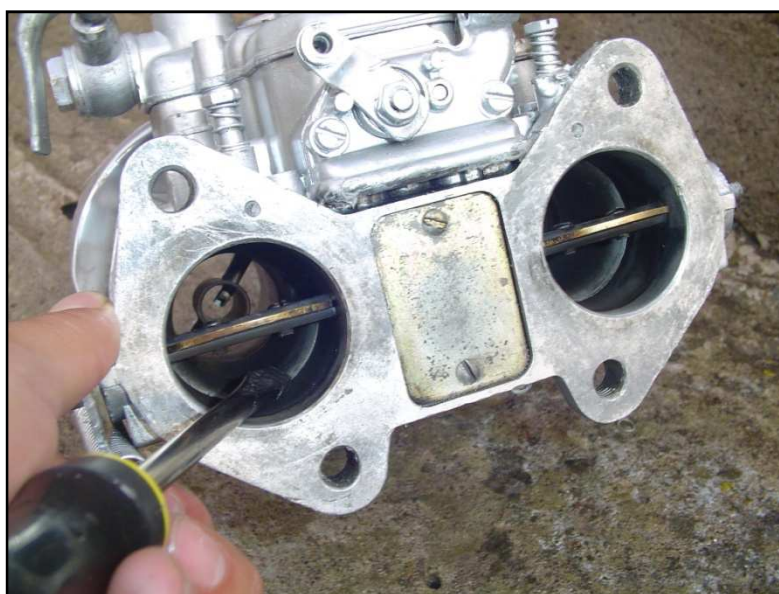


Figura 4.25: Ubicación de los difusores en el carburador WEBER

Como se puede observar en la figura anterior los difusores se los visualiza mejor abriendo las aletas del carburador ya que se encuentran muy cerca de ellas.

Otro de los elementos importantes a la hora de la afinación del motor son las conocidas boyas de regulación del nivel de combustible que se encuentran dentro del carburador tal y como es en los carburadores tradicionales.



Figura 4.26: Boyas reguladoras del nivel de combustible dentro del carburador WEBER

Teniendo como factor de consideración la inclinación de las boyas, ya que un nivel equivocado de las mismas puede provocar que exista por una parte un llenado excesivo de la cámara interna del carburador, lo que produciría un desperdicio de combustible y por otra parte que no exista un llenado de la cámara interna del carburador, produciendo un atrancamiento y un mal funcionamiento del motor.



Figura 4.27: Nivel apropiado de la boya reguladora de combustible

En lo referente a los demás componentes del carburador 40 WEBER DCOE-151 que los podemos apreciar en el despiece mostrado en páginas anteriores, no hay un reglaje del cual pueda modificarse o afinarse salvo el caso de las agujas de aire las cuales son dos, uno para cada boca o garganta.



Figura 4.28: Agujas de regulación para el paso de aire

Agujas de aire que se las regula con el motor en funcionamiento tal y como en un carburador normal, una vez se haya seleccionado el numero de shiglor

tanto de aire y combustible que muestren el mejor desempeño en el motor, girando estas agujas una a la vez en régimen de ralentí, para lo cual lo primero que hacemos es ajustar la aguja hasta donde permita, posteriormente regresamos entre 3 a 3 ½ vueltas la misma aguja, que es lo que se recomienda, sin embargo esto puede ser relativo para cada motor, hasta encontrar en lo posible una buena estabilidad en ralentí, buscando entre ambas agujas de aire una paridad de marcha, ya que al momento de girar respectivamente las agujas el comportamiento del motor variara.

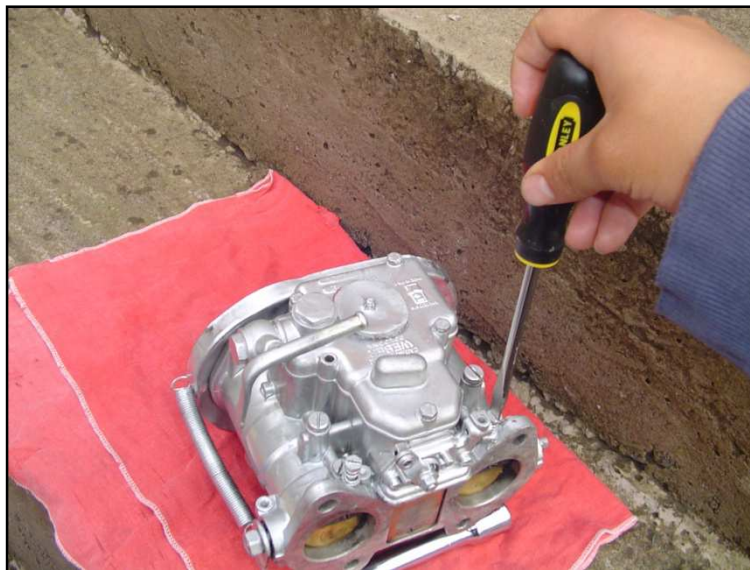


Figura 4.29: Regulación de la guja de aire

Una vez especificado todo lo referente a partes de elemental importancia y afinación del carburador 40 WEBER DCOE-151, establecemos los siguientes valores mediante los cálculos a los que debe ser sujeto un carburador.

En función del diámetro de este carburador que es de 40 mm de diámetro calculamos el tamaño del difusor y los demás parámetros con el que debería funcionar el carburador según los cálculos orientativos:

$$\text{Tamaño del Difusor} = 40 \times 0.80 = 32 \text{ mm}$$

$$\text{Surtidor principal} = 32 \times 5 = 160 \text{ centésimas de milímetro}$$

Surtidor de aire = $160 + 80 = 240$ centésimas de milímetro

En nuestro caso utilizaremos un número de shiglor relativamente pequeño para este caso, como es el de 110 para shiglor de combustible y de 190 para el shiglor de aire, ya que si se tratara de un motor que va a competir en un vehículo el número obtenido a partir del cálculo se lo debería utilizar, pero en nuestro caso como se trata de un motor estacionario este número de shiglor es suficiente como para ejercer un rendimiento óptimo del motor sin sacrificar en demasía el consumo de combustible.

Con lo que finalmente tenemos en la siguiente tabla los valores con los que funcionara el carburador 40 WEBER DCOE-151 en el motor Datsun 1200cc que repotenciamos.

Tabla XIV: Numeraciones de los componentes del carburador 40 Weber DCOE-151 utilizado en nuestro caso

Tipo de pulverizador	F16
Numero de shiglor de combustible	110
Numero de shiglor de aire	190
Surtidor de ralenti	50F11
Difusor	032

Una vez entendido todo esto, procedemos al montaje del carburador 40 WEBER DCOE-151 en el motor donde encontramos que para su instalación es necesaria construir una base en la cual, se pueda acoplar tanto la base del carburador como la base del múltiple de admisión, ya que por disposición de ubicación el carburador original está ubicado verticalmente y el carburador WEBER está dispuesto horizontalmente, además que por diseño estas bases no son comunes, es por eso necesario la construcción de una base acorde a al carburador y al múltiple.



Figura 4.30: Incompatibilidad de bases entre el carburador y múltiple

Para el diseño de esta base debemos tener en cuenta que el factor que incidirá al momento del funcionamiento es el poder de vacío que esta genere al carburador con lo cual una base que no produzca tal efecto, impediría el motivo por el cual es escogido este carburador de alto rendimiento, el cual es aportar más combustible y por tanto más potencia al motor, esta por demás decir que dicha base debe tener un nivel de pulido interno impecable.

El diseño del cuerpo que forme parte de esta base puede variar según el criterio del mecánico siempre y cuando no olvide el factor elemental que es el vacío, no así en las bases que irán acopladas o sujetadas tanto al carburador como en la base del múltiple de admisión.

En nuestro caso diseñamos una base en la cual su cuerpo lo conforman un par de tubos de 35mm de diámetro y en sus bases cortadas según el modelo tanto del carburador como del múltiple de admisión.



Figura 4.31: Base para acoplar el carburador WEBER en el motor

Una vez que tengamos esta base, procedemos a acoplar el carburador al múltiple de admisión sin olvidar ubicar empaques hechos a la figura y medida tanto para el carburador como para el múltiple, el material en los que se hacen estos empaques son el conocido papel victoria, aplicando sobre ellos una capa de silicón, de esta manera aseguramos un cierre hermético perfecto para evitar fugas de aire lo cual perjudicaría la dosificación de combustible y por tanto existiría un bajo rendimiento del motor.



Figura 4.32: Carburador acoplado en el motor Datsun 1200cc listo para su funcionamiento

Por último conectamos la manguera de combustible que viene desde la bomba de combustible al carburador, teniendo de esta manera listo al carburador para su funcionamiento.

4.4 EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En el Capítulo II indica que cuando se realizan modificaciones en el motor, su temperatura tiende a ser mucho más elevada que la normal, debido a un mayor giro del motor, siendo el radiador el elemento más importante a tener en cuenta dentro del sistema de refrigeración, y mucho más en nuestro caso ya que nuestro motor además de estar repotenciado será estacionario por tal motivo no contamos con la disipación de calor generada por el viento, tal y como sucede sobre un vehículo, siendo así mucho más probable la elevación de temperatura del motor.

4.4.1 SELECCIÓN DEL RADIADOR

Con el objetivo de evitar un recalentamiento del motor Datsun 1200cc cuyo radiador es del tipo de flujo descendente con un depósito de expansión situado en la parte superior de la sección tubular, incorporada en la tapa de admisión del radiador, la cual controla una presión aproximadamente de 0.9 kg/cm^2 (13 lb/ sq.in), Y con el criterio que hace mención en el Capítulo II donde se recomienda sobredimensionar el radiador, ya que a un mayor tamaño del radiador, existe un mayor número de paneles de refrigeración, por lo cual utilizaremos un radiador de mayor tamaño de similares características, utilizado por la misma marca en los motores A14, con lo cual se garantiza una disipación rápida de la temperatura de trabajo del refrigerante, evitando de esta manera un posible recalentamiento del motor Datsun 1200cc.



Figura 4.33: Radiador de mayor tamaño utilizado en el motor Datsun 1200cc

4.5 EL COLECTOR O TUBO DE ESCAPE

Siguiendo las recomendaciones del Capítulo II con respecto al múltiple de escape, con el propósito de alcanzar una mayor potencia del motor decidimos cambiar el múltiple de escape común con el que cuenta el motor Datsun 1200 cc por un Header o múltiple de salidas individuales para facilitar la salida de gases y conseguir un aumento de potencia del motor.

