



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“PREPARACIÓN Y MODIFICACIÓN DE
INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE CON
TELEMETRÍA UNIDIRECCIONAL DE UN MOTOR
PARA RALLY EN UN AUTOMOVIL MAZDA 323”**

**DIEGO JAVIER ÁLVAREZ LARA
DIEGO GABRIEL QUINTEROS CÁRDENAS**

TESIS DE GRADO

**PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO AUTOMOTRIZ**

RIOBAMBA – ECUADOR

2011

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Noviembre 30 de 2011

Fecha

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

DIEGO GABRIEL QUINTEROS CÁRDENAS

Nombre del Estudiante

Titulada: “PREPARACIÓN Y MODIFICACIÓN DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE CON TELEMETRÍA UNIDIRECCIONAL DE UN MOTOR PARA RALLY EN UN AUTOMÓVIL MAZDA 323”.

Sea aceptada como parcial complementación de los requisitos para el título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

f) Decano de la Facultad de Mecánica.

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Constante N.
f) Director de Tesis

Ing. Celín Padilla P.
f) Asesor de Tesis

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

Nombre del estudiante: DIEGO GABRIEL QUINTEROS CÁRDENAS

TÍTULO DE LA TESIS: “PREPARACIÓN Y MODIFICACIÓN DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE CON TELEMETRÍA UNIDIRECCIONAL DE UN MOTOR PARA RALLY EN UN AUTOMÓVIL MAZDA 323”.

Fecha de Examinación: Noviembre 30 de 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN

Comité de Examinación	Aprueba	No aprueba	Firma
Ing. Eduardo Vásquez B.			
Ing. Diego Constante N.			
Ing. Celin Padilla P.			

Más que un voto de no aprobación es condición suficiente para la falta total.

RECOMENDACIONES:

El presidente del tribunal quien certifica al consejo Directivo que las condiciones de defensa se ha cumplido.

F) PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICACIÓN DE REVISIÓN DE TESIS DE GRADO

Ing. Diego Constante N., Ing. Celin Padilla P., en su orden Director y Asesor del Tribunal de la Tesis de Grado desarrollada por el señor DIEGO GABRIEL QUINTEROS CÁRDENAS.

CERTIFICAN

Que luego de revisada la Tesis de Grado en su totalidad, se encuentra que cumple con las exigencias académicas de la Escuela de Ingeniería Automotriz, Carrera INGENIERÍA, por lo tanto autorizamos su presentación y defensa.

Ing. Diego Constante N.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Celin Padilla P.
DOCENTE ASESOR

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Noviembre 30 de 2011

Fecha

Yo recomiendo que la tesis preparada por:

DIEGO JAVIER ÁLVAREZ LARA

Nombre del Estudiante

Titulada: “PREPARACIÓN Y MODIFICACIÓN DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE CON TELEMETRÍA UNIDIRECCIONAL DE UN MOTOR PARA RALLY EN UN AUTOMÓVIL MAZDA 323”.

Sea aceptada como parcial complementación de los requisitos para el título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

f) Decano de la Facultad de Mecánica.

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Diego Constante N.
f) Director de Tesis

Ing. Celin Padilla P.
f) Asesor de Tesis

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

Nombre del estudiante: DIEGO JAVIER ÁLVAREZ LARA

TÍTULO DE LA TESIS: “PREPARACIÓN Y MODIFICACIÓN DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA PROGRAMABLE CON TELEMETRÍA UNIDIRECCIONAL DE UN MOTOR PARA RALLY EN UN AUTOMÓVIL MAZDA 323”.

Fecha de Examinación: Noviembre 30 de 2011

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN

Comité de Examinación	Aprueba	No aprueba	Firma
Ing. Eduardo Vásquez B.			
Ing. Diego Constante N.			
Ing. Celin Padilla P.			

Más que un voto de no aprobación es condición suficiente para la falta total.

RECOMENDACIONES:

El presidente del tribunal quien certifica al consejo Directivo que las condiciones de defensa se ha cumplido.

F) PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICACIÓN DE REVISIÓN DE TESIS DE GRADO

Ing. Diego Constante N., Ing. Celin Padilla P., en su orden Director y Asesor del Tribunal de la Tesis de Grado desarrollada por el señor DIEGO JAVIER ÁLVAREZ LARA.

CERTIFICAN

Que luego de revisada la Tesis de Grado en su totalidad, se encuentra que cumple con las exigencias académicas de la Escuela de Ingeniería Automotriz, Carrera INGENIERÍA, por lo tanto autorizamos su presentación y defensa.

Ing. Diego Constante N.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Celin Padilla P.
DOCENTE ASESOR

DERECHO 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.

Diego Javier Álvarez Lara

Diego Gabriel Quinteros Cárdenas

AGRADECIMIENTO

En primer lugar a Dios por haberme guiado por el camino de la felicidad hasta ahora; en segundo lugar a cada uno de los que son parte de mi familia a mi MADRE, mi segunda madre MI ABUELA, y no menos importante, MIS TIAS; a mi hermano y a todos mis tíos; por siempre haberme dado su fuerza y apoyo incondicional que me han ayudado y llevado hasta donde estoy ahora. Por último a mis compañeros de trabajo porque en esta armonía grupal lo hemos logrado

Diego Javier Álvarez Lara.

Este proyecto es el resultado del esfuerzo conjunto de todos los que formamos el grupo de trabajo de Talleres Álvarez. Por esto agradezco a Diego Álvarez, José Álvarez, mis compañeros de trabajo Edison, Titeins, Dennys, Diego Herrera y demás amigos, quienes a lo largo de este tiempo han puesto a prueba sus capacidades y conocimientos en el desarrollo de muchos trabajos el cual ha finalizado llenando todas nuestras expectativas. A mi madre y hermanos quienes a lo largo de toda mi vida han apoyado y motivado mi formación académica, creyeron en mí en todo momento y no dudaron de mis habilidades. A mis profesores a quienes les debo gran parte de mis conocimientos, gracias a su paciencia y enseñanza y finalmente un eterno agradecimiento a esta prestigiosa universidad la cual abrió sus puertas a jóvenes como nosotros, preparándonos para un futuro competitivo y formándonos como personas de bien.

Diego Gabriel Quinteros Cárdenas.

DEDICATORIA

La concepción de este proyecto está dedicada a mis padres, pilares fundamentales en mi vida. Sin ellos, jamás hubiese podido conseguir lo que hasta ahora. Su tenacidad y lucha insaciable han hecho de ellos el gran ejemplo a seguir y destacar, no solo para mí, sino para mi hermano y familia en general. Así como mi grupo de rally. A ellos este proyecto, que sin ellos, no hubiese podido ser.

Diego Javier Álvarez Lara.

Dedico este proyecto de tesis a Dios, a mi madre y a mis hermanos. A Dios porque ha estado conmigo a cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar, a mi madre y hermanos, quien a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ellos que soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

Diego Gabriel Quinteros Cárdenas.

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1.	GENERALIDADES.....	1
1.1	Introducción.....	1
1.2	Justificación.....	2
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	Objetivo general.....	3
1.3.2	Objetivos específicos.....	3
2.	MARCO TEÓRICO.....	4
2.1	Trucaje mecánico.....	4
2.1.1	Consideraciones generales.....	4
2.1.2	Cálculos del motor.....	5
2.1.2.1	Cilindrada.....	6
2.1.2.2	Relación de carrera a diámetro.....	7
2.1.2.3	Grado de admisión (Rendimiento volumétrico).....	9
2.1.2.4	Relación de compresión.....	9
2.1.2.5	Parámetros iniciales.....	11
2.1.3	Modificación de las distintas piezas del motor.....	13
2.1.3.1	Volante de inercia.....	13
2.1.3.2	Cigüeñal.....	20
2.1.3.3	Bielas.....	24
2.1.3.4	Cojinetes.....	35
2.1.3.5	Pistones.....	42
2.1.3.6	Los aros o segmentos.....	61
2.1.3.7	El sistema de lubricación.....	71
2.1.3.8	El sistema de refrigeración.....	88
2.1.4	La culata.....	95
2.1.4.1	La cámara de combustión.....	97
2.1.4.2	Los conductos de admisión y escape.....	104
2.1.4.3	Las válvulas.....	115
2.1.4.4	Los muelles de válvula.....	126

2.1.4.5	Los pernos de fijación de la culata.....	138
2.1.5	Distribución.....	141
2.1.5.1	El diagrama de la distribución.....	143
2.1.5.2	Influencia de los avances y retardos en el motor.....	144
2.1.5.3	El árbol de levas.....	148
2.1.5.4	Taques hidráulicos.....	155
2.1.5.5	Puesta a punto de la distribución.....	160
2.1.6	Colectores.....	169
2.1.6.1	Colector de escape.....	169
2.1.6.2	Colector de admisión.....	181
2.1.7	Bujías.....	187
2.1.7.1	Calibración de la bujías.....	189
2.1.7.2	Rango térmico.....	190
2.1.7.3	Selección de bujías.....	191
2.1.7.4	Selección de cables de bujías.....	193
2.1.8	Fijación del motor.....	196
2.1.8.1	Base delantera.....	197
2.1.8.2	Base posterior.....	197
2.1.8.3	Base lateral derecha.....	198
3.	SENSORES Y ACTUADORES.....	199
3.1	Arnés de sensores y actuadores.....	199
3.2	Selección e implementación de sensores.....	199
3.2.1	Unidad de control electrónico (ECU).....	200
3.2.1.1	Puerto de entrada-salida.....	203
3.2.1.2	Puerto de comunicación serial.....	203
3.2.1.3	Convertidores analógico-digital.....	203
3.2.1.4	Modulo TIM en modo input compare.....	204
3.2.1.5	Modulo TBM.....	204
3.2.1.6	Modulo SPI.....	204
3.2.1.7	Implementación de la ECU.....	205
3.2.2	Sensor de posición del cigüeñal (CKP).....	206
3.2.2.1	Implementación del CKP.....	206
3.2.2.2	Principio de funcionamiento.....	207
3.2.2.3	Datos reales medidos en el sensor.....	211
3.2.3	Sensor de oxígeno (LAMBDA o O2).....	214

3.2.3.1	Implementación del sensor de oxígeno.....	214
3.2.3.2	Principio de funcionamiento.....	216
3.2.3.3	Datos reales medidos en el sensor.....	222
3.2.4	Sensor de temperatura del aire (IAT).....	222
3.2.4.1	Implementación del sensor IAT.....	223
3.2.4.2	Principio de funcionamiento.....	224
3.2.4.3	Datos reales medidos en el sensor.....	225
3.2.5	Sensor de temperatura del refrigerante (ECT).....	228
3.2.5.1	Implementación del sensor ECT.....	229
3.2.5.2	Principio de funcionamiento.....	230
3.2.5.3	Datos reales medidos en el sensor.....	231
3.2.6	Sensor de presión absoluta del múltiple (MAP).....	234
3.2.6.1	Ubicación del sensor MAP.....	235
3.2.6.2	Principio de funcionamiento.....	236
3.2.6.3	Datos reales medidos en el sensor.....	238
3.2.7	Sensor de posición de la mariposa (TPS).....	241
3.2.7.1	Implementación del sensor TPS.....	241
3.2.7.2	Principio de funcionamiento.....	242
3.2.7.3	Datos reales medidos en el sensor.....	244
3.3	Selección e implementación de actuadores.....	246
3.3.1	Bomba de combustible.....	246
3.3.1.1	Principio de funcionamiento.....	248
3.3.1.2	Implementación de la bomba de combustible.....	259
3.3.2	Inyectores.....	250
3.3.2.1	Principio de funcionamiento.....	251
3.3.2.2	Implementación de los inyectores.....	253
3.3.2.3	Datos reales medidos en el inyector.....	254
3.3.3	Bobina de encendido.....	256
3.3.3.1	Implementación de la bobina de encendido.....	257
3.3.4	Electro ventilador.....	259
3.3.4.1	Electro ventilador del radiador del refrigerante.....	259
3.3.4.2	Electro ventilador del radiador del aceite.....	261
3.4	Arnés secundario y control electrónico.....	261
3.4.1	Selección e implementación de protección.....	262
3.4.1.1	Fusible.....	262
3.4.1.2	Interruptores.....	262

3.4.1.3	Relés.....	263
3.4.2	Caja de seguridad.....	264
3.4.2.1	Intercomunicadores.....	265
3.4.2.2	Inyectores.....	266
3.4.2.3	Bomba de combustible.....	267
3.4.2.4	Ignición.....	268
3.4.2.5	Unidad de control electrónico.....	269
3.4.2.6	Electro ventilador del radiador del refrigerante.....	270
3.4.2.7	Electro ventilador del radiador de aceite.....	270
3.4.2.8	Neblineros.....	271
3.4.3	Switch de seguridad.....	272
3.4.3.1	Switch de ignición.....	272
3.4.3.2	Switch master.....	274
3.4.4	Control auxiliar.....	275
3.4.4.1	Circuito auxiliar de la bomba de combustible.....	275
3.4.4.2	Circuito auxiliar del electro ventilador del radiador del refrigerante.....	276
3.4.4.3	Circuito auxilia del electro ventilador del radiador de aceite.....	277
3.4.4.4	Control auxiliar de la ignición.....	278
3.4.4.5	Circuito de neblineros.....	279
3.4.4.6	Circuito de intercomunicadores.....	280
4.	PUESTA A PUNTO DE LA ELECTRÓNICA.....	281
4.1	Telemetría unidireccional.....	281
4.1.1	Datos típicos recogidos usando la telemetría.....	281
4.1.2	Comunicación.....	282
4.1.3	Elementos del sistema.....	283
4.1.3.1	Interfaz operador-máquina.....	283
4.1.3.2	Unidad central (MTU).....	284
4.1.3.3	Unidad remota (RTU).....	284
4.1.3.4	Sistema de comunicaciones.....	284
4.1.3.5	Transductores.....	284
4.2	Ajustes iniciales.....	286
4.2.1	Interfaz de comunicación.....	288
4.2.2	Requerimiento de combustible.....	288

4.2.2.1	Control de inyección.....	289
4.2.3	Características del inyector.....	290
4.2.4	Opciones del encendido.....	291
4.2.4.1	Identificación de la rueda fónica.....	292
4.3	Calibraciones.....	293
4.3.1	Calibración del sensor de la posición de la mariposa.....	293
4.3.2	Calibración del sensor de presión absoluta del múltiple de admisión.....	293
4.3.3	Calibración del sensor de temperatura del refrigerante...	294
4.3.4	Calibración del sensor de temperatura del aire.....	295
4.3.5	Plataforma de ajuste del sistema de encendido.....	295
4.3.6	Ajustes de enriquecimiento en función de la temperatura	297
4.3.7	Ajustes de enriquecimiento por eficiencia volumétrica....	298
4.3.8	Enriquecimiento en la aceleración.....	299
5.	PRUEBAS Y MODIFICACIONES.....	301
5.1	Comparación estadística.....	301
5.1.1	Prueba de consumo de combustible motor serie.....	301
5.1.2	Prueba de consumo de combustible motor modificado...	303
5.1.2.1	Prueba de consumo de combustible en descenso.....	305
5.1.2.2	Prueba de consumo de combustible en ascenso.....	307
5.1.2.3	Comparación del consumo del motor de serie-modificado.....	311
5.1.3	Prueba de potencia.....	311
5.1.3.1	Motor serie.....	312
5.1.3.2	Motor modificado.....	313
5.1.3.3	Comparación de resultados motor serie-modificado.....	314
5.2	Resultados y mejoras.....	314
5.2.1	Resultados.....	314
5.2.2	Mejoras.....	315
5.3	Análisis de costos.....	316
5.3.1	Costos directos.....	316
5.3.2	Costos indirectos.....	318
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	319

6.1	Conclusiones.....	319
6.2	Recomendaciones.....	320

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
1	Coeficientes de aplicación para el trucaje de un cigüeñal.....	22
2	Aleaciones principales de los cojinetes de metal blanco.	38
3	Aleaciones para mejorar la resistencia de los materiales de metal blanco.....	40
4	Aleaciones para cojinetes de motores de competición....	40
5	Datos para la selección de cojinetes.....	42
6	Parámetros para trucar los pistones.....	48
7	Medidas para trucar pistones.....	57
8	Datos para la selección de pistones.....	59
9	Referencia para el huelgo de los aros o segmentos.....	66
10	Datos de selección de los aros.....	70
11	Características de las bombas de aceite.....	82
12	Características de las válvulas.....	121
13	Cotas de la distribución para motores comerciales y motores rápidos.....	147
14	Datos para seleccionar taqués hidráulicos.....	158
15	Selección de bujías champions.....	191
16	Selección de bujías NGK.....	192
17	Selección de cables en catalogo de CARTEK.....	193
18	Selección de cables de bujías en otras marcas.....	195
19	Selección de cables de silicón en otras marcas.....	195
20	Selección de cables de silicón bobinado.....	196
21	Conexión del sensor de posición del cigüeñal (CKP).....	207
22	Datos reales medidos en el sensor CKP.....	211
23	Conexión del sensor de oxígeno calentado.....	215
24	Conexión del sensor de temperatura del aire (IAT).....	223
25	Valores reales del sensor de temperatura del aire (IAT)..	225
26	Conexión del sensor de temperatura del refrigerante del motor (ECT).....	229
27	Valores de resistencia y voltaje correspondiente a la	231

	temperatura del refrigerante.....	
28	Valores reales del sensor de temperatura del refrigerante del motor (ECT).....	231
29	Datos obtenidos del sensor MAP.....	238
30	Conexión del sensor de posición de la mariposa (TPS).	242
31	Valores reales de apertura y voltaje del sensor de posición de la mariposa (TPS).....	244
32	Conexión de la bomba de combustible.....	250
33	Conexión de los inyectores.....	254
34	Identificación de un inyector.....	255
35	Factores BSFC.....	255
36	Resistencia de la bobina.....	258
37	Selección de bobina.....	258
38	Conexión de la bobina de encendido.....	258

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
1	Puntos de trabajo del pistón.....	6
2	Relación de carrera a diámetro.....	8
3	Relación de Compresión.....	9
4	Volante de Inercia.....	13
	Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la	
5	masa en la periferia.....	15
	Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la	
6	masa en la parte central.....	16
	Lugares en donde es posible el aligeramiento de un	
7	volante de inercia.....	17
8	Vista en sección de un volante.....	18
9	Volante para motor de alta velocidad.....	18
10	Volante de Inercia Modificado.....	20
11	Cigüeñal.....	20
12	Cotas del cigüeñal.....	21
13	Biela de motor de competición.....	25
	Lugares en los que es posible aligerar el peso o mejorar	
14	una biela.....	28
	Rebaje de material en la parte del contrapeso del pie de	
15	biela.....	29
	Rebaje de material en la zona del contrapeso de la	
16	cabeza de biela.....	30
17	Trabajos a llevar a cabo en la cabeza de biela.....	31
	Lugares que frecuentemente originan roturas en las	
18	bielas.....	32
19	Balanza y soporte para efectuar el pesaje de una biela...	33
20	Bielas pulidas.....	34
21	Identificación del cojinete.....	35
22	Características del cojinete.....	36
23	Datos para seleccionar un cojinete.....	41
24	Cojinetes seleccionados.....	42

25	Estructura del pistón cóncavo.....	43
26	Estructura del pistón convexo.....	44
27	Temperaturas orientativas del pistón.....	46
28	Cotas a tener en cuenta en un pistón.....	47
29	Representación de pistones.....	49
30	Pistón recortado en la falda.....	50
31	Aligeramiento del interior del pistón eliminando con la ayuda de una fresa.....	52
32	Pistón en corte.....	52
33	El rebaje interno del pistón con la ayuda de una broca...	52
34	Distintas formas de la cabeza de los pistones.....	57
35	Pistones trucados.....	58
36	Pistón Forjado.....	59
37	Aros o segmentos.....	61
38	Sección de un aro de compresión para motor de competición.....	63
39	Aro rascador de aceite, compuesto de varias piezas.....	64
40	Corte del aro a 45°, (S) separación entre puntas del aro.	65
41	Corte de aro de los llamados en escalón.....	66
42	Difícil paso de los gases a través de los extremos de un aro en escalón.....	66
43	Comprobación del juego u holgura entre el aro y su garganta correspondiente.....	68
44	Rectificación de un aro.....	68
45	Verificación de la holgura de la punta de un aro, en el interior de un cilindro.....	69
46	Eliminación de los cantos vivos de las puntas exteriores de los aros.....	70
47	Aros de la MAZDA VB.....	71
48	Diagrama del sistema de lubricación.....	72
49	Bomba de engranajes con válvula de regulación de presión.....	73
50	Cárter de aceite provisto de aletas de refrigeración en su base.....	74
51	Cárter de aceite refrigerado por medio de tubos pasantes.....	75

52	Desviación de la masa de aceite en el fondo de un cárter en una curva.....	76
53	Desviación de la masa de aceite en el cárter al acelera fuertemente.....	76
54	La colocación de la pantalla en el cárter.....	77
55	La colocación de la pantalla lateral en el cárter.....	77
56	La colocación de diversas pantallas en el fondo del cárter.....	78
57	Vista de un cárter debidamente trabajado por medio de pantallas.....	79
58	Malla de filtrado con bandeja de recogida y orientación de aceite.....	79
59	Kit de radiador de refrigeración del aceite.....	82
60	Disposición de montaje del kit de radiador de aceite.....	83
61	Bomba de aceite implementada.....	84
62	Cárter con cámaras de retención interior.....	85
63	Cárter con aletas de refrigeración.....	85
64	Recuperador de aceite.....	86
65	Implementación de un ducto en la bomba de aceite.....	86
66	Radiador de aceite implementado.....	87
67	Acople del radiador de aceite.....	87
68	Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración.....	89
69	Manguito para el acoplamiento de bombas de refrigeración.....	91
70	Bomba de agua implementada.....	94
71	Radiador del refrigerante.....	95
72	Culata del motor.....	96
73	Cámara de combustión.....	97
74	Forma de casquete esférico, parecida a una cámara hemiesférica.....	98
75	Forma de zona esférica.....	98
76	Trazado del centro de una cámara de combustión.....	100
77	Incremento de la relación de compresión rebajando el plano de la culata.....	102
78	Pistones más altos para aumentar la relación de	103

	compresión.....	
79	Incremento de la relación de compresión bajando el plano del bloque.....	103
80	Condiciones ideales que debe poseer un conducto de admisión.....	106
81	Turbulencia a la entrada de la mezcla en el interior del cilindro.....	108
82	Turbulencia de tipo horizontal.....	109
83	Creación de la turbulencia horizontal desde el conducto de admisión.....	111
84	Rebaje incorrecto del ducto.....	112
85	Rebaje correcto del conducto de admisión.....	112
86	Cámara de combustión con recortes de material (tramado).....	113
87	Conducto de escape ideal con forma cónica.	114
88	Disposición correcta de los conductos de admisión y de escape.....	114
89	Cámara de combustión dotada de cuatro válvulas.....	116
90	Esquema comparativo entre los tamaños de las válvulas.....	117
91	Características para el cálculo de una válvula.....	120
92	Perfil de una válvula.....	122
93	Válvula de competición.....	122
94	Recorte en el ángulo de formación de la copa.....	123
95	Rebaje de material para darle la forma de la válvula de tulipa.....	123
96	Muelle de un auto de serie.....	128
97	Dimensiones para el cálculo de los muelles de válvula...	129
98	Distancia de seguridad entre las espiras de los muelles de válvulas.....	134
99	Resonancia a través de los hilos del muelle.....	135
100	Doble muelle de válvula.....	136
101	Característica para el torque de un perno.....	140
102	Levantamiento de una válvula cuando actúa solamente 180 grados.....	141
103	Apertura de la válvula con anticipo de 10 y 30 grados de	142

	retraso.....	
104	Diagrama de distribución de un motor hipotético.....	143
105	Árbol de levas de un motor de serie.....	148
106	Perfil de una leva armónica.....	149
107	Movimiento de levantamiento de una leva.....	150
108	Perfil de una leva con el círculo reducido.....	150
	Diagrama de distribución de un árbol de levas de 40-80-	
109	80-40.....	153
110	Estructura del taqué hidráulico.....	156
111	Cámaras de trabajo del taqué hidráulico.....	157
112	Cotas para la selección de taqués hidráulicos.....	159
113	Propulsor seleccionado.	159
114	Muelle tensionador de la distribución.....	165
115	Ubicación del muelle tensionador.....	166
116	Marcas de sincronización.....	166
	Inspección de la ubicación de la correa de distribución en	
117	las poleas.....	167
118	Alineamiento de la correa de distribución.....	167
119	Inspección de la tensión de la correa de distribución.....	168
120	Sistema de escape de un motor.....	171
121	Versión de escape de 4 en 1.....	173
122	Unión incorrecta de los tubos del escape.....	174
123	Cámara de expansión cónica en el ducto de escape.....	175
124	Cámara de expansión anular en ducto de escape.....	176
125	Colector de escape con tubo primario 4 en 1.....	176
126	Colector de escape con tubo primario 4 en 2.....	177
127	Silenciador de competición.....	178
128	Colector de escape cromado.....	180
129	Colector de escape.....	180
130	Cuerpo de estrangulación.....	183
131	Corneta con su respectivo filtro de aire.....	184
132	Implementación de cornetas largas.....	184
133	Atenuador de vibraciones.....	185
134	Regulador de presión variable.....	186
135	Depósito de combustible de aluminio.....	186
136	Estructura de la bujía.....	187

137	Separación entre electrodos.....	189
138	Rango térmico de las bujías.....	191
139	Bujía seleccionada.....	193
140	Cable de bujía.....	194
141	Ubicación de los cables de bujías.....	196
142	Base delantera del motor.....	197
143	Base posterior.....	197
144	Base lateral derecha.....	198
145	Unidad de control electrónica.....	200
146	Pin DATA de la ECU MegaSquirt.....	201
147	Esquema de la estructura interna de la ECU.....	202
148	Implementación de la ECU.....	205
149	Diagrama de la ECU MegaSquirt.....	205
150	Ubicación del Sensor CKP.....	206
151	Conexión del Sensor de Posición del Cigüeñal.....	207
152	Esquema del Sensor de Posición del Cigüeñal.....	208
	Principio de Funcionamiento del Sensor de Posición del	
153	Cigüeñal.....	209
154	Forma de onda del Sensor de Posición del Cigüeñal.....	209
	Constitución del Sensor de Posición del Cigüeñal	
155	(CKP).....	210
156	Ubicación del Sensor de Posición del Cigüeñal (CKP)....	211
157	Grafica RPM vs Frecuencia.....	212
158	Grafica linealizada de los datos del CKP.....	212
159	Diagrama de bloques del sensor CKP.....	213
160	Ubicación del Sensor de Oxígeno en el Heder.....	215
161	Conexión del Sensor de Oxígeno Calentado.....	215
162	Sensor de Oxígeno Calentado.....	216
163	Porcentajes de Oxígeno de los Gases de Escape.....	216
164	Principio de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno.....	217
165	Esquema de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno....	218
166	Esquema de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno....	219
167	Voltaje del Sensor de Oxígeno.....	220
168	Señal obtenida del Sensor de Oxígeno.....	221
169	Elemento Calentador del Sensor de Oxígeno.....	221
170	Ubicación del Sensor de Temperatura del Aire.....	223

171	Conexiones del Sensor de Temperatura del Aire.....	224
172	Circuito Partidor de Tensión del Sensor IAT.....	224
173	Sensor IAT y sus curvas características.....	225
174	Curva real del Sensor de Temperatura del Aire.....	226
175	Grafica linealizada del Voltaje vs Temperatura del Aire...	227
176	Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor.....	227
177	Ubicación del Sensor de Temperatura del Refrigerante..	229
	Conexión del Sensor de Temperatura del Refrigerante del	
178	Motor.....	229
	Sensor de Temperatura del Refrigerante del Motor y su	
179	curva característica.....	230
	Curva característica del Sensor de Temperatura del	
180	Refrigerante del Motor.....	231
	Curva real del Sensor de Temperatura del Refrigerante	
181	del Motor.....	232
182	Grafica linealizada del ECT.....	233
183	Diagrama de bloques del funcionamiento del ECT.....	234
184	Estructura del Sensor MAP.....	235
185	Ubicación del Sensor MAP.....	236
186	Conexión del Sensor MAP.....	236
187	Trabajo del chip del Sensor MAP.....	237
188	Valores de Trabajo del Sensor MAP.....	238
189	Grafica de valores reales del sensor MAP.....	239
	Grafica linealizada de los valores reales del sensor	
190	MAP.....	239
	Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor	
191	MAP.....	240
192	Ubicación del Sensor de la Posición de la Mariposa.....	241
193	Conexión del Sensor de la Mariposa (TPS).....	242
	Constitución del Sensor de Posición de la Mariposa	
194	(TPS).....	242
195	Grafica del Sensor de la válvula de aceleración.....	243
196	Grafica de los valores reales del sensor TPS.....	244
197	Grafica linealizada de los datos del sensor TPS.....	245
	Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor	
198	TPS.....	246

199	Bomba de combustible.....	247
	Principio de funcionamiento de una bomba de combustible.....	248
200		
	La bomba de combustible con sus conexiones respecto a la ECM.....	249
201		
	Diagrama eléctrico de la bomba de combustible implementada.....	250
202		
203	Inyectores.....	251
204	Principio de funcionamiento de un sistema multipunto....	251
205	Estructura de un inyector.....	252
206	Onda de un inyector.....	253
207	Diagrama de un inyector.....	254
208	Los inyectores y sus conexiones respecto a la ECM.....	256
	Diagrama eléctrico de implementación de los inyectores.....	257
209		
210	Bobina de encendido convencional.	259
211	Bobina de encendido DIS.....	260
212	Electro ventilador del radiador del refrigerante.....	261
	Diagrama eléctrico del electro ventilador del radiador del refrigerante.....	263
213		
	Diagrama eléctrico del electro ventilador del radiador de aceite.....	264
214		
215	Relé de activación.....	273
216	Caja de seguridad del sistema eléctrico.....	273
	Diagrama eléctrico de la implementación del switch de ignición.....	274
217		
218	Implementación del switch de ignición.....	274
	Diagrama eléctrico de la implementación del switch máster.....	275
219		
220	Implementación del switch máster.....	276
221	Controles auxiliares.....	277
	Diagrama eléctrico del circuito auxiliar de la bomba de combustible.....	278
222		
	Diagrama eléctrico auxiliar del electro ventilador del radiador de aceite.....	279
223		
224	Diagrama eléctrico auxiliar del electro ventilador del	280

	radiador de aceite.....	
225	Diagrama eléctrico del circuito auxiliar de la ignición.....	280
226	Diagrama eléctrico de los Neblineros.....	283
227	Diagrama eléctrico de los intercomunicadores.....	284
228	Conexión de los equipos de la telemetría unidireccional.	285
229	Esquema de conexiones.....	286
230	Esquema de operación de un MTU y RTU.....	287
231	Monitor de visualización de la telemetría unidireccional..	288
232	Plataforma de comunicación de la MegaSquirt.....	289
233	Comunicación serial a USB.....	290
234	Características generales del motor.....	291
	Características para el control de la inyección de	
235	combustible.....	292
236	Características de los inyectores.....	292
237	Características de la ignición.....	293
238	Características de la rueda fónica.....	294
239	Puesta a punto del sensor TPS.....	294
240	Calibración del sensor MAP.....	295
241	Puesta a punto del sensor ECT.....	296
242	Calibración del sensor de temperatura del aire.....	297
243	Tabla de ajustes iniciales del avance al encendido.....	298
244	Cartografía de ajuste en tiempo real.....	298
245	Ajustes de combustible para el arranque en frío.....	299
	Tabla de ajustes iniciales de enriquecimiento de	
246	combustible con motor apagado.....	300
	Ajustes de enriquecimiento de combustible en tiempo real	
247	con motor encendido.....	301
248	Incremento del ancho de pulso con referencia del TPS..	302
249	Recipiente de 500cc.....	303
	Grafica de resultados de consumo de combustible a	
250	diferentes velocidades.....	304
251	Grafica de resultados de Consumo vs Distancia.....	306
252	Regleta de medición.....	307
253	Grafica de consumo de combustible en descenso.....	308
254	Grafica de Consumo vs Distancia.....	308
255	Grafica de consumo de combustible en ascenso.....	309

256	Grafica linealizada del consumo de combustible en ascenso.....	310
257	Grafica de Consumo vs Distancia.....	311
258	Grafica de consumo vs distancia del auto de rally.....	312
259	Grafica de Consumo vs Distancia del motor de serie vs modificado.....	313
260	Grafica de Velocidad vs Tiempo del motor estándar.....	314

LISTA DE ABREVIACIONES

ABREVIATURA

DETALLE

ΔT	Valor de dilatación
4WD	Tracción en las cuatro ruedas
a	Altura de válvula
A	Sección del cilindro
AAA	Adelanto a la Apertura de la válvula de Admisión
AAE	Adelanto a la Apertura de la válvula de Escape
ABS	Sistema de Frenos Antibloqueo
Am	Diámetro del muñón
API	Instituto Americano de Petróleo
Bm	Longitud del muñón
BSFC	Factor de Calor del Motor
BTDC	Grados de adelanto al encendido
cc	Centímetros cúbicos
CKP	Sensor de posición del cigüeñal
Cm	Diámetro del muñón principal
CV	Caballos de Vapor
D	Diámetro del cilindro
d	Diámetro del alambre del muelle
D14	Pin de Salida de chispa
DCE	Equipo de comunicación de datos
DIS	Sistema de Ignición Directa
Dm	Longitud del muñón principal delantero
DRS	Transmisión de ordenes telemétricas
DTE	Equipo de datos terminales
E	Tensión
E	Módulo de elasticidad
ECM	Módulo de Control electrónico
ECT	Sensor de Temperatura del Refrigerante
ECU	Unidad de Control Electrónica
EGO	Sensor de gases de escape
Em	Longitud del muñón principal posterior

EPDM	Aislante Goma de los Cables de Encendido
f	Flecha bajo carga
F	Carga
Fd	Fracción de diámetro de los pernos primitivos por unidad de relación de compresión
FIA	Federación Internacional de Automovilismo
Fm	Longitud del muñón principal central
fmax	Flecha máxima
Frecq	Frecuencia
g	Grosor de empaque
Gm	Longitud de los muñones principales intermedios
Hm	Anchura equivalente de brazos
i	Número de cilindros
I	Intensidad
IAC	Control de aire de ingreso
IAT	Sensor de Temperatura del Aire
Im	Espesor de brazos cortos
im	Número de muñones
ISO	Organización Internacional de Estandarización
Jm	Espesor equivalente de brazos cortos
k	Coeficiente de trabajo
KPA	Unidad de presión
l	Longitud del ducto
L	Longitud del muelle en libertad
LAMBDA	Relación de la mezcla aire-combustible
LAN	Comuniucación inalámbrica
MAP	Sensor de Presión Absoluta del Múltiple
MPFI	Sistema de inyección multipunto
MTU	Equipo emisor de señal maestra
n	Número de espiras
nØ	Nuevo diámetro de los pernos modificados
NTC	Coeficiente de Temperatura Negativo
Ø	Diámetro de los pernos primitivos
O2	Oxigeno
Øte	Diámetro resultante del tubo
P	Potencia

PMI	Punto muerto inferior
PMIS	Punto muerto superior para descender
PMS	Punto muerto superior
PSI	Unidad de presión
R	Resistencia
r	Radio medio de espiras
RAM	Memoria de Acceso Aleatorio
RCA	Retraso al Cierre de la válvula de Admisión
RCE	Retraso al Cierre de la válvula de Escape
ROM	Memoria de almacenamiento volátil
rpm	Revoluciones por minuto
RTU	Equipo receptor de señales
s	Carrera
S	Superficie total
SAE	Sociedad Norteamericana de Ingenieros Automotrices
SM	Sintético Mineral
SPI	Periférico de Interfaz Serial
T	Temperatura
TBM	Modulo de Tiempo Base
TCS	Sistema de Control de Tracción
TIM	Modulo de Interfaz de Tiempo
TPS	Sensor de Posición de la Mariposa
UPS	Interruptores de potencia suplementarios
USB	Sistema Universal de comunicaciones
V	Volumen del cilindro
v	Velocidad del aire
Vc	Cámara de compresión
Vf	Cantidad de gas nuevo
Vfmin	Cantidad de gas nuevo por minuto
Vg	Volumen del empaque
Vg	Velocidad de los gases
Vh	Cilindrada unitaria
VH	Cilindrada total
Vp	Velocidad del pistón
Vs	Voltaje de salida
X	Aplanado

α	Relación de carrera a diámetro
ε	Relación de compresión
ε_a	Relación de compresión anterior al aplanado
ε_n	Relación de compresión posterior al aplanado
η_f	Grado de admisión
λ	Factor Lambda
π	Número pi
γ	Coefficiente de dilatación lineal

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO I:** Sistema de Distribución.
- ANEXO II:** Sistema de Lubricación.
- ANEXO III:** Sistema de Refrigeración.
- ANEXO IV:** Sistemas de combustible y de control de emisiones.
- ANEXO V:** Sistema Eléctrico.

RESUMEN

Se realizó la preparación y modificación de inyección electrónica programable con telemetría unidireccional de un motor para rally en un automóvil MAZDA 323, trucando el motor con la incorporación de inyección electrónica programable con una ECU MegaSquirt, para reducir el consumo de combustible en las validas, así como los tiempos en las mismas.

Obteniendo el mayor rendimiento del motor, al realizar cálculos previos al trucaje de los distintos elementos del mismo, posteriormente con la implementación de los sistemas eléctricos y electrónicos que conjuntamente permitirán poner a punto el motor, con la ayuda de la telemetría unidireccional teniendo datos en tiempo real.

La disponibilidad de herramienta adecuada para el trabajo práctico del proyecto, es muy importante pudiendo cuidar los puntos críticos de los distintos elementos a trucar, realizando trabajos de corte, desbaste, pulido, suelda, perforado, implementación de roscas entre otras, en el sistema mecánico. Para el sistema eléctrico y electrónico es necesario disponer de un buen equipo de suelda de cables y materiales aislantes.

Luego de un arduo trabajo se obtuvo un incremento indiscutible de revoluciones por ende también de velocidad final, manteniéndose con una mezcla estequiométrica de 14.7 a 1, ubicándose el auto en la categoría de los 1600 centímetros cúbicos (cc), con un incremento de un 77% de potencia con respecto al motor en condiciones estándar, teniendo como visión a futuro la implementación de elementos forjados y un nuevo kit de barras.

ABSTRACT

The preparation and modification of a programmable electronic injection was carried out with unidirectional telemetry of a rally motor in a MAZDA 323 automobile, changing the motor with the incorporation of programmable electronic injection with an ECU MegaSquirt to reduce the fuel consumption in the races as well as the times.

A major motor performance was obtained upon carrying out previous calculations of the change of different elements; later, with the implementation of the electric and electronic systems which jointly will permit to set the motor to work with the help of the unidirectional telemetry with real time data.

The availability of the adequate tool for the project practical work is very important with the care of the critical points of the different elements to be changed, carrying out cutting, roughdressing, finishing, welding, perforation, threading implementation among others, in the mechanical system. For the electric and electronic system, it is necessary to dispose of a good equipment for cable and isolator welding.

After a hard work, a real increase of the revolutions and hence of the final velocity, was obtained, maintaining it with a stoichiometric mixture of 14.7 to 1 placing the automobile in the category of 1600 cubic centimetres (cc) with 77% power increase as compared to the standard motor predicting in the future the implementation of forged elements and a new bar kit.

CAPÍTULO I

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Introducción

En el Ecuador el rally está avanzando sin precedentes donde cada competidor quiere ser el mejor teniendo que recurrir a elementos electrónicos que ayuden a mejorar la potencia, reducir los tiempos en cada etapa y dar realce a este deporte sin olvidar que deben cumplir con las expectativas de los aficionados así como de los auspiciantes que hacen posible que el mundo tuerca vaya mejorando notablemente en nuestro medio.