El múltiple original que además de ser común para los cuatro cilindros, se encuentra acoplado al múltiple de admisión en su parte inferior por lo que es necesario para su remoción desmontar los múltiples tanto de escape como de admisión para proceder a separarlos uno de otro, diseño realizado por los fabricantes para mejorar una depresión mucho mayor para que la mezcla aire-combustible sea ingresada a los cilindros de mejor manera, algo paradójico en este caso pero sin duda alguna a la vez que se busca esto, también se perjudica a una rápida salida de gases lo cual disminuye la potencia.



Figura 4.34: Múltiples de admisión y escape original

Con el fin de utilizar el mismo colector de admisión una vez se hayan separado los múltiples se procede a soldar una tapa en el lugar donde estos dos múltiples se unían asegurándose que esta tapa este completamente sellada al múltiples para evitar fugas que puedan disminuir la potencia.



Figura 4.35: Múltiple de admisión sellada en la unión de los múltiples

4.5.1 DIMENSIONAMIENTO DEL HEADER

Previo al cálculo de las medidas con las que el header ha de tener para ser construido, se debe primeramente seleccionar el tipo de header que se va a construir, es decir un colector denominado 4 en 1, o el 4 en 2, en nuestro caso seleccionamos construir el denominado 4 en 1 a lo que en el Capítulo II acerca de este tema menciona que son los que brindan una mayor salida de gases y por tanto una mayor potencia del motor siempre y cuando el motor baya a ser expuesto a regímenes de giro elevados , que es lo que buscamos en nuestro caso.

Valiéndonos de las formulas mencionadas en el Capítulo II realizamos los cálculos correspondientes.

- Longitud del colector de escape

$$L_c = \frac{13000 \times G_e}{\text{rpm} \times 6}$$

L_c es la longitud que debe tener el colector de escape, G_e el valor en grados que en el diagrama de distribución permanece abierta la válvula de escape, rpm el número de revoluciones máximo del motor, y los números 6 y 13000 son siempre fijos.

En nuestro caso G_e lo obtenemos del diagrama de distribución, es decir el cruce que tiene el árbol de levas lo obtenemos de las especificaciones técnicas que para este árbol de levas establece el fabricante mostradas en el siguiente grafico y tabla.

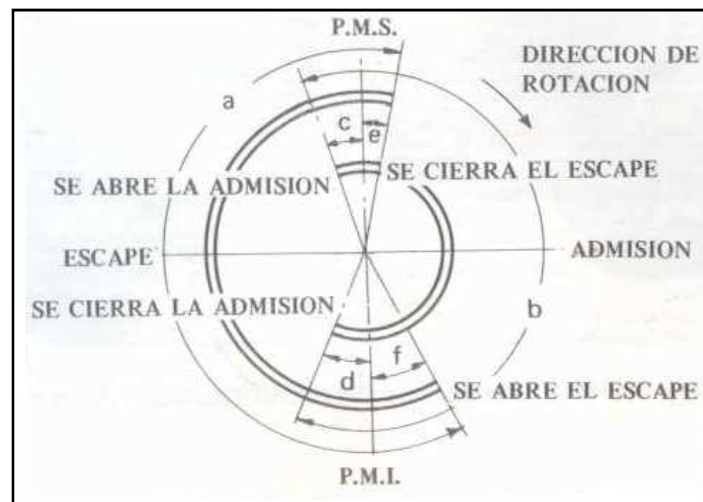


Figura 4.36: Diagrama de distribución del eje de levas del Motor Datsun 1200cc

Tabla XV: Valores en grados de las cotas de distribución del Motor Datsun 1200cc

	a	b	c	d	e	f
Motor A12	248	248	14	54	12	56

Por lo que podemos hablar de un eje de levas del tipo 14-54-56-12 a lo cual hacía referencia el Capítulo II acerca del eje de levas, y con lo cual podemos saber cuánto tiempo permanece abierta la válvula de escape.²²

$$56+180+12= 248^{\circ}$$

O también la pudiéramos haber obtenido de la referencia que nos daba ya en la tabla anterior, con lo que simplemente sirve como confirmación de lo detallado en el Capítulo II.

²² NISSAN MOTOR CO..LTD Manual de servicio modelos series A10 y A12 motores. Pág. EM-18

En cuanto a las rpm establecemos que el régimen de giro al que pretendemos llegar es de 6000 rpm.

Y es así que regresando a la fórmula tenemos:

$$L_c = \frac{13000 \times 248}{6000 \times 6} = 89.5 \text{ cm}$$

• Diámetro de los tubos

$$\phi = 2 \times \sqrt{\frac{V_c \times 2}{L_c \times 3.1416}}$$

En esta fórmula, tenemos que V_c es el volumen unitario del cilindro que es de 296.73 cm^3 , de acuerdo a la nueva cilindrada total del motor que es de 1186.95 cm^3 , mientras L_c recordamos que es la longitud del colector hallada por la anterior fórmula.

$$\phi = 2 \times \sqrt{\frac{296.73 \times 2}{89.5 \times 3.1416}}$$

$$\phi = 2.90 \text{ cm}$$

Mas el 10% que se aconseja sumar a este valor, de acuerdo a lo especificado en el Capítulo II tenemos.

$$\phi = 3.2 \text{ cm}$$

Existe además el cálculo de el diámetro del tubo primario de escape, pero que en nuestro caso no tiene sentido realizarlo puesto que nuestro motor no estará montado en un vehículo sino en un soporte metálico con el objeto de que sirva como material de estudio, haciendo de esta manera totalmente innecesario la construcción de un tubo de escape, señalando que por ningún motivo su presencia seria causa de disminución en la potencia del motor, sin embargo si es necesario saber de esta fórmula, se debe revisar el Capítulo II.

4.5.2 CONSTRUCCIÓN DEL HEADER

Lo primero es construir las bases del header que se acoplaran por una parte en el cabezote de acuerdo al modelo del propio de este, y por la otra parte soldada a los tubos.



Figura 4.37: Forma del múltiple de escape según el cabezote



Figura 4.38: Base construida del header en base al modelo del cabezote

Seguido se selecciona el material que en nuestro caso son tubos estructurales, de diámetro 3.2 cm para posteriormente cortarlos de acuerdo a la longitud obtenida a través del cálculo anterior, seguido de esto se procede a doblarlos con la ayuda de la dobladora de tubos que se utiliza en estos casos.



Figura 4.39: Dobladora de tubos

La forma que se les da a los tubos varía de acuerdo al espacio que se cuenta en el vehículo, procurando no exagerar sus curvas, en nuestro caso los doblamos lo necesario desde la base que se une al cabezote hasta el punto donde se unen los cuatro tubos con dirección hacia abajo, seguido se sueldan los tubos a la base del header, puliéndolos posteriormente tanto en su parte interior con el propósito de eliminar cualquier obstáculo que evite una rápida expulsión de los gases de escape, como al exterior para un acabado lucido.



Figura 4.40: Tubos doblados, soldados y pulidos junto con la base del header

En el final donde los tubos se unen se construye una cámara de expansión con el objeto de disminuir el ruido como se aconseja en el Capítulo II.



Figura 4.41: Cámara de expansión del header

Obteniendo así un header de salidas individuales como se recomienda en el Capítulo II.



Figura 4.42: Header finalmente construido

Por último acoplamos el header al cabezote con sus respectivos empaques y una capa de silicón que garantice un sellado hermético.



Figura 4.43: Header finalmente montado en el motor Datsun 1200cc

4.6 MATEMÁTICA DEL MOTOR

En este punto analizaremos las fuerzas del mecanismo biela-manivela aplicando las formulas respectivas para estos cálculos, para demostrar las variaciones que se presentan entre el motor standard y el repotenciado, realizando una analogía de que al existir mayor presión en el motor existirá mayor potencia, por tanto sus fuerzas serán diferentes.

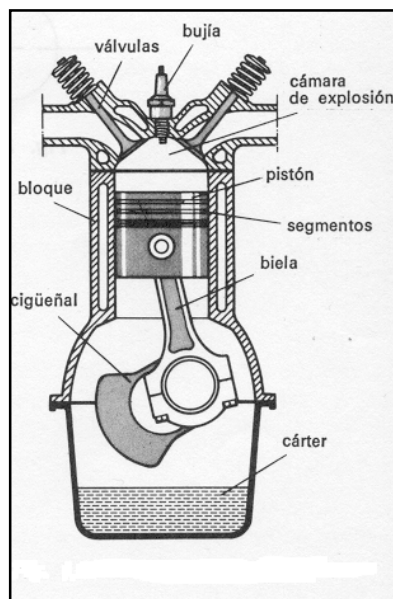


Figura 4.44: Mecanismo Biela-Manivela del motor

A través de la figura 4.44 podemos realizar un esquema del mecanismo biela-manivela para poder realizar la ubicación de las cotas necesarias para realizar los cálculos correspondientes de fuerzas existentes en este sistema.

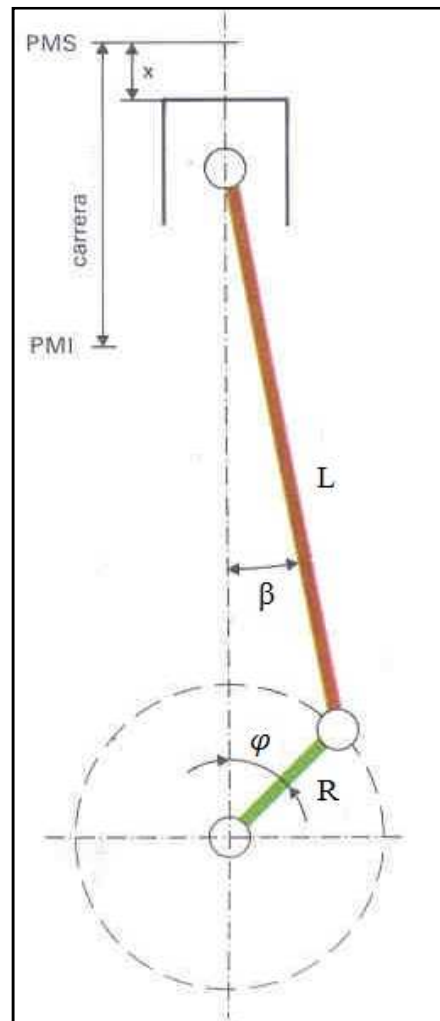


Figura 4.45: Esquema sistema Biela-Manivela con sus cotas respectivas

Donde tenemos los siguientes términos:

L = Longitud de biela

R = Radio de giro del cigüeñal

φ = Ángulo de posición del cigüeñal

β = Ángulo de la biela

En las formulas para calcular las diferentes fuerzas de este mecanismo biela-manivela es necesario conocer los ángulos en los cuales serán analizadas las

fuerzas, es decir la posición tanto del cigüeñal como de la biela, por tanto establecemos del esquema anterior la siguiente ecuación obtenida a través de la ley de senos.

$$\frac{L}{\text{sen } \varphi} = \frac{R}{\text{sen } \beta}$$

Para nuestro caso analizaremos las fuerzas en este mecanismo, en la posición del cigüeñal cada $\varphi=15^\circ$, ángulo con el cual podemos remplazar en la ecuación anterior y conocer el otro ángulo β .

$$\frac{L}{\text{sen } 15} = \frac{R}{\text{sen } \beta}$$

Una vez conocida la posición en la que se analizaran las fuerzas del mecanismo biela manivela aplicamos en la ecuación anterior los valores de L y R correspondientes para nuestro motor Datsun 1200cc.