Esto conlleva a buscar gente que pueda manejar tecnología electrónica en el automovilismo por lo que los futuros profesionales automotrices tienen el reto de cumplir con estas necesidades que van ligadas a los autos de serie que vienen equipados con inyección electrónica así como redes multiplexadas con la diferencia que en el rally se tiene que modificar varios parámetros del auto con sistemas programables.

Un piloto busca en un auto potencia y seguridad existiendo diversos parámetros para cumplir esas necesidades por lo que se puede implementar kits de repuestos fabricados con mejores materiales que permitan llevar un auto al límite de su capacidad los mismos que dependiendo el tipo de auto son probados una y otra vez lo que significa que son repuestos confiables.

1.2 Justificación

El deporte de rally ecuatoriano presenta de una manera preliminar algunas dificultades como: deficiencia de conocimientos de sistemas programables, altos costos de implementación, necesidad de modificaciones y la ausencia de parámetros en tiempo real para la puesta a punto teniendo que manejar las cartografías del auto de una manera eficiente.

El trucaje de motor involucra: tener conocimiento de puntos críticos de los elementos del motor a trabajarlos, realizar cálculos para mantenerse dentro del reglamento establecido y conocimiento del mejoramiento de llenado de cilindros.

El manejo e implementación de un sistema electrónico programable como un marco general involucra: tener conocimiento básico de sensores automotrices, actuadores eléctricos, disponer de herramienta adecuada para mecanizar y adaptar los elementos que requiera el sistema, mantener instrumentación que muestren lecturas en tiempo real lo que considera un problema grave, que repercute en costos para las personas que preparan sus autos de competición generándose el rechazo de esta tecnología sin conocer el gran beneficio que ofrece los sistemas electrónicos programables.

Es prioridad impulsar una preparación de motores de competencia de una forma técnica, cuidando de no llegar al límite de fatiga de los elementos e impulsando la implementación de sistemas de inyección programables, con el aporte de instrumentación electrónica que mostraran lecturas en tiempo real aportando así al mejoramiento y eficiencia de los motores.

Con la telemetría unidireccional que se implementa en el auto de rally se conseguirá la reducción de consumo de combustible en cada etapa, obteniendo ciclos correctos del factor lambda, logrando eficiencia mecánica con la modificación cartográfica del encendido en función de temperaturas y la presión barométrica.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.*

Preparar y modificar la inyección electrónica con telemetría unidireccional de un motor para rally en un automóvil Mazda 323.

1.3.2 *Objetivos específicos.*

- Obtener el máximo rendimiento mecánico en base al trucaje del motor manteniéndonos dentro del reglamento que rige la competición.
- Implementar el arnés electrónico con sus respectivos sensores y actuadores automotrices en el motor para su mejor desempeño dentro de la competición.
- Poner a punto el sistema eléctrico, electrónico y mecánico del motor de rally para optimizar el rendimiento en primes.
- Desarrollar las pruebas y realizar las correcciones pertinentes del sistema para lograr una puesta a punto adecuada.

CAPÍTULO II

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Trucaje mecánico

2.1.1 *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 al que va destinado. En algunas ocasiones, estos vehículos serán maniobrados 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 100.000 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 permitiendo el uso del motor así como el abuso del mismo.

En líneas generales, el trucaje consiste en aprovechar éstas tolerancias, en mayor o menor medida, convirtiéndolas en potencia pura. Además en dar perfección técnica a todos y cada uno de los órganos del motor, trabajando en cada uno de ellos

De todas formas es muy conveniente que como interesados en aumentar las prestaciones de un vehículo se tenga presente los siguientes puntos:

1. Todas las modificaciones tendientes a aumentar la potencia del motor, basándose en modificaciones sustanciales del mismo, pueden entrañar un serio peligro para

dicho motor si no se realiza el cálculo adecuado, y por especialistas competentes. Por eso se recomienda modificaciones clásicas, ajustadas al modelo que nos ocupa, y las especificaciones de pura competición, donde la finalidad inmediata es la consecución de una potencia máxima absoluta, dando por aceptado que la duración del motor será mínima, esto es, solamente de unos miles de kilómetros.

2. Que todas las modificaciones tendentes a dar perfección al motor, tales como: equilibrado, pulido, etc. son beneficiosas en cualquier circunstancia para el mismo, y aumentan su duración y buen funcionamiento.

2.1.2 Cálculos del motor [1]

El motor de cuatro tiempos es un motor que transforma la energía química de un combustible en energía calorífica, que a su vez proporciona la energía mecánica necesaria para mover el vehículo. Esta transformación se realiza en el interior del cilindro, quemando el combustible debidamente dosificado y preparado. Estos motores reciben el nombre de motores de combustión.

Para conseguir esta transformación de la energía, se deben realizar cuatro operaciones distintas y de forma escalonada.

Cada una de estas operaciones se realiza en una carrera del pistón (desplazamiento desde el P.M.S. al P.M.I) llamado tiempo y como son cuatro tiempos los necesarios para realizar el ciclo completo, el cigüeñal dará dos vueltas completas, pues téngase en cuenta que cada carrera corresponde a media vuelta en el cigüeñal (180° de giro). Motivo por el cual es necesario conocer los datos iniciales del motor, siendo los siguientes:

- Cilindrada.
- Relación de carrera a diámetro.
- Grado de admisión.
- Relación de compresión.

2.1.2.1 Cilindrada.- La cilindrada es el espacio comprendido en el cilindro entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior. Es el que recorre el pistón. (Figura1)

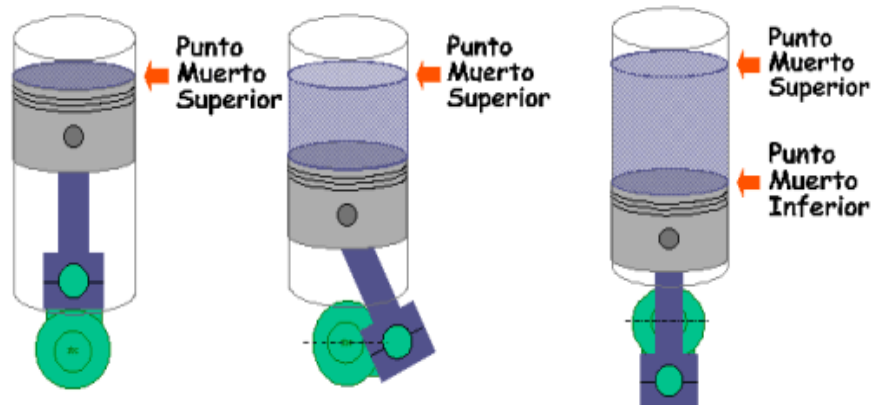


Figura 1. Puntos de trabajo del pistón.

Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Cilindrada>

Se distingue entre:

- a) Cilindrada de un cilindro (cubicación de un cilindro).
- b) Cilindrada total (del motor).

La cilindrada se calcula como el volumen de un cilindro. El diámetro es el del cilindro y la altura la carrera del pistón (Distancia comprendida entre el PMS y el PMI).

Cilindrada del cilindro = Sección del cilindro × carrera del pistón

Notaciones.

V_h = Cilindrada (del cilindro)[cm³ o l]

V_H = Cilindrada (del Motor)[cm³ o l]

i = Número de cilindros

PMS = Punto muerto superior

α = Relación de carrera a diámetro

PMI= Punto muerto inferior

s=Carrera (mm)

D=Diámetro del cilindro(\approx Diámetro del pistón)

A=Sección del cilindro[cm²]

V_F= Cantidad de gas nuevo[cm³o l]

η_f =Grado de admisión

V_{Fmin}=Cantidad de gas nuevo por minuto[^l/min]

rpm=Revoluciones del motor[¹/min]

V_h=A x s

$$V_h = \frac{D^2 \times \pi \times s}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}] \quad (1)$$

Cilindrada del motor=Cilindrada del cilindro \times número de cilindros

V_H=V_h \times i

$$V_H = \frac{D^2 \times \pi \times s \times i}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}] \quad (2)$$

2.1.2.2 Relación de carrera a diámetro.- La carrera es la distancia entre el punto muerto superior y el inferior. El diámetro del cilindro es igual al del diámetro del pistón más el huelgo.

La carrera del pistón y el diámetro del cilindro de un motor guardan entre sí una relación determinada que se denomina relación de carrera a diámetro.

La relación entre la carrera y el diámetro en los motores puede ser de tres tipos como se muestra en la figura 2.

- Motores cuadrados.
- Motores súper cuadrados o de carrera corta.
- Motores de carrera larga.

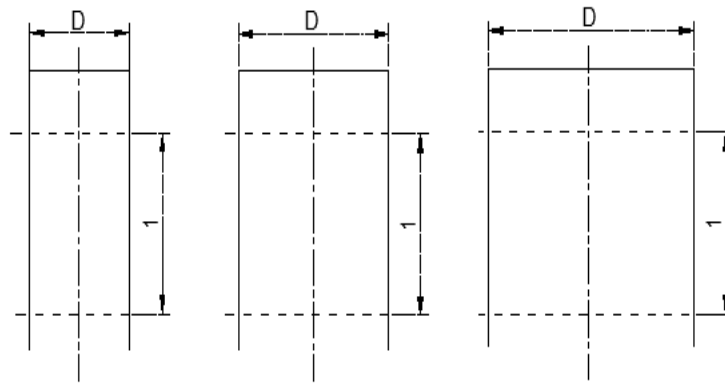


Figura 2. Relación de carrera a diámetro.

Fuente: Los Autores.

$$\begin{array}{ccc} \text{Carrera larga} & \text{"Cuadrado"} & \text{Carrera corta} \\ \frac{\text{carrera}}{\text{diámetro}} > 1 & \left| \frac{\text{carrera}}{\text{diámetro}} = 1 \right| & \frac{\text{carrera}}{\text{diámetro}} < 1 \end{array}$$

a) Motores cuadrados

Son los motores cuya relación carrera del pistón / diámetro del cilindro es igual a uno.

b) Motores súper cuadrados o de carrera corta.

Son los motores cuya relación carrera del pistón / diámetro es inferior a uno (hasta 0,7 veces aproximadamente).

c) Motores de carrera larga.

Son los motores cuya relación carrera del pistón / diámetro del cilindro es superior a uno (hasta 1,2 veces aproximadamente).

Se procede a calcular la relación carrera a diámetro con la siguiente fórmula:

$$\text{Relación de carrera a diámetro} = \frac{\text{carrera pistón}}{\text{diámetro cilindro}}$$

$$\alpha = \frac{s}{D} \tag{3}$$

2.1.2.3 Grado de admisión (Rendimiento Volumétrico).- En el cilindro, durante los ciclos de trabajo, quedan gases remanentes que perturban el relleno con mezcla de combustible y aire, por lo que ésta resulta menores que la cilindrada. El grado de admisión es la relación entre la aspiración efectiva de mezcla combustible nueva y la cilindrada.

$$\text{Grado de admisión} = \frac{\text{Cantidad de gas nuevo}}{\text{Cilindrada}}$$

$$n_F = \frac{V_F}{V_H} \quad (4)$$

2.1.2.4 Relación de compresión.- En el tiempo de la compresión se comprimen conjuntamente la mezcla aspirada de combustible y aire o el aire puro hasta un volumen reducido (Figura 3). El objeto de la compresión es elevar la potencia. La compresión origina lo siguiente:

- a) Aumento de la presión.
- b) Elevación de la temperatura.
- c) La mezcla del aire con el combustible.
- d) La gasificación íntegra de la mezcla aire/combustible.
- e) La cámara de compresión es el espacio sobre el punto muerto superior.

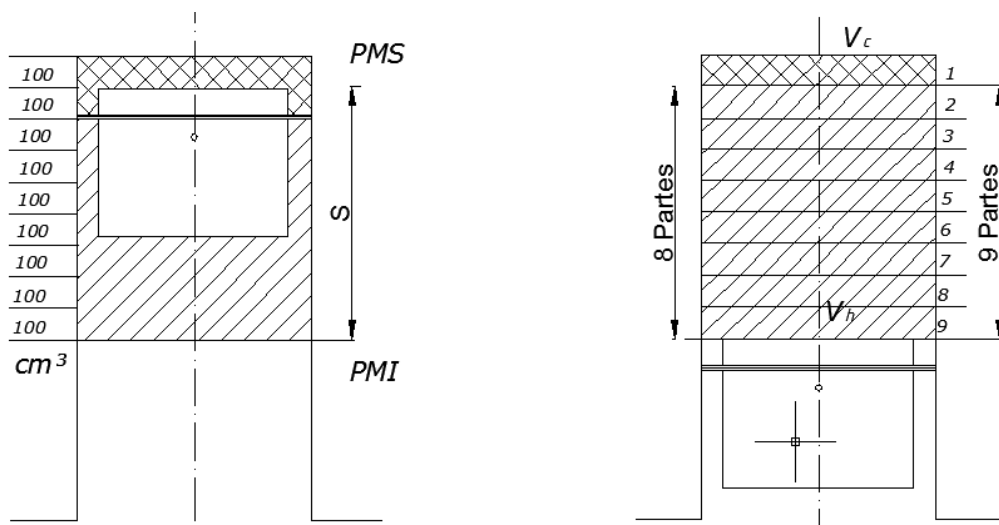


Figura 3. Relación de Compresión.

Fuente: KINDLER, H. Matemática aplicada para la técnica del automóvil.

El volumen del cilindro se compone de la cilindrada (correspondiente a la carrera) y el de la cámara de compresión.

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

Notaciones:

V_c = Cámara de compresión (cm³ o l)

V_h = Cilindrada o volumen carrera (cm³ o l)

s = Carrera (mm)

ϵ = Relación de compresión

ϵ_a = Relación de compresión anterior al aplanado

ϵ_n = Relación de compresión después del aplanado (relación de compresión nueva)

X = Aplanado (mm)

g = grosor de empaque

$$\text{Relación de compresión} = \frac{\text{Volumen de la carrera} + \text{Cámara de compresión}}{\text{Cámara de compresión}}$$

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \tag{5}$$

Despejando la ecuación anterior se obtiene la fórmula para la cámara de compresión.

$$V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} \text{ (cm}^3 \text{ o bien l)}$$

$$\text{Aplanado} = \frac{\text{Carrera}}{\text{Compresión anterior} - 1} - \frac{\text{Carrera}}{\text{Compresión posterior} - 1}$$

$$X = \frac{s}{\epsilon_a - 1} - \frac{s}{\epsilon_n - 1} \text{ (mm)} \tag{6}$$

Si se estudia 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, estas fórmulas nos sirve para realizar los cálculos respectivos para conseguir nuestros fines.

2.1.2.5 Parámetros iniciales.- Bajo los criterios técnicos respectivos para el trucaje de un motor Mazda 323 partimos primero de sus valores nominales para poder tomar decisiones cuidando de no salir fuera del contexto del reglamento del rally, siendo necesario tomar en cuenta que disponemos de un empaque de cabezote grueso que afectara en la relación de compresión.

Datos:

$$D=77,78\text{mm}$$

$$s=83,39\text{mm}$$

$$V_{C1} =34,5\text{ml}$$

$$i=4$$

$$g=2,5\text{mm}$$

Volumen del empaque:

$$V_g = \frac{D^2 \times \pi \times g}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_g = \frac{(7,778)^2 \times \pi \times 0,25}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_g = 11,87 [\text{cm}^3]$$

Cilindrada Unitaria.

$$V_h = \frac{D^2 \times \pi \times s}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_h = \frac{(7,778)^2 \times \pi \times 8,339}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_h = 396,223 [\text{cm}^3]$$

Cilindrada total.

$$V_H = \frac{D^2 \times \pi \times S \times i}{4} [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_H = 396,223 \times 4 [\text{cm}^3 \text{ o bien l}]$$

$$V_H = 1584,892 [\text{cm}^3]$$

Relación carrera a diámetro.

$$\alpha = \frac{s}{D}$$

$$\alpha = \frac{8,339 \text{ cm}}{7,778 \text{ cm}}$$

$$\alpha = 1,0721$$

Relación de compresión.

$$V_C = V_g + V_{C1}$$

$$V_C = 11,87 + 34,5$$

$$V_C = 46,37 [\text{cm}^3]$$

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

$$\epsilon = \frac{0,396223 + 0,04637}{0,04637}$$

$$\epsilon = 9,54 \text{ a } 1$$

De los cálculos realizados se puede decir que se dispone de un motor que recae en la cilindrada de los 1600 cc., con carrera larga y una relación de compresión modificable, existiendo un amplio campo para trabajar en el motor.

De acuerdo con el reglamento del rally nuestro motor recae en la categoría 1600 siendo la cilindrada mínima y máxima de 1450 a 1650 cc respectivamente.

2.1.3 Modificación de las distintas piezas del motor

La finalidad del trucaje es conseguir una mayor potencia del motor o un mejor aprovechamiento del mismo.

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.

2.1.3.1 Volante de inercia.- Cuando el cilindro realiza su tiempo de trabajo todo el conjunto alternativo del motor está 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 los ciclos de trabajo respectivos. [2]



Figura 4. Volante de Inercia.

Fuente: Los Autores.

A medida que aumenta el número de cilindros la importancia del volante decrece: en los motores de 4 cilindros, 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 solo de un 20% y naturalmente, menor para motores más articulados.

El volante de inercia 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.

✓ Formulas aplicables al volante de inercia

Como el motor ya está diseñado, fabricado y por lo tanto con el volante de inercia debidamente calculado, lo que se puede hacer exclusivamente es retocarlo, por cuya razón solo interesan las modificaciones que sobre el mismo puedan hacerse con el fin de obtener una mayor ligereza de éste.

En general se acepta que el diámetro del volante este sujeto a la siguiente fórmula:

- En los motores de 4 cilindros.

$$\text{Diámetro del volante} = 2,5 \sqrt[3]{\text{carrera}}$$

- En los motores de 6 cilindros o de 8, el volante tiene un diámetro que equivale a:

$$\text{Diámetro del volante} = 2,2 \sqrt[3]{\text{carrera}}$$

No es aconsejable variaciones en este diámetro del volante. Lo que interesa en definitiva, es solo variar su peso. Para lo cual tenemos los siguientes pesos de los volantes en los motores de explosión:

- Motores de 4 cilindros= De 6 a 8 gramos por cm³ de cilindrada.
- Motores de 6 u 8 cilindros= De 3,6 a 4,7 gramos por cm³ de cilindrada.

Para conocer 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 una 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.

Rebajado

$$= \frac{\text{Peso original(Kg)} \times \frac{\text{Porcentaje del incremento de revoluciones}}{Z}}{100} \quad (7)$$

✓ **Retoques en volante de inercia**

El volante puede ser despojado de alguna parte de su peso en un valor mayor cuanto menor haya sido el aligeramiento del cigüeñal. Su influencia se notará sobre todo en el régimen de ralentí. Con el volante de serie, el régimen de ralentí de mínimo podrá mantenerse mucho más firme que con un volante aligerado, hasta el punto de que deberemos forzosamente aumentar el régimen de mínimo, a veces por encima de las 2.000 Rev. /min, si hemos aligerado el volante demasiado. Ello puede no tener la más mínima importancia en un motor en el que hemos trabajado mucho el cruce de válvulas y hemos conseguido desplazar los regímenes de potencia hasta la gama alta. La decisión sobre el aligeramiento del volante comporta tener en cuenta estos factores. Además, se ha añadido otro, que consiste en la distribución de las masas en el volante de inercia y que tiene una gran repercusión en su comportamiento.

Por ejemplo, un volante como el mostrado en la figura 5. La acumulación de peso se efectúa, en este diseño, en la parte exterior (A), mientras la parte central (B) del volante se halla desprovista de una masa importante de material, propio para motores lentos de poca aceleración. (A) llanta, (B) núcleo central y (C) corona dentada.

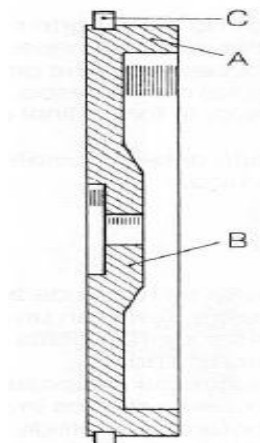


Figura 5. Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la masa en la periferia.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

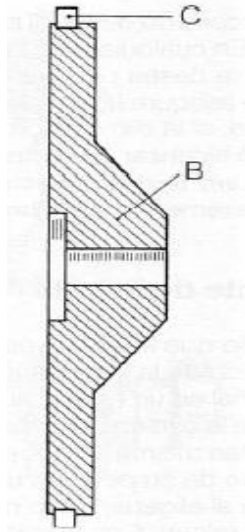


Figura 6. Sección de un volante de inercia con la mayor parte de la masa en la parte central.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El resultado práctico de este diseño es que el volante acumula mucha inercia en sus bordes (A) y, por lo tanto, resulta apto para motores lentos con una aceleración moderada.

Por el contrario, en la figura 6 se muestra un nuevo diseño, que tiene la particularidad de pesar exactamente lo mismo que el mostrado en la figura 5. Sin embargo, su resultado práctico es totalmente diferente. La concentración de la mayor masa en el centro (B) acumula menos inercia y permite unas aceleraciones brillantes, sin dejar de ser el elemento regulador del giro del motor que su diseñador espera.

El primero de los volantes será para motores lentos, el segundo para motores rápidos. Así pues, el peso que deberemos rebajar de un volante estará de acuerdo con el aumento de rpm previstas para el motor que preparamos y también por la forma que tenga de origen este volante. De cualquier modo, cabe recordar que el aligeramiento de peso será tanto más efectivo cuanto mayor cantidad de material se quite de las zonas más exteriores o llanta del volante, teniendo siempre en cuenta no debilitar la zona de anclaje de la corona dentada.

Recordando estos criterios, el aligeramiento del volante es una operación muy sencilla, dada la forma sin complicaciones que suelen presentar siempre estas piezas. Si se trata de un volante como el de la figura 8, no cabe duda de que se debe actuar recortando la zona de llanta en trozos iguales o superiores a los mostrados en la figura 7. El aligeramiento puede ser muy considerable y muy efectivo, pues se actúa por la parte más exterior de la pieza.

En la figura 8 se tiene señalado, por medio de una zona tramada, las partes en las que es buena la posibilidad de extracción de material en volantes de este tipo. El criterio general, como puede verse, consiste en aligerar especialmente las partes exteriores y conservar en lo posible las masas del centro.

Cuando esta solución no es posible por tratarse de un volante que, ya de origen, dispone de poca llanta, suele rebajarse el material frontalmente, en la zona (A) de la figura 7.

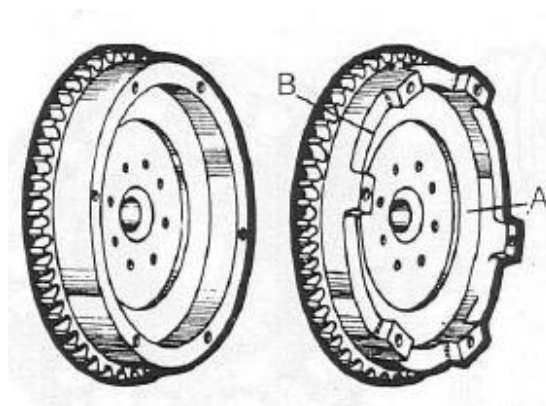


Figura 7. Lugares en donde es posible el aligeramiento de un volante de inercia.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

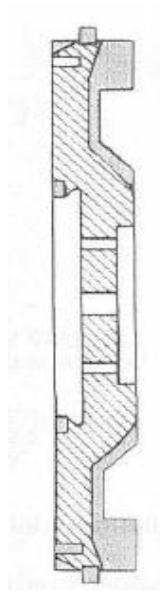


Figura 8. Vista en sección de un volante.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

No se debe perder de vista, que el volante, además de un acumulador de inercia, es el soporte del embrague y que, por lo mismo, es conveniente no debilitarlo, lo cual es diferente de la operación de quitarle peso. De poder ser, la solución más convincente es la que nos muestra la figura 9, es decir, la acumulación de material en el centro de giro para asegurar el traspaso de par motor al embrague y la reducción de sus valores de inercia por disponer de una zona de llanta muy ligera.

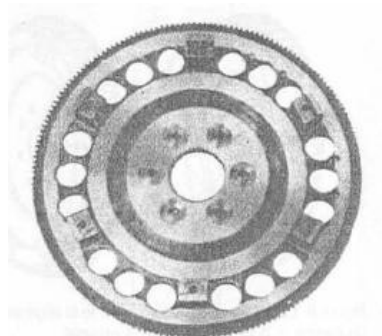


Figura 9. Volante para motor de alta velocidad.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Calculo del volante de inercia**

Datos:

Carrera: 83,39mm.

$$V_h = 396,223 \text{ cm}^3$$

Peso original: 11kg.

Rpm de trabajo normal: 4500

Rpm de trabajo esperado: 8000

$$\text{Diámetro del volante} = 2,5\sqrt[3]{\text{carrera}}$$

Debido a que en el volante de inercia se encuentra alojada la cinta dentada para el acoplamiento del motor de arranque así como la rueda fónica para el sensor CKP queda descartada la opción de disminuir el diámetro del volante de inercia.

$$\text{Rebajado} = 11\text{Kg} \times 396,223\text{cm}^3$$

$$\text{Rebajado} = 3169,784\text{Kgcm}^3$$

$$\text{Rebajado} = 3,169784\text{Kg}$$

Esta opción es más viable que la anterior teniendo el inconveniente de que no sabemos cuánto es el porcentaje de mejoramiento de las revoluciones quedando descartada la segunda posibilidad.

$$\text{Porcentaje del incremento de revoluciones} = 100\% \left(\frac{\text{Rpm de trabajo esperado}}{\text{Rpm de trabajo normal}} - 1 \right) \quad (8)$$

$$\text{Porcentaje del incremento de revoluciones} = 100\% \left(\frac{8000}{4500} - 1 \right)$$

$$\text{Porcentaje del incremento de revoluciones} = 77,77\%$$

$$\text{Rebajado} = \frac{\text{Peso original}(\text{kg}) \times \frac{\text{Porcentaje del incremento de revoluciones}}{2}}{100}$$

$$\text{Rebajado} = \frac{11(\text{kg}) \times \frac{77,77}{2}}{100}$$

Rebajado =4,27(Kg)

De los cálculos se procede a rebajar 3kg. Cuidando de no afectar sus puntos críticos. Teniendo un peso final de 8Kg, cabe recalcar que nuestro volante de inercia fue cambiado por uno del KIA Rio debido a que posee la rueda fónica que nos servirá para instalar el sensor de posición del cigüeñal. (Figura10)



Figura 10. Volante de Inercia Modificado.

Fuente: Los Autores.

2.1.3.2 Cigüeñal.- El cigüeñal forma parte del mecanismo biela-manivela, es decir de la serie de órganos que con su movimiento transforman la energía desarrollada por la combustión en energía mecánica. El cigüeñal recoge y transmite al cambio la potencia desarrollada por cada uno de los cilindros. Por consiguiente, es una de las piezas más importantes del motor.(Figura 11)



Figura 11. Cigüeñal.

Fuente: Los Autores.

La forma de conseguir un cigüeñal ligero consiste en cortar los contrapesos por medio de herramienta de desbaste o también valiéndose de maquina rectificadora. Como es sabido, el equilibrado del cigüeñal es muy importante y por otra razón es preciso actuar con mucha precaución a fin de rebajar el material preciso, pero sin desequilibrar al cigüeñal en su giro.

✓ Retoque del Cigüeñal

Estos cálculos tienen toda relación con la medida del diámetro interior del cilindro. La tabla 1, tiene 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. En la figura 12, se muestra las equivalencias de cada una de las abreviaturas de la tabla.

A = diámetro del muñón

B = longitud del muñón

C = diámetro del muñón principal

D = longitud del muñón principal delantero

E = longitud del muñón principal posterior

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

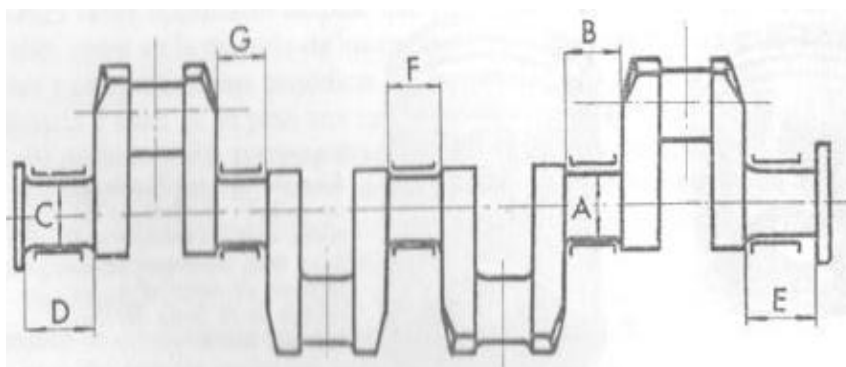


Figura 12. Cotas del cigüeñal.

Fuente: CASTRO, Miguel. Trucaje de motores de 4 tiempos.

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.

Tabla 1. Coeficientes de aplicación para el trucaje de un cigüeñal.

Numero 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	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	0,58	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 muñones	0,80	0,65	0,84	0,66	1,00	0,65	0,40	1,40	0,25	0,40

Fuente: CASTRO, Miguel. Trucaje de motores de 4 tiempos.

✓ Cálculos del cigüeñal

Datos:

$$d = 77,75\text{mm}$$

$$i=4$$

$$i_m = 5$$

Datos reales.

$$A=49,87\text{mm}$$

$$B=23,52\text{mm}$$

$$C=49,90\text{mm}$$

$$D=21,86\text{mm}$$

$$E=23,49\text{mm}$$

$$F=23,33\text{mm}$$

$$G=23,16\text{mm}$$

$$H=63,21$$

$$I=20,41$$

Coefficientes

$$A=0,58$$

$$B=0,46$$

$$C=0,62$$

$$D=0,50$$

$$E=0,70$$

$$F=0,60$$

$$G=0,30$$

$$H=0,75$$

$$I=0,20$$

✓ Cálculos en base al diámetro del embolo

$$A=77,75\text{mm}\times 0,58$$

$$A=45,095\text{mm}$$

$$F=77,75\text{mm}\times 0,60$$

$$F=46,65\text{mm}$$

$$B=77,75\text{mm}\times 0,46$$

$$B=35,765\text{mm}$$

$$G=77,75\text{mm}\times 0,30$$

$$G=23,325\text{mm}$$

$$C=77,75\text{mm}\times 0,62$$

$$C=48,205\text{mm}$$

$$H=77,75\text{mm}\times 0,75$$

$$H=58,3125\text{mm}$$

$$D=77,75\text{mm}\times 0,50$$

$$D=38,875\text{mm}$$

$$I=77,75\text{mm}\times 0,20$$

$$I=15,55\text{mm}$$

$$E=77,75\text{mm}\times 0,70$$

$$E=54,425\text{mm}$$

Una vez obtenido los valores con respecto a los coeficientes procedemos a realizar la diferencia para poder obtener los datos de desbaste.

$$A = 49,87 - 45,095(\text{mm})$$

$$A = 4,775 (\text{mm}).$$

$$B = 35,765 - 23,52 (\text{mm})$$

$$B = 12,245 (\text{mm}).$$

$$C = 49,90 - 48,205 \text{ (mm)}.$$

$$C = 1,695 \text{ (mm)}.$$

$$D = 38,875 - 21,86 \text{ (mm)}.$$

$$D = 17,015 \text{ (mm)}.$$

$$E = 54,425 - 23,49 \text{ (mm)}.$$

$$E = 30,935 \text{ (mm)}.$$

$$F = 46,65 - 23,33 \text{ (mm)}.$$

$$F = 23,42 \text{ (mm)}.$$

$$G = 23,325 - 23,16 \text{ (mm)}.$$

$$G = 0,165 \text{ (mm)}.$$

$$H = 63,21 - 58,3125 \text{ (mm)}.$$

$$H = 4,8975 \text{ (mm)}.$$

$$I = 20,41 - 15,55 \text{ (mm)}.$$

$$I = 4,86 \text{ (mm)}.$$

Las medidas de desgaste son tolerables y realizables existiendo el riesgo de fatigar y romper el cigüeñal al incrementar un 77% la potencia del motor motivo por el cual se limita únicamente a eliminar las rugosidades presentes en el mismo.

2.1.3.3 Bielas [3].- Este componente se encarga de convertir el movimiento rectilíneo del pistón en movimiento rotatorio al centro del cigüeñal por medio de los muñones de biela del mismo cigüeñal. Las Bielas están fabricadas en aleaciones muy resistentes debido a que reciben gran presión por el empuje del pistón, como también fuerzas de estiramiento al desacelerar el motor.

Es una biela para cada pistón y/o cilindro del motor, el caso del motor que se ocupa son 4, que para mejores resultados deben estar balanceadas, es decir pesar lo mismo. A las bielas originales se les puede realizar un tratamiento de ShotPennin que consiste en bombardearlas con una especie de balines para endurecer el material con las que fueron fabricadas. (Figura13)

Considerar la enorme presión que ejercerá el pistón tras la combustión y la reacción que ejercen las ruedas a través de la transmisión, nos pone sobre aviso de los enormes esfuerzos que se le encomienda esta pieza intermediaria que en virtud de toda estas fuerzas esta, más que ninguna otra, sometida a severos esfuerzos de compresión, tracción, flexión y torsión. De ahí la excepcional importancia de las bielas al preparar un motor para competición.

Para soportar todos estos esfuerzos, el material con el que se construyen las bielas debe tener unas características especiales, entre las que sobresalen, además del acero estampado propio de las bielas de serie, las aleaciones de aluminio de alta resistencia y las de titanio, estas últimas utilizadas con preferencia en los motores de alta competición.

Un punto intermedio en lo que respecta al material escogido para la construcción de las bielas es el representado por los aceros aleados con cromo - níquel- molibdeno, los cuales tienen una alta resistencia a la fatiga y son ideales para las bielas de los motores transformados para competición. Por supuesto, bielas de titanio son todavía más ventajosas porque permiten la rápida evacuación del calor almacenado en los pistones, lo que facilita la posibilidad de aumentar la relación de compresión sin riesgo de detonación, al estar la cabeza del pistón más fría. Sin embargo, los precios de adquisición de estas bielas pueden ser prohibitivos para desembolsarlos en la preparación de un motor de serie.



Figura 13. Biela de motor de competición.

Fuente: Los Autores.

✓ Trabajos de mejoramiento de bielas.

Las bielas son unos elementos bastante delicados y deben ser manipulados con una cierta experiencia y conocimiento de causa.

El trabajo que puede hacerse a las bielas puede resumirse en los tres siguientes puntos:

- Reforzamiento de los pernos de fijación.
- Aligeramiento del peso de la biela.
- Equilibrado de bielas.

a) Refuerzo de los pernos

Mejorar la fijación de las tapas 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:

$$n\varnothing = F_d \times \varepsilon_n \quad (9)$$

$$F_d = \frac{\varnothing}{\varepsilon_a} \quad (10)$$

En estas fórmulas los términos son los siguientes:

$n\varnothing$ = nuevo diámetro de los pernos modificados.

F_d = fracción de diámetro de los pernos primitivos por unidad de relación de compresión.

ε_n = nueva relación de compresión del motor mejorado.

\varnothing = diámetro de los pernos primitivos.

ε_a = relación de compresión antes de la mejora.

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 tapa o sombrerete de biela y se colocan los pernos como si se fuese 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 tornillo de banco, cuidando de que el sombrerete no pueda ser retirado al sacar uno de los pernos, 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 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 del diámetro que hemos calculado.

Una vez terminada esta operación se coloca el perno sobre medida que previamente habremos seleccionado de acuerdo con nuestro cálculo. Lo apretaremos el valor de par adecuado con un torcómetro.

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

b) Aligeramiento del peso de la biela

Uno de los trabajos más delicados a la vez que más corrientes a la hora de actuar en las bielas para un motor de competición es, sin duda, el de rebajar el peso de las bielas, comprometiendo lo menos posible su resistencia. Aligerar las masas del tren

alternativo es una condición indispensable para conseguir reducir las fuerzas de inercia que impiden al motor alcanzar regímenes de giro elevados, y en este trabajo la biela es uno de los principales elementos.

En principio, puede decirse que los puntos en los que conviene, de una forma menos comprometida, el rebaje de material son los señalados en la figura 14, donde (1) es el contrapeso de la cabeza, (2) los laterales del pie y (3) el cuerpo de la biela.

En los motores lentos que proceden de serie, se suele dotar la biela de una cantidad excesiva de material en la zona del sombrerete para que, desde este punto, se ejerza una función de contrapeso que tienda a regularizar el giro del cigüeñal. Teniendo una buena zona en la que podremos obtener resultados satisfactorios. De igual forma en las partes laterales del pie de biela disponemos de una oportunidad para rebajar algo el peso de la biela.

Por último, otra zona importante de rebaje es la misma caña del cuerpo de la biela, cuya sección puede rebajarse ligeramente sin peligro.

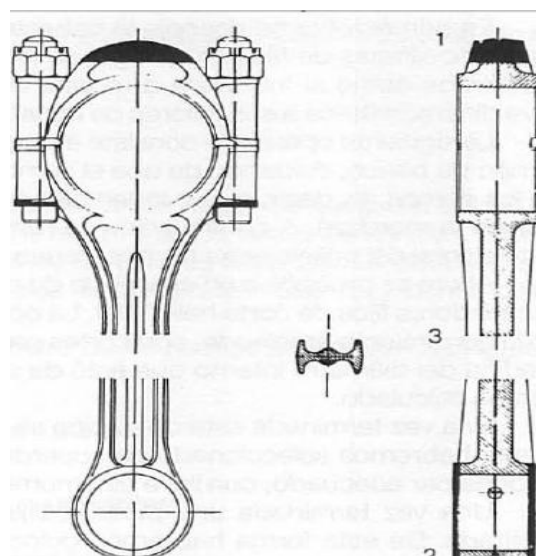


Figura 14. Lugares en los que es posible aligerar el peso o mejorar una biela.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Ahora bien, todas estas operaciones son bastante delicadas y han de realizarse con la máxima precisión pues una rotura en marcha de este elemento ocasiona un verdadero desastre mecánico en el motor. Por lo tanto, se va a dar una serie de normas que será conveniente que se tenga en cuenta cuando se trabaje en las bielas para mejorar un motor.

Para llevar a cabo las operaciones de aligerado y pulido de las bielas se precisa disponer de una maquina rectificadora de mano. Estas máquinas permiten acceder a todos los rincones de las bielas y deben poder trabajar a un mínimo de 15000 Rev. /min. Para este trabajo han de utilizarse muelas de carburo de silicio.

i. Pie de biela

El rebaje del pie de biela se lo muestra en la figura 15, donde (1) es el contrapeso que se puede rebajar, (2) redondeado del pie de la biela. La parte tramada corresponde al material eliminado. (A) y (B) son dos vistas diferentes de un mismo pie de biela.

La parte del contrapeso superior puede ser eliminada por completo dejando que el refuerzo que forma el pie de biela tenga una forma completamente redondeada.

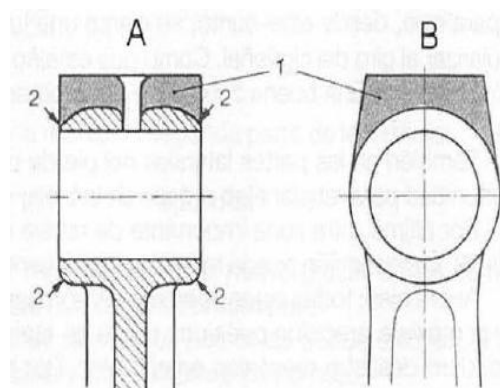


Figura 15. Rebaje de material en la parte del contrapeso del pie de biela.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Tal como se aprecia en (A), de la citada figura 15, la zona alta del pie de biela puede también ser redondeada para hacer desaparecer, en caso de que existan en la biela de serie, los cantos vivos de la parte exterior del pie de biela. En esta zona, la profundidad máxima de rebajado será de 1,50mm en la parte exterior del alojamiento del bulón, o eje de pistón, y será conveniente darle una forma ovalada, es decir, que proporcione una sección mayor en el centro de apoyo del bulón que vaya disminuyendo hacia los extremos, tal como se muestra en (A). En cuanto al rebaje de las caras laterales del pie, o sea las partes que señalamos con (2) en la figura 14, se efectuara hasta una profundidad máxima de 2mm por cada flanco.

ii. Cabeza de biela

La zona donde más sustancialmente se va a perder peso será, sin duda, la parte de la cabeza de biela ya que en ella es donde los constructores de motores de serie suelen ubicar los mayores contrapesos.

La eliminación del contrapeso no compromete en nada la robustez de la biela, de modo que si el motor debe girar a mayor número de revoluciones por minuto, hemos de llevar a cabo este rebaje.

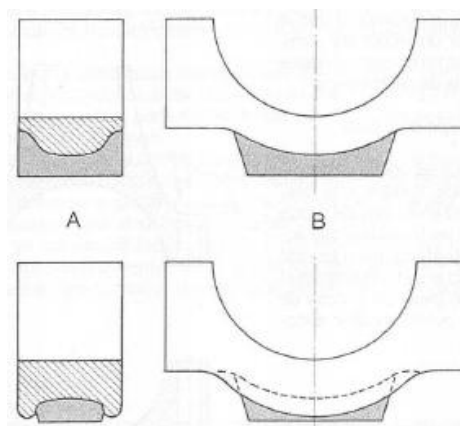


Figura 16. Rebaje de material en la zona del contrapeso de la cabeza de biela.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El criterio a seguir para efectuar este trabajo es el mostrado en la figura 16, según el tipo de construcción de la biela. La parte tramada es la parte que es posible aligerar. El espesor depende del diseño de la biela y también, por supuesto, del tamaño de la misma pero, en general, puede sacarse varios milímetros sin que ello comporte problemas en la robustez y la fiabilidad de la biela. Es importante dejar redondeada la parte de la que se ha quitado el material pues la forma de puente es la que ofrece la garantía necesaria para conseguir la mayor resistencia del sombrerete. Otro punto sustancial a tener en cuenta en la zona de la cabeza de biela es el material que queda en los alrededores del alojamiento de cada uno de los pernos (Figura 17). Es importante que el orificio se mantenga perfectamente perpendicular al esfuerzo de tracción que ejercerá, durante la marcha, el bulón, Por lo tanto, hay que asegurarse del perfecto escuadrado de esta parte.

Es esencial redondear las zonas de apoyo de la cabeza de los pernos o de su tuerca de sujeción en las partes indicadas (2) en la figura 17, sobre escuadrado del orificio de alojamiento de los pernos (1), para evitar los cantos vivos a través de los cuales podría ser el inicio de una fisura que acabara con la rotura de la biela.

Los puntos más conflictivos en los que se detecta la mayor cantidad de las roturas de las bielas son los señalados con flechas en la figura 18. Estas son zonas en donde se debilita el material cuando una biela es sometida a un esfuerzo muy superior al que le corresponde en un motor de serie. Por esta razón se ha de evitar en esta zona la presencia de cantos vivos.

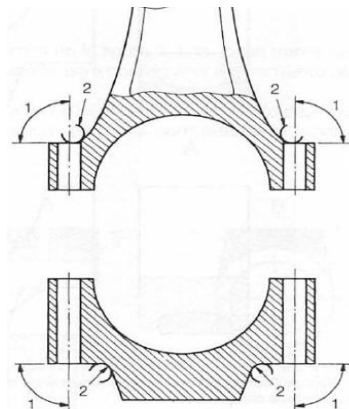


Figura 17. Trabajos a llevar a cabo en la cabeza de biela.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

iii. Rebaje en el cuerpo

Así como en las operaciones anteriores se puede trabajar con bastante tranquilidad en el caso del rebaje en el cuerpo de las bielas hay que actuar con sumo cuidado, pues es esta una zona en la que se compromete la resistencia de la pieza en el caso de un rebaje que pueda resultar excesivo.

Para que el rebaje de esta parte pueda resultar significativo se deberá someter la biela a un control de resistencia, con máquinas especiales y a través de complicados cálculos determinar el exceso de material sobrante aun cuando el motor pueda estar sometido a un mayor e importante esfuerzo. Pero si se parte de un motor de serie, los resultados no van a dejar gran margen porque los ingenieros que estudiaron la biela para el motor de serie seguro que, con el fin de optimizar los costos, adoptaron una biela muy ajustada a los esfuerzos que ha de soportar.

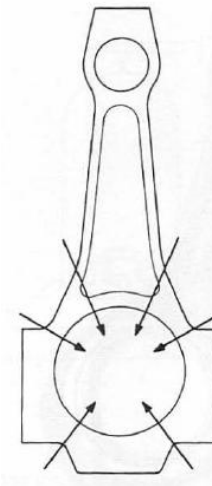


Figura 18. Lugares que frecuentemente originan roturas en las bielas.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

En la mayoría de los casos lo mejor que se puede hacer es pulir el cuerpo de la biela con el objetivo de eliminar de ella todas las rugosidades para asegurarse de que no va a producirse, a través de ellas, puntos donde sea fácil que inicien grietas en el material, las cuales serían sin duda el origen de una fractura posterior de la biela.

El pulido perfecto superficial del cuerpo de la biela permite que el aceite de engrase que caiga sobre ella se escurra con mayor facilidad, lo que hace que el aceite active su recorrido. Aunque esta no es la mayor ventaja del pulido, también contribuye a mejorar el funcionamiento del futuro motor.

c) Equilibrado de bielas.

Para que el giro del motor sea lo más redondo posible es necesario que todos los órganos de su tren alternativo pesen lo mismo, regla que se refiere tanto a los pistones como a las bielas, bulones y contrapesos del cigüeñal.

La biela tiene considerable responsabilidad en las vibraciones transversales al acelerar el motor a altos regímenes de giro; por ello hay que vigilar que, después de haber efectuado el rebaje de material, unas bielas pesen mucho o sensiblemente menos que otras. Aunque exista una cierta tolerancia, y una diferencia de 2 gramos entre la biela más pesada y la menos pesada del equipo suele considerarse aceptable, es preferible que todas las bielas pesen exactamente lo mismo.

Además, el peso debe verificarse tanto en la zona de la cabeza como en el pie de biela y es preciso hallar las diferencias en cada una de estas zonas para conseguir su buen equilibrado. Se puede hacer con una balanza que permite realizar este pesaje de un modo sencillo y efectivo (Figura 19). Para el pesaje se lo hace con la ayuda de un soporte fijo colocando la biela entre el soporte que sostiene su pie y el platillo de medición, procurando que quede paralela al suelo.

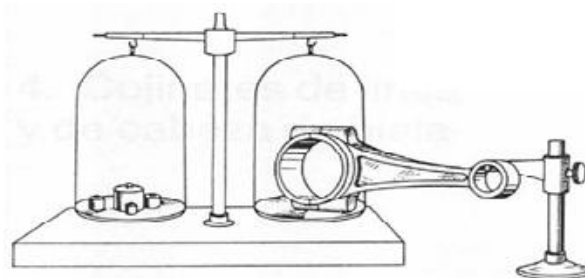


Figura 19. Balanza y soporte para efectuar el pesaje de una biela.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Por medio de los pesos requeridos en el platillo contrario se llegará al peso exacto de la cabeza de biela cuando los platillos se equilibren. Una vez realizada esta operación, se anotará el peso exacto que se ha proporcionado la cabeza de biela y se efectuará la misma operación con la biela siguiente y con todas las demás. Conocidos ya los pesos de todas las cabezas de biela, se dará por bueno el de la biela menos pesada y se rebajará el material de la zona baja del sombrerete de las demás cabezas hasta lograr el peso exacto de esta parte. Invertiendo la posición de las bielas y regulando el soporte se efectuará la misma operación con los pies de biela y se rebajará el material de su parte superior hasta lograr que todas las bielas pesen lo mismo.

En algunos casos, durante el aligeramiento del material de las bielas, la cantidad de material rebajado es demasiado, se puede usar el siguiente truco: lo importante es que el conjunto del tren alternativo formado por el pistón y la biela tenga el mismo peso, si una biela pesa demasiado poco podemos compensar su falta de peso con respecto a las demás a base de montar en ella el pistón más pesado después de haber realizado en el los trabajos de aligeramiento. Lo importante es que el conjunto pistón/biela pese lo mismo en todos los cilindros.

✓ **Modificación de bielas**

Teniendo en cuenta los puntos críticos de una biela y el rendimiento que se aspira tener del motor se decide realizar el pulido y equilibrado de las bielas (Figura 20) con la finalidad de eliminar las rugosidades y aristas vivas de las mismas sin perder de vista la adquisición de bielas forjadas a futuro.



Figura 20. Bielas pulidas.

Fuente: Los Autores.

2.1.3.4 Cojinetes. [4]

Es un elemento conformado por dos o más materiales (capas de material antifricción), el cual soporta cargas y velocidades; protege y permite el giro libre y silencioso del cigüeñal o árbol de levas, además es una pieza reemplazable que compensa el rectificado en estos componentes. (Figura 21)

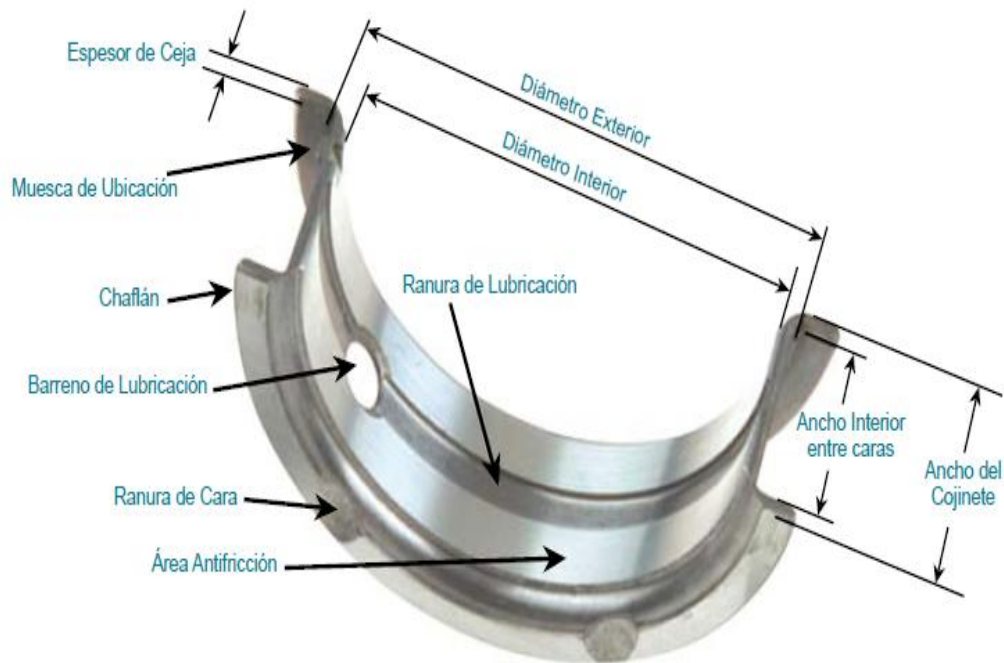


Figura 21. Identificación del cojinete.

Fuente: www.moresa.com

✓ **Cojinetes para Biela y Bancada.**

Los cojinetes por diseño cuentan con un diseño de tipo excéntrico lo que significa, que el espesor va disminuyendo desde el centro hacia sus extremos, esto ayudará al efecto de fijación de la pieza, y permitirá que la capa de aceite se forme bajo el área de carga. (Figura 22)

Cuando realice las mediciones del cojinete, se deberá de hacer en el centro de la pieza, ya que al realizar la medición en alguna otra parte del cojinete se incurrirá en un error.

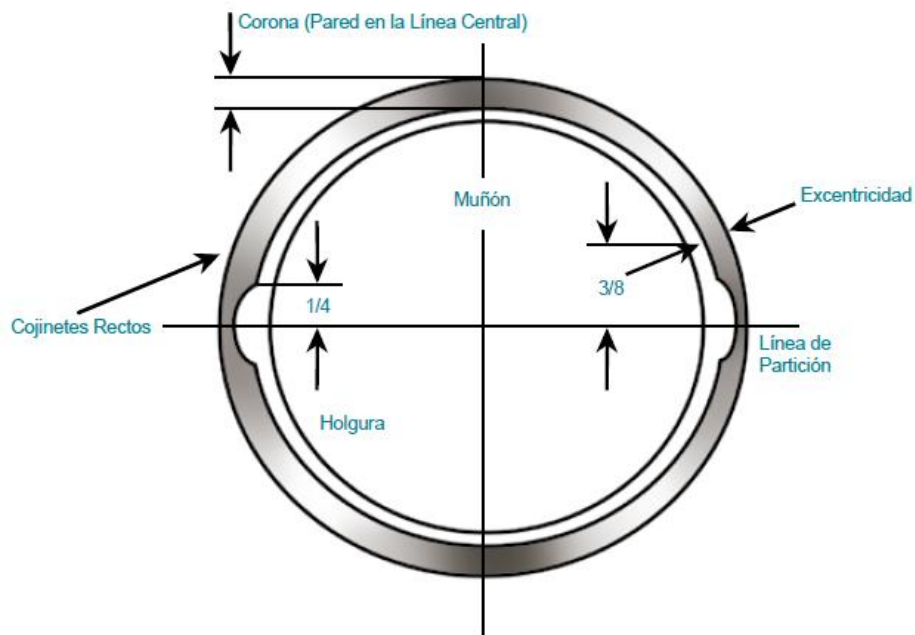


Figura 22. Características del cojinete.

Fuente: www.moresa.com

Otro aspecto muy importante en la parte mecánica, referido a un motor de serie que vamos a transformar para competición es el estudio de los cojinetes también conocidos con el nombre de antifricción, mediante los cuales el 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.

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 antifricción, lo que limitara 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 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 lubricación.

Quinta.- Finalmente, cabe exigirles también una relativa facilidad para ser montados 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; existiendo en el mercado una gama de varias posibilidades que se distinguen en la práctica por su coloración y que son las siguientes:

- Cojinetes de metal blanco.
- Cojinetes de metal rosa.
- Cojinetes de aluminio.

✓ **Cojinetes de metal blanco**

Las aleaciones principales que componen el metal blanco suelen hallarse dentro de alguna de las características que indica la tabla 2, en la que se aprecia, que las primeras aleaciones son ricas en estaño, mientras las últimas son ricas en plomo.

Los cojinetes de antifricción de metal blanco son utilizados para motores poco apurados, es decir, poco revolucionados, y sometidos, en general, a poca carga. Su ventaja más destacable es que pueden aplicarse a materiales de giro (cigüeñal, árbol 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.

Tabla 2. Aleaciones principales de los cojinetes de metal blanco.

Estaño	Antimonio	Cobre	Plomo	Hierro	Arsénico	Bismuto
90	4,0 – 5,0	4,0	0,35	0,8	0,1	0,08
86	6,0 – 7,5	5,0	0,35	0,8	0,1	0,08
88,25	7,0 – 8,5	2,2	0,35	0,8	0,1	0,08
4,5	9,2 – 10,7	0,5	86,0	0,6		
9,2	14,0 – 16,0	0,5	76,0	0,6		
0,9	14,5 – 15,5	0,6	RESTO	1,0		

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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. Ciertamente 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 5000 y 6000 r/min.

✓ **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 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 debe tener precaución 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 plomo-indio, con el fin de proteger los ejes durante el periodo 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.

Por otra parte, las aleaciones de metal rosa son bastantes frágiles, y durante el proceso de aleación es difícil lograr una buena homogeneidad, sobre todo cuando hay unas paredes de gran espesor. Por esta razón lo habitual es utilizar tejuelos de acero que se recubren interiormente con una capa de metal rosa, de pequeño espesor, que es quien efectúa realmente la función de cojinete.

✓ **Cojinetes de aluminio**

Con el fin de conseguir cojinetes antifricción que mejoren las condiciones de resistencia que presentan los de metal blanco (Tabla 3) 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.

Tabla 3. Aleaciones para mejorar la resistencia de los materiales de metal blanco.

Plomo	40%	Cobre	70%	Plomo	55%	Plomo	44,5%
Cobre	57,5%	Plomo	28%	Cobre	43%	Cobre	55%
Níquel	1,2%	Estaño	2%	Níquel	2%	Hierro	0,25%
Bismuto	1,2%					Aluminio	0,25%

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

La solución lograda ha sido a base de cojinetes enteramente macizos construidos con una compleja aleación. Sobre tejuelos de aceros se instala el material de esta aleación de modo que se pueda obtener unas mediciones de ajuste muy perfectas.

Los límites de resistencia a la fatiga establecidos para veinte millones de periodos 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 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 este endurecida. Sin embargo, en los motores de competición se la endurece ligeramente por procedimientos de cromado duro, nitrurado, 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 metal con metal. (Tabla 4)

Tabla 4. Aleaciones para cojinetes de motores de competición.

Tipo B 80 S		Tipo 750	
Aluminio	91,5%	Aluminio	89,5
Níquel	1,0%	Níquel	0,5

Estaño	6,5%	Silicio	2,5
Cobre	1,0%	Estaño	6,5
		Cobre	1,0

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ Selección de cojinetes

Una vez identificado el material correspondiente para el buen desempeño del motor se procede a buscar el cojinete con las medidas adecuadas procediendo a obtener los siguientes datos:(Figura23)

- Diámetro estándar del muñón.
- Diámetro total del alojamiento.
- Ancho del cojinete.
- Espesor máximo de pared.
- Claro de lubricación.
- Torque.

Diámetro Estándar del Muñón Standard Shaft Diameter	Diámetro Total del Alojamiento Housing Bore	Ancho del Cojinete Width Bearing	Espesor Máximo de Pared Max Wall Thickness	Claro de Lubricación Oil Clearance	Torque Torque
					

Figura 23. Datos para seleccionar un cojinete.

Fuente: www.moresa.com

Realizando las mediciones correspondientes se obtuvo los siguientes datos:
(Tabla 5)

Tabla 5. Datos para la selección de cojinetes.

Diámetro estándar del muñón.	49,83mm
Diámetro total del alojamiento.	47,95mm
Ancho del cojinete.	19,55mm
Espesor máximo de pared.	1,85mm
Claro de lubricación.	0.04mm
Torque.	33 Lbs.Ft

Fuente: Los Autores.

En el catálogo de cojinetes se pudo encontrar los ideales perteneciendo a los cojinetes de la MAZDA B6. (Figura 24)



Figura 24. Cojinetes seleccionados.

Fuente: Los Autores.

2.1.3.5 Pistones [5].- El pistón es un cilindro abierto por su base inferior, cerrado en la superior y sujeto a la biela en su parte intermedia. El movimiento del pistón es hacia arriba y abajo en el interior del cilindro, comprime la mezcla, transmite la presión de combustión al cigüeñal a través de la biela, fuerza la salida de los gases resultantes de la combustión en la carrera de escape y produce un vacío en el cilindro que aspira la mezcla en la carrera de aspiración.

El pistón, que a primera vista puede parecer la pieza más simple, ha sido y es una de las que ha obligado a un mayor estudio. Debe ser ligero, de forma que sean mínimas las cargas de inercia, pero a su vez debe ser lo suficientemente rígido y resistente para soportar el calor y la presión desarrollados en el interior de la cámara de combustión.

Para resistir las altas presiones que se originan sobre la zona superior, o cabeza del pistón, en los momentos de la compresión de la mezcla y en los inmediatamente posteriores a la explosión, es necesario dar a esta parte de los pistones un espesor de cierta entidad, por medio del cual la pieza sea capaz de resistir las cargas elevadas a que va a ser sometida sin que se produzca su perforación o rotura. Esta condición no tendría problema si no fuera porque, el propio peso del pistón hace que aumenten los valores de la inercia durante su movimiento alternativo. Las altas velocidades de régimen son una necesidad primordial para los motores de competición que, al estar sometidos a un reglamento, nunca pueden acudir a conseguir más potencia a base de un aumento de su cilindrada, se hace necesario que el peso de todos los elementos que constituyen el tren alternativo, y especialmente el de los pistones, deba ser reducido en la mayor medida posible, sin perder de vista los límites de seguridad. Todo ello con objeto de que los fenómenos de inercia sean poco acusados y no perturben el funcionamiento del cigüeñal con vibraciones de carácter torsional.

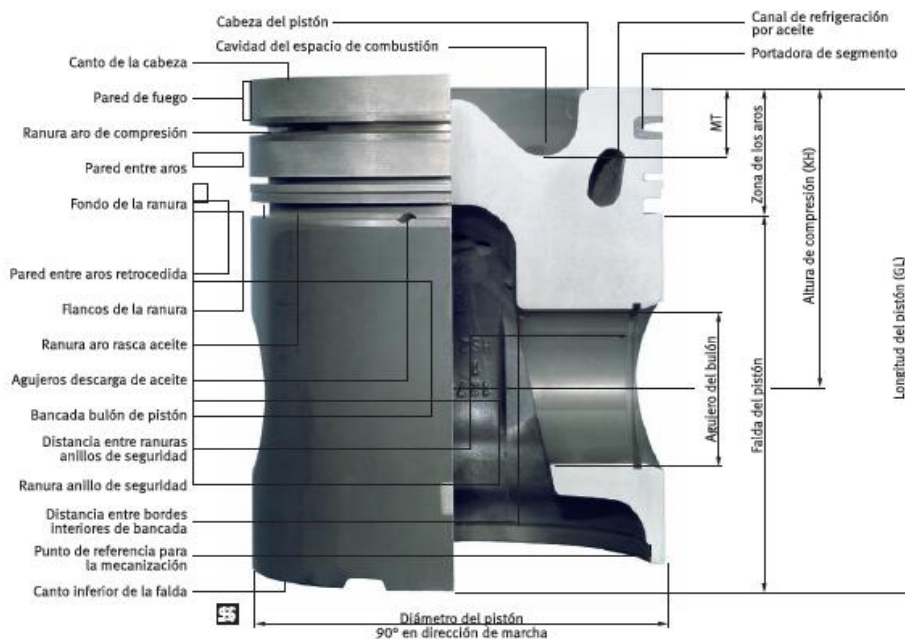


Figura 25. Estructura del pistón cóncavo.

Fuente: www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/novedades/moresa.html.

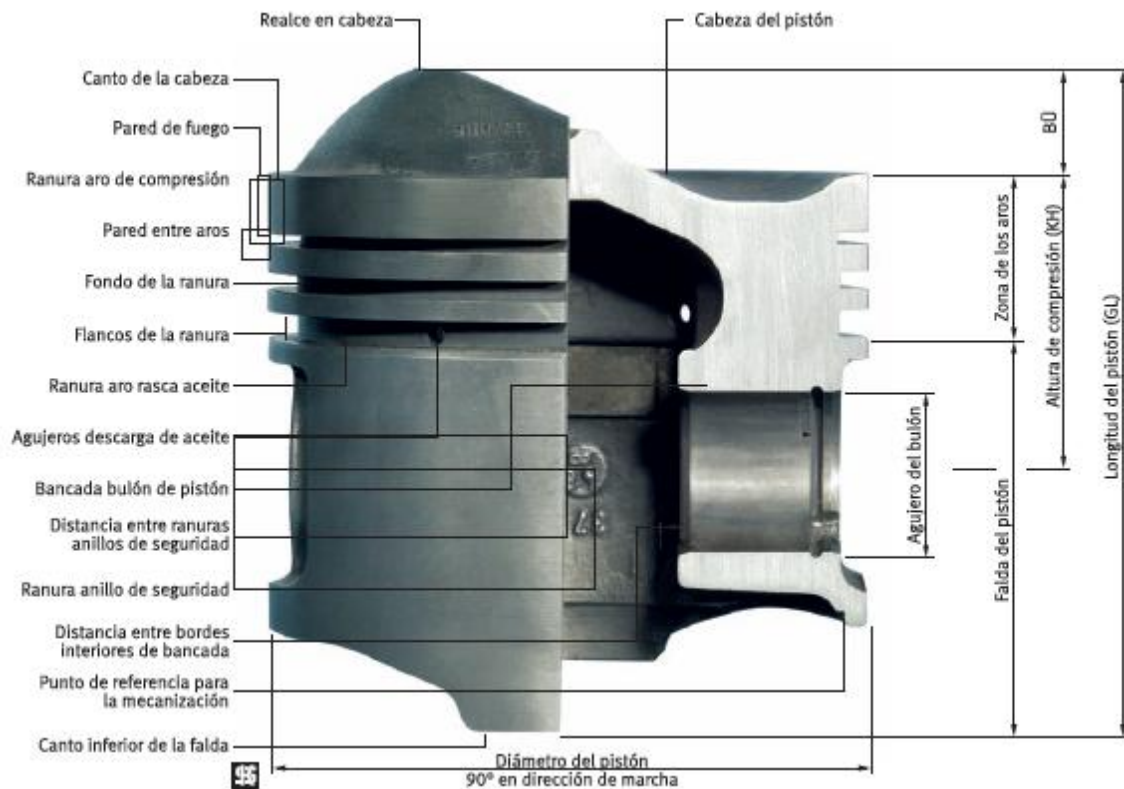


Figura 26. Estructura del pistón convexo.

Fuente: www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/novedades/moresa.html

✓ La temperatura y la dilatación

El pistón es el encargado de conseguir una cámara variable, de compresión y de explosión, que se mantenga dentro de la máxima estanqueidad a pesar de su desplazamiento. El problema de la estanqueidad del pistón con respecto a las paredes del cilindro por el que se desplaza comporta una serie de problemas.

En primer lugar se ha de contar con los valores de la dilatación de los metales con respecto a la temperatura que soportan. En este sentido, si se considera que el pistón recibe directamente en su cabeza la alta temperatura procedente de la combustión ya se lo puede catalogar como uno de los elementos más calientes del motor.

El pistón se mueve dentro de una pared, el cilindro que resulta mucho más fría porque, a través del bloque, recibe una enérgica refrigeración a través del líquido de refrigeración, de modo que la temperatura del pistón, a pesar de que se encuentran en contacto. Así, en el caso de hacer el pistón muy ajustado al cilindro podrá realizar sin dificultades su trabajo de lograr la máxima estanqueidad, pero al dilatarse por efectos de la temperatura, llegara a tener mayor diámetro que el cilindro y, en consecuencia, se agarrara. Por el contrario, si el pistón dispone de un diámetro demasiado inferior al del cilindro, no se agarrotara pero su estanqueidad queda muy perjudicada. En este campo de la dilatación existe también el inconveniente de que la temperatura que debe soportar un pistón no es uniforme en toda su extensión.

En la figura 27 se puede ver una relación de temperaturas medias que soporta un pistón dentro de un hipotético motor.

Para conseguir la estanqueidad, los diseñadores persiguen que el pistón sea exactamente del mismo diámetro (salvo una pequeña tolerancia) que el cilindro, 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.

Mirado estrictamente, un pistón no es una pieza perfectamente cilíndrica, como aparenta, sino dotada de diferentes diámetros de acuerdo con la temperatura a que se le supone va a trabajar en cada zona de su cuerpo. Esta condición de los pistones es de la mayor importancia para el mecánico, dado que uno de los trabajos más importantes en el pistón es el aligeramiento del mismo y ello se consigue de forma que el material sea rebajado, es decir, eliminado.

Pero cuando un motor se prepara para competir, una de las mejoras más necesarias y utilizadas consiste en aumentar la relación de compresión, 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.

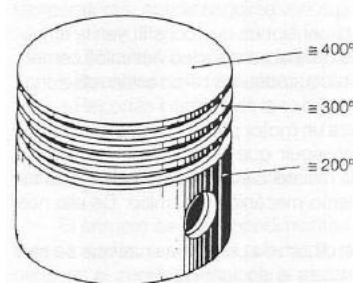


Figura 27. Temperaturas orientativas del pistón.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Para desprender del calor acumulado en el material del pistón, este dispone, en primer lugar, de los aros, que se encuentran siempre en contacto directo con las paredes del cilindro, de modo que el número de aros de que dispone el pistón es un factor muy importante para asegurar su refrigeración.

También el tiempo denominado de cruce de válvulas, según su valor, puede atender enérgicamente a la refrigeración de las superficies de la cámara de combustión: cuanto mayor sea el número de grados de giro del cigüeñal en los que las válvulas permanezcan simultáneamente abiertas, mayor será la circulación de gases frescos por el interior de la cámara y, por consiguiente, mayor la cantidad de calor robada a la parte alta de la cabeza del pistón.

Para los motores de serie esta solución suele ser la más corriente, pero para los motores de competición hay que acudir al forjado de los pistones para conseguir dotarlos de la mayor resistencia, de modo que las fibras del material se mantengan en las condiciones más favorables para dotarlos de la mayor resistencia.

Los pistones forjados no siempre pueden obtenerse con facilidad y, de hacerlo, su precio es muy superior al de los pistones de serie, como corresponde a un trabajo artesano. Su elección por parte del preparador de motores depende del presupuesto con el que se cuente para la preparación.

✓ Dimensiones de los pistones

En la tabla 6 se puede apreciar una serie de dimensiones que constituyen la armónica distribución de las medidas en los pistones diseñados para los vehículos comerciales de serie donde todas las cifras están relacionadas con el diámetro del pistón.

En el caso de intervenir en los pistones para un motor preparado, se recurre generalmente a trucos o estrategias para conseguir que un pistón disminuya de peso y aumente su refrigeración sin que pierda resistencia ni efectividad, o hasta incluso que mejore sus condiciones de rendimiento mecánico y térmico.

En la figura 28 se muestra el esquema de un pistón en el que se han indicado todas las cotas a que se hace referencia en la TABLA 2.6 teniendo la siguiente notación:

- (L) longitud del pistón (considerado de cabeza plana).
- (L 1) longitud de la falda del pistón.
- (s) espesor de la cabeza.
- (h) altura desde el borde superior del cuerpo hasta la primera garganta.
- (d) diámetro de los alojamientos del eje del pistón.
- (l) distancia entre los alojamientos del eje de pistón.

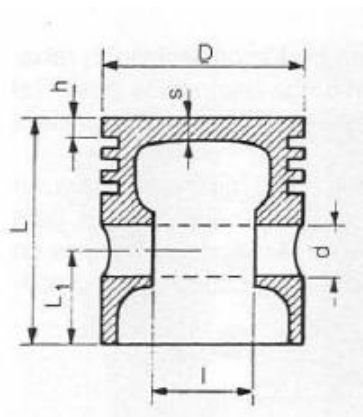


Figura 28. Cotas a tener en cuenta en un pistón

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Tabla 6. Parámetros para trucar los pistones.

Cota.	Relación con respecto al diámetro.
L	De 1,1 a 1,5 x D
L1	De 0,55 a 0,7 x D
S	De 0,1 a 0,2 x D
H	De 0,06 a 0,1x D
D	De 0,25 a 0,3 x D
I	De 0,32 a 0,44 x D

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **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 aligeramiento de las masas que están en constante movimiento para cumplir las exigencias del ciclo. Una de las masas más comprometidas es, precisamente, el pistón.

Para conseguir rebajar el peso de unos pistones 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:

- Utilización de pistones forjados.
- Recortes de la falda de los pistones.
- Recortes internos de la cabeza de los pistones.

a) Utilización de pistones forjados.

El primero de los procedimientos para rebajar peso consiste en conseguir pistones forjados, los cuales pueden sustituir a los de fundición, de serie. De esta manera, en el supuesto de que el pistón no esté específicamente preparado para el mismo modelo de motor de serie que vamos a mejorar, podemos realizar un rebajado de masas en aquellos puntos en los que el pistón tenga demasiado peso. Tal será el caso de las paredes internas del pistón y buena parte de la zona interior de la cabeza.

Conseguir una reducción de 90 gramos en un pistón de 77,75 mm de diámetro, en un motor de 4 cilindros, puede significar una pérdida general de peso, para el tren alternativo, de 360 gramos, lo que es muy importante y digno de tenerse en cuenta. Sin embargo este sistema solamente se puede llevar a cabo con un presupuesto bastante importante.

b) Recortes de la falda de los pistones.

Otro procedimiento, utilizado por la mayoría de los preparadores, 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 29, en la que el pistón de serie(A) ha sido recortado por la parte de su falda, quedando como se aprecia en (B). Este trabajo se efectúa 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.

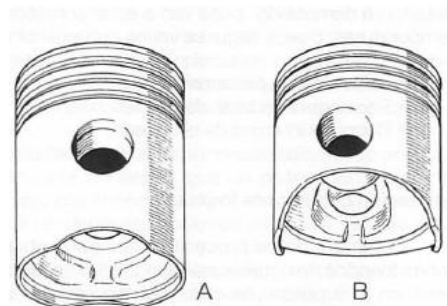


Figura 29. Representación de pistones.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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, huelgo suficiente para que se desplacen correctamente por el interior del cilindro y no cabeceen.

De acuerdo con la tabla 6, la longitud de la falda puede ser, como mínimo, 1.1 veces el diámetro del pistón. Mantengamos esta cota pero recortemos el material de las zonas laterales no sometidas a empuje, con lo que se obtiene una estructura del pistón semejante a la presentada en la figura 30, es decir, en forma de embolo- patín. Todas las operaciones de este tipo recortado deberán empezar por la confección previa de una plantilla, que podemos hacer con cartulina, en la que dibujamos 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 se deberá controlar con sumo cuidado el peso del pistón resultante de forma frecuente, sobre todo cuando nos acercamos a la forma final definitiva. Se necesitara una balanza de precisión, capaz de detectar, como mínimo, diferencias de medio gramo.



Figura 30. Pistón recortado en la falda.

Fuente: Los Autores.

Cuando todos los pistones estén trabajados se procurara 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 la lubricación a base de practicar en las paredes una serie de orificios ciegos, cuyo diámetro varían entre los 2 y 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.

Por supuesto, cuando se escoja este procedimiento de aplicación de orificios de lubricación, 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.

c) 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 (Figuras 31 y 32). En este trabajo se ha de cuidar siempre de que las líneas resultantes tengan la forma de bóveda, ya que esta es la forma más resistente posible. De ahí que, con el fin de aligerar masas, podamos siempre acudir a redondear los cantos vivos, lo que se traduce en un menor peso, por una parte, y en el mantenimiento de la misma resistencia del conjunto, por otra.

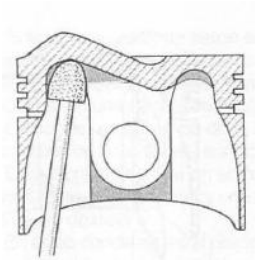


Figura 31. Aligeramiento del interior del pistón eliminando con la ayuda de una fresa.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

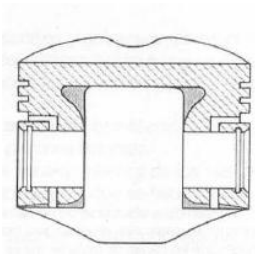


Figura 32. Pistón en corte.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Todos estos trabajos es conveniente realizarlos con una fresa de mano, aplicada a una herramienta fija, de modo que podamos tener una referencia exacta del avance, lo que nos proporcionara una garantía de un mismo arranque de material para todos los pistones.

Si se tiene mucha práctica, este trabajo también se puede realizar con una broca (Figura 33), pero el resultado puede no ser tan preciso por este procedimiento.

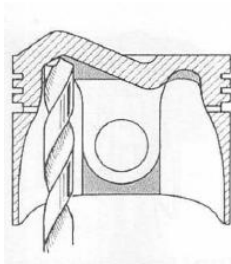


Figura 33. El rebaje interno del pistón con la ayuda de una broca.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Trabajos y características en los ejes de pistón o bulones**

En el campo de la competición se emplea una técnica distinta para la instalación de los bulones, conocida como pistones flotantes a diferencia de los motores de serie. Esta técnica consiste en el mandrilado de los alojamientos de los ejes de los pistones, de la misma forma y con las mismas tolerancias que se hace con los cojinetes de pie de biela.

En estas condiciones, el pistón queda articulado en sus alojamientos del bulón, tanto en la parte del pie de biela como en los extremos de soporte. Los esfuerzos torsionales en este punto quedan eliminados y la mayor suavidad en el desplazamiento de cada uno de los pistones queda manifestada en un aumento espontáneo del régimen de revoluciones, además de un funcionamiento más suave de todo el tren alternativo y un menor desgaste del cilindro y de los pistones.

Este trabajo de mandrilado debe complementarse, sin embargo, con la previsión de un nuevo tipo de lubricación para los extremos de los bulones, que ahora quedarán sometidos a roce, con el fin de que se prevea el fácil deslizamiento de los mismos en los orificios de los extremos laterales de los pistones. Para ello se deberá practicar unos orificios de engrase en los alojamientos extremos del bulón, desde la parte inferior del pistón, y unos canales o patas de araña en el interior de los alojamientos por medio de los cuales se distribuirá el aceite sobre la superficie de contacto del eje y del bulón.

✓ **Trabajos prácticos en la cabeza de los pistones**

Los pistones son las piezas más importantes de una preparación, de modo que todavía hay mucho que decir sobre ellos desde el terreno puramente práctico, además de lo relativo a la pérdida de peso por aligerado del material. Para lo cual basta considerar que todo aumento de potencia de un motor mejorado pasa siempre, inicialmente, por un aumento de la relación de compresión. Para conseguir este aumento se necesita reducir el volumen de la cámara de combustión y, para ello, las soluciones mecánicas más utilizadas y fiables se hallan siempre dentro de los siguientes procedimientos:

- Rebajar el plano de la culata.

- Rebajar el plano del bloque.
- O bien aumentar la altura de los pistones.

Lo más aconsejable es, desde luego, ganar pequeñas ventajas de cada parte, a base de aplicar todos los procedimientos, es decir, rebajar un poco la culata, rebajar un poco el plano del bloque y, de poder ser, aumentar un poco la altura de los pistones. Con este sistema se logra no debilitar el motor en ninguna de sus partes y se obtienen, por lo general, resultados muy eficaces.

Las nuevas modificaciones que llevemos a cabo comportaran también un trabajo adicional de elaboración del pistón, especialmente en lo que se refiere a la parte superior de su cabeza, la misma que forma la parte inferior de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en P.M.S. después del tiempo de compresión.

El trabajo de elaboración de las cabezas de los pistones comporta la consideración de los siguientes puntos:

- Determinación de la altura de penetración de la cabeza de los pistones en el interior de la culata.
- Elección del juego de pistones a emplear.

En caso de no encontrar un pistón acorde a nuestra necesidad se buscara el más parecido y se tendrá que seguir el siguiente proceso:

- Construcción de la plantilla de trazado.
- Trazado de los pistones.
- Construcción de galgas y calibres.
- Mecanizado de los pistones.
- Operaciones de afinado y pulido.

a) Determinación de la altura de penetración de la cabeza de los pistones en el interior de la culata.

Dada la posición de las válvulas y la necesidad de obtener efectos de turbulencia, fuertemente imprimidos a la mezcla durante su entrada en el interior de la cámara de combustión, las cabezas de los pistones suelen tener unas formas bastante alejadas de toda disposición simétrica. De este modo resulta bastante difícil establecer por cálculo la cantidad de masa que debe sobresalir del pistón para que penetre en la cámara de compresión y conseguir con ello un determinado aumento de la relación de compresión.

Evaluando la cámara para mejorar la respiración del motor se mide la altura de la cámara para tener una referencia del saliente del pistón que puede ser el ideal para nuestro motor.

Conociendo el volumen del pistón que ha de penetrar en la cámara podremos organizar el trabajo. Un sistema bastante efectivo cuando el pistón tiene una cabeza irregular y resulta muy difícil el cálculo geométrico, consiste en tomar la culata y cerrar por completo las válvulas. A continuación se procede a untar una suave capa de aceite fluido toda la superficie de la cámara. Después se vierte cera líquida en ella, en un volumen total.