Longitud de la biela= 120 mm

Radio de giro= 34.97 mm

$$\frac{120\text{mm}}{\text{sen } 15} = \frac{34.97\text{mm}}{\text{sen } \beta}$$

De lo cual obtenemos que cuando el ángulo $\varphi =15$, el ángulo $\beta =4.3255$.

4.6.1 MOTOR STANDARD

4.6.1.1 FUERZAS RESULTANTES BIELA-MANIVELA

Para desarrollar el análisis propuesto por nosotros necesitamos la presión de compresión del motor (P), el diámetro del pistón, el régimen de giro del motor (W) en RPM y la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela (λ).

$$P = 85 \text{ PSI} = 5.97 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Diámetro del pistón} = 72.967 \text{ mm} = 7.2967 \text{ cm}$$

$$W = 45000 \text{ rpm} = 471.23 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{34.97}{120}$$

$$\lambda = 0.291$$

Una vez que se tienen estos datos se reemplazan en las formulas que se utilizan para calcular las siguientes fuerzas en el mecanismo biela manivela con el motor standard.²³

4.6.1.1.1 FUERZA DEL PISTÓN (P_E)

$$P_E = P * A$$

$$P_E = 5.97 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} (7.2967 \text{ cm})^2 \frac{\pi}{4}$$

$$P_E = 249.64 \text{ kgf}$$

4.6.1.1.2 FUERZA LATERAL DEL PISTÓN (N_E)

$$N_E = P_E * \text{tg } \beta$$

$$N_E = 249.64 \text{ kgf} * \text{tg } 4.3255$$

$$N_E = 18.88 \text{ kgf}$$

4.6.1.1.3 FUERZA DE LA BIELA (K_E)

$$K_E = P_E \left(\frac{1}{\text{Cos } \beta} \right)$$

$$K_E = 249.64 \left(\frac{1}{\text{Cos } 4.3255} \right)$$

$$K_E = 250.35 \text{ kgf}$$

²³ M.S JÓVAC Motores de automóvil. Pág. 393

4.6.1.1.4 FUERZA TANGENCIAL (T_E)

$$T_E = P_E * \text{Sen} \left(\frac{\varphi + \beta}{\text{Cos} \beta} \right)$$

$$T_E = 249.64 * \text{Sen} \left(\frac{15 + 4.3255}{\text{Cos} 4.3255} \right)$$

$$T_E = 82.85 \text{ kgf}$$

4.6.1.1.5 FUERZA DEL BRAZO DEL CIGÜEÑAL (Z_E)

$$Z_E = P_E \left(\frac{\text{Cos}(\varphi + \beta)}{\text{Cos} \beta} \right)$$

$$Z_E = 249.64 \left(\frac{\text{Cos}(15 + 4.3255)}{\text{Cos} 4.3255} \right)$$

$$Z_E = 236.24 \text{ kgf}$$

4.6.1.1.6 DESPLAZAMIENTO DEL EMBOLO (S_E)

$$S_E = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R * \text{Cos} \varphi - R * \frac{\lambda}{4} * \text{Cos} 2\varphi$$

$$S_E = R \left(1 + \frac{0.291}{4} \right) - 34.97 * \text{Cos} 15 - R * \frac{0.291}{4} * \text{Cos} 2(15)$$

$$S_E = 1.533 \text{ mm}$$

4.6.1.1.7 VELOCIDAD DEL EMBOLO (V_E)

$$V_E = R * \omega \left(\text{sen} \varphi + \frac{\lambda}{4} \text{sen} 2\varphi \right)$$

$$V_E = 34.97 * 471.23 \left(\text{sen} 15 + \frac{0.291}{4} \text{sen} 2(15) \right)$$

$$V_E = 4864.47 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

$$V_E = 4.86 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

4.6.2 MOTOR REPOTENCIADO

Para el caso del motor repotenciado tenemos los siguientes valores para realizar el cálculo correspondiente de las fuerzas, acotando que tanto L y R son iguales.

$$P = 115 \text{ PSI} = 8.09 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Diámetro del pistón} = 73.467 \text{ mm} = 7.3467 \text{ cm}$$

$$W = 6000 \text{ rpm} = 628.31 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{34.97}{120}$$

$$\lambda = 0.291$$

4.6.2.1 FUERZAS RESULTANTES BIELA-MANIVELA

4.6.2.1.1 FUERZA DEL PISTÓN (P_E)

$$P_E = P * A$$

$$P_E = 8.09 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} (7.3467 \text{ cm})^2 \frac{\pi}{4}$$

$$P_E = 342.94 \text{ kgf}$$

4.6.2.1.2 FUERZA LATERAL DEL PISTÓN (N_E)

$$N_E = P_E * \text{tg } \beta$$

$$N_E = 342.94 \text{ kgf} * \text{tg } 4.3255$$

$$N_E = 25.93 \text{ kgf}$$

4.6.2.1.3 FUERZA DE LA BIELA (K_E)

$$K_E = P_E \left(\frac{1}{\text{Cos } \beta} \right)$$

$$K_E = 342.94 \left(\frac{1}{\text{Cos } 4.3255} \right)$$

$$K_E = 343.91 \text{ kgf}$$

4.6.2.1.4 FUERZA TANGENCIAL (T_E)

$$T_E = P_E * \text{Sen} \left(\frac{\varphi + \beta}{\text{Cos } \beta} \right)$$

$$T_E = 342.94 * \text{Sen} \left(\frac{15 + 4.3255}{\text{Cos } 4.3255} \right)$$

$$T_E = 113.8 \text{ kgf}$$

4.6.2.1.5 FUERZA DEL BRAZO DEL CIGÜEÑAL (Z_E)

$$Z_E = P_E \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right)$$

$$Z_E = 342.94 \left(\frac{\cos(15 + 4.3255)}{\cos 4.3255} \right)$$

$$Z_E = 324.54 \text{ kgf}$$

4.6.2.1.6 DESPLAZAMIENTO DEL EMBOLO (S_E)

$$S_E = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R * \cos\varphi - R * \frac{\lambda}{4} * \cos 2\varphi$$

$$S_E = R \left(1 + \frac{0.291}{4} \right) - 34.97 * \cos 15 - R * \frac{0.291}{4} * \cos 2(15)$$

$$S_E = 1.533 \text{ mm}$$

4.6.2.1.7 VELOCIDAD DEL EMBOLO (V_E)

$$V_E = R * W \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{4} \sin 2\varphi \right)$$

$$W = 6000 \text{ rpm} = 628.31 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$V_E = 34.97 * 628.31 \left(\sin 15 + \frac{0.291}{4} \sin 2(15) \right)$$

$$V_E = 6486 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}$$

$$V_E = 6.486 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

CAPITULO V

5. SECUENCIA OPERACIONAL DE ARMADO, MONTAJE, EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN DE RESULTADOS

5.1 PARÁMETROS A TENER EN CUENTA PARA ARMAR EL MOTOR

1. Limpieza y verificación de las partes fijas y móviles del motor.
2. Verificación de la luz del ring en el block (0.005mm) y empleo de un micrómetro de caratula para cilindros para detectar variaciones en el diámetro.
3. Inspeccionar grietas por falla por fatiga en un muñón de cigüeñal después de rectificar hay que limpiarlo minuciosamente con un disolvente, en particular los agujeros y conductos del cigüeñal.
4. Comprobación de la planicidad de la culata de cilindros y que no se encuentre fisureada.
5. Verificar las válvulas y resortes.
6. Comprobación de bielas y pistones.
7. Todas las piezas móviles se deben cubrir con aceite al instalar las para evitar la corrosión y tener lubricación inicial.

5.2 SECUENCIA OPERACIONAL DEL ARMADO DEL MOTOR

El orden para armar el motor es la inversa de cómo se desarmo, y hay detalles que requieren atención particular, La limpieza es el más importante, pues cualquier partículas de polvo o abrasivo que queden después de pulir los cilindros o rectificar las válvulas aceleran el desgaste del motor.

1. ACENTAR CIGUENAL

Procedemos a colocar el cigüeñal en los codos de bancada del block ponemos el plastigage armamos las tapas y damos apriete (60Psi) en todas las bancadas verificamos que el juego de luz sea (0.002in) que es el correcto y volvemos apretar.

2. PISTONES Y BIELAS

Se instala el pistón en la biela y se instalan los anillos en el pistón y, luego, se instalan el pistón y la biela como conjunto en su cilindro para luego ser acoplado al cigüeñal Con un torque de 30psi y un juego de luz de 0.38mm comprobado con el plastigage en todos los codos de biela.

Muchos tipos de pistones tienen marcas para indicar el frente. Hay que instalarlos en esa posición; si no tienen marcas, hay que colocarlos en la misma posición original.

Las bielas se deben instalar en la posición original que tenían en el motor, es decir con los números de identificación hacia un lado específico del motor, como se observo al desmontarlas. Por ello, hay que instalar el pistón y la biela en su posición correcta, para que miren en el sentido especificado cuando quedan instalados en el motor.

3. INSTALACIÓN DE LOS PISTONES

Los anillos de pistones deben tener las aberturas entre puntas desalineadas o espaciadas, según lo especifique el fabricante de los anillos o del motor en nuestro caso es de cada 180° , se acostumbra que las aberturas estén al lado opuesto al lado de empuje del motor.

Aplíquese una generosa cantidad de aceite en los anillos y paredes del cilindro para facilitar la instalación con un compresor de anillos, que permitirá la entrada de los anillos en el cilindro y servirá como lubricación inicial al arrancar el motor, cuando los pistones estén dentro del cilindro, hay que jalar de la biela para asentar en el muñón del cigüeñal e instalar la tapa.

4. ENGRANES DE SINCRONIZACIÓN (Tiempo)

Las marcas de sincronización en los engranes deben de estar alineadas para tener sincronización correcta de las válvulas. Cuando estén alineadas y los engranes, instalados, se instalan la tapa de engranes y el amortiguador debe estar en buenas condiciones para evitar las vibraciones del motor.