Una vez llena de cera caliente, se introduce la cabeza del pistón hasta el punto donde la cera, presionada por la entrada de dicha cabeza, se acerque al plano de la culata, lo que nos dará el punto exacto en el que el pistón debe penetrar en la cámara y, además, nos hará un molde exacto de la forma a que la cámara quedara reducida, una vez la cera se haya enfriado y solidificado.

Tomada nota del plano en que el pistón debe sobresalir del plano del bloque todo será cuestión de conseguir, o bien rebajar el bloque, o bien utilizar pistones más altos o con el eje del bulón un poco más bajo con relación a la cabeza. Cualquiera de estas soluciones resolverá el problema.

El modelo de cera podrá servirnos para realizar la plantilla de cómo deberá ser la cámara, tema de la mayor importancia porque no hay nada más poco beneficioso para el motor que mantener cuatro o más cámaras de combustión con diferentes valores de compresión, aunque las diferencias sean relativamente pequeñas. Por lo tanto, y en este sentido, hay que procurar hacer todos los trabajos de las cámaras exactamente con los mismos resultados.

b) Elección del juego de pistones.

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.- De preferencia, decidirse por pistones con el eje del bulón desplazado para mejor control de los golpeteos y empujes laterales.

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

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

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

En la figura 34 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 sin tener que recurrir a trabajos empíricos de rebajado de la cabeza de pistones para amoldarles de acuerdo a la cámara de combustión de nuestro cabezote.

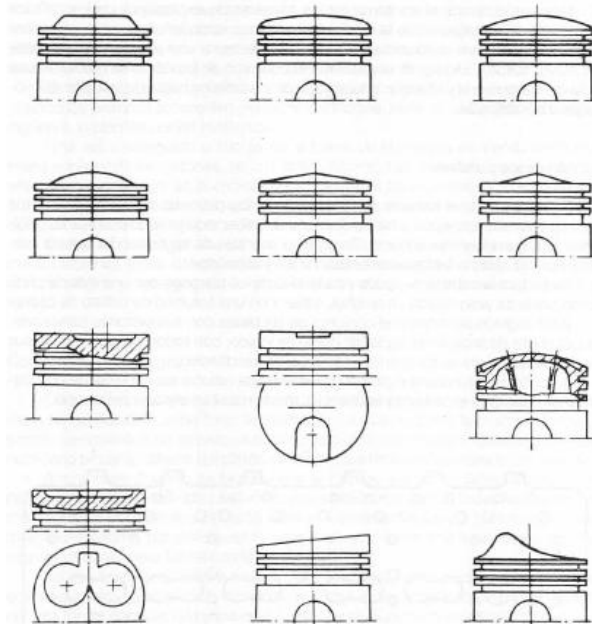


Figura 34. Distintas formas de la cabeza de los pistones.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ Selección de pistones

El camino a seguir y a la vez el más común en el campo del trucaje de pistones es de rebajar el mismo manteniendo el pistón del motor de serie para lo cual se tiene los siguientes datos originales: (Tabla 7)

Tabla 7. Medidas para trucar pistones.

Cota.	Datos originales (mm).	Relación con respecto al diámetro.	Nuevas medidas (mm).
L	63,53	De 1,1 a 1,5 x 77,75	85,52
L1	31,015	De 0,55 a 0,7 x 77,75	42,76

S	7,48	De 0,1 a 0,2 x 77,75	7,775
H	8,06	De 0,06 a 0,1x 77,75	4,665
D	19,95	De 0,25 a 0,3 x 77,75	19,4375
I	25,28	De 0,32 a 0,44 x 77,75	24,88

Fuente: Los Autores.

En cuyo pistón se realizó agujeros con el afán de lubricar mejor las paredes de los cilindros que dándonos el pistón de la siguiente manera. (Figura 35)



Figura 35. Pistones trucados.

Fuente: Los Autores.

Con la finalidad de incrementar la relación de compresión es conveniente seleccionar pistones forjados convexos cuya cabeza de pistón sea tipo triangular amoldándose de mejor manera a la cámara de compresión y disminuyendo el riesgo de que choque con las válvulas para lo cual se necesita los siguientes datos:

- Diámetro del pistón.
- Diámetro exterior del bulón.
- Longitud del bulón.
- Numero de segmentos.
- Altura de la cámara de combustión.
- Numero de válvulas.
- Tipo de material del pistón a obtener o característica del material.

Tabla 8. Datos para la selección de pistones.

Diámetro del pistón.	77,75mm
Diámetro exterior del bulón	19,95mm
Longitud del bulón	61,42mm
Numero de segmentos.	3
Altura de la cámara de combustión.	9,34mm
Numero de válvulas.	16
Característica del material	Forjados

Fuente: Los Autores.

Al verificar en el catálogo de pistones se encontró el ideal con una cabeza de pistón de 6,30mm el mismo que al comprobar en un pre ensamble no toco con las válvulas con lo cual nuestra relación de compresión quedo incrementada. (Figura 36)



Figura 36. Pistón Forjado.

Fuente: Los Autores.

Los pistones tienen alojamientos para las válvulas los mismos que poseen un volumen de 1ml cada uno como tenemos un motor Twin Cam será de 4ml por pistón.

Para el cálculo del volumen de la cabeza del pistón se tiene las siguientes medidas:

Base=28,79mm.

Altura=6,30mm.

Largo=73,68mm.

Por tener una forma triangular su volumen será:

$$V = \frac{b \times h}{2} \times l$$

$$V = \frac{2,879 \times 0,63}{2} \times 7,368$$

$$V = 6,9\text{cm}^3$$

Con lo cual el volumen de la cámara disminuirá.

$$V_C = V_{Ci} - V_{Cc}$$

$$V_C = 46,37 - 10,9(\text{cm}^3)$$

$$V_C = 35,47(\text{cm}^3)$$

Una vez que conocemos el volumen de la cámara de combustión procedemos a calcular la relación de compresión.

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_C}$$

$$\epsilon = \frac{0,396223 + 0,03547}{0,03547}$$

$$\epsilon = 12,17 \text{ a } 1$$

Como es evidente la relación de compresión se incrementó y debido a que disponemos de altura en la cámara de combustión podemos rebajar el bloque de cilindros o el cabezote. Siendo la opción más factible rebajar el bloque de cilindros teniendo la oportunidad de cepillar el cabezote en caso de que se recaliente el motor, conservando así una vez más la vida útil del cabezote. Motivo por el cual debemos saber cuánto rebajar aplicando el siguiente calculo:

$$\text{Aplanado} = \frac{\text{Carrera}}{\text{Compresión anterior} - 1} - \frac{\text{Carrera}}{\text{Compresión posterior} - 1}$$

$$X = \frac{S}{\epsilon_a - 1} - \frac{S}{\epsilon_n - 1} \text{ (mm)}$$

Si se desea tener una relación de compresión de 14 a 1.

Datos:

$$s = 83,39 \text{ mm}$$

$$\epsilon = 12,17 \text{ a } 1$$

$$X = \frac{83,39}{12,17 - 1} - \frac{83,39}{14 - 1} \text{ (mm)}$$

$$X = 1,0509 \text{ (mm)}$$

Procediendo al rebajar 1mm en la rectificadora con lo cual se consigue un motor bien comprimido apto para correr en el rally, dejando para segunda orden los pistones rebajados.

2.1.3.6 Los aros o segmentos.- Los aros de pistón son sellos en movimiento que mantienen la presión de combustión y proveen control de aceite en el cilindro. En un motor de automóvil los aros de pistón son básicamente de dos tipos:

- El primer tipo es el de los aros superiores ventilados o aros de compresión.
- El segundo tipo corresponde a los aros ventilados o de control de aceite.



Figura 37. Aros o segmentos.

Fuente: www.catalogodepiezas.com.

La función principal del aro superior es mantener, actuando como un sello, las presiones de combustión dentro del cilindro. Este aro mantiene la mezcla aire/combustible admitida arriba del pistón, permitiéndole comprimirla para su encendido.

El segundo aro de compresión, o intermedio, no solamente ayuda a sellar los gases de combustión sino que también barre hacia abajo el exceso de lubricante en la pared del cilindro, ayudando al aro de aceite a cumplir correctamente su función.

El tercer aro, usualmente uno por pistón, es usado para controlar la lubricación del cilindro, manteniendo una película medida de aceite sobre su pared, justo la necesaria, y barriendo el exceso hacia el cárter a través del área de ventilación y las ranuras de drenaje del pistón.

Los tipos rectangular, de cara abarrilada, cónico torsional invertido, limpiador y trapecoidal, son, entre otros, los aros de compresión utilizados en los motores de automóviles actuales.

Los aros de fundición gris, se proveen con un revestimiento de fosfato que ayuda a su lubricación durante la puesta en marcha inicial y previene el óxido durante el almacenaje.

La cara de contacto de los aros es la parte crítica ya que es la que trabaja contra la pared del cilindro. Por ello, los aros tienen el revestimiento más conveniente para cada aplicación, tales como molibdeno, cromo o el exclusivo triple cromado. Tanto el cromo como el molibdeno proveen excepcional resistencia al arrastre y la abrasión.

Todos los aros de aceite automotrices modernos son de tres piezas, dos rieles y un espaciador-expansor.

El espaciador-expansor de acero inoxidable permite la distribución correcta del aceite, y no solo mantiene separadas y en su lugar a las láminas de acero, sino que

también les provee empuje radial para que actúen como limpiadores. El diseño del espaciador-expansor también provee sellado lateral en la ranura del pistón al acuñar los rieles contra los costados de las ranuras, deteniendo el paso del aceite por atrás del aro.

✓ 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.

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 sobre presión radial que asegura la perfecta obturación de los cilindros durante los grandes efectos de vacío que se originan en los momentos de deceleración.

En la figura 38 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 los 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.

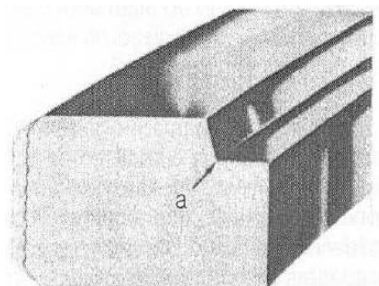


Figura 38. Sección de un aro de compresión para motor de competición.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Por otra parte, en la figura 39 se puede ver un aro estudiado para cumplir la segunda de las funciones de estos elementos, el control del aceite, por lo cual recibe el nombre de aro rascador de aceite que dispone de las siguientes partes:

(e) anillo de acero ondulado.

(n) aro de fundición.

(r) borde de contacto con la pared del cilindro, con sus extremos de contacto cromados.

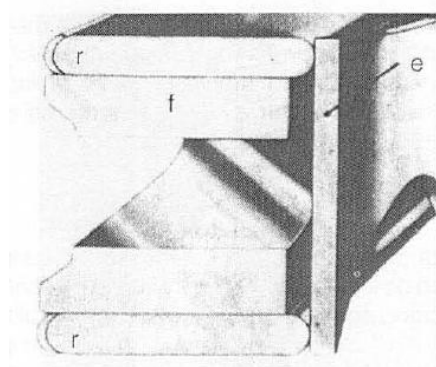


Figura 39. Aro rascador de aceite, compuesto de varias piezas.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Como puede verse en la figura 39, este aro se halla formado por varias piezas montadas entre sí. Está compuesto por un aro de fundición (f) idéntico a los empleados en los motores comerciales, provisto de ranuras para el drenaje del aceite; consta además de dos rieles de acero, cromados en su borde de contacto con la pared del cilindro que son los que actúan a modo de rascadores de aceite y de compresión simultáneamente; y un aro de expansión. De acero ondulado, situado entre la garganta del pistón y el respaldo del conjunto de anillos que constituyen el aro de engrase.

✓ **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 temperatura 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.

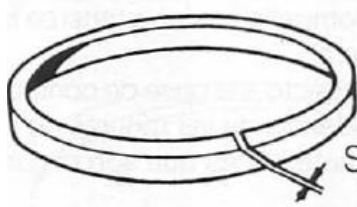


Figura 40. Corte del aro a 45°, (S) separación entre puntas del aro.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

En primer lugar, el corte de compensación de la dilatación, tal como puede verse en la figura 40, 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 la siguientes formula.

ΔT =Valor de dilatación

D=Diámetro del cilindro(mm)

γ =Coeficiente de dilatación lineal

T=Temperatura de funcionamiento($^{\circ}C$)

$$\Delta T = \pi \times D \times \gamma \times T \quad (11)$$

Si el aro tendría un ángulo de 45° la formula vendría a ser afectada por seno de 45°, quedando la formula de la siguiente manera:

$$\Delta T = \pi \times D \times \gamma \times T \times \text{Sen}45^{\circ} \quad (12)$$

Otro sistema empleado en competición es el mostrado en la figura 41 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 42).

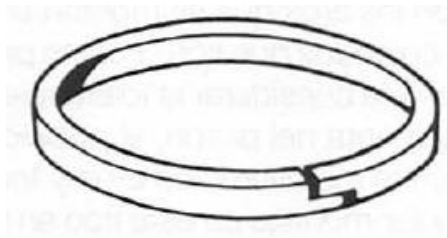


Figura 41. Corte de aro en escalón.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

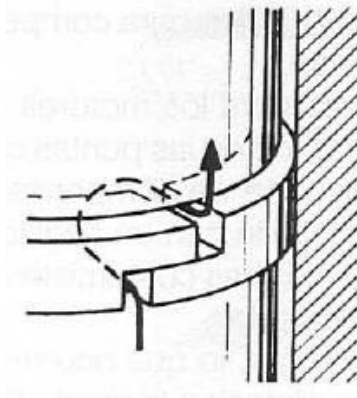


Figura 42. Dificil paso de los gases a través de los extremos de un aro en escalón.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Las formulas dadas anteriormente sobre la separación de los aros entre sus puntas, en función del coeficiente de dilatación de estos, son solamente validas en una primera aproximación de tanteo. En la práctica, diversos factores pueden influir en aconsejar un huelgo o separación diferente del obtenido por el cálculo. En la tabla 9 proporciona varios valores de separación aconsejados en aros de 90°, en función del diámetro del cilindro.

Tabla 9. Referencia para el huelgo de los aros o segmentos.

Ø mm.	Huelgo 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

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Trabajos prácticos en los aros.**

Con los aros que se montan en los pistones de competición debe tenerse los mismos cuidados que con todos los aros en general.

Hay que considerar la 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, de 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 43, procederá a comprobar que la distancia entre ranura y garganta esté dentro de lo admitido por la tolerancia.

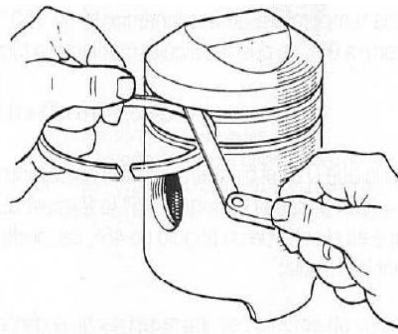


Figura 43. Comprobación del juego u holgura entre el aro y su garganta correspondiente.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Una vez realizada esta verificación consideraremos la mayor acumulación de calor que se aportará al pistón, cuyo principal elemento disipador hasta la pared del cilindro es el aro. Por lo tanto, 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 44 se muestra una grafica de un sistema muy corriente de cómo hacer este trabajo en el taller ayudándose de un taco de madera (1), (2) aro y (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 45 podemos ver el momento y la forma de llevar a cabo la medición.

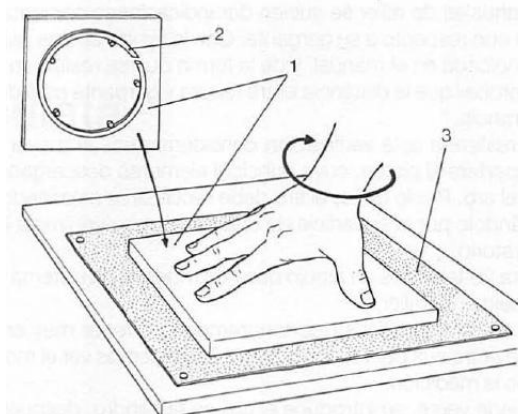


Figura 44. Rectificación de un aro.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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.

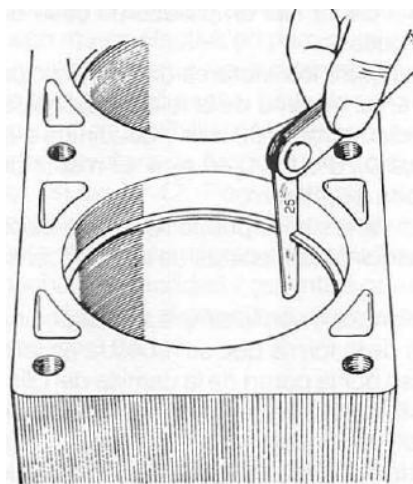


Figura 45. Verificación de la holgura de la punta de un aro, en el interior de un cilindro.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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 2.9, 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 2.9, allí se nos indica valores que van entre los 0,25 a los 0,40mm. El motor de competición trabajará mejor si la separación queda a 0,40 mm.

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. 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 46.

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.

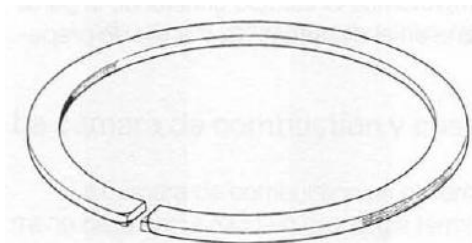


Figura 46. Eliminación de los cantos vivos de las puntas exteriores de los aros.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ Selección de los aros

Para proceder a seleccionar los rines se necesita los siguientes datos: (Tabla 10)

- Diámetro del pistón.
- Numero de segmentos

Tabla 10. Datos de selección de los aros.

Diámetro del pistón.	77,75mm
Numero de segmentos.	3
Huelgo o juego	0,20 - 0,35 mm

Fuente: Los Autores.

Siendo en este caso los más factibles los de la MAZDA VB, los mismos que encajaron excelentemente en los pistones forjados sin tener inconvenientes en el trabajo de los mismos. (Figura 47)

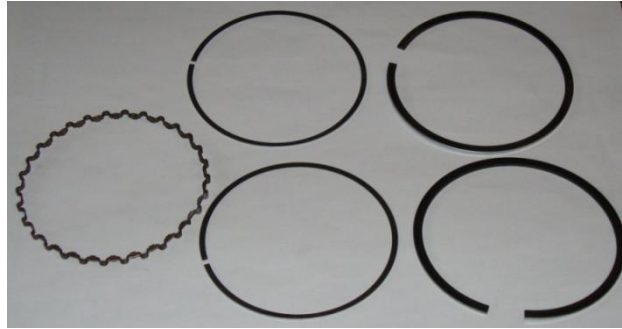


Figura 47. Aros de la MAZDA VB.

Fuente: Los Autores.

De preferencia para el ensamble se toma la medida de 0,35mm por efectos de la dilatación que sufrirán al estar expuestos a la temperatura de trabajo interno del motor.

2.1.3.7 El Sistema de Lubricación.- La misión principal del sistema de engrase es evitar el desgaste de los elementos del motor, debido a su continuo rozamiento, creando esta lubricación, una fina capa de aceite entre cada uno de los mismos.

El aceite empleado para engrasar estos elementos ha de ir depositado en el llamado cárter inferior y su viscosidad suele variar según la temperatura y condiciones en las que ha de trabajar el motor. Se puede decir que la duración y perfecto estado de funcionamiento de un motor están condicionados, en un elevado tanto por ciento, a la perfección con la que se efectúe el engrase. (Figura 48)

Las condiciones más duras de trabajo a las que va a ser sometido un motor preparado para competición debe ser contrarrestada con la aportación de mejoras en la refrigeración y en el engrase para que pueda soportar las duras condiciones en las que va a desarrollar su trabajo.

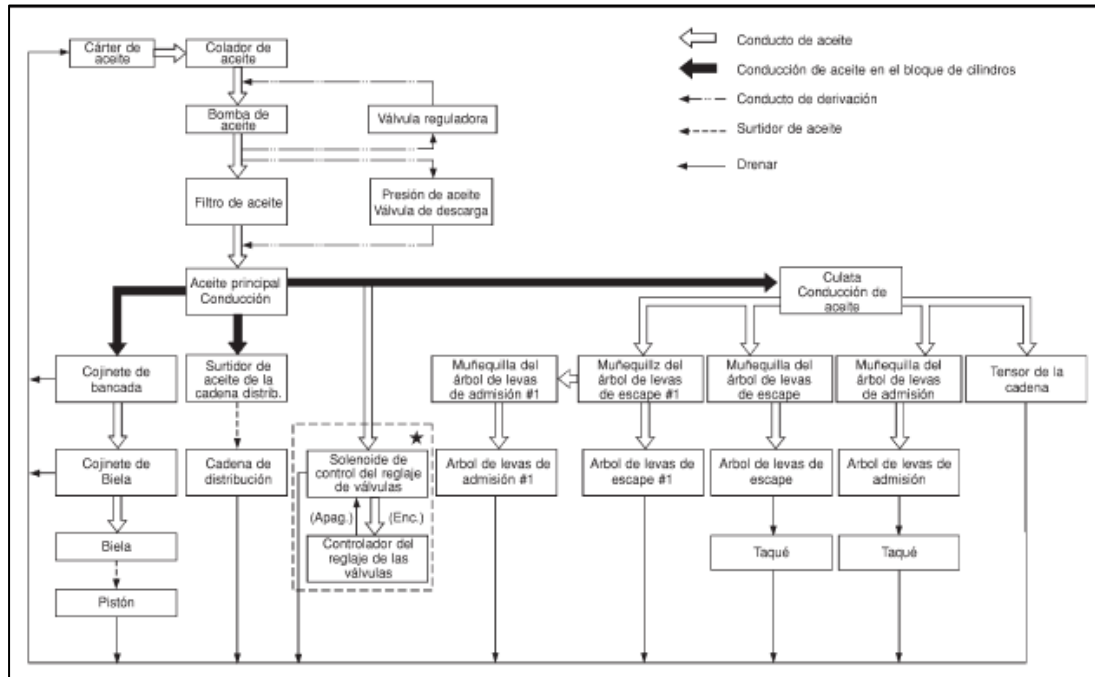


Figura 48. Diagrama del sistema de lubricación.

Fuente: www.gulf.es/es/esgulf.nsf/vs_swi/93

Para lo cual existen varios sistemas de engrase siendo los siguientes los más usados actualmente.

- Por barboteo.
- Mixto.
- A presión.
- A presión total.
- Por cárter seco.

Los trabajos para mejorar el circuito de engrase consisten en modificar sus parámetros de funcionamiento de las siguientes partes:

- Bomba de aceite.
- Carter.
- Implementar un radiador de aceite.

✓ La bomba de Aceite.

Existen dos sistemas de bombas de engrase que son las más utilizadas en los motores de automoción: la bomba de engranajes y la de rotores excéntricos, también conocida con el nombre de bomba de tipo Easton.

El aceite adquiere la presión necesaria a través del rápido giro de las dos ruedas dentadas de que consta la bomba, de modo que en el conducto de impulsión, o de salida del líquido, existe una elevada presión con respecto a la presión reinante en el conducto de aspiración.

Un esquema de una bomba de engranajes lo tenemos en la figura 49.

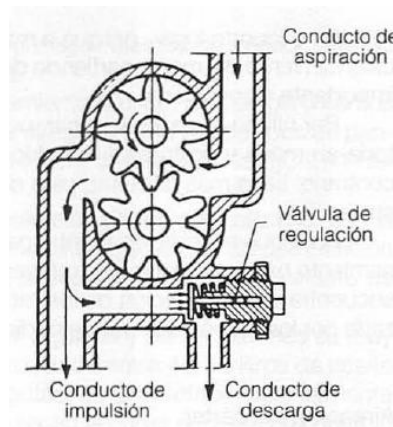


Figura 49. Bomba de engranajes con válvula de regulación de presión.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Desde el punto de vista de la preparación de motores, lo que más interesa de esta bomba, es su válvula de regulación, también conocida con el nombre de válvula de descarga. Esta válvula va provista de un muelle ajustado a un valor muy preciso, el cual cede cuando la presión en el circuito adquiere determinados límites, de modo que no permite que la presión en el circuito sea excesiva.

Cabe indicar que una bomba de engrase correcta es aquella capaz de garantizar al motor un caudal y una presión de aceite adecuada a todo tipo de régimen de giro, pero, al mismo tiempo, que este caudal y presión no sea proporcional al número de rpm del motor. Es decir, no se trata de conseguir una bomba que esté proporcionando una presión de 1,5 atmósferas a 1.000 rpm y que llegue a alcanzar 10,5 atmósferas a 7.000 rpm (1,5 X 7). Por el contrario, un motor de competición difícilmente podrá mantenerse en buenas condiciones con presiones que superen las 6 atmósferas, de modo que lo máximo que puede hacerse (salvo el caso de aplicar una bomba de engrase del mismo tipo pero dotada de una mayor fiabilidad para impedir su rotura en marcha) es actuar sobre el ajuste de la válvula de regulación.

Aumentando o disminuyendo la carga del muelle podemos conseguir variar la presión máxima que la bomba puede alcanzar. Según el tipo de válvula de descarga, este aumento de presión puede realizarse por medio de la adición de arandelas o bien un tornillo de reglaje.

✓ **Cárter.**

El nuevo cárter puede ser una pieza que se obtenga en los talleres dedicados al diseño y fabricación de piezas para el mejoramiento de los motores. En estos casos debe considerarse como mejores aquellos cárteres de aleaciones ligeras provistos de aletas para la refrigeración del lubricante que permanezca en su base. Un tipo de estos cárteres puede verse en la figura 50.

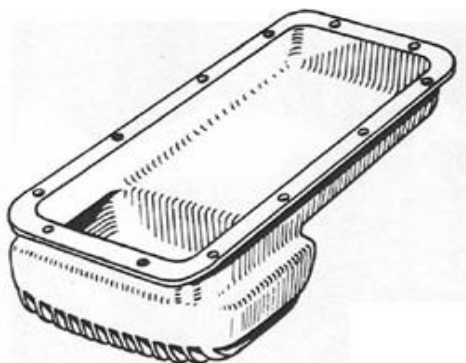


Figura 50. Cárter de aceite provisto de aletas de refrigeración en su base.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Los resultados obtenidos con esta medida son, sin embargo, más bien modestos, de modo que, para conseguir refrigerar el aceite y que este colabore a la refrigeración de la parte baja del tren alternativo y de las válvulas del motor sin que la alta temperatura la haga perder sus cualidades de viscosidad, se ha acudido a soluciones a veces muy ingeniosas como la presencia de cárteres/radiador, del tipo del presentado en la figura 51.

Este tipo de cárter dispone de una serie de tubos que lo atraviesan por el fondo, los cuales reciben la corriente del aire enfrentando a la marcha. En el interior de este cárter se encuentra el aceite, el cual se refrigera rápida y económicamente antes de volver a incorporarse al circuito. También pudiendo colocar cámaras de estanqueidad en el interior del cárter.

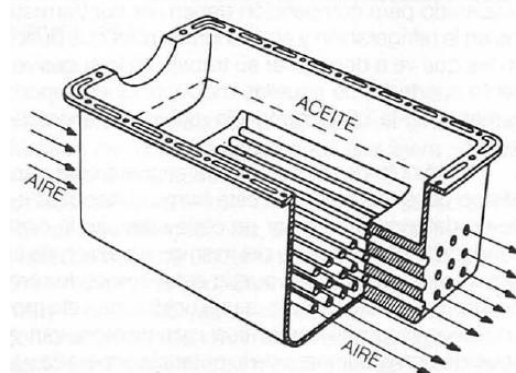


Figura 51. Cárter de aceite refrigerado por medio de tubos pasantes.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Modificaciones en el cárter**

En lo que respecta al engrase, el hecho de trabajar la temperatura del aceite no lo es todo; por el contrario, son muchos los factores que pueden colaborar a que el engrase se efectúe deficientemente, y que hay que tener en cuenta. Una de las causas de defectos se produce en las curvas. En ellas, el vehículo suele ir a alta velocidad y ello crea un sentido de vaivén muy acusado en el interior del cárter que hace que la masa de aceite se desplace y la bomba se quede sin líquido. Esta situación suele darse en un solo y determinado sentido de las curvas, pero durante unos segundos, hasta que el aceite

regrese al fondo del cárter ocasionando que la bomba no mande aceite a los puntos clave del motor durante este periodo. Para evitar este problema se puede optar por soluciones, algunas tan sencillas como las siguientes: Durante el trazado de una curva, con fuerte acción de la inercia, el comportamiento del aceite es el mostrado en la figura 52.

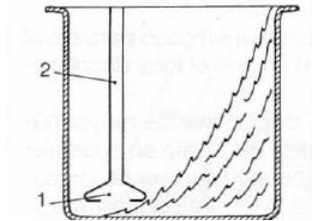


Figura 52. Desviación de la masa de aceite en el fondo de un cárter en una curva.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

La masa de aceite que se encuentra en el interior del cárter tiende a desplazarse y deja sin suministro al colador (1) el cual sube por el ducto (2) hasta la bomba de engrase. Durante unos segundos, la bomba se queda sin aceite y el motor, lógicamente, tampoco lo recibe.

Lo mismo ocurre en el momento de la aceleración de forma similar a lo que puede verse en la figura 53. Dado que el motor preparado para la competición va a disponer de mayor potencia, la aceleración será mucho más considerable y, durante ella, el aceite tenderá a retirarse hacia la parte posterior del motor de modo que, al igual que en el caso de la figura 55, durante unos segundos la toma del colador quedará sin aceite (1).

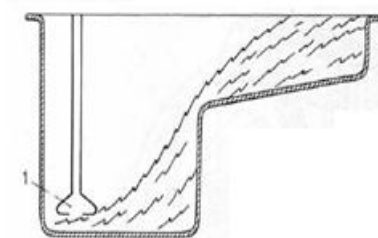


Figura 53. Desviación de la masa de aceite en el cárter al acelera fuertemente.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Para solucionar este defecto se dispone de pantallas soldadas al cárter, por el interior, que impiden este desplazamiento brusco del aceite y mantienen siempre cebada la zona del colador.

En la figura 54 tenemos una posible solución con la adición de una pantalla (1) en el centro de los bajos del cárter, mediante la cual se asegura que permanezca aceite en el colador incluso durante la trazada de fuertes curvas.

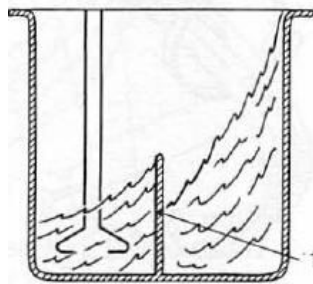


Figura 54. La colocación de la pantalla en el cárter.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Del mismo modo, en la figura 55 ofrecemos una solución a un caso paralelo al de la anterior figura 53. De nuevo vemos que la pantalla (1) impide el total desplazamiento del aceite y no se desceba la zona del colador.

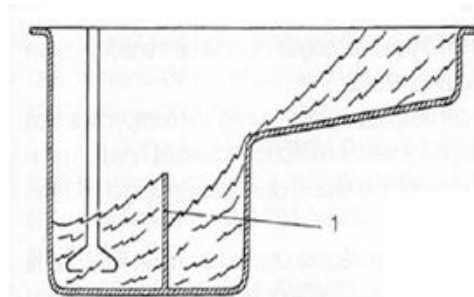


Figura 55. La colocación de la pantalla lateral en el cárter.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Según la categoría del vehículo y de la pista, puede disponerse de mayor número de pantallas por medio de las cuales se impida la salida del aceite en cualquier dirección. Tal es el caso que se puede ver en la figura 56 para cualquiera de los casos a los que aquí nos estamos refiriendo. La presencia de tres pantallas, estratégicamente dispuestas, evitará que el motor quede sin alimentación de aceite aun cuando, en la pista, tenga que desplazarse por largas curvas a velocidades altas que, de otro modo, mantendrían sin alimentación durante unos peligrosos segundos, el circuito de engrase.

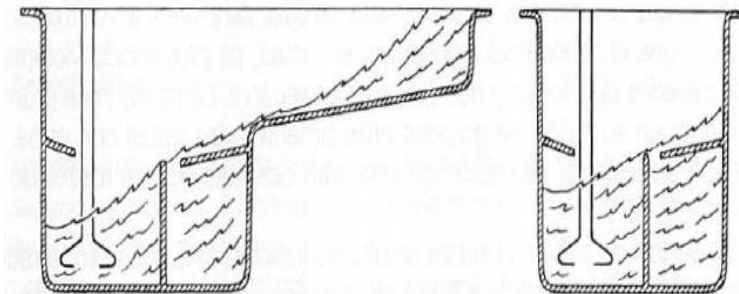


Figura 56. La colocación de diversas pantallas en el fondo del cárter.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El estudio de las fuerzas centrífugas que intervienen en la dinámica de una carrera de competición, nos lleva a considerar que el interior de una tapa de cárter ha de estar repartida en compartimentos no estancos, por medio de los cuales se pueda frenar el movimiento constante que originan las curvas y las aceleraciones, que causan grandes desplazamientos de la masa del aceite.

Es necesario conseguir controlar estas fuerzas para que en ningún caso el motor quede sin el suministro de aceite al colador de la bomba de aceite.

En la figura 57 se muestra la distribución de los muchos compartimentos realizados en una tapa de cárter de aluminio para conseguir efectos de frenados de las masas. El resultado final ha sido altamente eficaz.

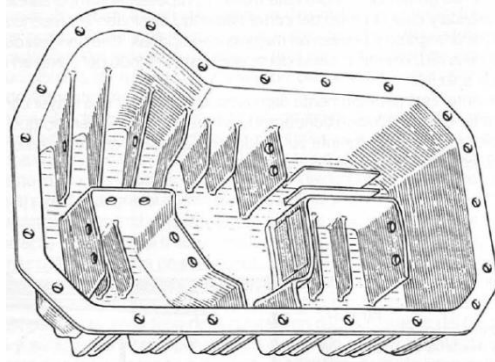


Figura 57. Vista de un cárter debidamente trabajado por medio de pantallas.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Bajo el criterio de que, a pesar del desplazamiento brusco, los compartimentos quedan llenos de aceite, se puede idear sin dificultad diversos tipos de pantallas y número de las mismas para conseguir el efecto deseado.

Al cárter de aceite puede también incorporársele una red de malla fina, con la misión de reducir la energía cinética con la que el aceite de un motor de competición vuelve al cárter después de haber efectuado su paseo por el interior del circuito de engrase.

La presencia de aire en el aceite resulta perjudicial porque la bomba reduce su caudal real de aceite mandado a los puntos críticos de engrase, situación que se agrava, precisamente, en el momento más crítico, es decir, aumenta a medida que el motor funciona a mayor número de rpm.

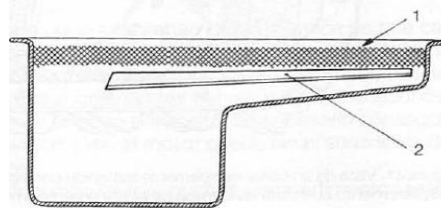


Figura 58. Malla de filtrado con bandeja de recogida y orientación de aceite.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Desde el punto de vista de la preparación de motores de competición, da buenos resultados proceder a la instalación de una red de malla tupida, colocada cubriendo la parte alta del cárter. (Figura 58)

Cuando las gotas caen sobre esta malla (1), reposan el tiempo suficiente para perder su inercia y caer al fondo del cárter habiendo eliminado la presencia de aire, de modo que el engrase se realiza en mejores condiciones. Una bandeja de plancha (2), debajo de la red, orienta la caída del aceite hasta el fondo del cárter en el que se encuentra el colador.

Finalmente, está perfectamente demostrado que añadir una mayor cantidad de aceite al cárter es una solución contraproducente. En primer lugar, porque el cigüeñal, si tropieza con aceite durante su rápido giro, aumenta su rozamiento y pierde, por consiguiente, la fuerza absorbida por este roce.

En segundo lugar, porque a mayor cantidad de aceite aumenta la dificultad de calentamiento del motor partiendo de su situación de frío, lo cual es un inconveniente importante a considerar. Por último, y en tercer lugar, porque cuando el aceite está caliente lo está para toda su masa y no trabaja más frío porque exista más cantidad, sino más bien lo contrario: tiene más dificultad para deshacerse del calor que transporta a lo largo de su circuito.

✓ Aireación del cárter

La aireación o ventilación del cárter tiene por objeto eliminar del interior de éste y de las cavidades de la parte inferior del bloque de cilindros, los gases y vapores procedentes de los cilindros a través de las juntas de los aros, así como los producidos por el propio aceite sobrecalentado al realizar su función de lubricación y refrigeración.

La composición de estos gases es muy diversa y puede encontrarse en ellos residuos de gasolina, agua por condensación, aire y elementos químicos resultantes de la evaporación debida a la alta temperatura del aceite. Si estos residuos no fueran

evacuados podrían fácilmente mezclarse de nuevo con el aceite produciendo su rápida degradación. Por esta razón, hasta los más modestos motores de serie tienen previsto un sistema de renovación y aireación del cárter y, con mayor motivo, los motores de competición.

La aireación del cárter, en los motores de serie, se efectúa por medio de un conducto de entrada de aire dirigido hacia su interior y otro conducto de salida de los vapores, los cuales son arrastrados por la depresión creada en el colector de admisión. De este modo, los vapores de aceite (que indiscutiblemente tiene todavía poder engrasante) pasan a engrasar la cabeza de los cilindros.

Este sistema presenta algunos defectos, como son su facilidad para desequilibrar el correcto dosado de la mezcla preparada por la inyección, por lo que no es el sistema más utilizado para motores de competición.

Lo que suele hacerse, generalmente, es acudir a sistemas de circulación forzada de aire, por medio de tomas que se enfrentan al aire de la marcha. Por medio de racores, colocados en la tapa de la culata o en partes elevadas del bloque se insufla aire y se arrastran los vapores hacia un nuevo conducto final de expulsión, desde el que parten los gases a un depósito auxiliar (de unos dos litros de capacidad aproximadamente), el cual se comporta como un recuperador que guarda estos residuos durante el tiempo en que se produce la competición.

De acuerdo con el procedimiento que se acaba de explicar se puede ver que no se ensucia el motor ni hay alteración en el dosado, y se evita verter a la atmósfera gases nocivos, así como la caída de éstos, en forma de gotas, sobre la pista.

✓ **El radiador de aceite**

El radiador de aceite se instala en serie en el circuito de engrase, de modo que el aceite se ve precisado a pasar por el radiador antes de hacerlo por el filtro y establecer su circuito. Mientras tanto, ha dejado buena parte de su energía calorífica en el radiador, lo

que significa que el aceite se mantiene en mejores condiciones para cumplir la función que se le encomienda, además de retardar en mucho su degradación, condición que es importante en una carrera larga.

El radiador de aceite puede colocarse en un punto elevado y en directa contraposición al aire de la marcha, de modo que su utilidad práctica resulta indiscutible. No obstante, hay que cuidar que las canalizaciones sean las más idóneas posible para evitar caídas de presión de la bomba de engrase.

Los elementos que forman un radiador de aceite se los puede ver en la figura 59, en la cual se presenta uno de los llamados kits de montaje, aplicable a un motor de serie. En primer lugar se tiene señalado en (1) el mismo radiador, el cual 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. Se fabrican radiadores de 13, 16, 19 elementos, etc. Siendo cada vez más efectivos en la misión que se les encomienda a medida que disponen de mayor número de elementos. Estos radiadores suelen fabricarse de aluminio aunque puede emplearse también el cobre, que se desprende fácilmente y resulta muy resistente. El segundo de los elementos importantes de acoplamiento de este kit es el adaptador al filtro de aceite. Esta sencilla pieza se acopla antes del filtro y se encarga de recibir el aceite procedente del radiador, lo pasa por el filtro y lo envía al interior del motor para que siga su circuito clásico con la ayuda del termostato de aceite (3).

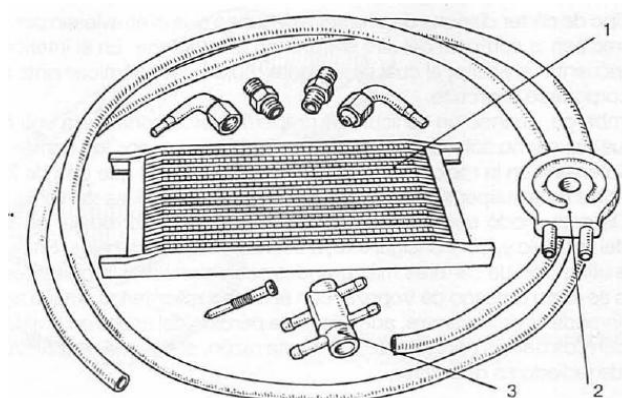


Figura 59. Kit de radiador de refrigeración del aceite.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Finalmente, además de los otros adaptadores que se observan en la figura 59, es importante destacar la presencia del termostato, el cual tiene la importante misión de permitir 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 de este equipo se puede ver en la figura 60.

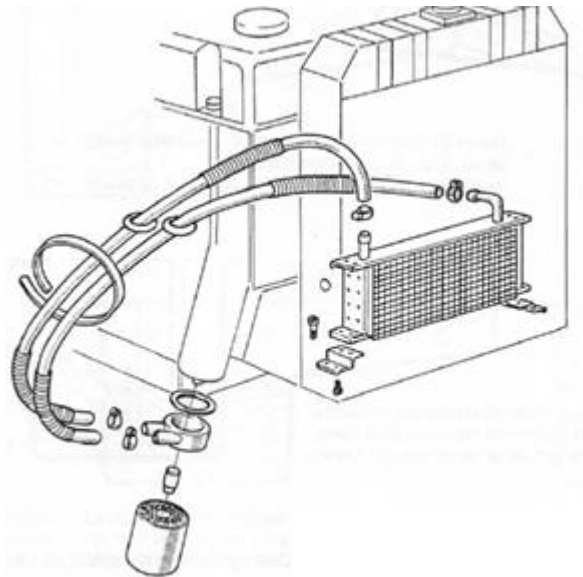


Figura 60. Disposición de montaje del kit de radiador de aceite.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Modificación del sistema de lubricación.**

El sistema de lubricación de un motor es uno de los más importantes para su funcionamiento motivo por el cual debemos ser muy cautelosos con las modificaciones del sistema.

La primera modificación la realizamos en la bomba de aceite previa selección de la misma, variando la tensión del muelle de la válvula de alivio con lo cual incrementamos la presión de bombeo del aceite por los distintos ductos de lubricación evitando la cavitación el sistema. (Tabla 11)

Tabla 11. Características de las bombas de aceite.

Bomba seleccionada	MAZDA ALEGRO
Presión de bombeo estándar.	40PSI
Presión modificada	70PSI

Fuente: Los Autores.

Como se puede evidenciar la bomba más factible para nuestro motor es la del MAZDA ALEGRO por permitirnos variar sus parámetros de funcionamiento incrementando su presión de bombeo lo suficiente para que nuestro motor no llegue a fatigarse en algún lugar del mismo. (Figura 61)



Figura 61. Bomba de aceite implementada.

Fuente: Los Autores.

Como segunda modificación se procede a cambiar de cárter por uno de fabricación de aluminio con cámaras de retención en su interior así como aletas de refrigeración en la parte exterior inferior. (Figuras 62 y 63)



Figura 62. Cárter con cámaras de retención interior.

Fuente: Los Autores.



Figura 63. Cárter con aletas de refrigeración.

Fuente: Los Autores.

Debido a que el incremento de revoluciones es considerable tenemos el inconveniente de que los vapores de aceite también se incrementa, motivo por el cual se implementa un recuperador de aceite con una capacidad de un litro el mismo que no es suficiente para terminar una valida de 30km derramando aceite. Por lo cual se implementa un ducto hacia la bomba de aceite ocupando el recuperador de aceite como

un filtro con lo cual el aceite ingresa de nuevo al motor eliminado el derrame de aceite en la valida. (Figuras 64 y 65)



Figura 64. Recuperador de aceite.

Fuente: Los Autores.



Figura 65. Implementación de un ducto en la bomba de aceite.

Fuente: Los Autores.

Como tercera implementación tenemos la colocación de un radiador de aceite, que va ubicado junto al radiador del refrigerante para aprovechar el flujo de aire que pasa a través de la mascarilla ayudando a enfriar el aceite, el mismo que viene dotado de los acoples respectivos para lo cual se tiene que desmontar el acople roscado del filtro de aceite original para poder instalarlo, el mismo que dispone de 6 paneles de refrigeración con una capacidad de enfriamiento es de 30°C conservando la viscosidad del aceite. (Figuras 66 y 67).

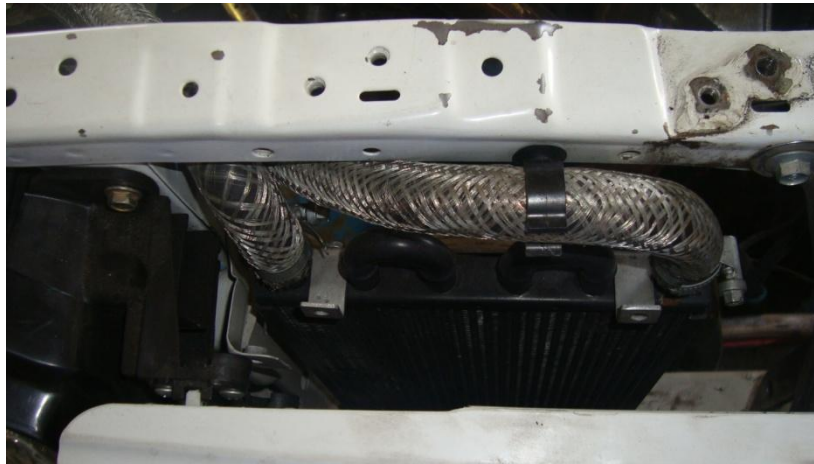


Figura 66. Radiador de aceite implementado.

Fuente: Los Autores.



Figura 67. Acople del radiador de aceite.

Fuente: Los Autores.

A la hora de seleccionar un aceite lubricante debemos tener en cuenta las prestaciones que tiene el motor eligiendo el aceite 5W30 en la marca AMALIE por cumplir con las normas API SM. Teniendo en cuenta que disponemos de un radiador de aceite y adicional a esto un filtro de aceite más grande por el acople del radiador de aceite, la capacidad de aceite se verá afectada, necesitando mas aceite de lo debido para poder trabajar eficientemente el motor, necesitando 5 litros de aceite.

2.1.3.8 El sistema de refrigeración.- Los principales objetivos del sistema de Enfriamiento son:

- Reducir la temperatura dentro de rangos seguros de operación para los diferentes componentes, tanto exteriores como interiores del motor.
- Disminuir el desgaste de las partes.
- Mantener una temperatura óptima para obtener el mejor desempeño del motor.

Para cumplir con estos objetivos, el sistema cuenta con el refrigerante que es la sustancia encargada de transferir el calor hacia el aire del medio ambiente y debe tenerlas siguientes características:

- Mantener el refrigerante en estado líquido evitando su evaporación. Esto se logra al cambiar el punto de evaporación del refrigerante.
- Mantener el refrigerante en estado líquido evitando la formación de hielo al bajar la temperatura ambiente, esto se logra al cambiar el punto de congelación del refrigerante.
- Evitar la corrosión.
- Tener una gran capacidad para intercambiar calor.

El sistema de refrigeración por agua forzada es el que más se aplica a los motores tanto comerciales como de competición. No obstante, es importante hacer algunas puntualizaciones con respecto a este circuito cuando un motor es preparado para obtener

mayores prestaciones y, por lo tanto, se advierte que va a desarrollar una mayor cantidad de calor que deberá ser controlado como se muestra en la figura68.

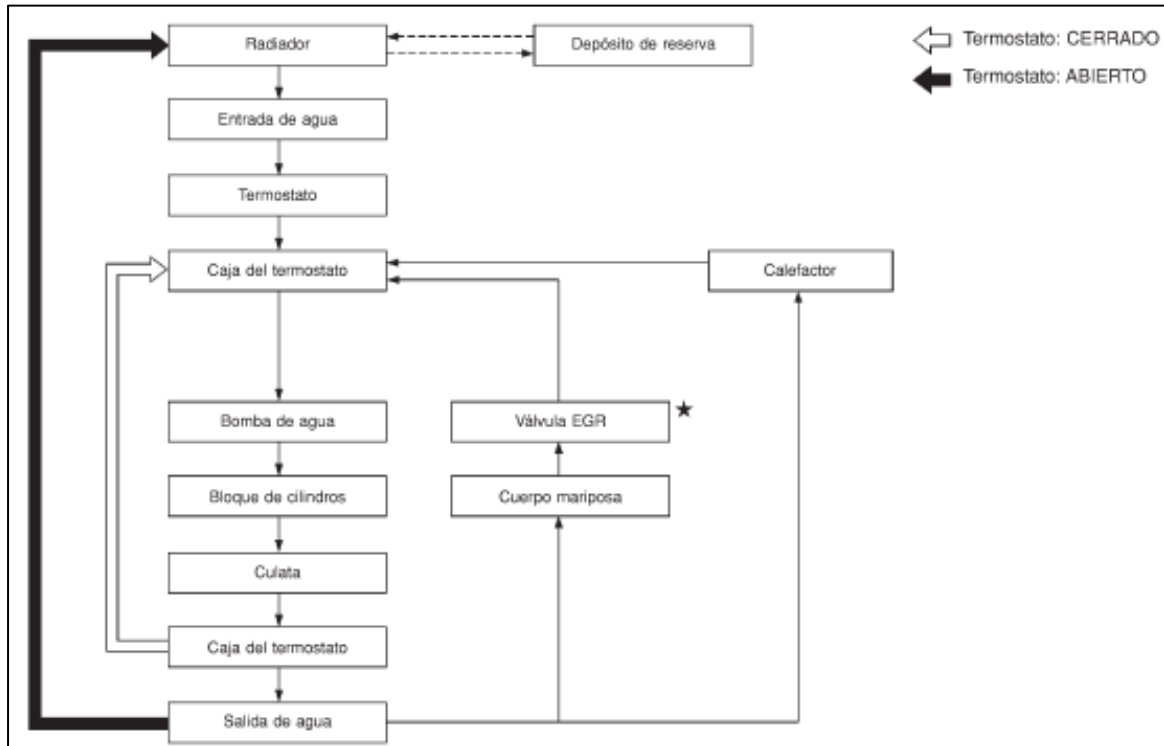


Figura 68. Diagrama de funcionamiento del sistema de refrigeración.

Fuente: ww.gulf.es/es/esgulf.nsf/VS_SWI/938CBA1818082C12C1256F4E004F86A8.html

Donde el sistema está compuesto de las siguientes partes:

- Bomba de agua.
- Termostato.
- Radiador.

✓ **La refrigeración en los motores de competición.**

La diferencia fundamental entre un sistema de refrigeración por agua de un motor de serie con respecto a un motor de competición consiste en el mayor caudal de líquido refrigerante que debe circular a través del interior del motor preparado y, por lo tanto, del

tamaño o número de bombas impulsoras que deben emplearse para conseguir mover esta mayor masa de líquido refrigerante.

El mayor caudal de refrigerante es necesario como consecuencia del mayor régimen de giro y la mayor temperatura alcanzada en el interior de las cámaras de combustión al elevar el índice de compresión general.

En cuanto a la disposición de más de una bomba de circulación está justificada por el hecho de que el empleo de una sola bomba haría demasiado largo el recorrido del líquido en el interior de las camisas y su efecto en las partes más alejadas de la bomba sería insuficiente para el correcto enfriamiento de las mismas por la caída de la presión que se produciría en estas zonas.

✓ **Instalación de bombas de agua.**

Una de las formas de mejorar el enfriamiento y asegurar la eliminación del calor de un motor muy revolucionado, consiste en la aplicación de un juego de bombas de agua. La instalación de estas bombas requiere algunas modificaciones que hay que considerar si se quiere no tener fallos en el motor durante la competición.

La instalación de un equipo de dos bombas de agua en un motor preparado requiere la construcción de un cárter de distribución que, además de servir de placa de apoyo a los cuerpos de las bombas, posea unos conductos de comunicación con la cámara de agua del bloque de cilindros, sin que exista el riesgo de filtraciones de líquido refrigerante hacia el interior del cárter de aceite. Esto, que en principio puede parecer difícil de lograr y que requiere forzosamente la construcción de una complicada tapa de distribución, no es tan complicado si el preparador es un hombre de recursos.

La forma de llevar a cabo este trabajo es la siguiente:

Se construye un tubo de aluminio puro o de latón como el de la figura 69. Para este trabajo nunca deberá emplearse tubo de aleación de aluminio, ya que el efecto

corrosivo del medio refrigerante puede perforar con gran facilidad este tipo de aleaciones, ocasionando fugas que se trasladarán al interior del cárter de la distribución.

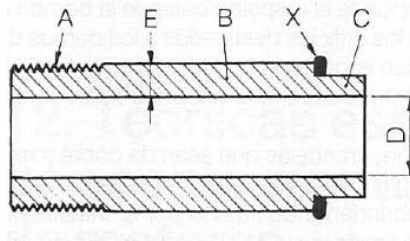


Figura 69. Manguito para el acoplamiento de bombas de refrigeración.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Este tubo debe poseer las siguientes características:

Primera. Un diámetro interno (D) equivalente a la medida de la lumbrera de descarga situada en la placa posterior de la bomba a emplear.

Segunda. El espesor de la pared (E) debe oscilar entre los 7 y 8 mm en la zona más gruesa.

Tercera. Una faja roscada (A) debe practicarse para su unión al banco de cilindros o bloque; su longitud será igual al grueso de la pared del mismo.

Cuarta. Una zona cilíndrica (B), de longitud igual a la distancia entre el plano frontal del banco de cilindros y la superficie interna de la tapa del cárter de la distribución.

Quinta. Un rebaje (C) practicado a la mitad del espesor del manguito y de extensión idéntica a la del espesor de la tapa de distribución.

Sexta. Un anillo lórico, de caucho sintético (X) que operará a modo de retén, haciendo al manguito estanco a las filtraciones del medio refrigerante e impidiendo, a la vez, que el aceite de la distribución salga al exterior.

La instalación de este dispositivo es muy sencilla puesto que basta taladrar el bloque de cilindros a la medida adecuada del manguito y roscar los orificios. Únicamente debe preverse que la presencia de estas canalizaciones no afecte al paso de otros elementos mecánicos, como las cadenas de distribución o correas de arrastre.

Seguidamente se procederá a taponar el conducto original que posea el bloque para la descarga de su única bomba, con la ayuda de un tapón de rosca cónica, o mediante discos de plancha como los empleados en las tapas de congelación.

Se instalarán los manguitos en sus respectivos alojamientos, utilizando para ello cualquier producto de acción sellante (hermetizante) y ayudándonos de una llave de montar tubos o una herramienta similar.

La placa de apoyo de la distribución, así como la tapa, se taladrarán de acuerdo a los diámetros B y C, respectivamente, del manguito o manguitos de conducción que instalemos.

Con la ayuda de una plantilla que corresponda a la base de la bomba o bombas que se pretende instalar, trazaremos los orificios destinados a los pernos de fijación. Siempre que estos pernos no dificulten el paso de la cadena de la distribución o del sistema que el motor posea, deberá procederse a anclarlos sobre la estructura del bloque.

Al fijar las bombas deben utilizarse siempre arandelas que sean de cobre y hierro conjuntamente, para limitar las posibles fugas de refrigerante al exterior.

La presencia de una circulación más abundante de líquido por el interior del motor comportará también el mejoramiento del radiador ya que ahora este intercambiador deberá hacerse cargo de mayor masa de líquido caliente y deberá, además, eliminarlo con mayor frecuencia por la constante aportación de refrigerante muy caliente.

Conviene, por lo tanto, seleccionar el mejor sistema para aplicar un radiador con mayor número de tubos o de una superficie más grande, según la disposición del espacio con el que se cuente en el interior del cofre motor.

✓ **Sobre enfriamiento de las culatas**

Resulta muy conveniente interesarse también por la refrigeración de la culata, en particular cuando las condiciones de funcionamiento de las cámaras de combustión han sido variadas y se puede asegurar que la cantidad de calor va a ser extraordinaria.

El enfriamiento de las culatas se efectúa sólo por el paso del líquido refrigerante, que asciende por los orificios de comunicación entre el bloque de cilindros y la culata, después de que el refrigerante haya absorbido una cierta e importante cantidad de calor transmitido por las camisas de los cilindros.

Aunque las culatas deben trabajar siempre calientes para mejorar el rendimiento del motor, todo tiene, lógicamente, un límite, a partir del cual el exceso de calor será altamente perjudicial para el motor. Por lo tanto, el primer paso que se da para mejorar las condiciones de enfriamiento en la culata debe consistir en ampliar la sección de paso de los orificios de transferencia, tanto del bloque de cilindros como de la propia culata. El mayor pasaje de líquido refrigerante comporta, sin duda, una mayor transferencia de calor hacia éste y la refrigeración de la culata puede, por este sistema, rebajarse algunos preciosos grados en su estado de funcionamiento normal, que siempre ha de ser agresivo.

También podemos construir un pequeño colector de tubo, de unos 12 a 14 mm de diámetro interior, provisto de racores de acoplamiento, que insertaremos en dos o más puntos de la culata, en aquellas zonas que no afecten a cámaras de fuego ni pasos de gases, sino que vayan directamente a las cámaras por las que circula el líquido refrigerante. El extremo libre del colector lo derivaremos a la salida de la bomba de agua.

✓ **Modificación del sistema de refrigeración**

El primer paso es realizar la selección de la bomba de agua siendo la indicada para nuestro auto la bomba de agua del KIA RIO, cuyas propiedades son idénticas a la que poseía nuestro motor y lo interesante es que su estructura es similar pudiendo ser implementada sin ninguna dificultad. (Figura 70)

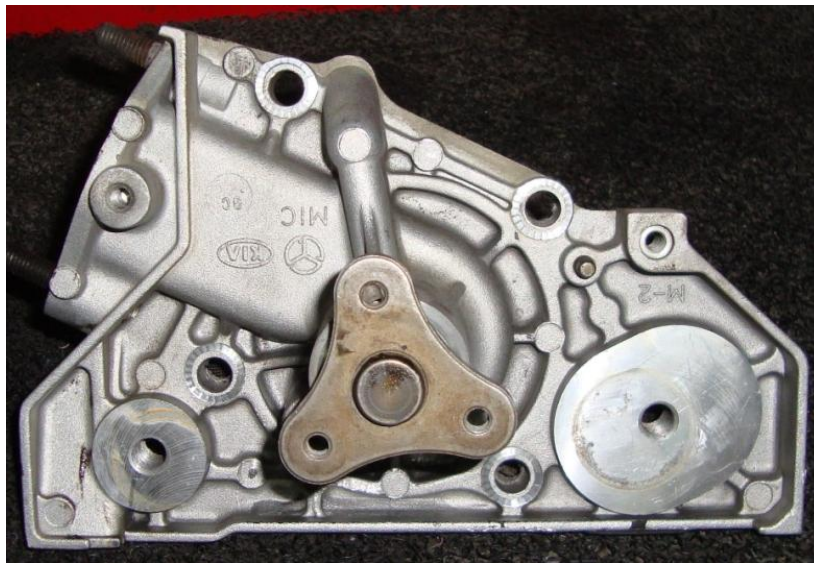


Figura 70. Bomba de agua implementada.

Fuente: Los Autores.

Debido a que hemos mejorado las prestaciones del motor también se ha incrementado la temperatura de trabajo para lo cual amerita la construcción de un radiador más grande donde sus depósitos y paneles de refrigeración son aumentados cuya capacidad de refrigerante ha sido incrementada en un galón teniendo una capacidad de dos galones y medio todo el sistema de refrigeración, necesitando una tapa del radiador de 0,9 bar de presión, donde el refrigerante cumple con las siguientes características. (Figura 71)

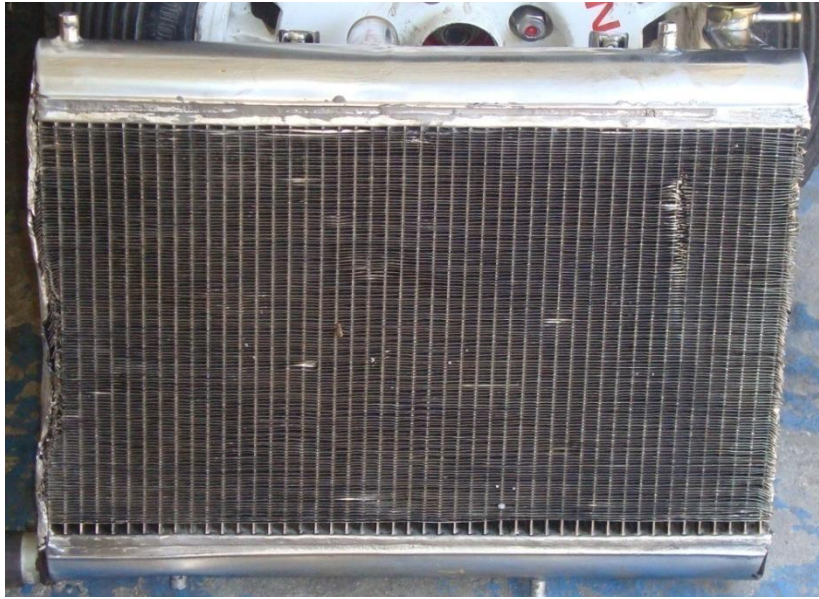


Figura 71. Radiador del refrigerante.

Fuente: Los Autores.

El refrigerante pertenece a la marca PEAK con una capacidad de refrigeración hasta los 150⁰C siendo no miscible con agua.

2.1.4 La Culata

La culata, tapa de cilindros, cabeza del motor o tapa del bloque de cilindros es la parte superior de un motor de combustión interna que permite el cierre de las cámaras de combustión.

Constituye el cierre superior del bloque motor y en los motores sobre ella se asientan las válvulas, teniendo orificios para tal fin. La culata presenta una doble pared para permitir la circulación del líquido refrigerante. Si el motor de combustión interna es de encendido provocado (motor Otto), lleva orificios roscados donde se sitúan las bujías.

La culata se construye en hierro fundido o en aleación ligera y se une al bloque motor mediante tornillos y una junta: la junta de culata. (Figura 72)



Figura 72. Culata del motor.

Fuente: Los Autores.

El estudio de la culata de un motor de explosión es una de las fases más importantes en la preparación de un motor de competición. Es en esta pieza, en la que se produce la entrada, control y salida de los gases, donde podemos hacer más cosas y con mayor efectividad para obtener un importante plus de potencia.

Actualmente las culatas de los motores comerciales son todas prácticamente de aleaciones ligeras a base de aluminio. Este tipo de culatas ofrece la ventaja de su buena conductibilidad térmica por medio de la cual es posible obtener rápidamente la temperatura de funcionamiento que puede considerarse normal, es decir, alrededor de los 87°C. Pero, además, estas aleaciones ligeras añaden a la indicada, la ventaja de facilitar su propia refrigeración cuando se produce exceso de calor durante el funcionamiento normal del motor.

Además, el material puede trabajarse con mucha más facilidad y garantías que el material de las antiguas culatas de fundición.

Teniendo las siguientes partes de la culata:

- La cámara de combustión.
- Las válvulas: sus asientos y guías.
- Los conductos de admisión y escape.

- Los pernos de fijación de la culata.

2.1.4.1 La cámara de combustión.- La cámara de combustión es el horno del motor en donde se produce el fenómeno de la conversión de la energía térmica que contiene el combustible en energía cinética cedida al pistón. Así pues, esta zona de la culata es la parte más importante del motor, sin la cual cualquier otro mecanismo o dispositivo eléctrico, electrónico o mecánico del motor no tiene objeto.

Esta definición nos da idea del porque las modificaciones llevadas a cabo en este punto tienen una respuesta tan importante en el rendimiento y la potencia dada por un determinado motor.

La cámara de combustión de un motor de explosión de cuatro tiempos contiene un sistema de válvulas para determinar en cada momento el paso de los gases frescos al interior de la cámara y la expulsión de los gases quemados cuando estos ya resultan inservibles (Figura 73); además, debe disponer de un sistema eléctrico de chispa por medio del cual se pueda controlar el inicio de la explosión en la posición angular más favorable del pistón cuando se halla en las proximidades del P.M.S. y en el tiempo del ciclo de explosión. Por lo tanto, debe hallarse precedido de un sistema para la preparación y control de la gasolina mezclada con el aire y un sistema de control de una chispa eléctrica de alta tensión para iniciar el quemado de la mezcla. Todos estos elementos trabajan con exclusividad para el mejor rendimiento de la cámara de combustión.



Figura 73. Cámara de combustión.

Fuente: Los Autores.

El diseño de los motores hace que la gran mayoría de los mismos lleven incorporada la cámara de combustión en la culata, siendo el pistón una pared móvil que forma la parte inferior de la cámara de combustión.

✓ **Métodos para modificar las Cámaras.**

Siendo la cámara hemiesférica lo más conveniente para el mayor rendimiento de un motor y para soportar en mejores condiciones altas relaciones de compresión, no cabe duda que nuestro objetivo deba ser conseguir que la forma resultante de las cámaras, en el motor que tratamos de mejorar, se aproxime lo más posible a la forma de una cámara hemisférica.

Si se parte de culatas de serie, se va a conseguir una modificación tan profunda que permita convertirla totalmente hemiesférica. De hecho, las paredes detrás de las cuales se encuentra el líquido de la refrigeración se encargaran, en la mayoría de los casos, de limitar nuestras posibilidades de recorte de material. Por lo tanto, en estos casos, se deberá limitar a dar a la cámara la forma de un casquete esférico (Figura 74) o la de una zona esférica (Figura 75).



Figura 74. Forma de casquete esférico, parecida a una cámara hemiesférica.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

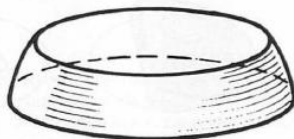


Figura 75. Forma de zona esférica.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Por lo general, si se parte de cámaras similares a las representadas en esas figuras, y debido a la posición de las válvulas, la modificación se deberá hacerla dando a las cámaras formas aproximadas a las zonas esféricas.

Para llevar a cabo este trabajo lo primero es el desmontaje de la misma culata, sacando el o los árboles de levas y los espárragos y pernos destinados a la fijación de los colectores de admisión y escape, así como todos los mecanismos de accionamiento de las válvulas.

Una vez que se tiene a la vista la cámara de combustión del motor se delinearla su forma, con todo detalle, en un dibujo técnico. Este dibujo deberá ser un croquis en el que consten todas las medidas de cómo es la cámara original, con inscripción de los ángulos resultantes. A la vista de este croquis se deberá decidir cuál será la mayor aproximación de la cámara a una forma hemiesférica y la manera como se va a lograr semejante reconversión. En un taller de mejoramiento de motores es conveniente disponer de la máxima cantidad de herramientas especiales posible, pero, en realidad, basta con un torno, con todos sus utillajes de acoplamiento; una prensa y una taladradora de columna bien ajustada, que pueda facilitar un trabajo de cierta precisión.

✓ **Forma práctica de trabajar las cámaras de combustión**

Se coloca a la cámara de combustión, despojada de todos sus elementos, en el banco de trabajo y comenzaremos las operaciones de su mecanizado. Para ello hay que cumplir las siguientes fases de modificación:

Primera.- Es frecuente que las cámaras de combustión de muchos motores comerciales de serie, además de no cubrir totalmente la sección circular de los cilindros, estén desplazadas del centro de estos. Por consiguiente, la primera operación consistirá en determinar un centro o eje de giro para la herramienta que deberemos utilizar para el labrado de la nueva cámara. Para ello se aprovechará la circunstancia de que todos y cada uno de los cilindros de un motor poseen distribuidos a su alrededor, y en forma simétrica, una serie de orificios en los que se alojan los pernos de fijación de la culata al bloque. Utilizado de referencia el centro de estos orificios se podrán trazar las rectas que,

en su intersección, determinaran el centro de trabajo en la cámara, tal como se aprecia en la figura 76. Una vez determinado el centro, se marcará con un golpe de granete.

Para el trazado de todas las líneas que servirán de guía durante las diferentes fases de mecanización, se empleará una fina punta de trazar, preferentemente de latón, perfectamente afilada.

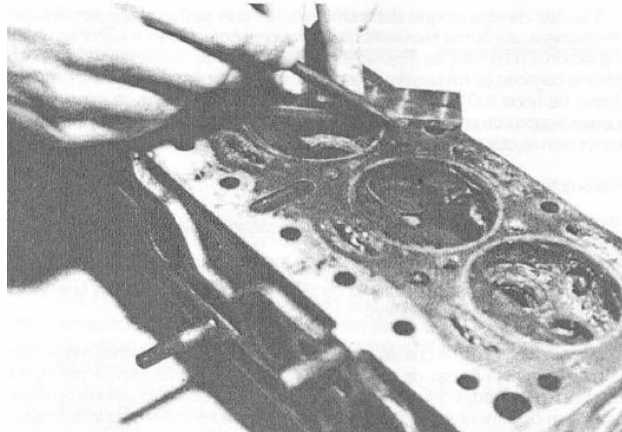


Figura 76. Trazado del centro de una cámara de combustión.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Segunda.- El siguiente paso consiste en el trazado, de forma indeleble, del contorno de la nueva cámara de combustión, el cual debe poseer un radio inferior en 0,5 mm al del cilindro.

Para la ejecución de esta fase se utiliza un compás de puntas articuladas, introduciendo una punta o pierna del compás en el hueco que forma el fondo de la cámara, obliga a la punta del centro a mantenerse perpendicular, o casi perpendicular, al plano de trazado.

Otro sistema a emplear para el trazado del contorno de las cámaras, aunque no tan exacto como el anterior, consiste en emplear una junta de culata nueva del equipo original, la cual se colocara sobre el plano de la culata, lo más centrada posible, y con la ayuda de la punta de señalar se marca el contorno sobre el material de la culata.

Tercera.- Ahora se ha de comenzar a recortar material. Pudiendo hacerlo con un motor tooler o herramientas de desbaste de preferencia con piedras de desbaste de iridio.

✓ **Modificación de la Relación de Compresión**

La modificación de la relación de compresión es siempre necesaria cuando se trata de mejorar un motor.

Puede ocurrir que se parta de una culata en la que inicialmente no se han modificado las cámaras, pero es muy probable que se tenga que modificar la relación de compresión para ganar algunos CV de potencia. Si, por el contrario, se han modificado las cámaras, entonces es seguro que, al rebajar material de las mismas, se habrá aumentado su volumen, por lo que será necesario acudir después a controlar este volumen para conseguir una relación de compresión adecuada que sea acorde al propósito teniendo las siguientes probabilidades de actuación que en este aspecto tiene un preparador de motores de competición,

✓ **Rebaje del plano de la culata.**

Uno de los sistemas a los que se acude más frecuentemente consiste en rebajar el plano de la culata de modo que, al quitarle material a la base de las cámaras, estas reducen su volumen. (Figura 77)

El sistema práctico para realizar este trabajo se consigue primero por medio del cálculo, del volumen de una cámara.

Después de haber determinado por medio del cálculo el volumen que deberá tener la nueva cámara de combustión, con la ayuda de una probeta graduada, dentro de la cual se introduce una cantidad de aceite exactamente igual al volumen determinado por el cálculo. Con la culata montada y completamente horizontal, se vierte este aceite en una de las cámaras.

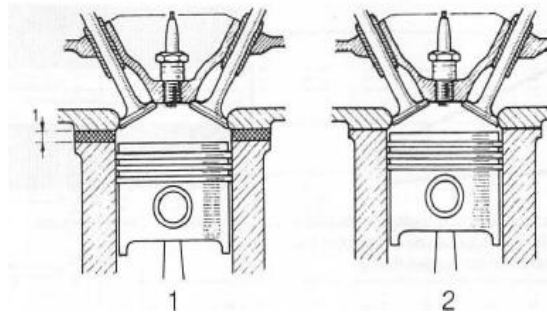


Figura 77. Incremento de la relación de compresión rebajando el plano de la culata.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El nivel superior del aceite determinara cuanto es la cantidad de material del plano de la culata que deberá eliminarse para conseguir el volumen deseado en las cámaras.

La solución de rebajar el plano de la culata no es tan aconsejable, sobre todo cuando se trata de cámaras que disponen de una geometría irregular, debido a que se corre el riesgo de acentuar mucho la formación de puntos calientes que provoquen el autoencendido. Por lo tanto, esta solución se adoptara solamente en los casos de cámaras hemostáticas o similares.

En los casos en los que sea forzoso rebajar el plano de las culatas cuando estas están dotadas de cámara irregulares, no se deberá olvidar la necesidad de redondear los bordes de las cámaras para evitar las aristas.

✓ Pistones de mayor altura

Otra de las posibilidades a tener en cuenta es el empleo de pistones de mayor altura de compresión, es decir, con la distancia entre el eje del bulón y la parte más alta de la cabeza, de unas dimensiones mayores a la de los pistones normales. (Figura 78)

De esta forma, la cabeza del pistón se introduce en la cámara de combustión y reduce el volumen de esta sin afectar negativamente a los movimientos de turbulencia previstos por el diseñador tal como se decidió cambiar.

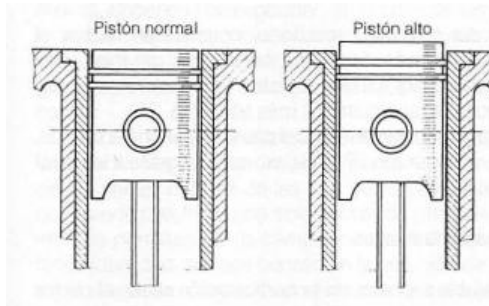


Figura 78. Pistones más altos para aumentar la relación de compresión.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Rebaje del plano del bloque.**

Otra posibilidad, que puede dar muy buen resultado, consiste en rebajar el plano superior del bloque, lo que ofrece resultados similares a los del rebaje del plano de la culata, pero sin afectar la cámara, ya que el pistón sobresaldrá y actuará de la misma forma que si hubiéramos utilizado pistones más altos. (Figura 79)

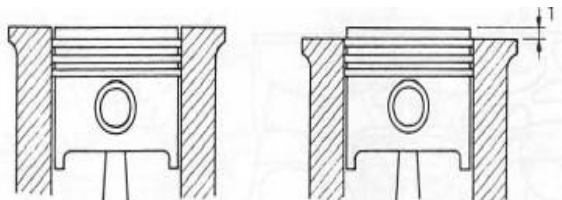


Figura 79. Incremento de la relación de compresión bajando el plano del bloque.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Reducción Selectiva de la Cámara**

El procedimiento más aconsejable se basa en la combustión racional de los tres sistemas anteriores, es decir, en proyectar pérdidas del volumen de las cámaras uniendo entre sí los tres sistemas citados anteriormente.

Al reducir el volumen de la cámara de combustión se aumentará la potencia y el rendimiento del motor, pero también aumenta las presiones internas de los cilindros y,

muchas veces, el régimen de giro y la velocidad del pistón sobre las paredes del cilindro. En consecuencia, se incrementa el esfuerzo de reacción de las piezas fijas, tales como el cilindro y la culata. Para obtener ese aumento de potencia se precisa rebajar el volumen de la cámara en una medida de 2mm, y se lo hace solamente rebajando de la culata el material total, sacrificando mucho mas la resistencia de la culata, el plano del bloque de cilindros y la introducción de la cabeza de los pistones; todo ello en partes proporcionalmente adecuadas a la estructura y espesor de las paredes de cada elemento.

✓ **Retoque de la cámara de compresión**

Debido a que se elige rebajar el plano del bloque de cilindros, así como cambiar los pistones para incrementar la potencia del motor, es necesario mantener las condiciones originales de la cámara de combustión realizando únicamente un pulido de la cámara para que tenga un mejor efector flector el frente de llama que se produce en el momento de trabajo dentro de la misma.

2.1.4.2 Los conductos de admisión y escape.- Desde el punto de vista del mejoramiento de un motor y su preparación para competición, en la culata todavía nos queda por hacer algo tan importante como actuar en los conductos internos de la misma por los que circula la admisión y el escape de los gases.

Lo más efectivo que se puede realizar en los conductos es conseguir que la velocidad que el aire con la gasolina gasificada adquieren a la entrada del conducto de admisión pierda la menor cantidad de velocidad posible en el momento de entrar, a través de su válvula (o válvulas) de admisión, al interior de la cámara de combustión.

Desde el principio, se debe tener en cuenta que lo importante es aumentar la presión de ingreso de la mezcla en la cámara, es decir, la presión de admisión.

Ante muy pequeños aumentos de valores de presión de admisión se obtendrá aumentos considerables en la potencia del motor. Sin embargo, esta misma situación no

se da en los conductos de escape ya que, aumentando la depresión en éste, solamente se consigue una mayor y más larga llama de salida. Nuestro interés debe centrarse, pues, en trabajar los conductos de admisión.

Los trabajos, que pueden llevarse a cabo en estos conductos dependen, ciertamente, del diseño original del motor de serie. Si el motor ha sido diseñado de fábrica con interés de lograr una mecánica algo apretada, del tipo de los llamados coches de sport, las posibilidades de actuar en este motor, en el pulido y preparado de los conductos de admisión, quizá no aporten mayor potencia que la del coche de serie y los mejoramientos deban buscarse por otros caminos más complicados. Sin embargo, si el constructor no ha pretendido semejantes ventajas, pueden obtenerse unos grandes beneficios con el pulido y recortado de los conductos de admisión.

Éstos deben permitir el paso de la mezcla a la mayor velocidad y con la menor resistencia posible a su paso. Además, han de tener una geometría que propicie la turbulencia de la mezcla cuando ésta penetra en el interior de la cámara de combustión a través de la válvula de admisión. A este respecto, la forma y pulido de los conductos, de manera que orienten debidamente el paso de la mezcla, comportan la mayor importancia para conseguir los objetivos mencionados.

Las características ideales de un buen conducto de admisión son las mostradas en la figura 80. La entrada directa hacia la válvula de admisión forma parte de esta solución ideal. Por supuesto, los codos y los cambios de dirección de la mezcla ayudan a ralentizar la velocidad y la presión de ésta mostrando los siguientes datos:

- (D) diámetro de la válvula.
- (1) cámara de combustión.
- (2) asiento de la válvula.
- (3) embocamiento del conducto.
- (4) zona de ampliación del conducto en forma troncocónica.
- (5) zona cilíndrica.
- (6) zona cónica de entrada.

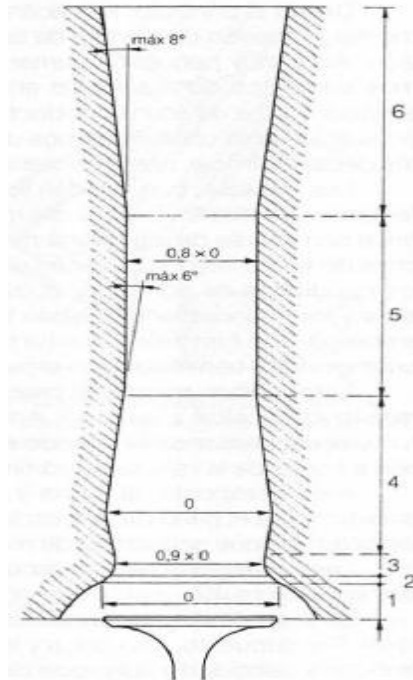


Figura 80. Condiciones ideales que debe poseer un conducto de admisión.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

También se puede ver el conducto de admisión no debe ser por completo cilíndrico; por el contrario, debe disponer de varios tipos de conicidades mediante las cuales la mezcla mejore su comportamiento de acuerdo con las pulsaciones que las válvulas producen durante su cierre y abertura.