5. CULATA DE CILINDROS

Una vez montadas las válvulas resortes y sellos. Se utilizan espigas de guía en las partes delantera y trasera de la culata, para asegurar la alineación correcta de la junta al instalar la culata. Todos los tornillos de la culata se deben apretar con una llave de torsión a 60PSI. Hay que apretarlos en forma gradual y uniforme, desde el centro hacia las orillas, en forma de espiral en el orden especificado. Esto es de suma importancia, pues el exceso o falta de torsión puede ocasionar rotura de tornillos, daños en las roscas, y torcimiento de la culata.

6. MECANISMO DE BALANCINES

Instale las varillas de empuje y colóquese el mecanismo de balancines en la parte superior de la culata. Los tornillos de ajuste deben estar flojos, para eliminar la carga de los resortes de válvula contra los balancines al instalar el mecanismo y también evitar posibles daños a la cabeza de la válvula por los pistones si se hace girar el cigüeñal.

El ajuste inicial de la holgura de válvulas se hace con el motor frío y el pistón del cilindro relativo en PMS la calibración es la siguiente válvula de admisión (0,014in) y lo mismo para la de escape (0.014in). Después, se comprueba el ajuste con el motor a su temperatura normal de funcionamiento.

7. SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Hay que examinar la bomba de aceite y proceder a instalar realizar una prueba de fugas por los cojinetes para comprobar la instalación correcta de los cojinetes y los tubos y conexiones para aceite, además esa prueba sirve para lavar y cebar el sistema de lubricación. El cedazo de succión de la bomba debe estar en buenas condiciones.

8. DEPÓSITO DE ACEITE Y TAPA DE BALANCINES

Hay que limpiar el lodo o sedimentos del depósito de aceite, tapa lateral, tapa de balancines y tubos de respiración, de otra forma se contaminara el aceite.

La instalación correcta de las juntas y sellos asegura que no ocurrirán fugas. Siempre que sea posible, y para todos los tornillos especificados, se debe utilizar una llave de torsión para apretarlos con uniformidad, para no romperlos.

9. MÚLTIPLES

Los múltiples de admisión y de escape se deben instalar con todo cuidado para evitar fugas. Hay que apretar todos los tornillos con uniformidad a la torsión especificada.

10. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

Clocar el depósito de combustible bomba eléctrica cañerías filtros y el carburador o surtidor.

11. SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

El sistema de enfriamiento también es parte del reacondicionamiento del motor. Al armar, hay que examinar termostato, las mangueras y tubos para el liquido enfriador, el enfriador de aceite, el radiador y se debe llenar el sistema con la mezcla recomendada de agua y anticongelante o corrosivo.

12. ACCESORIOS

Se debe dar el servicio necesario al motor de arranque, alternador y cualquier otro equipo auxiliar como parte de reacondicionamiento del motor. Para su posterior instalación.

5.3 CONSTRUCCIÓN DEL SOPORTE METÁLICO DEL MOTOR

El soporte en el cual el motor estará montado será construido en base al siguiente plano en el cual costa su forma y medidas respectivas.

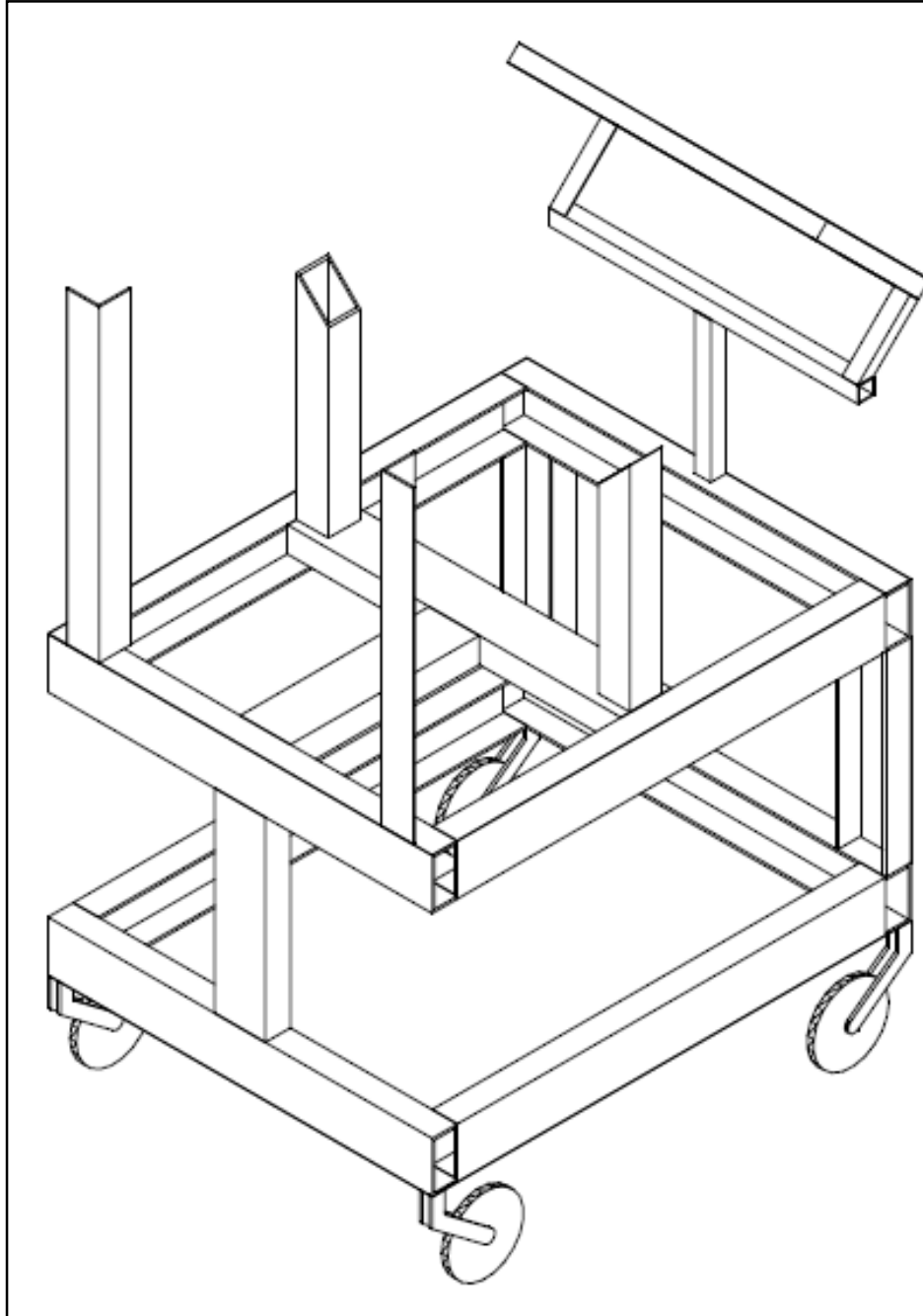


Figura 5.1: Forma en que se construirá el soporte metálico del motor

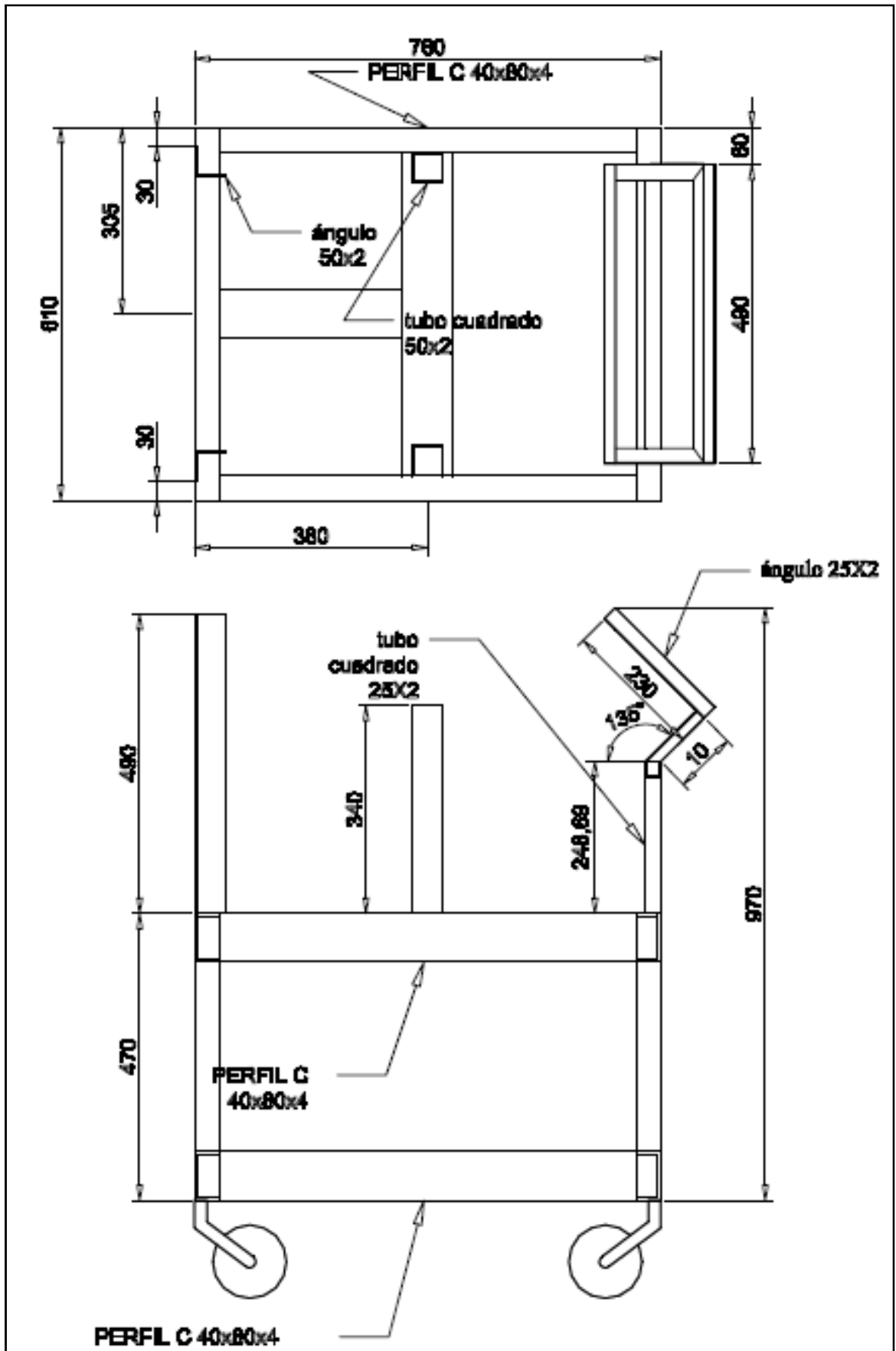


Figura 5.2: Medidas del soporte metálico del motor

5.4 ACOPLAMIENTO DEL MOTOR EN EL SOPORTE

Como parámetro para absorber las vibraciones del motor con respecto a la estructura ocupamos caucho en las bases como resultado la estructura no vibra ni tiembla tiene un perfecto funcionamiento una vez acoplada.