Considerando D el diámetro de la válvula de admisión, los valores ideales de los perfiles del conducto pueden verse indicados con detalle en la figura 80. Obsérvense la entrada cónica del conducto, la parte prácticamente cilíndrica del centro y la parte ligeramente troncocónica de la zona interior.

Por supuesto, resulta difícil poder aplicar este sistema a un motor de serie que no dispone, en su diseño original, de semejantes orientaciones técnicas, pero lo que sí podemos hacer es considerar el conducto dentro de estas medidas y actuar, mejorándolo dentro de sus posibilidades y de acuerdo con lo indicado en la figura 80. Esta disposición es tan favorable que, en el caso de un mejoramiento a fondo, resulta conveniente no aumentar el diámetro de asiento de la válvula, pues ello significaría una remodelación general de todo el conducto, cosa no siempre posible.

Una válvula más grande puede fácilmente desequilibrar la función de difusor o vénturi que se establece en la última parte del conducto y, lejos de aumentar la presión del aire, disminuirla, de modo que, finalmente, la cantidad de mezcla entrada en la cámara de combustión con una válvula más grande sea de un volumen inferior al que penetra con la válvula de origen. Todo ello hay que tenerlo muy en cuenta a la hora de proyectar los cambios del diseño de la culata.

La forma cónica de la parte (6) de la figura 80 resulta especialmente importante para crear un aumento de la velocidad del gas en cuanto se dirige a la zona cilíndrica (5). La zona troncocónica (4) ejerce la función de un momentáneo almacenamiento de la mezcla, mientras la válvula está cerrada, acumulación que penetra rápidamente en la cámara en cuanto la válvula se abre. Éstas son las condiciones ideales.

✓ **La turbulencia de los gases**

Una vez entrado el volumen de la mezcla en el interior del cilindro, resulta muy interesante, para el mayor rendimiento de un motor (y mucho más para un motor de competición) que la combustión se produzca en la menor cantidad de tiempo posible.

Con ello se facilita que el motor pueda alcanzar mayor número de revoluciones y, por consiguiente, mayor extracción de energía de la mezcla en una misma unidad de tiempo.

Para que la mezcla se quemara de la forma más rápida posible es necesario que esté dotada de un movimiento intenso de revolución sobre sí misma en el momento en que salte la chispa de encendido, pues ello hace que el frente de la llama avance de una manera fulminante.

Todos los diseñadores de motores tienen en cuenta este efecto y, de hecho, el estudio a fondo de las cámaras de combustión para conseguir efectos de turbulencia ha sido uno de los factores que más ha contribuido, en aumentar considerablemente el

rendimiento de los motores modernos con respecto a los antiguos, y fruto de estos estudios son las cámaras hemiesféricas.

Se deberá tener en cuenta, pues, la importancia de la turbulencia antes de efectuar cualquier modificación en la cámara de combustión que pudiera perjudicar este efecto.

En la formación de la turbulencia intervienen varios factores, entre los que cabe destacar el conducto de admisión y la forma de la cámara o de la cabeza del pistón.

En el tiempo de admisión, mientras el pistón desciende, el paso de la mezcla puede producirse como se muestra en la figura 81. La velocidad de turbulencia con la que penetra la mezcla en el cilindro debe ser mantenida y acelerada por el pistón, durante su carrera de compresión, hacia el P.M.S. De esta forma, cuando salta la chispa, la velocidad residual de desplazamiento de la mezcla comprimida facilita la instantánea inflamación de toda la mezcla. Este tipo de turbulencia podría denominarse de caída y, como puede apreciarse en el dibujo, se mantiene en un sentido vertical, de arriba a abajo del cilindro.

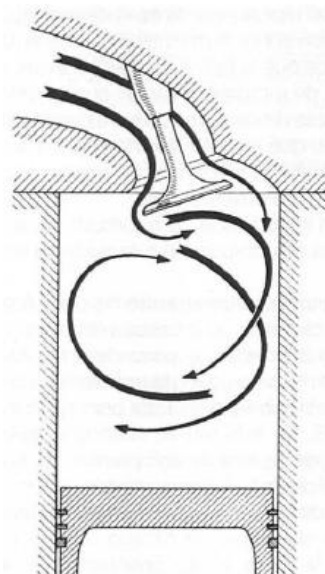


Figura 81. Turbulencia a la entrada de la mezcla en el interior del cilindro.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Otro tipo de turbulencia es el mostrado en la figura 82. La orientación de la mezcla en la parte alta del cilindro hace que esta turbulencia se mantenga especialmente en un plano horizontal, de modo que se transfiere así a través de la succión dada por el pistón en el tiempo de admisión y sube en estos planos horizontales hasta el momento de fin de compresión y de la explosión o salto de la chispa. Se trata, pues, de una turbulencia en forma de remolino y podemos considerarla también como una turbulencia horizontal.

Además de estas diferentes turbulencias existe el sistema de la entrada directa de la mezcla, semejante al tipo de conducto que estudiamos en la figura 80, en donde la turbulencia es mucho menor y está encomendada exclusivamente al resultado de la subida del pistón.

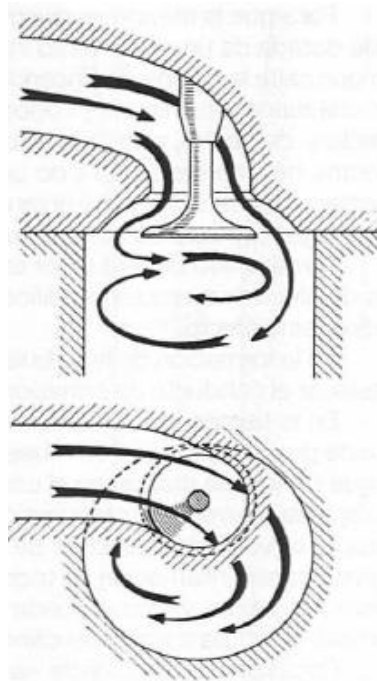


Figura 82. Turbulencia de tipo horizontal.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Estos tres tipos de comportamiento de la turbulencia tienen una especial repercusión en diferentes estados del funcionamiento del motor, y el preparador debe tener muy en cuenta sus posibilidades.

Así, la turbulencia vertical y la horizontal tienen la ventaja de dar bajos al motor, es decir, actúan mejorando la potencia en los regímenes bajos y medios, lo cual puede ser muy importante en una carrera que debe desenvolverse por un trazado con curvas muy cerradas.

Por el contrario, la entrada directa de la mezcla (Figura 80) actúa directamente sobre el régimen máximo, de modo que es aconsejable valerse de este sistema cuando el motor deba actuar en carreras donde las rectas tengan preponderancia y lo importante sea obtener elevados valores de velocidad de punta.

✓ **Trabajos en los conductos de admisión**

Uno de los factores más importantes por medio de los cuales se inician los movimientos de turbulencia de un motor se debe a la orientación que se le preste a la mezcla desde los conductos de admisión. Por lo tanto, es importante que el mecánico considere con atención este punto a la hora de conseguir una efectiva mejora de un motor.

Si lo que se pretende es conseguir un gran aumento en el régimen de giro y obtener la potencia de golpe en las altas vueltas, hemos de estudiar una solución semejante a la mostrada en la figura 80. Según el tipo de culata con el que trabajemos esta solución puede no ser posible, pero no es así en todos los casos, de modo que la admisión directa a veces puede ser labrada en una culata de serie.

Si lo que nos interesa es conseguir un aumento progresivo de la potencia a lo largo de la curva de potencia, deberemos actuar mejorando los conductos de admisión a base de facilitar o provocar la turbulencia desde su misma orientación de entrada hasta la válvula de admisión, y de ello vamos a tratar ahora.

En primer lugar se muestra en (A) de la figura 83, un dibujo que indica el conducto (C) de admisión de la culata hasta el punto de llegada a la válvula de admisión. La forma

del codo (F) que orienta el paso de la mezcla resulta de la mayor importancia para conseguir un efecto de turbulencia de tipo horizontal.

De esta forma, el rebaje anular de material del conducto debe realizarse solamente en la zona posterior al codo (F), procurando darle una forma cónica, del modo que, aproximadamente, se expresa (B) en esta misma figura.

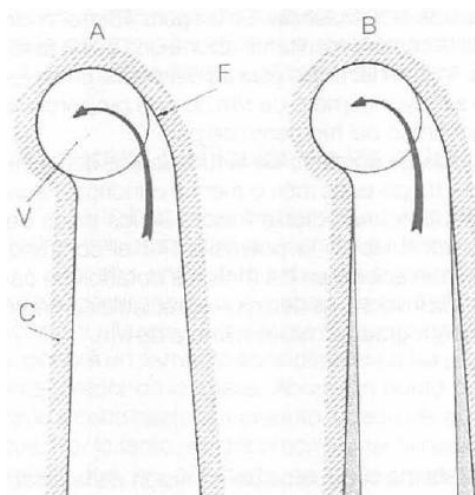


Figura 83. Creación de la turbulencia horizontal desde el conducto de admisión.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Este retoque comportará también el perfecto pulido de las paredes del conducto con el fin de que la superficie quede lo más lisa posible y el paso de la mezcla no sufra ni la más mínima alteración.

El rebaje de material de estos conductos debe ser previamente estudiado y no debe dejarse a la improvisación del momento. En la figura 84 tenemos un caso en el que se rebaja el conducto de admisión de un motor que tiene de origen la forma indicada en (A). Al ser cortado de una forma excesiva y brusca en la parte de salida del asiento (1) se formará aquí la presencia de algunas pequeñas turbulencias indeseables y contraproducentes con respecto a la turbulencia horizontal o vertical de que disponga el motor.

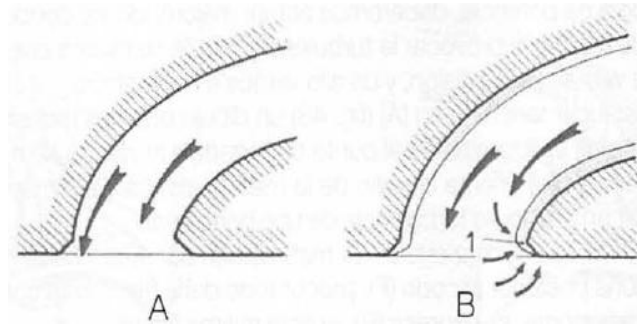


Figura 84. Rebaje incorrecto del ducto.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El rebaje adecuado de este tipo de conducto será más eficaz si se realiza de la forma que nos muestra la figura 85, para mantener y potenciar de este modo el efecto de turbulencia horizontal o vertical que el motor posea.

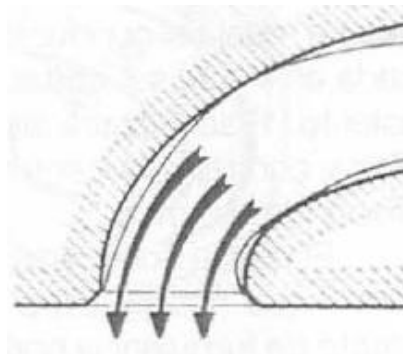


Figura 85. Rebaje correcto del conducto de admisión.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Además de los retoques en el conducto de admisión también hay que tener en cuenta posibles modificaciones en la misma cámara de combustión por medio de las cuales podamos aumentar los efectos de la turbulencia. En la figura 86 presentamos un caso en el que la zona rayada de la cámara resultante aporta una curva favorable para el desarrollo de la turbulencia, lo que hace que ésta se desarrolle en mejores condiciones y se mantenga incluso a mayor número de revoluciones, lo que proporciona una enorme elasticidad al motor por el aumento del momento de par.

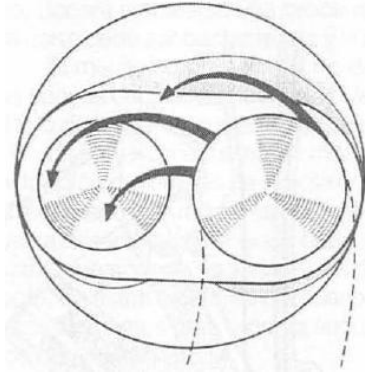


Figura 86. Cámara de combustión con recortes de material (tramado).

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Para finalizar, digamos que los efectos de aumento de la turbulencia que venimos indicando, aplicados en las cámaras de paredes más o menos cilíndricas, suelen dar como resultado un aumento del par y una notable mejora en los bajos del motor aunque no se noten efectos destacables en la potencia. Por el contrario, cuando esta misma operación se realiza con acierto en los motores dotados de cámaras hemiesféricas, el efecto suele ser a la inversa, es decir, un apreciable aumento de potencia en contra de un par más bajo y logrado a mayor número de revoluciones.

✓ **Los conductos de escape**

Los trabajos que hemos descrito para los conductos de admisión de la culata no tienen nada que ver con lo que debe llevarse a cabo en los conductos de escape. En éstos, lo que interesa es que el gas quemado salga lo más rápidamente posible y, por lo tanto, que en modo alguno se le produzcan turbulencias en las paredes ni frenos para su salida.

Un tipo de conducto de escape muy típico de los motores de competición es el mostrado en la figura 87. En ella resulta especialmente interesante destacar la estructura cónica del conducto a partir de la válvula de escape, para iniciar de este modo una cierta pérdida de velocidad en los gases, generalmente aún en forma de llama, que luego serán tratados en el colector de escape para eliminar la onda de la misma llama.

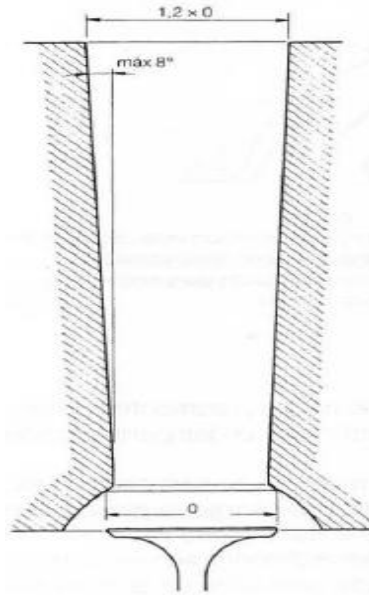


Figura 87. Conducto de escape ideal con forma cónica.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

La disposición de este conducto resulta más conveniente en posición acodada que directa, contrariamente a lo que vimos en la figura 80 sobre el conducto de admisión. A este respecto, una solución como la mostrada en la figura 88 es muy apreciada por los ingenieros que diseñan motores de alta competición, tanto para los conductos de admisión (A) como de escape (E).

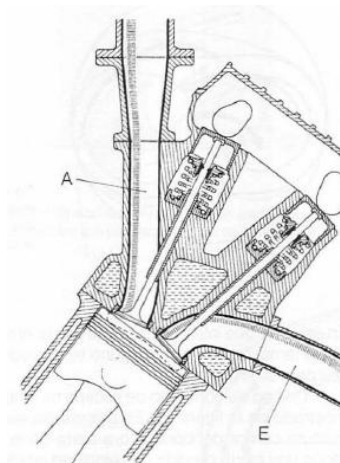


Figura 88. Disposición correcta de los conductos de admisión y de escape.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Modificación de los ductos de admisión y ductos de escape.**

Una de las principales modificaciones para mejorar el rendimiento del motor es la de rebajar los ductos de admisión en base a un previo calculo.

\emptyset de la valvula = 27,75mm.

\emptyset del ducto de admision = \emptyset de la valvula \times 0,9 (13)

\emptyset del ducto de admision = $27,75 \times 0,9$

\emptyset del ducto de admision = 24,975mm

La medida de cada ducto de admisión es 24,975mm y como disponemos de un motor de 16 válvulas es necesario saber el diámetro del ducto que se unirá al múltiple de admisión.

\emptyset del ducto de admision = $24,975 \times 2$

\emptyset del ducto de admision = 49,95mm

Esta medida se verá modificada de acuerdo con las características de las válvulas que disponemos.

Otra de las mejoras consiste en pulir el ducto de escape con el fin de que no encuentre adversidades en su trayecto los gases de escape. Aquí no procedemos a realizar el desbaste debido a que la forma del ducto de escape es ovalada motivo por el cual no amerita realizar otro trabajo con el objetivo de no crear una depresión en el ducto, lo cual sería un efecto negativo para nuestro motor. Cabe recalcar que en los dos ductos se pudo rebajar parte de las guías de válvula eliminando el efecto turbulento que creaba esta parte.

2.1.4.3 Las válvulas.- Conseguir que por la cámara de combustión circule la mayor cantidad posible de mezcla aire/combustible es una buena forma de aumentar la potencia del motor. En este sentido, los conductos por los que pasa la mezcla, y que se hallan controlados por la acción de las válvulas, son elementos en los que se debe esmerar y trabajar a fondo.

La mayor circulación de gases frescos depende del diámetro que posean las copas o cabezas de las válvulas de una culata, pues de ello depende la mejor respiración de cada uno de los cilindros, así como la cantidad y velocidad de los gases que circulan a través de la cámara.

Las dimensiones óptimas que deberían poseer las válvulas de un motor de combustión interna para poder efectuar el más completo llenado y vaciado de los cilindros, deberían corresponder, en el caso de los cilindros con dos válvulas, a un valor incluso algo mayor que la dimensión equivalente al radio del cilindro.

Con el fin de aumentar la superficie resultante de paso de los gases, se opta por disponer de cabezote de cuatro válvulas por cilindro, en cuyo equipo, la suma de la superficie de pasaje del gas de las dos pequeñas válvulas resulta superior a la superficie que pueda presentar una sola válvula de grandes proporciones. Además, las cuatro válvulas permiten que la cámara pueda ser mucho más parecida a la forma hemisférica ideal, a la par que benefician la reacción de la turbulencia durante el tiempo de explosión de la mezcla. (Figura 89)

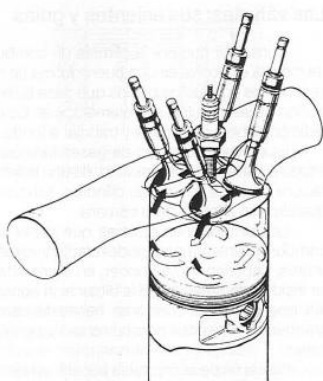


Figura 89. Cámara de combustión dotada de cuatro válvulas.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El sistema de válvulas laterales en culata, que da forma a la cámara en cuña, es el menos favorable para llevar a cabo un aumento de la superficie de pasaje de la corriente de mezcla. Las posibilidades de estas disposiciones las podemos ver por la comparación de los diámetros de las válvulas entre dos culatas con los dos tipos de

cámaras, (a) cámara hemiesférica. (b) cámara en forma de cuña, en donde nos interesa apreciar que el diámetro de las válvulas de admisión siempre podrá ser más grande que las de escape. (Figura90)

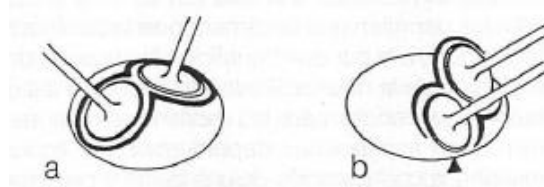


Figura 90. Esquema comparativo entre los tamaños de las válvulas.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ **Trabajos prácticos en los pasajes de las válvulas**

Comencemos por dar algunas instrucciones relativas a la forma como hay que proceder para despojar a la culata de los asientos y guías de válvula.

a) Recorte de los asientos de válvula

En los trabajos de mejoramiento de un motor suponemos ahora que el preparador ha determinado instalar válvulas más grandes que las originales. En este caso, el primer trabajo que se ha de llevar a cabo en la culata es el recorte de los asientos de válvula, con el fin de agrandarlos y colocar asientos nuevos cuyo trabajo se lo realiza en la rectificadora.

✓ **Dimensiones de las válvulas**

Para conseguir mejorar la entrada de mezcla hacia el interior de la cámara de combustión, la primera idea consiste en utilizar válvulas más grandes. Esta idea ya ha sido esbozada cuando se refiere, al cambio de los asientos de válvulas para ubicar en la cámara de combustión las de mayor tamaño posible.

Debemos ahora saber qué clase de dimensiones debe tener una válvula de admisión en una cámara de combustión para la preparación y mejoramiento de la 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 fórmula es la siguiente:

$$D = \sqrt{\frac{V \times Rpm}{\pi \times v \times 750}} \quad (14)$$

Los términos de esta fórmula son los siguientes:

D; diámetro de la válvula de admisión.

V; volumen del cilindro en cm³.

Rpm; revoluciones por minuto máximas que se pretende alcance el motor.

n; número pi, es decir, 3,1416.

v ; velocidad del aire en metros por segundo.

El número 750 es un coeficiente fijo y los valores que deben aplicarse para la velocidad del aire en metros por segundos (v) deben hallarse dentro de los siguientes márgenes:

Para coches comerciales: De 50 a 55 m/s.

Para coches de rally: De 55 a 60 m/s.

Para coches de carreras: De 70 a 80 m/s.

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. Teniendo en cuenta que tanto los factores de las revoluciones ideales que pretendemos, como la velocidad del aire en m/s, son hipotéticos 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 mencionar 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.

✓ **Cálculo de la superficie de pasaje de las válvulas.**

La fórmula que determina el paso de la corriente de gas por una válvula equivale aproximadamente a la superficie lateral de la figura geométrica que describe. En el caso de las válvulas con orificio de 30° la formula será:

$$S = \pi((0,866 \times d \times a) + (0,375a^2)) \quad (15)$$

En donde:

- (S) es la superficie total.
- (d) el diámetro del ducto.
- (a) alzada máxima.
- (b) distancia de interferencia de la cabeza con el asiento.
- (dc) diámetro de la copa.
- (dv) diámetro del vástago.
- (e) grosor del bisel de la válvula.

En el caso de las válvulas de 45° la fórmula es semejante, aunque varían los términos fijos o constantes. (Figura 91)

$$S = \pi((0,707 \times d \times a) + (0,356a^2)) \quad (16)$$

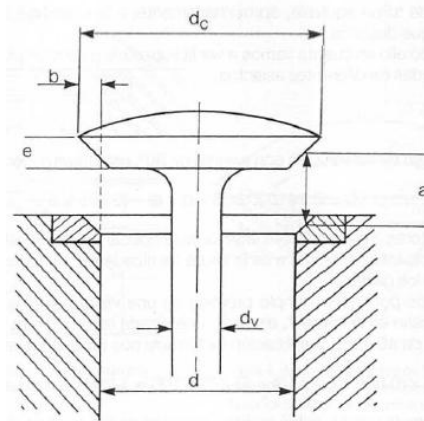


Figura 91. Características para el cálculo de una válvula

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Estas fórmulas sirven exclusivamente para determinar el área de pasaje, pues naturalmente nos servirá para determinar la velocidad de flujo.

$$V = \frac{s}{l} \quad (17)$$

Donde l es la longitud del ducto tomando el tiempo en un segundo.

✓ **Altura de alzada de las válvulas**

Una vez resuelto el problema de los ángulos de inclinación de las válvulas conviene conocer las características que comportan en cuanto a la armonía de sus medidas con respecto al diámetro de su cabeza o, si se quiere, al diámetro del asiento de válvula. A partir de aquí podremos deducir todas las medidas de una válvula en su aplicación al motor preparado.

Para calcular las medidas de una válvula lo primero que se precisa conocer es el diámetro (d) del conducto (Figura 91). También se deberá conocer el diámetro del cilindro, que denominaremos con una D mayúscula, la velocidad del pistón en m/s. (Vp) a la que pretendemos que gire nuestro motor preparado; y la velocidad de salida de los gases (Vg).

Conociendo todos estos datos podremos deducir el valor correcto del diámetro del conducto del asiento (d) con el auxilio de la siguiente fórmula:

$$d = D \sqrt{\frac{V_p}{1,06 \times V_g}} \quad (18)$$

Partiendo del conocimiento del conducto podremos considerar los valores de todas las demás proporciones de las válvulas si tenemos los datos de la tabla 12.

Tabla 12. Características de las válvulas.

Carrera o alzada de la válvula (a)	0,25xd
Anchura del asiento (b)	0,07xd
Diámetro del vástago de la válvula (dv)	
Para la válvula de admisión	De 0,18 a 0,23xd
Para la válvula de escape	De 0,23 a 0,281xd
Diámetro superior de la cabeza(dc)	D + 2b
Grueso de la copa o cabeza (e):	
Para la válvula de admisión	0,10xdc
Para la válvula de escape	0,15xdc

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

✓ Algunos trabajos de preparación de las válvulas

En las válvulas en sí caben algunas acciones por parte del preparador, de las cuales quizá la más importante sea la de retocar ligeramente la parte posterior de la copa, en el caso de que ésta tenga una forma que pueda obstaculizar el paso de la corriente de mezcla. La figura 92 nos muestra un conducto de admisión en el cual se ha

colocado una válvula de tipo comercial, cuyo dorso de la cabeza (1) posee una curva con un ángulo demasiado amplio (quizás un poco exagerada en el dibujo, con objeto de que se vea con facilidad el objetivo de este trabajo).

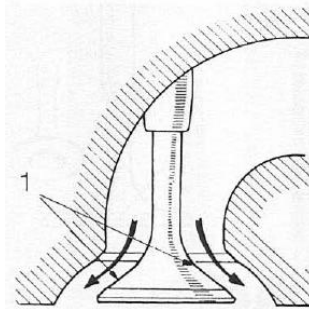


Figura 92. Perfil de una válvula.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

La válvula que favorece el libre paso del flujo de mezcla, debe tener una forma semejante a la mostrada en la figura 93, con la base de la cabeza recogida en una curva bastante cerrada.

Pues bien: el recorte de esta parte de la válvula no solamente puede constituir una disminución de peso de la misma sino también un modo de orientación conveniente del flujo a través de la curva más cerrada que se ha labrado en el dorso de la copa de la válvula.

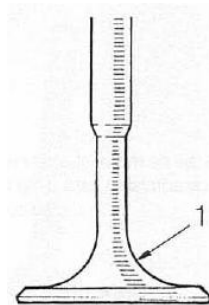


Figura 93. Válvula de competición.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

En la figura 94 puede verse el efecto favorable obtenido en el paso de la mezcla, en especial si esta figura se compara con la figura 92.

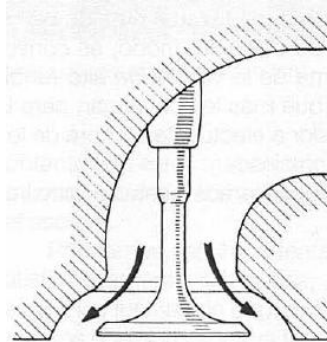


Figura 94. Recorte en el ángulo de formación de la copa.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Otra posible transformación puede realizarse a base de convertir las válvulas de cabeza plana en válvulas de tulipa. Para ello basta con una simple operación de torneado por medio de la cual se rebaja, en forma de casquete esférico, la zona del centro de la copa de la válvula en una extensión que no excede los 0,666 % de su diámetro y una profundidad que a su vez tampoco sobrepase el borde inferior del asiento. (Figura 95)

Si se puede disponer del suficiente presupuesto para la preparación del motor, lo mejor es comprar válvulas de la máxima calidad como las de titanio, siendo, de competición, y no efectuar en ellas modificaciones de talla de material, pues esta operación indiscutiblemente las debilita.

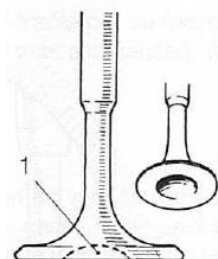


Figura 95. Rebaje de material para darle la forma de la válvula de tulipa.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Las que hemos indicado en este párrafo no dejan de ser unas soluciones alternas de cierto riesgo, que solamente deben utilizarse cuando no se pueda obtener válvulas especiales de competición. De cualquier modo, es conveniente que el mecánico sepa cómo debe ser la forma de la válvula de alto rendimiento y, con este criterio, pueda elegir las válvulas que más le convengan para la preparación de su motor, cuando acuda a su proveedor a efectuar la compra de los elementos necesarios.

✓ **Modificación de las válvulas**

Siendo las válvulas los elementos reguladores del ingreso de la mezcla aire/combustible así como la salida de los gases quemados es importante poder tener las válvulas acorde a nuestras necesidades siendo las de tipo tulipa las ideales para nuestro motor.

Las válvulas de admisión tienen los siguientes datos que debemos tener en cuenta para poder mejorarlas:

Datos:

$$V_h = 396,223[\text{cm}^3]$$

$$v = 60 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$R_{\text{rpm}} = 8000$$

Válvula de 45°

$$d = 46,30\text{mm}$$

$$a = 10,34\text{mm}$$

$$l = 62,03\text{mm}$$

$$D = 77,75\text{mm}$$

$$V_p = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_g = 60 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

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

$$D = \sqrt{\frac{396,223 \times 8000}{\pi \times 60 \times 750}}$$

$$D = 4,73 \div 2$$

$$D = 2,37 \text{ cm.}$$

Una vez realizado el cálculo podemos deducir que las válvulas que disponemos abastecen tranquilamente el flujo de la mezcla aire/combustible motivo por el cual no es necesario implementar asientos de válvulas de mayor diámetro, así como adquirir válvulas de mayor diámetro, limitándonos por seguridad a cambiarlos únicamente con sus medidas originales.

$$S = \pi((0,707 \times d \times a) + (0,3536a^2))$$

$$S = \pi((0,707 \times 4,630 \times 1,034) + (0,3536(1,034)^2))$$

$$S = 11,82 \text{ cm}^2$$

$$d = D \sqrt{\frac{V_p}{1,06 \times V_g}}$$

$$d = 77,75 \sqrt{\frac{20}{1,06 \times 60}}$$

$$d = 43,60 \text{ mm.}$$

La dimensión que requiere nuestro motor es de 43,60mm de diámetro del ducto de admisión general, el mismo que se ve afectado por realizar el pulido de los ductos quedándonos de un diámetro de 46,30mm.

Ahora se procederá al cálculo para las válvulas de escape:

Datos:

Válvula de 45°

$$d = 43 \text{ mm}$$

$$a = 10,34 \text{ mm}$$

$$l = 58,41 \text{ mm}$$

$$D = 77,75 \text{ mm}$$

$$V_p = 20 \frac{m}{s}$$

$$V_g = 66,6 \frac{m}{s}$$

$$D_e = 2,37 \times 0,9 \text{ cm.}$$

$$D = 2,133 \text{ cm.}$$

$$D = 2,133 \times 2$$

$$D = 42,66 \text{ mm}$$

Del cálculo realizado se puede decir que no amerita el cambio de asientos de válvulas y por ende de válvulas de escape, cambiándoles como medida de seguridad con las medidas originales.

$$d = D \sqrt{\frac{V_p}{1,06 \times V_g}}$$

$$d = 77,75 \sqrt{\frac{20}{1,06 \times 66,6}}$$

$$d = 41,38 \text{ mm.}$$

Con estas medidas se procede a modificar los ductos de la culata para mejorar el rendimiento de nuestro motor.

2.1.4.4 Los muelles de válvula.- La función específica de los muelles de las válvulas consiste en mantener éstas fuertemente apoyadas contra sus asientos en aquellas partes del ciclo en los que deben encontrarse completamente cerrados los conductos que gobiernan. Esto exige que el muelle de la válvula de escape, cuando esté en posición de reposo y mantenga a esta válvula cerrada, ejerza, como mínimo, una fuerza capaz de equilibrar la fuerza de la depresión que se produce en el cilindro durante el tiempo de admisión.

Esta depresión varía en función de la velocidad del motor, el diámetro del cilindro y las condiciones de funcionamiento de la válvula y el conducto de admisión, en lo que

respecta a la facilidad de paso de la mezcla, pero que se puede cifrar del orden de los $0,6\text{Kg}/\text{cm}^2$.

Por otra parte, el movimiento alternativo a que se ven sometidas las válvulas durante su funcionamiento genera en ellas unas fuerzas de inercia que tienden a separarlas, en determinados momentos, de sus mecanismos de empuje. En este punto los muelles han de establecer una fuerza antagónica que los mantenga en contacto con estos mecanismos de empuje, a fin de que no se produzca la aparición de falsos movimientos que perturbarían el funcionamiento correcto de la admisión y del escape.

Se podría considerar que ambas funciones pueden ser satisfactoriamente cumplidas, adoptando muelles con fuerza sobrada para oponerse a las fuerzas de depresión e inercia: pero ello tiene serios inconvenientes. Así, tenemos que una excesiva tensión del muelle de válvula en reposo puede ocasionar fuertes choques de las válvulas al cerrar contra sus asientos y, además, ocasionar una acción de rebote de las válvulas sobre ellos.

Además de este inconveniente se tendría que contar también con la necesidad de disponer de una mayor fuerza de los mecanismos de accionamiento de las válvulas para mover unos muelles excesivamente tensos, con la absorción de potencia que ello significa para el motor, la dificultad de puesta en marcha o arranque y el rápido desgaste previsible de los elementos de empuje, desde las levas del árbol de excéntricas hasta los balancines y todos los elementos que intervienen.

De acuerdo con lo dicho debemos tener en cuenta, en lo que respecta a los muelles de válvula, que se han de utilizar siempre los muelles más débiles posibles pero que se encuentren en el límite de cumplir con toda perfección su acción de cierre de las válvulas cuando éstas descansan sobre sus asientos.

Teniendo en cuenta, pues, esta recomendación, podemos ver la importancia que presenta la elección de unos muelles de válvula adecuados para soportar las nuevas

presiones a que el motor va a ser sometido pero escogiendo con cuidado las dimensiones de estos elementos y el diámetro de sus hilos.

✓ **Cálculo de los muelles de válvula**

Los muelles de válvula son helicoidales y similares al muelle mostrado en la figura 96. Los muelles de este tipo se deforman acortándose proporcionalmente a la carga aplicada sobre ellos axialmente. Esta deformación puede ser más o menos rápida según las dimensiones de los hilos y del material con el que se ha construido el muelle.

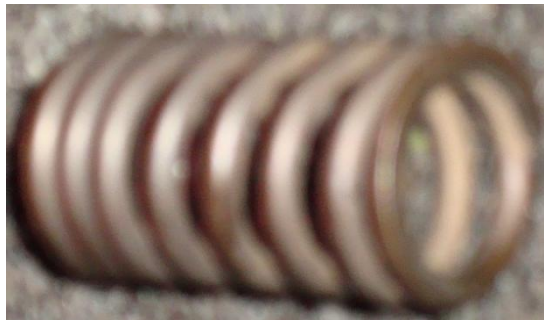


Figura 96. Muelle de un auto de serie.

Fuente: Los Autores.

En aquellos casos en los que se trata de variar las características de funcionamiento de un motor, generalmente propiciando un aumento del régimen de giro y después de haber diseñado un aumento de las dimensiones y peso de las válvulas, será necesario adaptar los muelles a las nuevas condiciones de trabajo. Por ello, al preparador de motores de competición le resultará de la mayor importancia el conocimiento de las fórmulas matemáticas que le aporten unos valores orientativos sobre las modificaciones esperadas en los muelles de las válvulas.

Para el cálculo de un muelle del tipo de los usados en las válvulas, tenemos, en la figura 97, una relación de todas las cotas importantes por las que hemos de regirnos para la interpretación de estas fórmulas. Los elementos fundamentales que nos interesará conocer serán los siguientes:

d, diámetro del alambre.

f, flecha bajo carga.

n, número de espiras necesarias.

L, longitud del muelle en libertad.

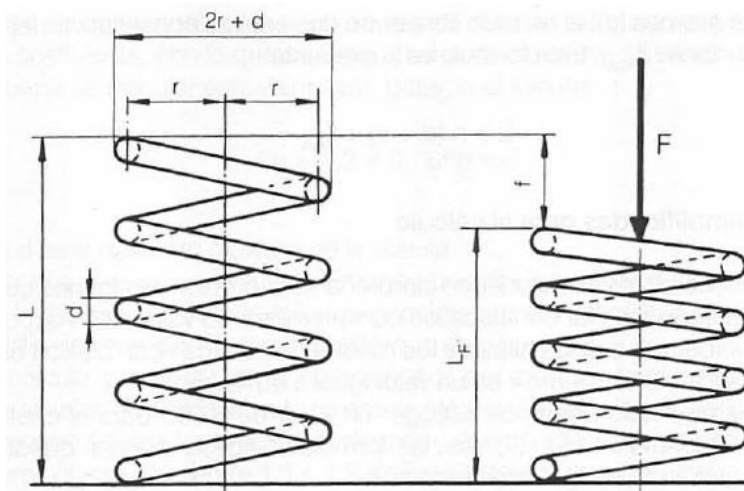


Figura 97. Dimensiones para el cálculo de los muelles de válvula.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

a) d, diámetro del alambre

Para conocer el diámetro (d) del alambre que pueda resistir una carga (F), se ha de conocer el coeficiente de trabajo (k) y el radio medio de la espira (r), en cuyo caso podremos valernos de la siguiente fórmula:

$$d = \sqrt[5]{\frac{16 \times F \times r}{\pi \times k}} \quad (19)$$

b) f, flecha bajo carga

Para calcular la flecha (f) de un muelle bajo una carga (F), con un número de espiras (n), en la que el radio medio de la espira (r) es conocido y también lo es el diámetro del hilo (d), y del que sabemos el valor del módulo elástico (E) del material, podemos utilizar la siguiente fórmula:

$$f = \frac{64xFxnrx^3}{Ed^4} \quad (20)$$

c) n, número de espiras necesarias

El número de espiras necesarias para que un muelle proporcione una flecha (f) al aplicarle la fuerza (F), queda de manifiesto así:

$$n = \frac{64xFxrx^3}{Ed^4} \quad (21)$$

d) L, longitud del muelle en libertad

Por último, cabe también destacar la fórmula que nos indique la longitud que debe tener un muelle de acuerdo con el número de espiras necesarias (n), el diámetro de las mismas (d), el espacio libre entre dos espiras consecutivas (e) y la flecha máxima del muelle (f_{\max}). Esta fórmula es la siguiente:

$$L = n(d + e) + f_{\max} \quad (22)$$

Las fórmulas pueden simplificarse si el valor de algunos coeficientes que ahora pueden resultar confusos los convertimos a su valor real.

Los hilos de los muelles se fabrican con aceros especiales, podemos definir el coeficiente k en un valor igual a 40Kg/mm².

Del mismo modo podemos escoger un valor de 8.000 para el coeficiente de elasticidad o módulo elástico (E). Así, las fórmulas a aplicar pueden quedar simplificadas y reducidas a los siguientes términos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{Fxr}{8}} \quad (23)$$

La siguiente fórmula, la de la flecha bajo carga (f), queda reducida a lo siguiente:

$$f = \frac{64xnxr^2}{1000xd} \quad (24)$$

Finalmente, el número de espiras necesarias (n) queda reducida a la siguiente fórmula:

$$n = \frac{1000fxd}{64xr^2} \quad (25)$$

Estas fórmulas nos permiten calcular las dimensiones que debe tener un muelle de válvula si previamente conocemos los datos siguientes:

- La fuerza con la que deseamos permanezca comprimida la válvula sobre su asiento cuando esté cerrada, a la que representaremos en los cálculos por Fo.
- La fuerza máxima de la inercia que ha de contrarrestar la válvula en movimiento, a la que representaremos por Fm.
- La altura de levantamiento de la válvula, que designaremos por h.
- y el valor del radio medio de la espira, que será representado por la letra r.

De estos términos tenemos que la fuerza Fo se calcula por apreciación, teniendo en cuenta la depresión máxima del cilindro y el diámetro de la válvula de escape. En la práctica, puede establecerse un valor entre 1 y 1,5Kg/cm².

En las preparaciones para automóviles de rally un valor aconsejable es el 1,2 para este coeficiente, con lo que se asegura el perfecto cierre de las válvulas.