Figura 5.3: Motor finalmente acoplado al soporte metálico

5.4.1 INSTALACIÓN DE MANÓMETROS DE CONTROL DEL MOTOR

En nuestro motor instalamos dos manómetros (presión de aceite y temperatura). En el gráfico siguiente podemos visualizar. El reloj de presión de aceite su señal sale de la parte lateral del filtro de aceite y mediante una cañería transmite la señal al manómetro respectivo. El reloj de la temperatura de agua su señal sale de una toma colocada en el sistema de enfriamiento del cual coge la señal de la temperatura del agua y la transmite mediante una cañería al reloj respectivo.

1. Esquema manómetro de presión de Aceite

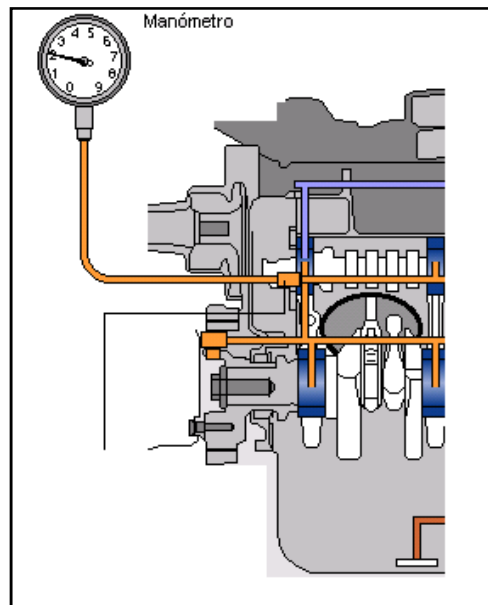


Figura 5.4: Esquema del manómetro de presión de aceite

2. Esquema eléctrico reloj temperatura del agua

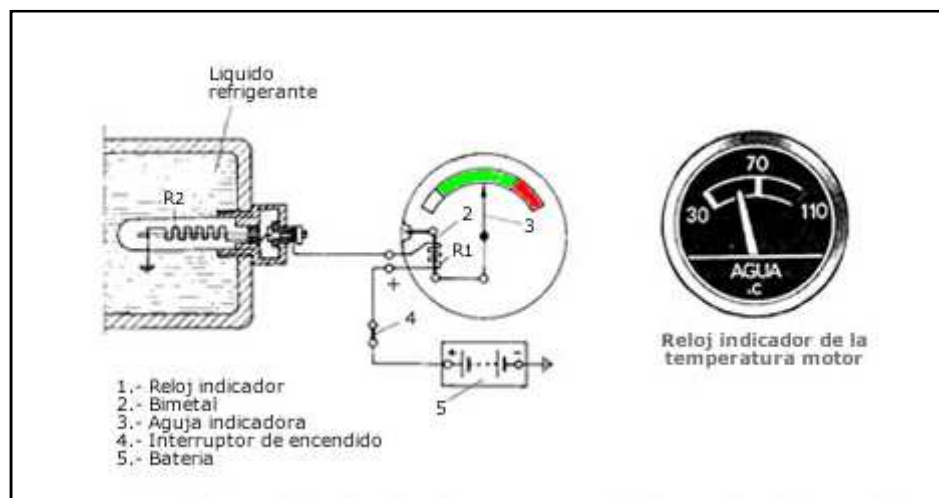


Figura 5.5: Esquema eléctrico reloj temperatura del agua



Figura 5.6: Manómetros de control finalmente instalados para su funcionamiento

5.4.2 CONEXIONES ELÉCTRICAS

1. Sistema de arranque

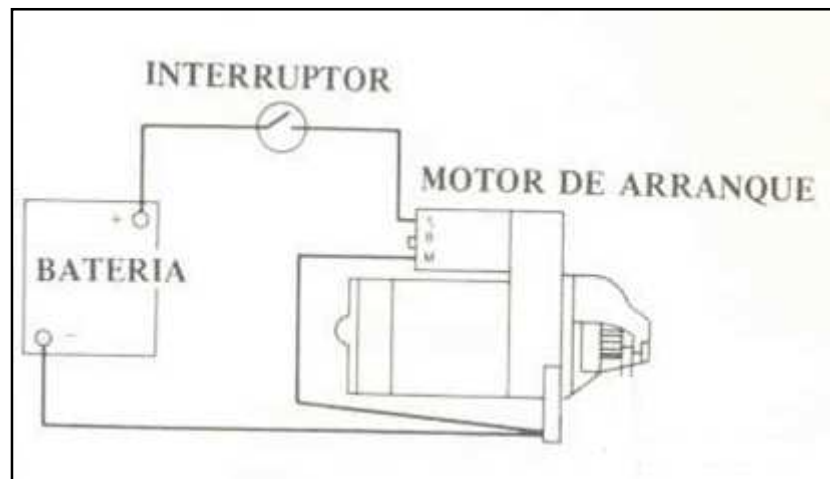


Figura 5.7: Esquema de la conexión del sistema de arranque

2. Sistema de encendido

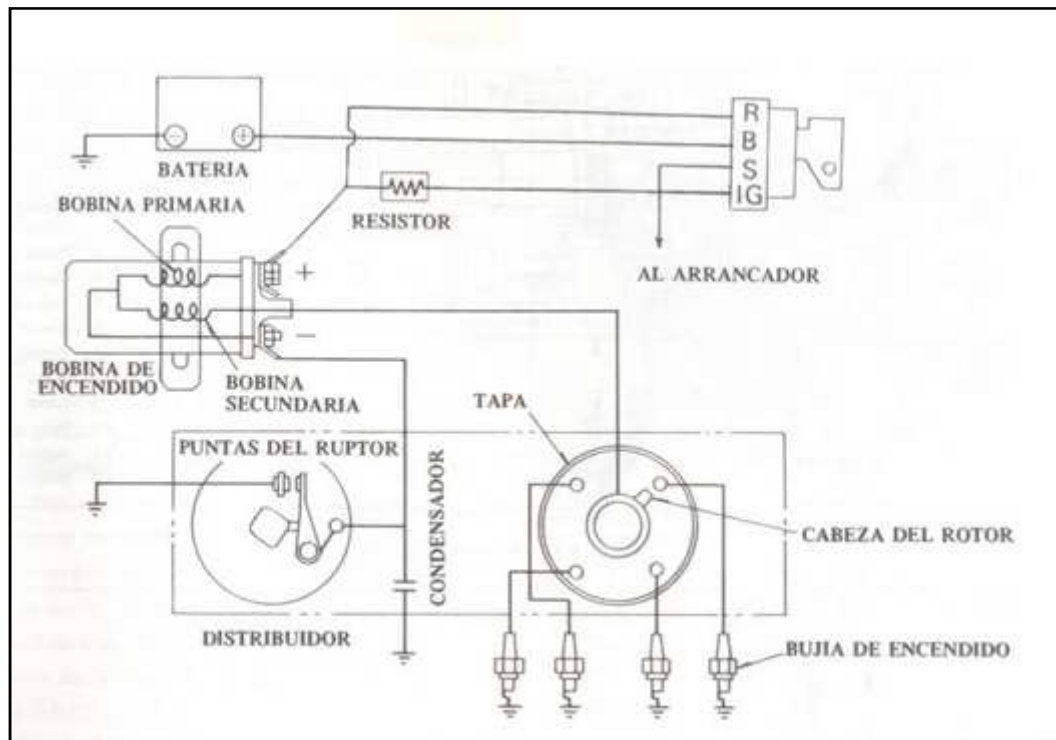


Figura 5.8: Esquema de la conexión del sistema de encendido

5.5 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO

1. Comprobamos la compresión que fue de 115Psi.
2. Verificamos que no haya fuga de ningún tipo de fluido (aceite, refrigerante, combustible).
3. Visualizamos que no exista excesiva vibración en la estructura ni empiece a moverse.
4. Todas las pruebas nos salieron a la perfección y por lo tanto nuestro trabajo está en óptimas condiciones de funcionamiento.

5.6 AFINAMIENTO DEL MOTOR

1. Calibración de las agujas de aire carburador.
2. Utilizamos gasolina super para que trabaje en óptimas condiciones.
3. Calibramos válvulas (0.014) con el motor en su temperatura optima de funcionamiento (80°)

4. Comprobamos el tiempo mediante la lámpara estroboscopia que es de 12°.

5.7 DATOS FINALES DEL MOTOR POSTERIOR AL REPOTENCIADO

Una vez realizado el repotenciado del motor Datsun 1200cc y su acoplamiento en el soporte metálico acompañado de todos sus elementos que permitirán su funcionamiento se establecen los siguientes parámetros de eficiencia del motor.



Figura 5.9: Motor Datsun 1200cc finalmente terminado y listo para su funcionamiento

5.7.1 COMPRESIÓN EN LOS CILINDROS

Tabla XVI: Compresión de los cilindros del motor posterior al repotenciado

CILINDRO # 1	115 PSI
CILINDRO # 2	110 PSI
CILINDRO # 3	110 PSI
CILINDRO # 4	115 PSI



Figura 5.10: Compresión del motor repotenciado

5.7.2 TEMPERATURA DEL AGUA

La temperatura del agua con el motor en caliente es de 80°C

5.7.3 TEMPERATURA DEL ACEITE

La temperatura del aceite con el motor en caliente es de 80°C

5.7.4 PRESIÓN DEL ACEITE

La presión de aceite que presenta el motor standard adquirido es de 60 PSI.

5.7.5 ANÁLISIS DE GASES CON MOTOR REPOTENCIADO Y GASOLINA SUPER

Tabla XVII: Análisis de gases de escape con motor repotenciado en posición de ralentí del motor Datsun 1200cc

% CO	2.4
% CO₂	20
% O₂	2.5
ppmHc	400

5.8 TABLA COMPARATIVA ENTRE MOTOR STANDARD Y MOTOR MODIFICADO

Tabla XVIII: Comparación de cilindraje y relación de compresión

	MOTOR STANDARD	MOTOR REPOTENCIADO
CILINDRAJE TOTAL (cc)	1171	1186,95
CILINDRAJE UNITARIO (cc)	292,67	296,73
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	9:1	9,1:1
COMPRESIÓN EN LOS CILINDROS	85 PSI	115 PSI

5.9 CURVAS RESULTANTES Y COMPARATIVAS ENTRE MOTOR STANDARD Y MOTOR REPOTENCIADO

5.9.1 MOTOR STANDARD

5.9.1.1 FUERZA LATERAL DEL PISTÓN (N_E)

$$N_E = P_E * \text{tg } \beta$$

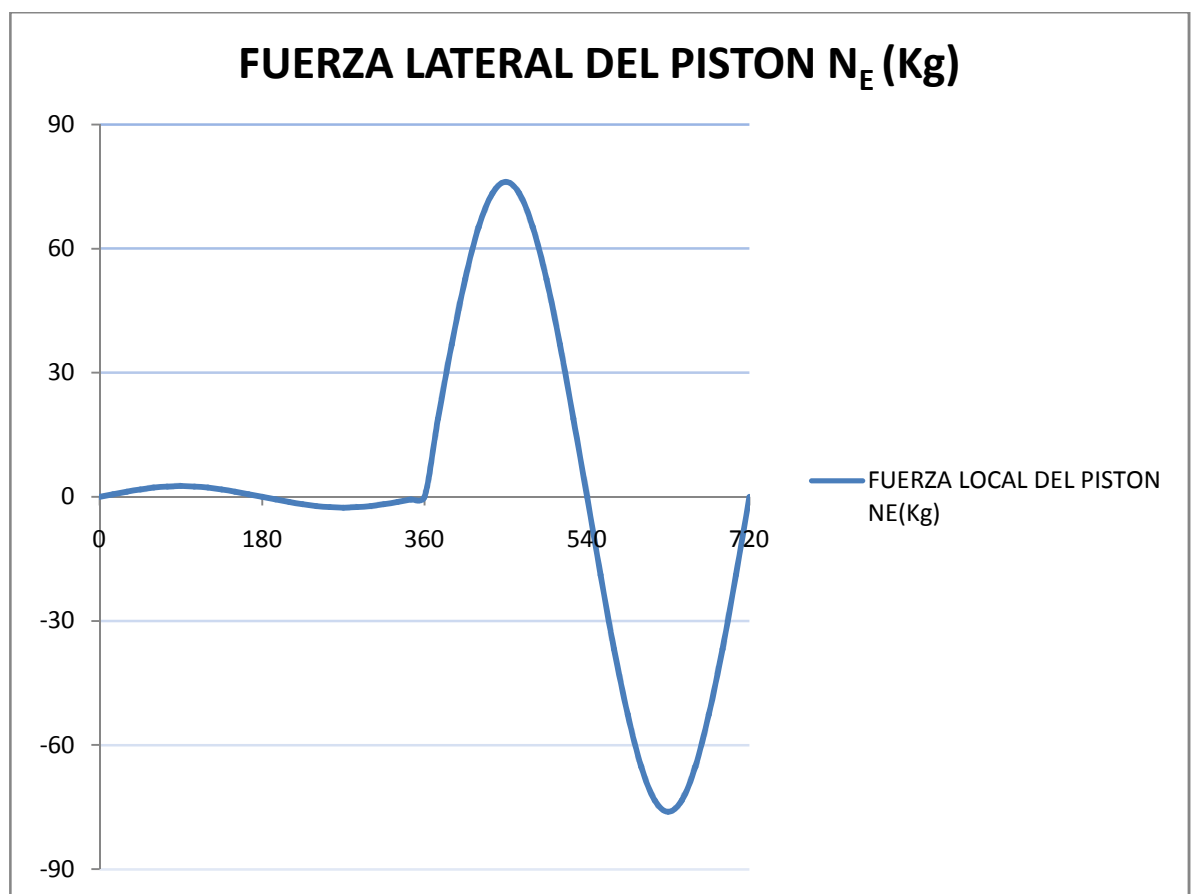


Figura 5.11: Gráfica de la fuerza lateral del pistón N_E del motor Standard

5.9.1.2 FUERZA DE LA BIELA (K_E)

$$K_E = P_E \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)$$

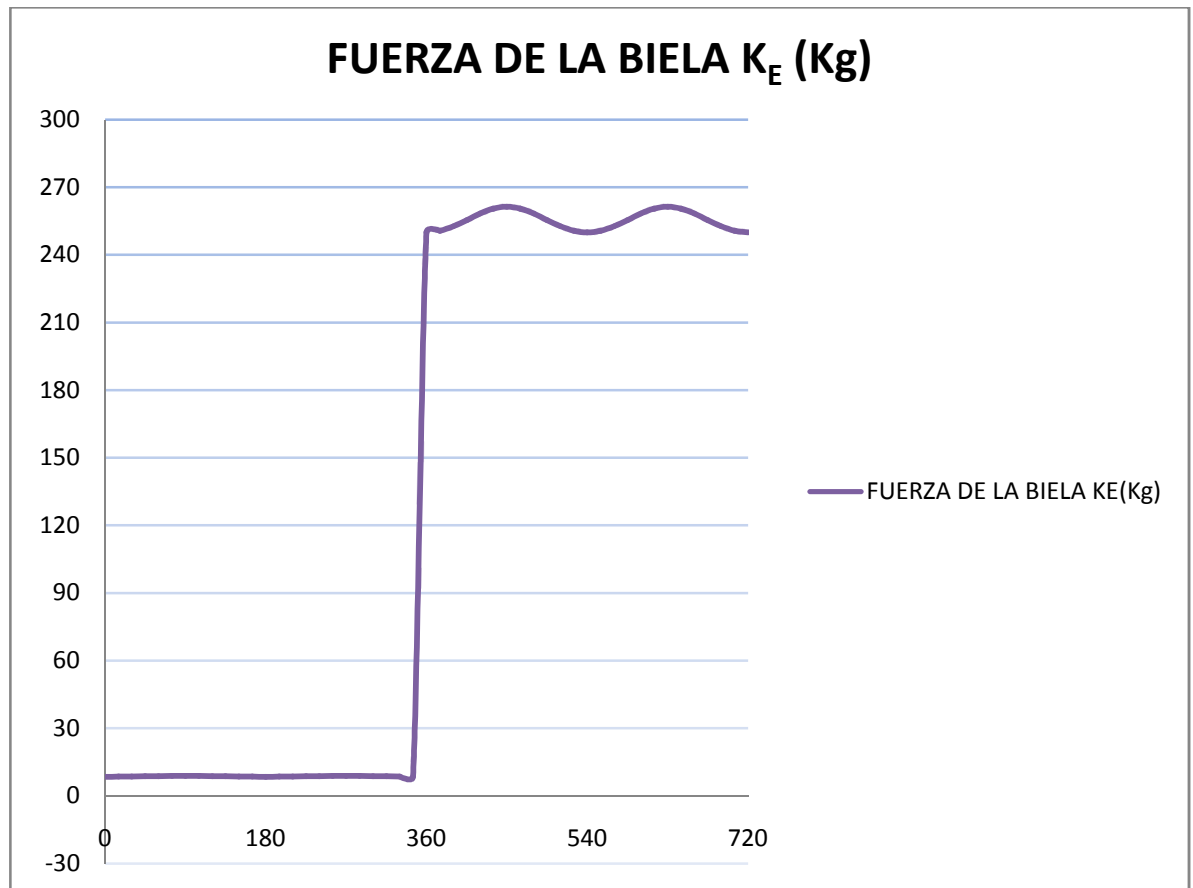


Figura 5.12: Gráfica de la fuerza de la biela K_E del motor Standard

5.9.1.3 FUERZA TANGENCIAL (T_E)

$$T_E = P_E * \text{Sen} \left(\frac{\varphi + \beta}{\text{Cos}\beta} \right)$$

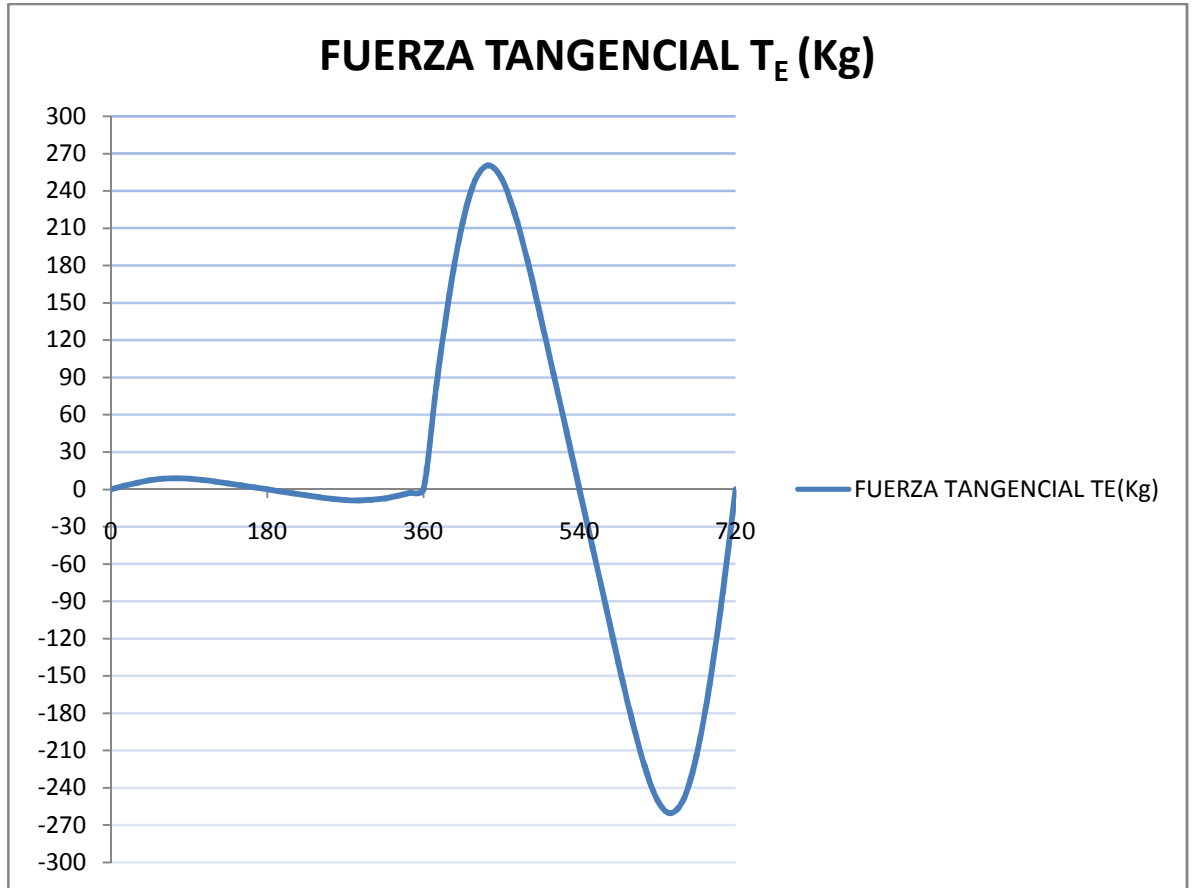


Figura 5.13: Gráfica de la fuerza tangencial T_E del motor Standard

5.9.1.4 FUERZA DEL BRAZO DEL CIGÜEÑAL (Z_E)

$$Z_E = P_E \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right)$$

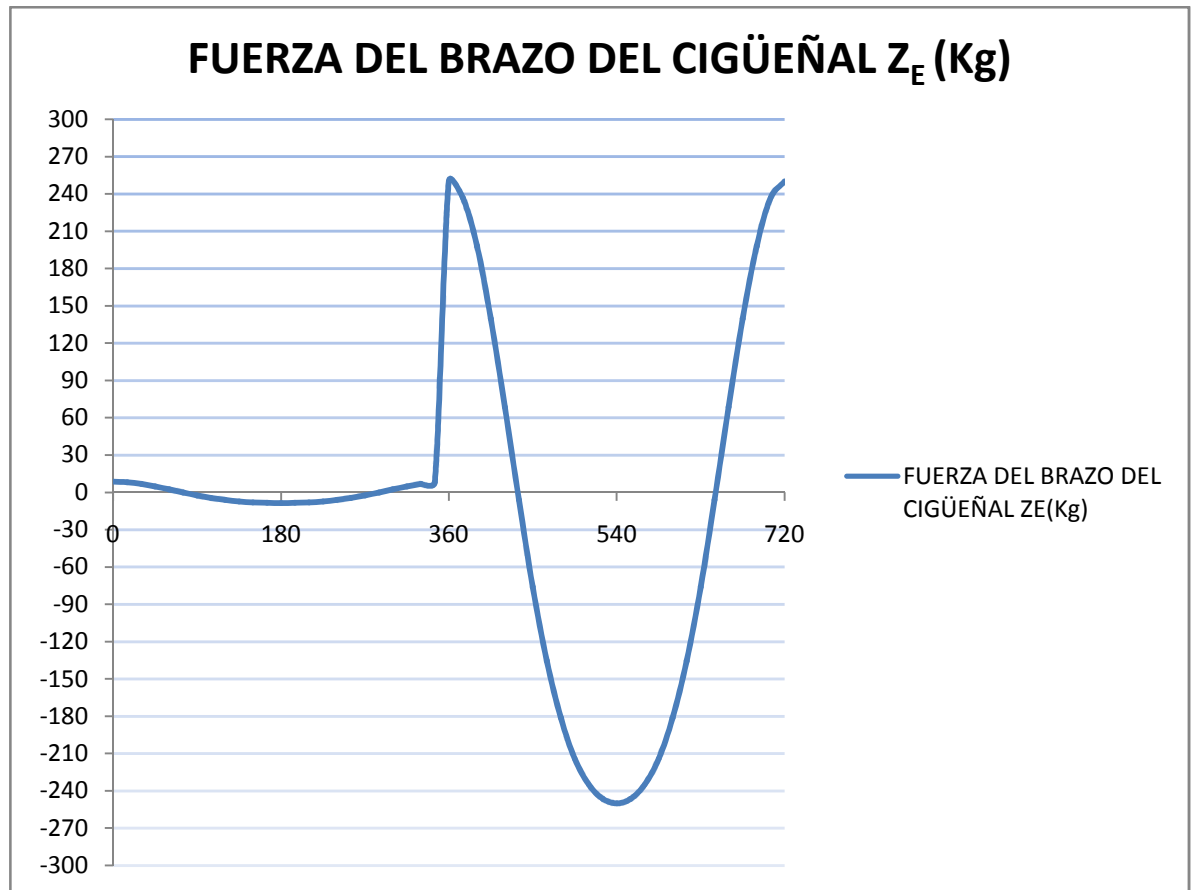


Figura 5.14: Gráfica de la fuerza del brazo del cigüeñal Z_E del motor Standard

5.9.2. MOTOR REPOTENCIADO

5.9.2.1 FUERZA LATERAL DEL PISTÓN (N_E)

$$N_E = P_E * \text{tg } \beta$$

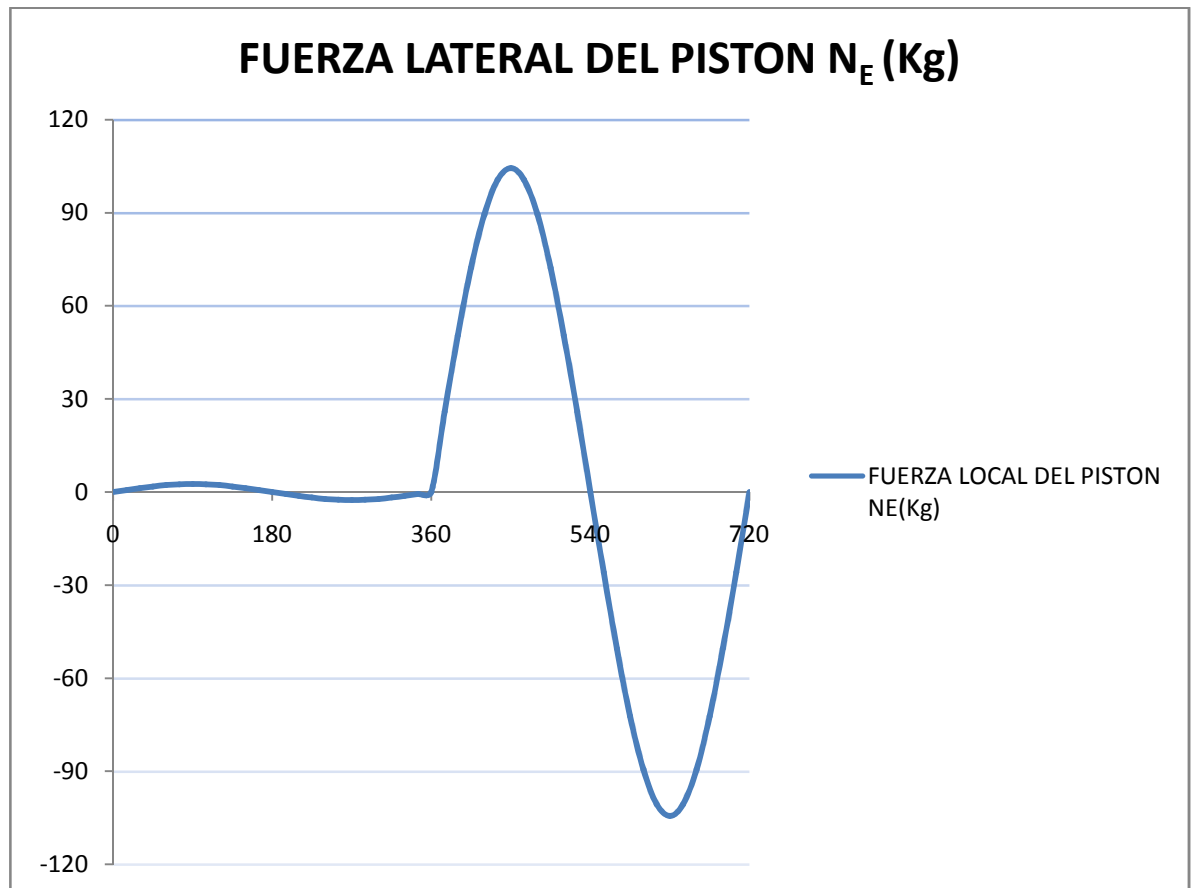