La forma de calcular este valor será, pues, la siguiente:

$$F_0 = 1,2 \times 0,7856 \times d \quad (26)$$

En donde d es el diámetro máximo de la válvula.

En lo que respecta a la fuerza F_m , hay que decir que debe corresponder a la fuerza de inercia en el punto de máxima velocidad en su recorrido, la cual se da en el punto medio del recorrido de levantamiento, o sea, para $h/2$.

Su cálculo presenta cierta complejidad, por cuanto exige el conocimiento exacto de la velocidad de la válvula en ese punto y la masa de la misma; para simplificarlo se recurre a fórmulas, de modo que se puede tomar para el valor F_m unos valores que oscilen entre 1,1 a 1,2 de F_a . Podemos pues decir que:

$$F_m = 1,2 \times F_0 \quad (27)$$

En lo que respecta a la altura de levantamiento de la válvula, que hemos designado por h, es un dato preestablecido del motor.

En cuanto al valor de r (radio medio de la espira) se puede establecer tomando como diámetro medio de la espira $7/8$ de diámetro interior de la válvula (que designaremos ahora como d), de modo que la fórmula resultante será:

$$r = \frac{1}{2} \times \frac{7 \times d_2}{8} \quad (28)$$

Que es lo mismo que decir:

$$r = \frac{7 \times d_2}{16}$$

Tal como estamos desarrollando el cálculo podemos disponer ya de los datos correspondientes a los valores de F_a y F_m , Teniendo en cuenta que en los muelles helicoidales las flechas son proporcionales a las cargas, se puede calcular la flecha F_a

que corresponde al muelle montado en su posición de reposo comprimiendo la válvula contra su asiento. La fórmula final para este cálculo será:

$$f_0 = \frac{F_0 h}{2(F_m - F_0)} \quad (29)$$

Una vez conocida la flecha ya podremos calcular la flecha máxima (f_{\max}) que es la equivalente a la flecha (f_0) más la altura (h) y por la misma proporcionalidad calcular la fuerza máxima del muelle en carga (con la válvula totalmente levantada). Para ello nos valdremos de la siguiente fórmula:

$$F_{\max} = \frac{F_0 x f_{\max}}{f_0} = \frac{F_0 (f_0 + h)}{f_0} \quad (30)$$

Una vez realizados todos estos cálculos ya estaremos en condiciones de llevar a cabo el cálculo aproximado de las diversas características de los muelles de válvula. Así, conociendo el valor de F_{\max} podremos calcular el diámetro (d) del hilo a través de la fórmula simplificada (1).

Partiendo de este dato podremos calcular el número de espiras (n) aplicando la fórmula simplificada (2), en la que sustituiremos el valor de la flecha (f) por el valor de la flecha máxima (f_{\max}), d y r por los valores ya calculados.

Cuando se compre o se haga construir el muelle se deberá tener en cuenta que el número de espiras calculado es el de espiras útiles y a éste hay que añadir las espiras o partes de ellas que se aplanan o rectifican para que el muelle se apoye perfectamente sobre la culata y el platillo de retención.

Los cálculos deben de completarse con el cálculo de la longitud libre del muelle, es decir, la longitud sin carga (L), para lo cual ya podemos utilizar la fórmula dada anteriormente.

✓ Trabajos prácticos con los muelles de válvula

El resultado de los cálculos puede sernos de utilidad para tener una idea aproximada, en primer lugar, de si el tipo de muelle que lleva el motor de origen está en condiciones de prestarnos servicio cuando el motor mejorado alcance un mayor número de revoluciones pero también para ver qué clase de muelle podría sustituirle, en caso de que no presentara el de origen las necesarias garantías.

Por desgracia, no es tan fácil ni económico hacerse fabricar muelles especiales que respondan a las condiciones precisas que puedan sernos útiles en un momento determinado de nuestro proyecto de mejoramiento de un motor. Una buena solución es ver qué otros motores de los que existen en el mercado pueden disponer de unos muelles cuyas cualidades se avengan con mayor aproximación a nuestras necesidades y hacer uso de ellos para nuestro motor preparado.

Sin embargo, es importante tener en cuenta que los muelles de válvula, una vez montados en su válvula correspondiente y en posición de reposo (la válvula sobre su asiento), presenten, entre espira y espira, una separación que sea, al menos, de entre 0,25 a 0,30 cm, como indica la figura 98.

Si no se da esta circunstancia se puede acudir a fresar los últimos hilos de apoyo o acudir al empleo de otro tipo de muelles que cumplan esta exigencia.

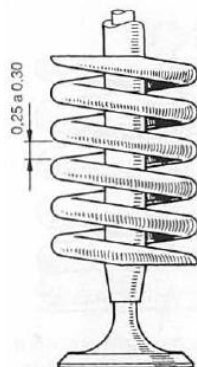


Figura 98. Distancia de seguridad entre las espiras de los muelles de válvulas.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El objetivo de esta separación es impedir que las espiras lleguen a tocarse cada vez que la válvula alcanza su máxima alzada. Si recibieran este golpe durante los miles de veces que los muelles han de flexarse, la rotura de los mismos sería inevitable y causar los daños que son de imaginar cuando una válvula queda suelta en plena marcha del motor.

Si el motor de origen no va provisto de doble muelle en cada una de sus válvulas, se ha de proceder al montaje de este equipo, indispensable para un motor preparado para cualquier tipo de carreras que quiera ser competitivo.

✓ Muelles de válvula dobles

El movimiento, rápido y constante, con el que los muelles de válvula han de desarrollar su trabajo puede ocasionar, sobre todo en determinados momentos del mismo, una serie de ondas de resonancia consistentes en que las espiras de los muelles no se separan y acercan de una forma natural sino que lo hacen como recibiendo una onda de choque que actúa sobre dos o más espiras al mismo tiempo; con ello, la separación entre las espiras se produce como si dos de éstas formaran un solo cuerpo. En determinado momento de su funcionamiento, un muelle de válvula que gira a gran velocidad puede comportarse de modo que dos de sus espiras (1). Se junten y trabajen sincronizadas. El siguiente paso de esta acción de compresión del muelle será el mostrado en el dibujo (2), en donde la onda de resonancia pasa a las espiras centrales; como puede verse, finalmente la onda de resonancia se transferirá a las espiras de la zona baja (3). Volviendo de nuevo a la parte superior.

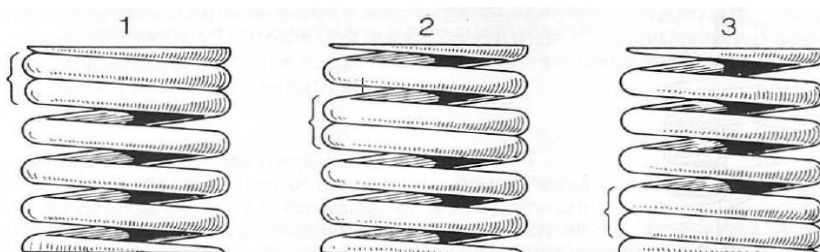


Figura 99. Resonancia a través de los hilos del muelle.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

En estas condiciones, el accionamiento de la válvula se vuelve errático e incluso es fácil que se produzca la rotura de los muelles por choque al recibir la carga de la leva en el momento en que se están distendiendo. Este defecto, muy perturbador, debe ser evitado para que las válvulas funcionen con la regularidad que de ellas se espera.

Una solución consiste en adaptar a las válvulas dos tipos diferentes de muelles helicoidales, colocados concéntricos y dotados de diferentes valores de flexibilidad y de dimensiones. Las frecuencias propias de estos muelles son diferentes entre sí y, en consecuencia, cada uno amortiguará las posibles vibraciones del otro.

La disposición adoptada en el caso de muelles dobles se ve en la figura 100.

Puede observarse que el sentido de arrollamiento de la hélice es contrario en uno y otro muelle, lo cual tiene por objeto evitar que las espiras puedan interferirse.

Podría decirse, pues, que equipar con dobles muelles las válvulas de un motor mejorado es casi indispensable.

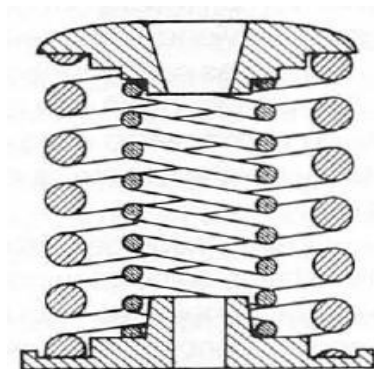


Figura 100. Doble muelle de válvula.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Este sistema cuenta, además, con la ventaja de evitar la caída de la válvula en el interior de la cámara de combustión en caso de rotura del muelle (la válvula está

doblemente sujeta por cada uno de los muelles) de modo que el uso de doble muelle es más que aconsejable.

✓ **Selección de muelles de válvula.**

Para conocer las características del nuevo muelle que hace falta implementar se necesita hacer un cálculo:

Datos:

$$D = 26,12\text{mm}$$

$$d = 3,76\text{mm}$$

$$d_m = 3,76\text{mm}$$

$$a = 10,34\text{mm} = h$$

$$n = 8$$

$$F_0 = 1,2 \times 0,7856 \times d$$

$$F_0 = 1,2 \times 0,7856 \times 26,12$$

$$F_0 = 24,62 \text{ Kgf}$$

$$F_m = 1,2 \times F_0$$

$$F_m = 1,2 \times 24,62$$

$$F_m = 29,54 \text{ Kgf}$$

$$r = \frac{1}{2} \times \frac{7 \times d_2}{8}$$

$$r = \frac{1}{2} \times \frac{7 \times 26,12}{8}$$

$$r = 11,42\text{mm}$$

$$f_0 = \frac{F_0 h}{2(F_m - F_0)}$$

$$f_0 = \frac{24,62 \times 10,34}{2(29,54 - 24,62)}$$

$$f_0 = 25,86\text{mm}$$

$$F_{\max} = \frac{F_0 \times f_{\max}}{f_0} = \frac{F_0 (f_0 + h)}{f_0}$$

$$F_{\max} = \frac{24,62(25,86 + 10,34)}{25,86}$$

$$F_{\max} = 34,46\text{Kgf}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{F_{xr}}{8}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{34,46 \times 11,42}{8}}$$

$$d = 3,66\text{mm}$$

De donde se tiene el diámetro del nuevo muelle:

$$2r = 2 \times 11,42\text{mm}$$

$$D = 22,84\text{mm}$$

Motivo por el cual no amerita la sustitución de los muelles por otros debido a que se requiere muelles con diámetro de 22,84mm teniendo disponibles de 26,10mm con un espesor de 3,76mm. Ameritando el cambio única y exclusivamente cuando se cambie los arboles de levas. Asegurando un buen cierre de las válvulas evitando que estas floten a altas revoluciones.

2.1.4.5 Los pernos de fijación de la culata.- Los trabajos que comporta la culata son bastante importantes y quizá pueda decirse con propiedad que son los más importantes del motor.

Por ello, una culata trabajada siguiendo las directrices expuestas hasta el momento comportará, si el trabajo se ha realizado con la debida exactitud, pulcritud, acierto y eficacia, un evidente aumento de la potencia generada por el motor y ello supondrá un aumento considerable de las presiones que se van a tener que soportar en el interior de la culata.

Ahora, un punto por donde nos puede fallar el trabajo llevado a cabo hasta el momento, puede ser en el sistema de fijación de la culata al bloque.

Por lo tanto, no debemos olvidar la necesidad de reforzar los pernos de fijación, trabajo que, por otra parte, no suele presentar problemas que no sean de fácil solución para un profesional mecánico. En todos los motores, los orificios de paso de los pernos de fijación de la culata tienen un diámetro superior en 1,5 mm al diámetro exterior de los pernos. Tal característica tiene por objeto evitar que los pernos se atasquen en los orificios de paso, por descentrado o descuadrado, falseando el apriete correcto en el montaje y pudiendo dar lugar a la pérdida de estanqueidad de la junta.

Así pues, una vez determinado el diámetro que deberán tener los nuevos pernos de fijación y teniendo en cuenta el exceso indicado para el diámetro de los pasos, procederemos al mandrilado de los agujeros al diámetro requerido.

Este trabajo se puede realizar manualmente con la ayuda de escariadores fijos y aumentando el diámetro de los mismos de 0,5 en 0,5 mm en cada pasada, hasta alcanzar el diámetro final.

También se puede realizar en una sola pasada cuando se utilice para este trabajo una taladradora de columna. En este caso, si la culata es de aleación de aluminio, deberá emplearse una broca especial de corte para este material. La velocidad de corte debe ser bastante alta y la lubricación abundante.

El mecánico preparador no deberá olvidar tampoco los pernos de fijación de los apoyos del árbol de levas en la culata o de los ejes de balancines, según los casos y el tipo de motor en que esté trabajando. Es muy frecuente, en los motores que aumentan su régimen de giro, acudir a la instalación de muelles de válvula con hilos de mayor sección para evitar en lo posible el fenómeno del rebote de las válvulas. Al aumentar la sección de los muelles la fuerza desarrollada por éstos debe ser compensada por una mejor fijación del mecanismo que soporta los balancines o el mismo eje de levas si el accionamiento es directo.

En estos casos, es necesario aumentar la sección de los pernos de fijación de estos elementos para tener la seguridad de que no se producirá una rotura de pernos durante la marcha.

✓ **Consideraciones de los pernos de la culata.**

Una de las consideraciones que se debe tener en cuenta es que se realizó el rebajado del bloque de cilindros por lo cual varía la altura de rosca en el mismo pudiendo quedar el perno un tanto largo del adecuado motivo por el cual amerita tener cuidado en este aspecto porque de lo contrario si se ajustara al torque normal del perno este no llegaría a presionar el cabezote sobre el bloque donde la junta quedaría floja escapando la compresión o por el contrario si se le diera mas torque el perno podría romperse. (Figura 101)

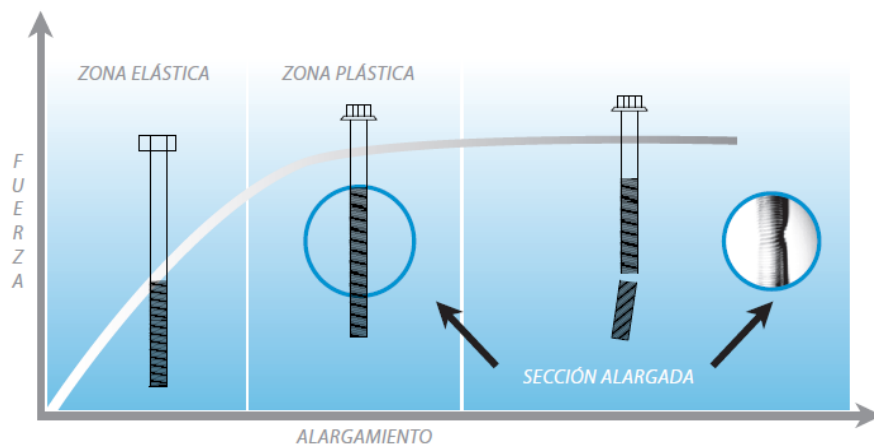


Figura 101. Característica para el torque de un perno.

Fuente: www.moresa.com

La solución más factible es poner rodajas de alza en la parte superior del perno con lo cual se compensa la altura rebajada del bloque de cilindros evitándonos cualquier inconveniente en este aspecto.

2.1.5 Distribución

Se conoce que, desde un punto de vista teórico, la válvula de admisión, por ejemplo, debe abrirse en el momento en que el pistón se encuentra en el PMS, y cerrarse en cuanto el pistón se encuentre en PMI. De esta manera tenemos que durante un giro de 180° del cigüeñal (en un motor de cuatro tiempos) la mezcla estará entrando en el interior del cilindro y el llenado será, siempre desde el punto de vista teórico, correcto.

Sin embargo, todo mecánico sabe que esto no es verdad en la práctica, En efecto: En primer lugar, las válvulas no se abren instantáneamente sino que lo hacen siguiendo el perfil de la leva que las empuja, El empuje de la leva va abriendo paulatinamente la válvula a medida que el pistón desciende, de modo que una válvula no se abre del todo casi hasta que el pistón está a media carrera de descenso, Esto es lo que trata de mostrarnos la figura 102, en donde cada una de las líneas verticales de distribución corresponde a un valor de 10° , Las flechas indican el movimiento de la válvula y, en consecuencia, el espacio que se va dejando a la mezcla para que pueda penetrar en el interior del cilindro durante el tiempo de admisión, como puede verse, la superficie tramada resulta equivalente al tiempo en el que no penetra mezcla porque la válvula se lo impide.

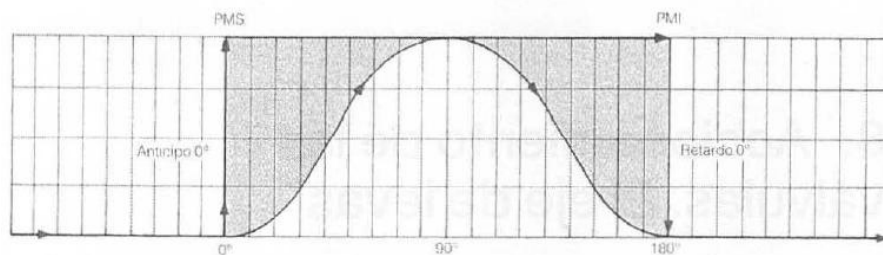


Figura 102. Levantamiento de una válvula cuando actúa solamente 180° .

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Así pues, para conseguir llenar el cilindro no puede esperarse a la llegada e inflexión del pistón al PMIS ni tampoco puede cerrarse la válvula en el momento de la llegada al PMS porque la pérdida de espacio para dejar paso a la mezcla sería obstaculizada; ya sabemos que la potencia sale de la mezcla aire/combustible y que a mayor consumo, mayor potencia.

En consecuencia, la disposición de las levas y el anclaje de éstas al árbol de levas debe poder permitir que las válvulas se abran antes de llegar el pistón a su PMS, con el fin de que en el momento inicial del descenso la válvula ya esté, por lo menos, parcialmente abierta; y, del mismo modo, que la válvula no se cierre en el mismo PMS para aprovechar todavía, de esta forma, la inercia que ha adquirido la corriente de mezcla durante su entrada para vencer el vacío creado por el descenso del pistón.

En los motores comerciales poco apurados, esta modificación en el momento de apertura y cierre de las válvulas puede ser cómo vemos en la figura 103, en donde ya puede apreciarse fácilmente que la superficie de obstrucción al paso de la mezcla (zona tramada) ha quedado muy reducida. Lo ideal sería, por supuesto, una abertura y un cierre instantáneo de las válvulas, cosa que, desde un punto de vista mecánico y con la debida sincronización con el giro del cigüeñal, no se ha logrado todavía en los motores, se debe tener en cuenta, además, que a medida que el motor aumenta su velocidad de giro, tanto menor es el tiempo de que dispone para llenar el cilindro, de modo que los motores muy rápidos, con una distribución como la que hemos visto en la figura 102, no tendrían tiempo suficiente para llenar ni medianamente su cilindro con la mezcla entrada en ellos. La compresión sería pues muy baja y el resultado de la explosión poco efectivo, hasta el punto de que, cuanto mayor fuera su régimen de giro, tanto menor sería, proporcionalmente, su potencia.

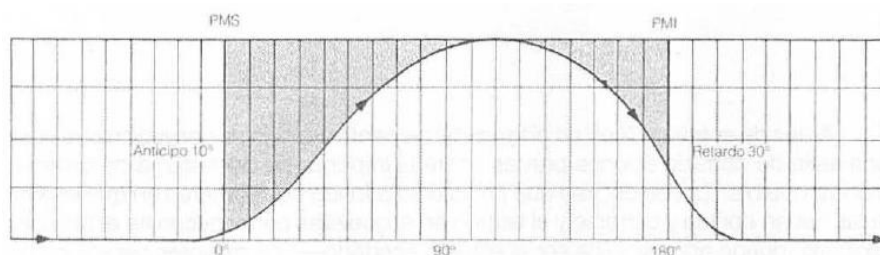


Figura 103. Apertura de la válvula con anticipo 10° y retardo 30° .

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Así pues, ya vemos que el trabajo en la zona de la distribución tiene una importancia sobresaliente ya que aquí es donde se pueden obtener los más favorables resultados en el trabajo de mejoramiento de un motor.

2.1.5.1 El diagrama de distribución.- Puede ser de gran utilidad disponer de un dibujo en donde se nos muestre la disposición de los momentos, en grados, en los que un motor abre y cierra sus válvulas.

Esto se logra fácilmente por medio de un dibujo circular como el de la figura 104.

Aquí se representan los grados de giro del cigüeñal en los distintos cuatro tiempos del ciclo de un motor. Pero lo que se trata de destacar es el tiempo que las válvulas de admisión y escape permanecen abiertas, y el tiempo en que incluso permanecen abiertas al mismo tiempo las válvulas de admisión y las de escape, lo que se llama el solape de las válvulas o, también, el cruce de válvulas.

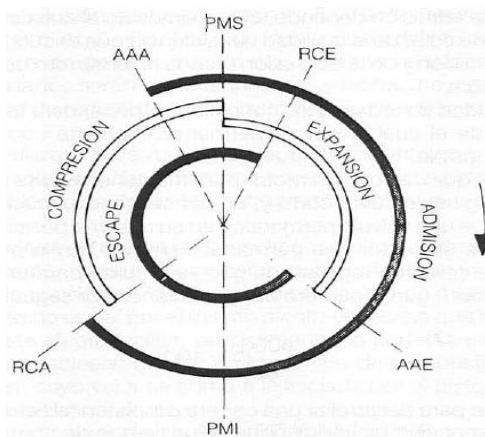


Figura 104. Diagrama de distribución de un motor hipotético.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Ante este gráfico se puede deducir las siguientes cuestiones:

El valor de solape o ángulo de cruce de válvulas será igual a la suma del ángulo de avance de apertura de la válvula de admisión (que se representa con las letras AAA) más el retardo de cierre de la válvula de admisión (representado por las letras RCA).

Del mismo modo, también en la válvula de escape (parte central del gráfico) nos encontramos con el mismo efecto. La válvula de escape debe estar provista de un avance de apertura del escape (AAE) y de un retardo en el cierre del escape (RCE).

El retraso en el cierre de la válvula de admisión (RCA) y el adelanto en la apertura de la válvula de escape (AAE) no producen cruce de válvulas, pues entre ellos existe un giro del cigüeñal correspondiente a los tiempos de compresión y expansión, durante los cuales ambas válvulas permanecen cerradas.

Los valores de AAA, RCA, AAE y RCE de un motor se denominan cotas de reglaje de la administración y sus valores son de gran importancia para la sincronización de la distribución.

2.1.5.2 Influencia de los avances y retardos en el motor.- La cantidad de combustible preparada con mezcla de aire que puede penetrar por una válvula de admisión depende de la sección de apertura de ésta, de la facilidad o resistencia que encuentren los gases en los conductos de admisión y de la depresión creada en el cilindro durante la carrera descendente del pistón.

Pero, a igualdad de todas estas condiciones, dependerá también, lógicamente, del tiempo durante el cual la válvula permanezca abierta con el máximo levantamiento o alzada posible.

El tiempo de que dispone un motor para mantener abierta una válvula de admisión resulta inimaginablemente corto y, en consecuencia, mucho más inimaginable es el tiempo en que una válvula permanece en su máxima posición de alzada.

Supongamos un motor que permanece girando, en la práctica, a 8000 revoluciones cosa muy frecuente en un régimen de giro tranquilo para un motor de competición.

Ello quiere decir que el número de revoluciones por segundo será de:

$$\frac{8000}{60} = 133,33$$

Es decir, que para desarrollar una carrera del pistón (el tiempo que se precisaría para la admisión, por ejemplo) se dispone de un tiempo de:

$$\frac{1}{133,33 \times 2} = 0,0037 \text{ segundos}$$

Véase que en sólo tres milésimas de segundo se tiene que acelerar las masas de una válvula, comprimir los muelles y volver a cerrarla. Pero además, se encuentra con el inconveniente adicional de que el pistón cuenta con la mínima de sus velocidades en el momento de pasar a vencer el PMS, para iniciar el descenso, de modo que la succión producida por depresión es, en este momento, bastante reducida.

Para aprovechar el breve tiempo de que se dispone y también el más pequeño indicio de depresión, la práctica aconseja adelantar el momento de abertura de la válvula de admisión para que ésta quede en condiciones de dejar paso a la mezcla en cuanto el pistón la requiera lo más mínimo.

Además, aunque aparentemente el retraso del cierre no mejoraría el llenado del cilindro (pues después del PMI, el pistón comienza a ascender y da la impresión de que podría expulsar la mezcla del cilindro si la válvula de admisión todavía permanece abierta), La inercia que los gases han adquirido es, en este momento, aún más fuerte que la presión que ejerce el pistón.

Por tanto hay que saber encontrar el momento exacto en el que la inercia de entrada de la mezcla es superior a la fuerza de expulsión del pistón para cerrar inmediatamente la válvula cuando la fuerza del pistón la supere. Esto es lo que justifica el retardo en el cierre de la admisión (RCA).

El acierto en saber adoptar los grados de adelante (AAA) y de retardo (RCA) en la admisión es la base de un rendimiento volumétrico perfecto del motor y, con ello, de la mayor potencia obtenida.

El problema radica en que, según sea el régimen de giro, las condiciones favorables que determinan estos grados de adelanto y retraso cambian, de modo que una buena solución para un régimen de 5000 revoluciones resulta desfavorable para un régimen de 8000 revoluciones. Aquí está el quid de la cuestión y del mejoramiento del motor.

Puede decirse que, en general, cuanto mayor sea la velocidad de régimen del motor tanto más acusados serán estos fenómenos y tantos mayores los valores deseables para las cotas de reglaje de la distribución en lo que respecta a la válvula de admisión.

Por lo que se refiere a la válvula de escape, el adelanto en su apertura (AAE) queda justificado no sólo para dar el tiempo necesario a la evacuación de los gases quemados sino también para evitar la contrapresión sobre el pistón y facilitar su apertura.

El retraso en el cierre de la válvula de escape también puede parecer aparentemente contraproducente, pues podría creerse que el cruce de válvulas produciría una disminución de la succión en la admisión o un escape de mezcla de combustible.

Sin embargo, esto no es así por el mismo efecto de inercia que han adquirido los gases de escape. Este efecto facilita, precisamente, la perfecta evacuación de los gases quemados que pudiesen quedar en la cámara de combustión, a la vez que aumenta la depresión, cuyo valor se suma a la iniciada por el pistón cuando acaba de comenzar su carrera descendente.

Obtener los correctos valores de AAA, RCA, AAE y RCE no es un trabajo fácil sobre el que puedan, además, darse fórmulas matemáticas sencillas, pues son prácticamente infinitos los detalles que pueden influir en el correcto funcionamiento de un motor y también diferentes las prestaciones para las que un motor se destina.

Todo ello une un cúmulo de condicionantes que hacen difícil establecer consejos al respecto sin considerar previamente el tipo de motor de que se parte y el resultado final que se espera.

Sin embargo, lo que sí está claro es que un motor, cuando se destina exclusivamente a la competición, tiene que tener valores más grandes de cruce de válvulas que un motor comercial y también que un motor de competición, en estas condiciones, se volverá mucho menos dócil a bajas vueltas y será, por lo mismo, impracticable para el tráfico corriente de las ciudades e incluso de las carreteras concurridas.

La tabla 13 proporciona información sobre unos valores corrientes de las cotas de distribución para los motores comerciales y para los motores rápidos. A través de esta información el mecánico preparador puede orientarse y establecer su punto de partida para escoger estos valores nuevos en el motor sobre el que está trabajando.

Tabla 13. Cotas de la distribución para motores comerciales y motores rápidos.

	Motores comerciales.	Motores rápidos.
Avance apertura de admisión AAA	De 10 ⁰ a 15 ⁰	De 12 ⁰ a 40 ⁰
Retardo cierre de admisión RCA	De 35 ⁰ a 45 ⁰	De 40 ⁰ a 80 ⁰
Avance apertura de escape AAE	De 35 ⁰ a 45 ⁰	De 40 ⁰ a 80 ⁰
Retardo cierre de escape RCE	De 10 ⁰ a 15 ⁰	De 12 ⁰ a 40 ⁰

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

En los motores de competición pura se llegan a alcanzar valores incluso más elevados, tanto para las cotas de reglaje como para el ángulo de apertura de la válvula de admisión, que puede llegar incluso a valores superiores a los 320° en total (la suma de AAA + 180 + RCA).

Igualmente, el valor de solape o cruce de las válvulas puede adquirir valores de hasta 130°, pero este último valor hace que el motor funcione muy mal a bajas vueltas con considerable pérdida de potencia en este punto.

Sin embargo, todo depende del destino para que el motor se construya.

Los elementos que intervienen para modificar las cotas de la distribución son los siguientes:

- El árbol de levas.
- Elección de un árbol de levas.
- Elementos de accionamiento de las válvulas.
- Puesta a punto de la distribución.

2.1.5.3 El árbol de levas.- El eje de levases 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.

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 105.



Figura 105. Árbol de levas de un motor de serie.

Fuente: Los Autores.

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, siendo actualmente el sistema más utilizado en el campo automotriz.

✓ El perfil de las levas.

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 106 se puede ver un ejemplo de cómo es el perfil de una leva usada en automoción. En donde se puede distinguir, en primer lugar, una parte circular (1) que denominaremos círculo primitivo, que corresponde a la zona del perfil en el que la válvula permanece cerrada suponiendo que no existe juego de taqués. Esta zona continúa por dos arcos de círculo de gran radio (2) a los que se les denomina flancos.

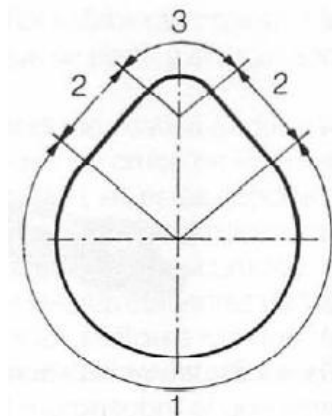


Figura 106. Perfil de una leva armónica.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

El perfil se cierra con otro arco de menor radio (3), la nariz, que determina el levantamiento máximo de la válvula, siendo igual a él si actúa directamente, o multiplicando o desmultiplicando según sea la relación de las longitudes de los brazos del balancín, cuando se emplea este elemento de accionamiento.

El gráfico de levantamiento de la válvula que correspondería a una leva con un perfil como el mostrado en la figura 102, puede verse en la figura 107.

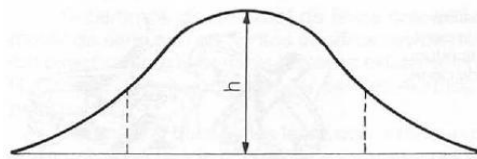


Figura 107. Movimiento de levantamiento de una leva.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Como puede observarse, el perfil de los flancos determina la zona de aceleración en el momento de apertura de la válvula y deceleración en el momento de cierre, y el perfil de la cresta o nariz determina la forma de la parte superior del gráfico de levantamiento de la válvula. En la práctica, el radio de lo que hemos denominado círculo primitivo se rebaja lo necesario para compensar el juego del taqué y permitir el cierre de la válvula cuando el motor ya ha alcanzado su temperatura normal de régimen de funcionamiento. El círculo así obtenido se denomina círculo reducido y la unión de su perfil con el de los flancos se realiza mediante un arco de espiral al que se le llama rampa de ataque. Este tallado puede verse en la figura 108.

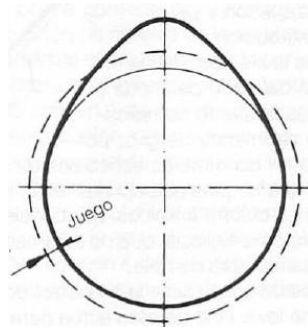


Figura 108. Perfil de una leva con el círculo reducido.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Las levas con el perfil trazado a base de arcos simétricos, del estilo de la que hemos visto en el perfil de la figura 106, 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.

Ahora bien: al producirse el aumento del régimen de revoluciones se han planteado cada vez más problemas en los motores equipados con este sistema. Por ejemplo, se han planteado problemas relacionados con la inercia de las válvulas y del tren de accionamiento de las mismas, así como con las deformaciones elásticas de éste.

Estos problemas se han tratado de resolver mediante la utilización de perfiles de levas de cálculo y diseño más complicados como, por ejemplo, la denominada leva polydyne o polinómica, en la que el perfil de la leva se presta a un control más acusado de los momentos en que la aceleración de la alzada y la deceleración de la llegada al asiento deben ser más favorables para el motor en el que se trabaja.

Otros factores, como las velocidades relativas de deslizamiento y rodadura entre la leva y su empujador, vienen a complicar aún más el problema del trazado del perfil y la consecución de una leva que produzca un funcionamiento satisfactorio de las válvulas especialmente a altos regímenes de giro del motor.

✓ **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. Modificar directamente 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.

Además, al trabajar las levas con arranque de material, estamos destruyendo el endurecimiento superficial de sus rampas por cementado y templado, con lo que el árbol

ya no tendrá utilidad práctica, pues si lo aplicamos a un motor su destrucción sería inmediata.

La solución podría consistir en ponernos en contacto con un taller especializado en la construcción de árboles de levas y presentar allí nuestro diseño para que nos construyan un árbol especial, dicho de otra forma hacer un árbol de levas nuevo. Ello es posible pero el precio resulta ahora muy elevado y sólo tendremos constancia de nuestro éxito cuando el vehículo esté en pista o el motor sometido a un banco de pruebas, por lo que es fácil que esta solución sea, a su vez, una ruina económica.

La mejor solución consiste en acudir a la compra de árboles de levas estrictamente fabricados para competición, a cuya especialidad se dedican muchas empresas de kits de montaje para el mejoramiento de los motores.

✓ **Adaptación de un árbol de levas**

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. Ello se debe a que la modificación de la distribución comporta, a la vez que un aumento de potencia, un traslado de los valores de par máximo dentro de la escala del régimen de giro, lo que puede hacer que el vehículo adquiera, de forma automática, unas características de conducción muy diferentes y, en ocasiones muy complicadas.

Contrariamente a lo que pueda parecer, a medida que aumentamos la potencia en los altos regímenes de giro y hacemos que el motor entregue su potencia entre 7.000 y 10.000 revoluciones, desmereciendo la potencia en los bajos regímenes del motor.

En efecto, el régimen de ralentí mantenido a las 1.000 revoluciones, sino la misma posibilidad de arranque del motor deben aumentar con el régimen, de modo que el motor de arranque ya no nos sirve para la puesta en marcha ni siquiera en el caso de que el motor eléctrico gire a 800 revoluciones. Por lo menos necesitaríamos que el motor de

arranque fuera capaz de hacer girar al motor térmico a velocidades mínimas de alrededor de las 2.000 revoluciones, por lo que la puesta en marcha práctica solamente se podrá realizar empujando el vehículo. Por otra parte, la conducción se complica de una manera extraordinaria cuando solamente tenemos potencia entre 7.000 y 10.000 revoluciones, pues hay que utilizar inexcusablemente el cambio de velocidades y tener mucho cuidado de no bajar de las 7.000 revoluciones porque a partir de aquí nos quedamos sin potencia. Todos estos defectos y virtudes se deben a la modificación drástica de los ángulos de las levas, es decir, a la elección del árbol de levas. Por lo tanto, se ha de tener un conocimiento muy exacto, en este aspecto, de lo que se pretende con los trabajos de preparación que estamos llevando a cabo.

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. Así, tenemos que un árbol de levas que se denomine 40-80-80-40 se refiere a lo mismo que nos indica la figura 109, en donde tenemos una representación del diagrama de distribución. Los valores reflejados son los siguientes:

AAA = avance apertura admisión: 40° antes del P.M.S.

RCA = retraso cierre admisión: 80° después del P.M.I

AAE = avance apertura escape: 80° antes del P.M.I.

RCE = retraso cierre escape: 40° después del P.M.S.

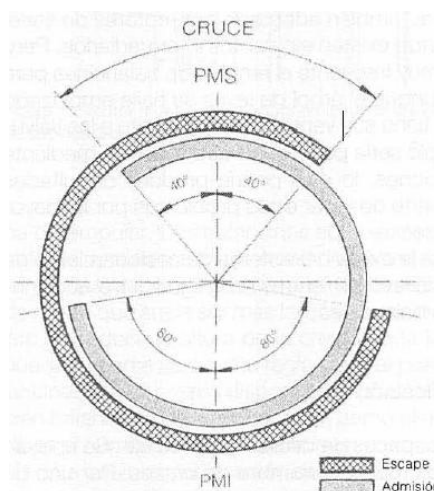


Figura 109. Diagrama de distribución de un árbol de levas de 40-80-80-40.
Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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

a) Automóviles 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 5° 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.

b) Automóviles 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, decidirnos 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 encontrará del orden de 3000 revoluciones más arriba. La conducción se hace más difícil pero el aumento de potencia, si se han efectuado los demás trabajos de mejoramiento, puede ser considerable.

c) Automóviles 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 revoluciones 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 6.000 revoluciones o más, de modo que son absolutamente inoperantes fuera del circuito.

A partir de estos valores, el preparador podrá comprobar los resultados obtenidos y realizar diferentes modificaciones, hasta conseguir el más perfecto diagrama para su motor. Por supuesto, si ello le es posible y puede disponer de varios árboles de levas a elección hasta conseguir exactamente lo que busca.

✓ Consideraciones del árbol de levas

Al momento no optamos por cambiar las barras de levas ya que hemos incrementado la potencia del motor por lo que se requiere que el piloto domine el auto pudiendo acelerar el auto desde bajo regímenes de giro paulatinamente hasta su límite de revoluciones, caso contrario no se debería dejar caer las revoluciones por debajo de las 3500 rpm porque de hacerlo perderíamos potencia y nos costaría algunos segundos hasta recuperar la potencia perdida. Debido a esto nos quedamos con la barra original de 24-52-52-24.

2.1.5.4 Taqués hidráulicos [6].- El taqué hidráulico es un dispositivo que permite eliminar el juego entre los componentes de la distribución, con las siguientes ventajas:

- Funcionamiento más silencioso.
- Reducción del desgaste de los órganos de la distribución por eliminarse el golpe de entrada con la posible ruptura consecuente de la película de aceite.
- Sin necesidad de mantenimiento.

Teniendo el taqué hidráulico los siguientes componentes: (Figura 110)

- a) Cuerpo del taqué
- b) Émbolo
- c) Válvula unidireccional
- d) Muelle
- e) Varilla empujadora
- f) Cámara de baja presión
- g) Cámara de alta presión

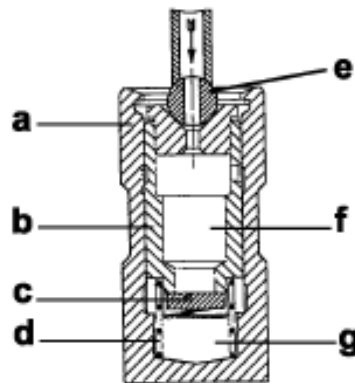


Figura 110. Estructura del taqué hidráulico.

Fuente: Manual de taller serie CHD.

✓ **Funcionamiento del taqué hidráulico**

Los principios de funcionamiento del taqué hidráulico son la no compresibilidad de los líquidos y su fuga controlada. (Figura 111)

Mediante la varilla **1**, el aceite llega a presión al interior del taqué de la cámara **A** manteniendo constante la provisión de aceite en esa cámara, llamada de baja presión, y en la de alta presión identificada como **B**.

Mediante la válvula unidireccional **2** el aceite ingresa en la cámara **B**, y puede salir mediante el juego entre el émbolo **3** y el cuerpo del taqué **4** (fuga calculada).

El llenado de la cámara **B**, se produce cuando el taqué se encuentra sobre el radio base de la leva y el muelle **5** mantiene firme el émbolo **3**, lo que elimina así el juego de todo el sistema válvula-taqué-leva.