Figura 5.15: Gráfica de la fuerza lateral del pistón N_E del motor repotenciado

5.9.2.2 FUERZA DE LA BIELA (K_E)

$$K_E = P_E \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)$$

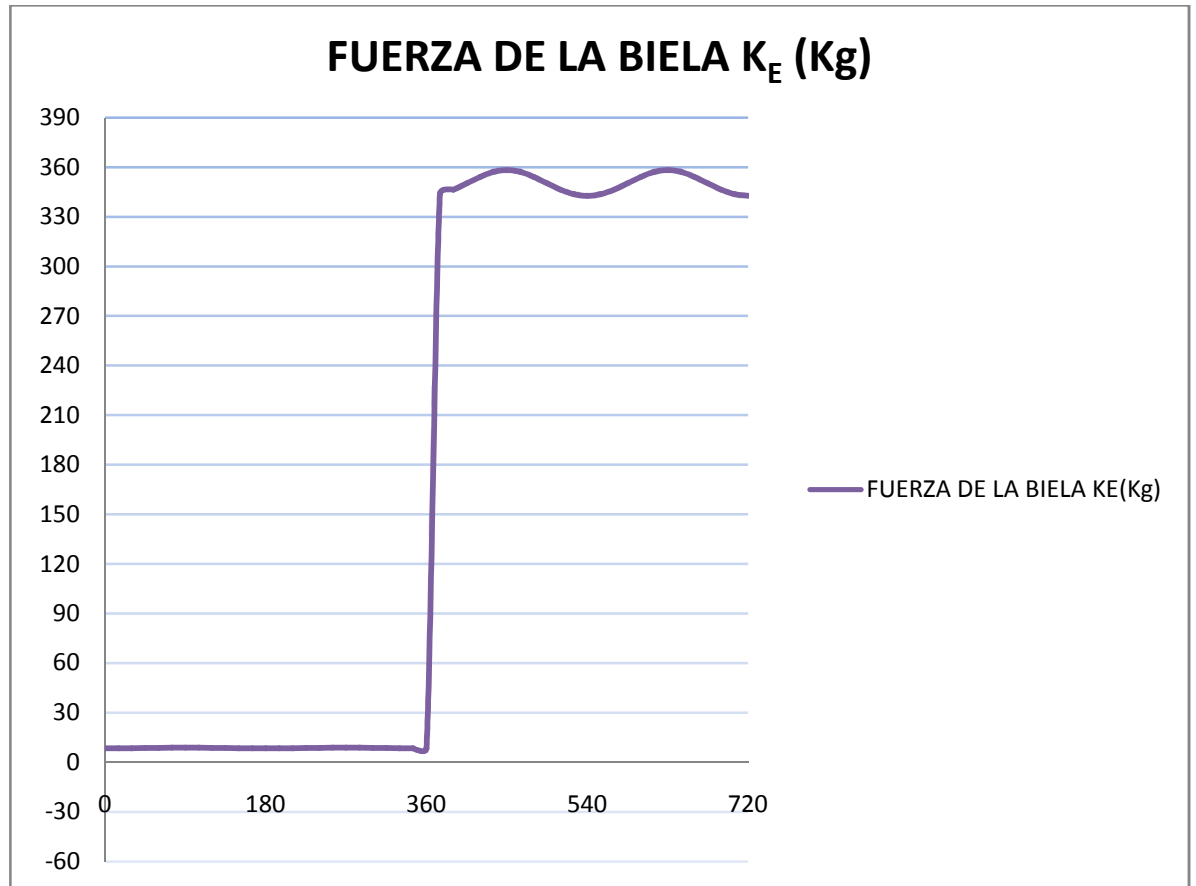


Figura 5.16: Gráfica de la fuerza de la biela K_E del motor repotenciado

5.9.2.3 FUERZA TANGENCIAL (T_E)

$$T_E = P_E * \text{Sen} \left(\frac{\varphi + \beta}{\text{Cos}\beta} \right)$$

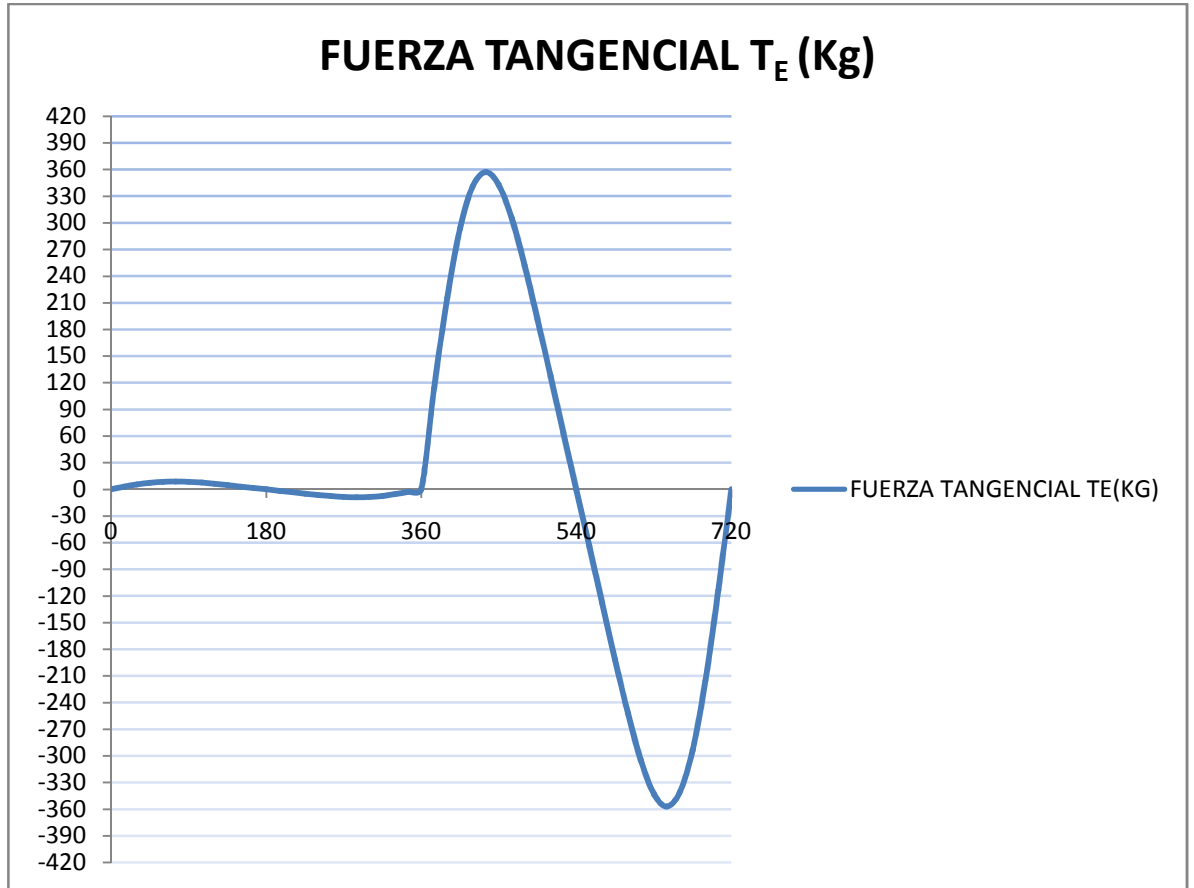


Figura 5.17: Gráfica de la fuerza tangencial T_E del motor repotenciado

5.9.2.4 FUERZA DEL BRAZO DEL CIGÜEÑAL (Z_E)

$$Z_E = P_E \left(\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right)$$

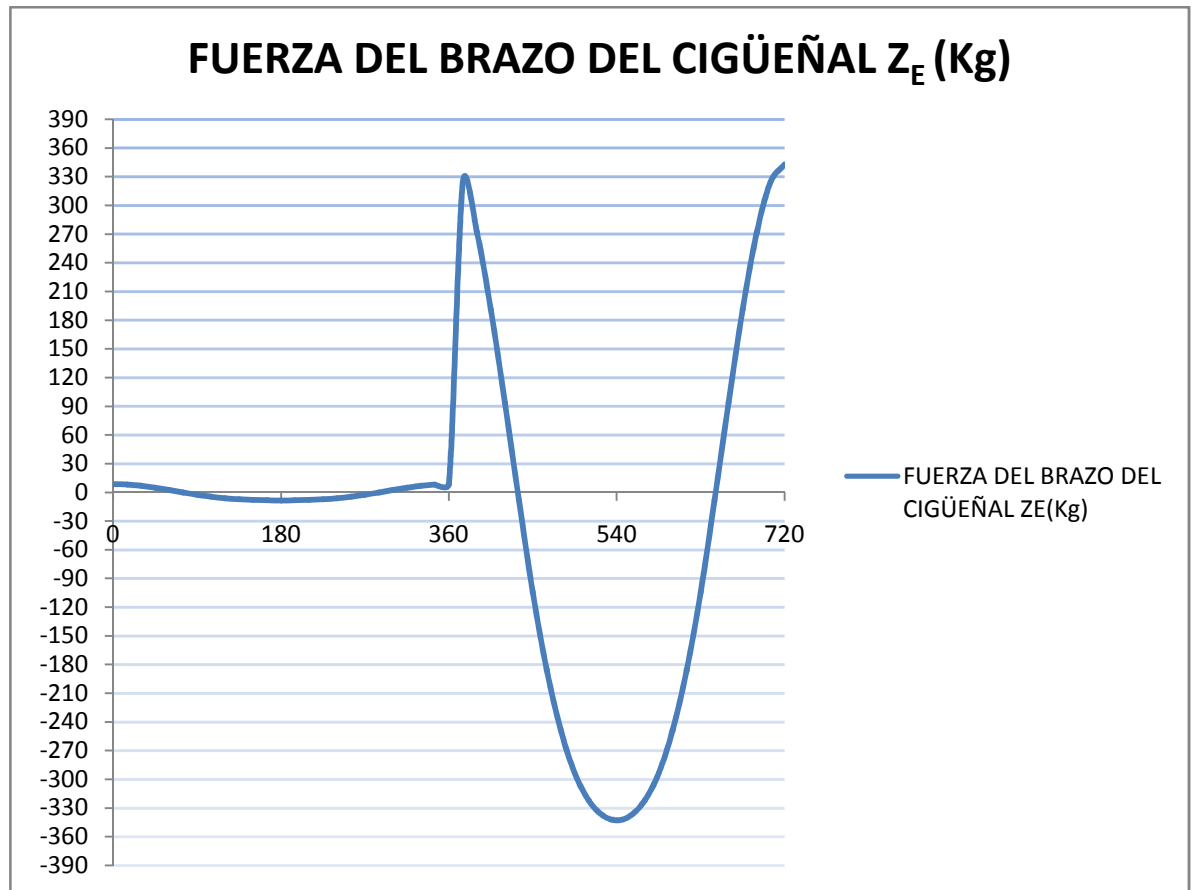


Figura 5.18: Gráfica de la fuerza del brazo del cigüeñal Z_E del motor repotenciado

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

Si bien es cierto que esta tesis de grado se describen los parámetros sobre las modificaciones de motores los cuales servirán de guía al mecánico que desee trucar un motor, es este quien debe tener la decisión de modificar a su motor tomando en cuenta las prestaciones que el motor predispongan los cuales puedan facilitar de mejor manera estos procedimientos para cada uno de los sistemas que componen el motor, es decir que no siempre se podrá realizar ciertas modificaciones de acuerdo al motor ya que esto varia a su prestancia, concluyendo que lo que se puede modificar de acuerdo a esta guía de procedimientos no siempre se lo podrá practicar en otro motor.

6.2 RECOMENDACIONES

Al momento de realizar las modificaciones en las diferentes partes del motor es necesario tener en cuenta que estos aumentos de potencia pueden conllevar a un deterioro más rápido del motor, con lo cual de cierta manera estaremos reduciendo su vida útil por ello se recomienda no llevar al motor a trabajar a niveles muy elevados de presión, ya que al hacerlo su fiabilidad siempre estará dependiendo de un hilo, y llegado el caso donde ocurriera un desperfecto en el motor durante su funcionamiento los daños provocados en el mismo a veces resulta irreversible terminando con la posibilidad de poder seguir disfrutando de su potencia.

Se recomienda a demás que antes de repotenciar el motor en forma general o en un sistema componente específico se tenga en cuenta los costos que esto conlleva, por lo cual en ocasiones por procurar un ahorro de dinero se sacrifica calidad dando como resultado un opuesto a lo que se pretendía que es el aumento de potencia.

6.3 BIBLIOGRAFÍA

- **TRUCAJE DE MOTORES DE 4 TIEMPOS**, Biblioteca CEAC del automóvil, Miguel del Castro Vicente.
- **PREPARACIÓN DE MOTORES DE COMPETENCIA**, Ediciones América 2003, Efrén Coello Serrano.
- **PREPARACIÓN DE MOTORES DE SERIE PARA COMPETICIÓN**, Stefano Gillieri, ediciones CEAC.
- **MOTORES DE AUTOMÓVIL**, M.S Jóvac, Editorial MIR, Moscú, Primera Edición 1987.
- **MANUAL DE REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO**, Chilton, 1987-1991.
- **MANUAL DE SERVICIO MODELOS SERIES A10 Y A12 MOTORES**, Nissan Motor Co..Ltd., Impreso en Japón
- **REPARACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL MOTOR A GASOLINA**, Manual del automóvil, Cultural, S.A, edición 2002.
- **GTZ TECNOLOGÍA DEL AUTOMÓVIL**, Tomo 2, Edición Editorial Reverte S.A Barcelona 1985.

6.4 LINKOGRAFÍA

TRUCAJE DE MOTORES

www.mecanicavirtual.org

<http://mecanicavirtual.org/trucaje-de-motores.pdf>

TRUCAJE

http://fitito.iespana.es/fitito/descargas/trucajemotor/trucaje_motor%20fiat%20600.pdf