El cuerpo del taqué se aleja del émbolo creando un ligero vacío en la cámara **B**, lo que provoca la apertura de la válvula **2** y permite al aceite, presente en la cámara **A**, pasar a la cámara **B** reponiendo la cantidad de aceite necesaria para las condiciones óptimas de funcionamiento.

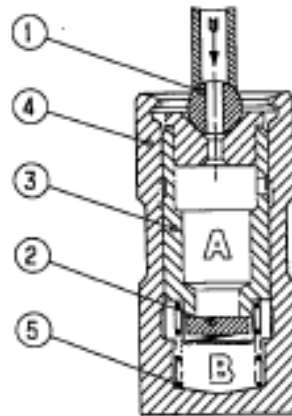


Figura 111. Cámaras de trabajo del taqué hidráulico.

Fuente: Manual de taller serie CHD.

✓ **Situaciones de difícil funcionamiento**

Para un funcionamiento correcto de los taqués hidráulicos es fundamental que la cámara de presión del émbolo **3** esté siempre llena de aceite.

No obstante, esto puede no ocurrir en ciertas condiciones (debido a que las fugas de aceite, a motor detenido, pueden también llegar a vaciar parcialmente los taqués): esta situación provocará juegos que se manifiestan con un ruido característico parecido a un repiqueteo, que no debe confundirse con el repiqueteo normal de los inyectores.

- a) Arranque en frío: el motor está detenido desde hace un tiempo y el aceite puede haber fluido al exterior de la cámara de presión de los taqués; además, a las temperaturas más bajas, el lubricante fluye con mayor dificultad y así pueden también pasar algunos segundos antes que los taqués reciban aceite nuevamente.
- b) Motor muy caliente: al ralentí, la presión del aceite es baja y en el interior pueden formarse pequeñas burbujas de aire (más del 5% de su volumen). Por lo cual, el lubricante se hace compresible y el taqué es sometido a un ligero aplastamiento lo que produce un juego y, en consecuencia, genera ruido.
- c) Arranques y paradas repetidas del motor (caso muy raro): situación en que los taqués se pueden vaciar temporalmente.

En los tres los casos el repiqueteo no debería durar mucho tiempo: si así fuera, en cambio, el problema podrá deberse a defectos de fabricación, desgaste o a la suciedad que deja el aceite y puede meterse entre la válvula esférica y su alojamiento dentro del émbolo comprometiendo el funcionamiento del taqué mismo, en esta hipótesis solo queda proceder a la sustitución de los taqués hidráulicos.

✓ **Selección de taqués hidráulicos**

Con el fin de mejorar el trabajo de la distribución se tiene que cambiar los taques hidráulicos para lo cual requerimos de los datos de la tabla 14. (Figura 112)

Tabla 14. Datos para seleccionar taqués hidráulicos.

Referencia.	Dimensiones (mm).	Juegos (mm).	Límites de desgaste (mm).
A	20,45	0,040 – 0,046	0,10
B	20,42		

Fuente: Los Autores.

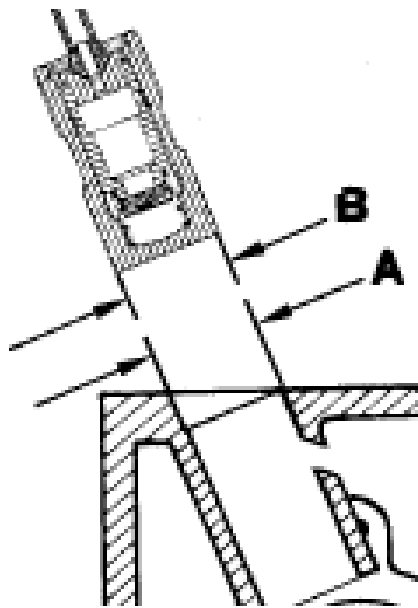


Figura 112. Cotas para la selección de taqués hidráulicos.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Unas obtenidas las medidas características de los taques hidráulicos o propulsores buscamos los ideales perteneciendo a los del HYUNDAI ACCENT, trabajando sin ningún conveniente. (Figura 113)



Figura 113. Propulsor seleccionado.

Fuente: Los Autores.

2.1.5.5 Puesta a punto de la distribución.- Los motores de serie van provistos de marcas en los engranajes de accionamiento de la distribución, mediante las cuales, en el caso de tener que desmontar los engranajes, éstos pueden ser montados de nuevo posteriormente con la misma exactitud en la posición relativa en la que se hallaban antes, de modo que el reglaje de la distribución vuelva a quedar fijado en la misma exacta posición que había determinado el constructor originalmente.

Por lo general se trata de golpes de granete (a) que deben encararse entre si, entre las poleas que se enfrentan. Si estas marcas coinciden en todas las ruedas es señal de que, automáticamente, los árboles de levas están sincronizados con el movimiento del cigüeñal y, por lo mismo, con todos y cada uno de los pistones.

Cuando se procede a una modificación sustancial de un motor de serie en el que se lleva a cabo cambios en el reglaje de la distribución será necesario efectuar la puesta a punto sin la existencia de marcas de referencia (pues las que existan ya no nos sirven) por lo que tendremos, además, que grabar nuevas marcas en los engranajes para facilitar los posibles y seguros desmontajes y montajes que se producirán durante la vida útil del motor en la competición.

Para realizar la puesta a punto deberá partirse del nuevo diagrama de distribución, el cual viene determinado por los diferentes valores de AAA, RCA, AAE y RCE que ahora posea el árbol (o árboles) de levas que hemos adoptado para llevar a cabo nuestra preparación.

El estudio del nuevo diagrama de distribución nos indica la posición angular de la muñequilla del cigüeñal en el instante en que debe comenzar la apertura de la válvula de admisión y la de escape, según el caso.

Hechas estas consideraciones previas las operaciones a realizar y el orden de las mismas es el siguiente:

Primera. Se sitúa el pistón del primer cilindro en un punto de su carrera fácilmente referenciable que determine exactamente el punto muerto superior. Para lograr esta situación, se hace girar a mano el cigüeñal hasta llegar al P.M.S. del primer cilindro.

Ahora se señala en el material del bloque y la corona del volante las señales de coincidencia.

Para evitar toda confusión posible, la señal en la corona debe realizarse en el centro exacto de la cabeza de un diente y marcarse con la indicación PMS o, sencillamente, con un 0.

Segunda. Se hace girar el cigüeñal en sentido contrario al de funcionamiento, con un valor angular equivalente a un número exacto de dientes de la corona lo más próximo posible al ángulo de AAA

Para calcular este ángulo y el número de dientes correspondiente, dividiremos los 360° de que se compone toda circunferencia por el número total de dientes de la corona. El resultado será el ángulo de giro correspondiente al paso de un diente de la corona.

Dividiendo ahora el valor angular de AAA por el resultado de grados que posee un diente, obtendremos una segura orientación sobre el número de dientes que deberemos girar el volante para que coincida con la marca de P.M.S grabada en el material del bloque.

Generalmente el resultado de esta última operación no nos dará un número exacto de dientes sino que quedará alguna fracción. Sin embargo, es más cómodo y preciso girar el número entero de dientes y tener en cuenta los grados de giro que resten para corregir este detalle en el posicionamiento del árbol de levas que efectuaremos después.

Aclaración sobre este punto:

Es importante que quede muy claro el procedimiento de colocar el avance (o posición AAA). Lo mejor será, a este respecto, poner un ejemplo.

Supongamos que nuestro árbol de levas es un 38-76-76-38. Tenemos que el AAA será, pues, de 38°.

Por otro lado contamos los dientes de la corona del volante y vemos que dispone de 108 dientes. Éstos son los datos previos del problema.

El primer lugar, deberemos ver cuántos grados corresponden a cada diente. Sabiendo que la totalidad del volante siempre dispone de 360°, cada uno de los dientes tendrá:

$$\frac{360}{108} = 3,33 \text{ o } 3^{\circ} 20'$$

Por lo tanto, a los 38° de AAA les deberá corresponder una cantidad de dientes igual a:

$$\frac{38}{3,33333} = 11,40 \text{ dientes}$$

Lo que equivale a 11 dientes más 0,40 de diente. Multiplicando este 0,40 por 3,333 nos da 1,33 grados, lo que equivale a 1° 20'. (Operamos con decimales para hacer el cálculo más comprensible y sencillo pero también puede operarse directamente con grados y el resultado será el mismo).

Una vez conocido el número de dientes (que, como hemos visto depende siempre del número de dientes de la corona) hemos de voltear el volante 11 dientes de la corona en sentido contrario al de funcionamiento. De esta forma, el primer pistón quedará posicionado en un punto que corresponderá a 36° 40' antes del P.M.S.

Por otra parte, retendremos en la memoria el valor de $1^{\circ} 20'$ para operar con este valor en el posicionamiento del árbol de levas.

Si utilizamos un árbol de levas con valores como 40-80-80-40, el número de dientes sería, en esta misma corona, de 12, por lo que no se tendría que tener en cuenta ningún otro condicionamiento, al dar el cálculo anterior un resultado exacto.

Tercera. Después de girar los dientes calculados se señalará la posición del volante con una marca en el diente correspondiente en coincidencia con la referencia marcada en el material del bloque. Se señalará con las letras AAA o, simplificando, con AA.

Manteniendo la posición de esta forma se instalará el árbol de levas en su posición de comienzo de apertura de admisión.

Cuarta. Ahora se gira el árbol de levas hasta que actúe sobre el empujador o sobre la cola de la válvula (según los casos) por la parte del círculo rebajado. Se procede al reglaje del juego de taqué y se coloca un comparador, ajustado a cero, con el palpador sobre el balancín, o sobre el platillo de retención de la válvula si la leva actúa sin el intermedio del balancín.

A continuación se hace girar el árbol de levas en su sentido de funcionamiento hasta que se aprecie el comienzo del movimiento de la aguja del comparador, lo que indica el instante en que comienza a actuar la rampa de ataque de la leva para la apertura de la válvula.

Si fijásemos en este punto el engranaje de la transmisión del accionamiento de la distribución con estas posiciones relativas al cigüeñal y árbol de levas, obtendríamos el AAA correspondiente a la posición del pistón señalada con el volante (es decir, en el ejemplo que pusimos antes sería de $36^{\circ} 40'$). Para salvar la diferencia de los $1^{\circ} 20'$ que nos quedaron pendientes y teniendo en cuenta que el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal, adelantaremos el giro del árbol de levas un valor

equivalente a la mitad de la diferencia obtenida en el cálculo (por ejemplo, el valor de $1^{\circ} 20'$, que será igual a $60 + 20 = 80$ minutos, dividido por 2, nos dará un resultado de $40'$). Así pues, tendremos que adelantar en el árbol de levas estos 40 minutos que nos faltaban cuando calamos el volante en la posición AAA.

Quinta. Por supuesto, las operaciones anteriores se habrán efectuado con la transmisión de la distribución libre y sin engranar.

Conseguidas así las posiciones relativas del cigüeñal con respecto al árbol de levas para la posición AAA, se procederá ahora a colocar y fijar los elementos de engrane de la transmisión y a señalar las marcas de éstos, para que se pueda rehacer con facilidad el montaje cuando, por cualquier causa, se haya tenido que desmontar.

En las transmisiones de la distribución por cadena la posición de engrane no tiene mayor importancia, pero sí el hecho de que corresponde a una posición de perfecta tensión en el ramal de tracción de la cadena, pues las señales se hacen marcando unos trazos en las ruedas, guiándose con la regla en coincidencia con los ejes de las ruedas. Éste es el sistema más exacto que podemos utilizar para llevar a cabo la puesta a punto de la distribución. La forma de contar los dientes y aplicarles a los mismos un valor en grados es perfectamente exacta, pero existe también la posibilidad de hacerse con un círculo graduado que se aplique sobre el volante y desde el cual podamos disponer de una segura orientación sobre los grados y minutos que podemos imprimirle al cigüeñal y a su accionamiento del árbol de levas.

Ahora montaremos el círculo graduado sobre el volante, haciendo que la graduación de 360 grados coincida con el índice en la posición del P.M.S. del primer cilindro.

A partir de este momento podremos girar el volante en el sentido contrario a la dirección de funcionamiento, el número exacto de grados y minutos que se indique en el diagrama de distribución, en lo relativo al AAA.

El resto de la operación debe realizarse de la misma forma que hemos descrito anteriormente, ajustando, por lo mismo, la posición del árbol de levas. Luego, con las dos posiciones bien caladas, se montan los engranajes de la distribución o la cadena de accionamiento.

✓ Colocación de la correa de distribución

Para la implementación de la correa de distribución se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Mida el largo libre del resorte del tensionador. Si no se encuentra de acuerdo a lo especificado, cambie el resorte tensionador. (Figura 114)

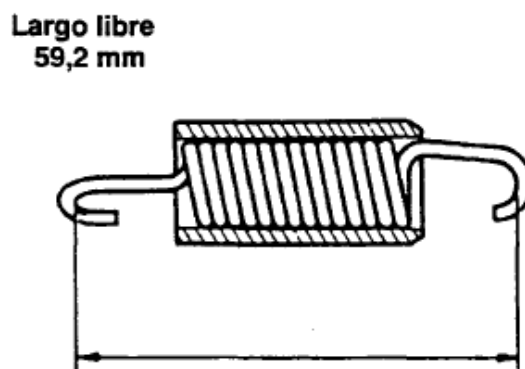


Figura 114. Muelle tensionador de la distribución.

Fuente: www.todomecanica.com.

2. Instale el tensionador.
3. Instale el resorte tensionador con el lado cerrado del caucho de aislación del lado derecho.
4. Sostenga temporalmente el tensionador con el resorte completamente extendido. (Figura115)

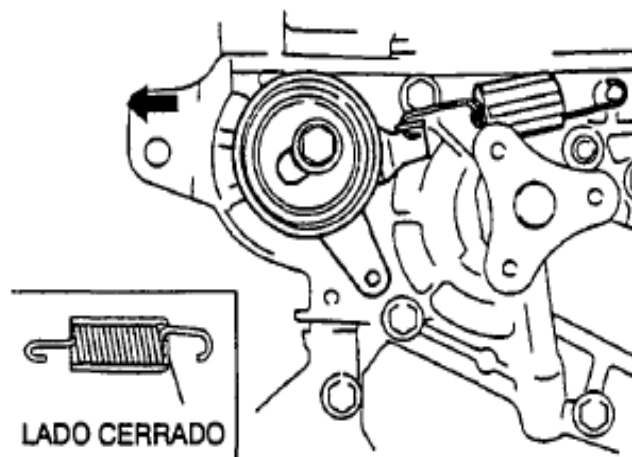


Figura 115. Ubicación del muelle tensionador.

Fuente: www.todomecanica.com.

5. Verifique que las marcas de la polea de la correa de distribución y las marcas de la polea del árbol de levas están alineadas con las marcas de sincronización tal cual lo indicado. (Figura 116)

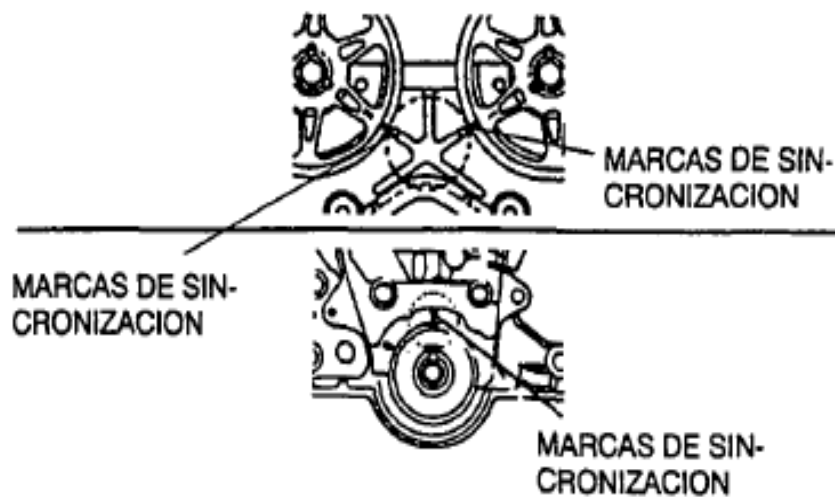


Figura 116. Marcas de sincronización.

Fuente: www.todomecanica.com.

6. Instale la correa de distribución de manera que no esté floja del lado de la polea intermedia y entre las poleas del árbol de levas. (Figura 117)

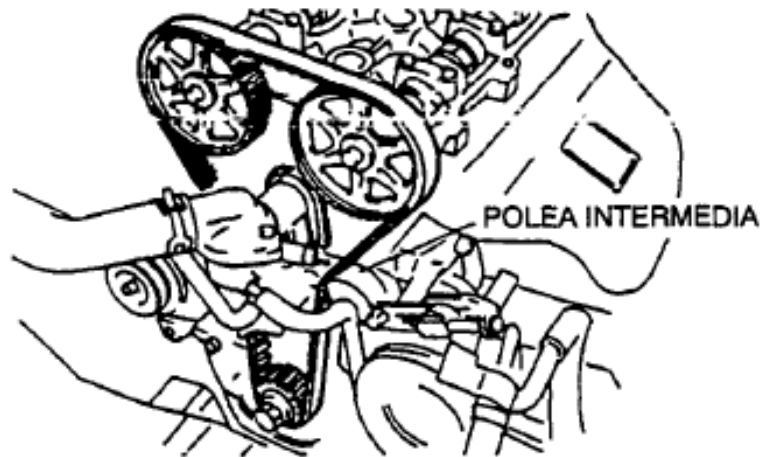


Figura 117. Inspección de la ubicación de la correa de distribución en las poleas.

Fuente: www.todomecanica.com.

7. Instale el cubo de la polea y el perno del bloqueo de la polea.
8. Gire el cigüeñal hacia la derecha 1 y 5/6 veces, y alinee las marcas de la polea de la correa de distribución con las marcas de ajuste del tensionador para ajustar la tensión de la correa de distribución adecuadamente. (Figura 118)

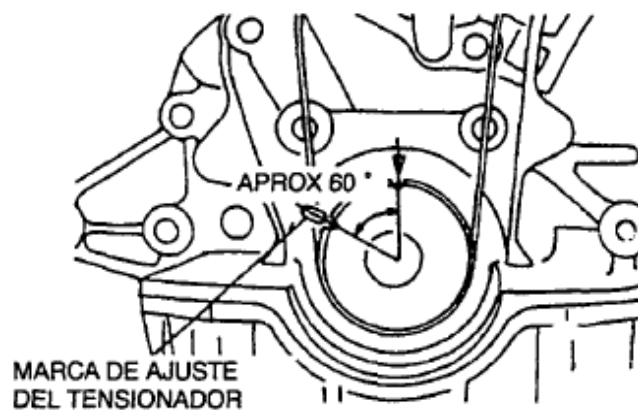


Figura 118. Alineamiento de la correa de distribución.

Fuente: www.todomecanica.com.

9. Sostenga el cigüeñal, y desmonte el perno de bloqueo de la polea y el cubo de la polea.

10. Verifique que las marcas de la polea de la correa de distribución estén alineadas con las marcas de ajuste del tensionador.
11. Afloje el perno de bloqueo del tensionador para aplicar tensión a la correa de distribución.
12. Apriete el perno de bloqueo del tensionador.
13. Instale el cubo de la polea y el perno de bloqueo de la polea.
14. Gire el cigüeñal 2 y 1/6 veces, y coloque el pasador derecho hacia arriba en el cubo de la polea.
15. Verifique que las marcas de la polea del árbol de levas están alineadas con las marcas de sincronización tal cual lo indicado en el paso 5.
16. De lo contrario se tendría que desmontar la distribución y volver a implementarla.
17. Inspeccione la deflexión de la correa de distribución en el punto indicado aplicando una presión moderada de 98N. (Figura 119)

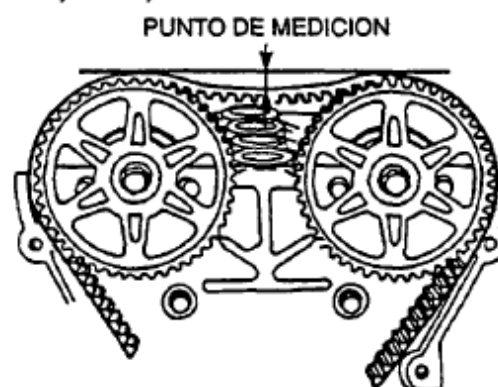


Figura 119. Inspección de la tensión de la correa de distribución.

Fuente: www.todomecanica.com.

18. Si no se encuentra de acuerdo a lo especificado, vuelva a desmontar la correa de distribución y realice el proceso de montaje de nuevo.

19. Una vez terminado el montaje de la correa de la distribución se procede a dar los respectivos adelantos de las barras de levas.

Una vez instalada la correa de distribución se puede variar los puntos de los arboles de levas ya que las poleas tienen la ventaja de ser variables, con la ayuda de un disco graduado y el reloj palpador pondremos a punto la distribución.

2.1.6 Colectores

Los colectores son los encargados de canalizar los gases frescos de admisión hacia las válvulas situadas en la culata y los que son producto de la combustión por las válvulas de escape.

Los conductos de admisión y escape son propicios a la creación de fenómenos vibratorios y acústicos de gran importancia.

En el caso de los conductos de admisión, las vibraciones afectan directamente al rendimiento volumétrico y en consecuencia a la potencia máxima que el motor pueda desarrollar.

2.1.6.1 Colector de escape.- El colector de escape ha de considerarse como una prolongación de los conductos de las válvulas practicados en la culata y, si ha habido ensanchamiento del diámetro y pulimentado de estos conductos de la culata, con la misma razón hemos de considerar con atención lo que debe hacerse en los tubos que vienen a continuación, los formados por el colector y el primer tramo del escape.

Lograr un escape perfectamente equilibrado para un motor cuyas características técnicas acaban de ser modificadas 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, y
- 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), la solución más convincente consiste en partir de una hipótesis realizada bajo el cálculo y pasar luego a realizar pruebas bajo la supervisión proporcionada por un banco de pruebas, probando sucesivas soluciones y comprobando en cada una de ellas los efectos de rendimiento y potencia que se van obteniendo del motor.

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 seria y competente, 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 produce, a altísimas temperaturas y velocidades de salida, 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 quemados 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 120 tenemos un ejemplo de la distribución general de un sistema de este tipo, en la parte que más nos interesa.

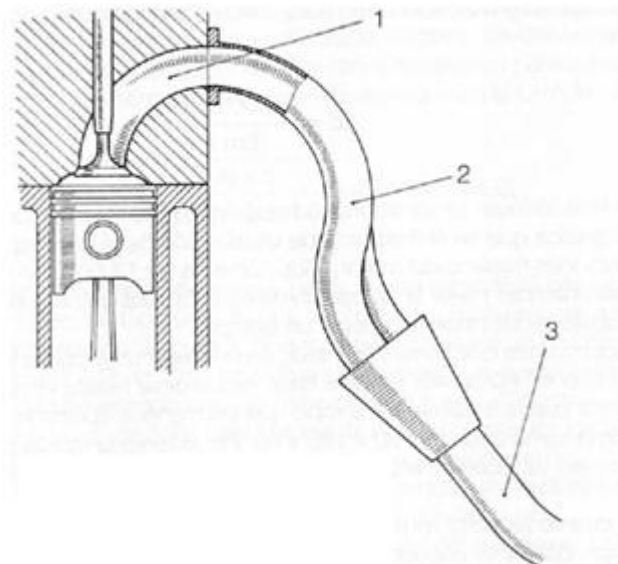


Figura 120. Sistema de escape de un motor.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

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).

✓ **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 vamos a valernos de una fórmula, 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:

$$L_c = \frac{13000 \times G_e}{rpm \times 6} \quad (31)$$

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 número de revoluciones máximo del motor; y los números 6 y 13.000 son siempre fijos.

Supongamos que hemos montado en un motor un árbol de levas bastante cruzado del tipo 40-80-80-40. En este caso recuérdese que 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 en la anterior fórmula se representa con las letras G_e .

En cuanto al factor rpm cabe decir que depende del número de revoluciones pretendidas donde se encuentra la máxima potencia.

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 el resto de los datos que determinan este punto de partida del tubo de escape y colector de salida, en el caso de tener que fabricar un colector de escape nuevo ya sabemos la longitud, pero necesitamos también saber el diámetro de los tubos. Para ello podemos valernos de la siguiente fórmula:

$$\varnothing = 2x \sqrt{\frac{V_h \times 2}{L_c \times \pi}} \quad (32)$$

En esta fórmula, tenemos que V_h es el volumen unitario del cilindro mientras L_c recordamos que es la longitud del colector hallada por la anterior fórmula.

Es preciso hacer una salvedad con respecto a este valor. Está calculado para colectores de salida rectas. Como quiera 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. Una vez conocidas las medidas del colector de prueba o colector inicial, ya se podrá 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 éste 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 debe unirse al tubo de escape primario preferentemente formando una caja de expansión, del modo que se aprecia en (1) de la figura 121. 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, por lo que se ha de velar para que no concurran en este punto corrientes inversas.

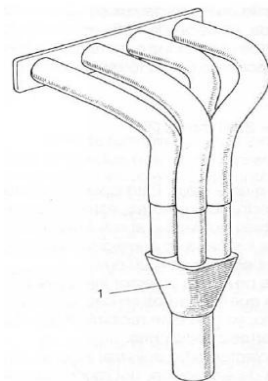


Figura 121. Versión de escape de 4 en 1.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Otras soluciones como la mostrada en la figura 122 son, evidentemente, menos favorables, por resultar en este aspecto contraproducentes para permitir la mejor salida de los gases, aunque son utilizadas por muchos preparadores.

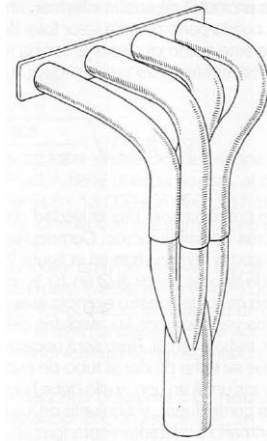


Figura 122. Unión incorrecta de los tubos del escape.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Sobre el tubo primario de escape conviene saber también el diámetro resultante del tubo ($\varnothing T_e$). Para ello podemos echar mano de una fórmula, semejante a las que hemos dado anteriormente pero con alguna variante, es decir, considerando toda la cilindrada del motor (V_H).

Así se tiene, que para conocer el diámetro del nuevo tubo se tendrá que utilizarla siguiente fórmula:

$$\varnothing T_e = 2 \times \sqrt{\frac{V_H}{L_C \times \pi}} \quad (33)$$

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 (L_c) del colector de escape (incluido el conducto de la culata).

Para finalizar, digamos que los cálculos obtenidos por las fórmulas anteriores son un punto de partida para tener los datos básicos sobre los que podremos actuar para realizar un diseño previo de un sistema de escape de un motor que ha sido modificado a fondo.

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.

Cabe recalcar que existen 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 123 y 124.

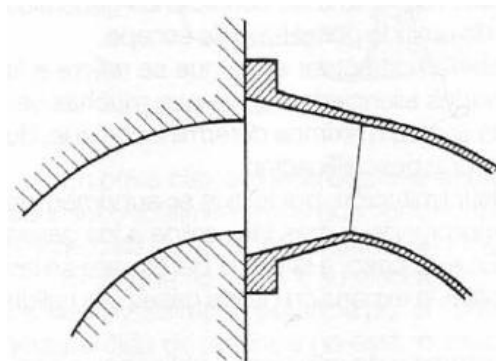


Figura 123. Cámara de expansión cónica en el ducto de escape.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

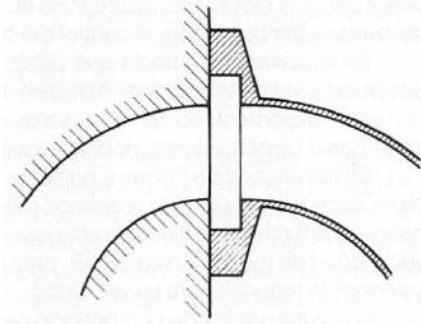


Figura 124. Cámara de expansión anular en ducto de escape.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Esta pequeña cámara que se presenta en la parte de la unión entre la culata y el colector sirve, por lo menos, de mejora para la respiración de los gases cuando no se aplica un colector adecuado.

Se considera importante indicar los valores preferentes que se obtienen con diferentes diseños tradicionales de tubos de escape de competición, existe el llamado 4 en 1, un ejemplo del cual puede verse en la figura 125, este 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 desventaja es la pérdida de potencia en los bajos regímenes, por lo que se recomienda utilizar para vehículos especialmente dedicados a las pistas.

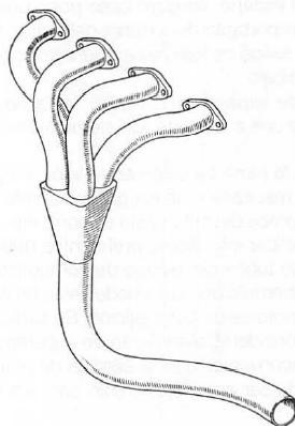


Figura 125. Colector de escape con tubo primario 4 en 1.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Por el contrario, existe el tipo llamado 4 en 2 del cual tenemos un ejemplo en la figura 126, 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 125, Por lo tanto, los bajos regímenes serán beneficiados por este colector mientras en los altos se comportará de un modo menos favorable.

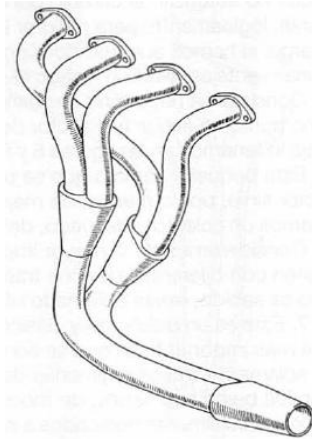


Figura 126. Colector de escape con tubo primario 4 en 2.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición.

Cabe mencionar 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 125.

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.

✓ **Silencioso**

Siempre que se diseñe un proyecto para preparar un vehículo de competición es importante considerar las características del reglamento de competición para adaptarse a lo estipulado, sobre todo en lo que respecta a las condiciones generales del motor y el control del sonido emitido por el tubo de escape.

Es importante inspeccionar hasta qué punto se debe actuar en la adopción o no de silenciadores, considerando que está 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 127 se tiene un ejemplo de un juego de silenciosos deportivos fabricados con chapa acerada de 1,6 mm de grueso, con terminal de acero inoxidable.

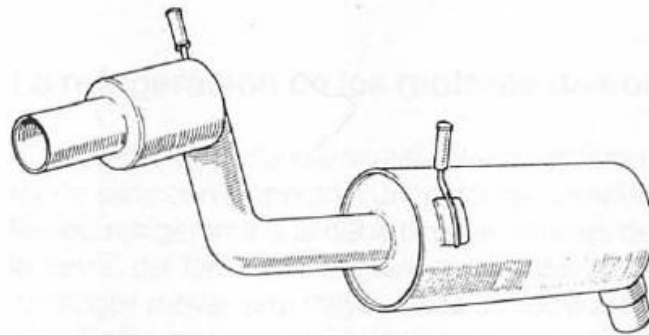


Figura 127. Silenciador de competición.

Fuente: GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para 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. Es decir, está bien comprobado que no existe ninguna relación entre ruido y potencia, de modo que el ruido en si no es garantía de haber mejorado el tiraje del motor ni de haber contribuido al mejoramiento de sus prestaciones.

✓ **Consideraciones del múltiple de escape.**

Con la finalidad de tener una mejor velocidad de flujo de los gases de escape al exterior del motor tomando en consideración el incremento de revoluciones del motor es

necesario mejorar el múltiple de escape motivo por el cual es necesario construir otro múltiple de escape mediante los siguientes cálculos:

Datos:

$$G_e = 24 - 52 - 52 - 24 = 256$$

$$\text{rpm} = 8000$$

$$V_h = 396,223\text{cm}^3$$

$$V_H = 1584,892\text{cm}^3$$

$$L_c = \frac{13000 \times G_e}{\text{rpm} \times 6}$$

$$L_c = \frac{13000 \times 256}{8000 \times 6}$$

$$L_c = 69,33\text{cm}$$

$$\phi = 2 \times \sqrt{\frac{V_h \times 2}{L_c \times \pi}}$$

$$\phi = 2 \times \sqrt{\frac{396,223 \times 2}{69,33 \times \pi}}$$

$$\phi = 3,81\text{cm}$$

Por disponer de codos en el múltiple de escape es necesario incrementar un 10% en la medida del diámetro del múltiple que dando de la siguiente manera.

$$0,1\phi = 0,10 \times 3,81$$

$$0,1\phi = 0,381\text{cm}$$

$$\phi = 0,381 + 3,81$$

$$\phi = 4,191\text{cm}$$

$$\phi_{T_e} = 2 \times \sqrt{\frac{V_H}{L_c \times \pi}}$$

$$\phi_{T_e} = 2 \times \sqrt{\frac{1584,892}{69,33 \times \pi}}$$

$$\phi_{T_e} = 5,395\text{cm.}$$

Una vez obtenido las medidas mediante los cálculos, tenemos que buscar medidas de los tubos existentes en el mercado. Quedando de la siguiente manera:

Colector de escape= $\varnothing 1\frac{3}{8}$

Tubo de escape primario= $\varnothing 1\frac{7}{8}$

Colocando en la caja de expansión una tuerca que servirá para implementar el sensor de oxígeno.

El múltiple de escape queda como se muestra en las figuras 128 y 129.



Figura 128. Colector de escape cromado.

Fuente: Los Autores.



Figura 129. Colector de escape.

Fuente: Los Autores.

2.1.6.2 Colector de admisión.- Son muchos los mecánicos dedicados al trucaje que diseñan completamente nuevo el múltiple de admisión y fabrican toda esta pieza de acuerdo con las necesidades creadas por el motor que acaba de retocarse. En general, lo que se pretende es fundamentalmente, reducir al mínimo la distancia que va desde los carburadores al interior del cilindro, evitar los recodos que puedan provocar contrapresiones hasta el cilindro de un modo equitativo y de una forma que todos los cilindros disten la misma distancia del carburador que lo alimenta.

De acuerdo con estos tres factores y combinándolos del mejor modo posible. Los problemas que un nuevo múltiple de admisión presenta son bastante complejos. El múltiple de admisión no es más que una tubería por la cual circula mezcla aire/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 reclama. Esto quiere decir que esta corriente de gas será muy enérgica cuando la válvula se halle abierta, pero cesara súbitamente al cerrarse esta. El gas, no obstante, habrá recibido un movimiento que la fuerza de inercia hará rebotar sobre la válvula cerrada originando una contracorriente muy nociva para la aspiración de la nueva mezcla que será reclamada dentro de muy breves instantes cuando la válvula de admisión se abra de nuevo y aspire nueva mezcla para el llenado del cilindro.

El diseño de un múltiple de admisión nuevo requiere, fundamentalmente, evitar el retroceso del gas, tanto más acusado será cuanto mayor sea la velocidad de la mezcla, obstaculizando el libre paso de la misma. Motivo por el cual el cálculo de estos múltiples deben ser bien realizados para que el mecánico se limite a retocar si observa que el motor, al hallarse más revolucionado, tiene trastornos en el múltiple de admisión. Lo ideal desde luego, es acercar el carburador lo más próximo posible a la válvula, pero estos retrocesos de la mezcla constituyen verdaderamente un obstáculo que condiciona la longitud del tubo.

En muchos autos de carreras se han conseguido efectos muy importantes usando múltiples donde la corriente de la mezcla se efectúa siempre en el mismo sentido, eliminando mucho el efecto de la inercia del gas. Otro sistema no menos importante es el adoptado en algunas firmas de coches de sport y carreras, consistente en dejar algunos recodos estratégicos donde el gas se acumula, lo que el gas sirve de freno de la onda de

retroceso. En efecto, el gas acumulado en el recodo corta el paso de la mezcla cuando va hacia atrás.

Cuando cada cilindro posee un carburador particular el problema queda resuelto fácilmente acoplando el carburador sobre cada cilindro. En el caso más corriente, es decir, en el caso de que un carburador alimente dos cilindros, se dispone de varios pequeños múltiples de admisión a cuyo extremo se adapta por medio de una junta, el carburador, mientras los otros dos conductos desembocan sobre los de admisión del cilindro.

✓ **Implementación de un nuevo múltiple de admisión**

Para construir el nuevo colector de admisión, son varios los aspectos que debemos tener en cuenta motivo por el cual se detalla cada uno de ellos.

a) Múltiple de admisión.

El múltiple de admisión se lo considera desde el final del ducto de admisión hasta el cuerpo de aceleración, teniendo en cuenta que aquí se implementara los orificio de alojamiento para los acoples de vacío para el servo freno. Siendo prioridad que los inyectores se encuentren lo más cerca y directamente posible a las válvulas de admisión evitando el rebote de la mezcla aire/combustible en el múltiple.

El múltiple de admisión se lo construye con diámetro de tubo de 2 pulgadas por 8cm de largo. Donde se guarda estrecha relación con la geometría del ducto de admisión obteniendo un múltiple recto con lo cual no tenemos pérdidas por los recodos y debido a los distintos diámetros que poseen los otros componentes del colector de admisión tenemos el efecto venturi deseado para una buena velocidad de flujo.

Realizando el porteo de la placa que acopla el nuevo colector de admisión con la culata, se colocara los nuevos múltiples siendo soldados internamente y fijados de acuerdo al direccionamiento de los inyectores.

b) Cuerpo de aceleración.

En este caso los llamamos cuerpos de aceleración porque estos carburadores los ocupamos únicamente para controlar el flujo de aire en el colector de admisión. Los mismos que vienen diseñados en pares controlado por un cuerpo de aceleración motorizado, motivo por el cual se realice alargues en los ejes de la mariposa de aceleración para poder unificar el proceso de aceleración en los cuatro ductos. Con la necesidad de construir una base de refuerzo entre los carburadores para que soporten las vibraciones a las que van a estar sometidos por el trabajo del motor. (Figura 130)



Figura 130. Cuerpo de estrangulación.

Fuente: Los Autores.

Aprovechando la disponibilidad de espacio así como de los agujeros de alimentación de los carburadores, aquí se realiza un agujero adecuado a las medidas de los inyectores pudiéndolos implementarlos exitosamente.

El diámetro de estos carburadores es de 41mm con un largo de 60mm. De donde aprovechamos la depresión que existe en cada uno de los carburadores para tener la manguera de vacío para el sensor MAP que va conectada en los ductos destinados para las mangueras de vacío de ralentí.

c) Cornetas de flujo.

Las cornetas de flujo son ideadas con la finalidad de crear un efecto venturi a la entrada de la misma acelerando el flujo de aire, para lo cual se diseñaron dos tipos de cornetas donde las dos tienen el mismo diámetro pero distinto largo.

Las dos tienen un diámetro principal de 2 pulgadas con un final de la corneta de 70mm. El un juego dispone de 79mm de largo siendo el juego de cornetas más cortos, tiene la posibilidad de incorporar un filtro de aire. (Figura 131)



Figura 131. Corneta con su respectivo filtro de aire.

Fuente: Los Autores.

El otro juego es de 120mm de largo, teniendo un mejor rendimiento del motor. Con el inconveniente de que la suciedad ingresa al motor con el aire aspirado deteriorando las válvulas prematuramente. (Figura 132)



Figura 132. Implementación de cornetas largas

Fuente: Los Autores.

d) Riel de inyectores.

El riel es el encargado de transportar el combustible a los inyectores, además de alojar al regulador de presión del sistema de alimentación. Por lo general el riel tiene dos cañerías, en donde la una es para el ingreso del combustible y la otra para retorno del mismo hacia el tanque.

Los autos con tecnología de punta solo llevan en su riel una cañería, para el ingreso de combustible, y la presión la controla totalmente la ECU, ya sea modificando el ancho y el número de pulsos de inyección

El riel de presión dispone de un atenuador de vibraciones brindando seguridad a nuestro sistema. (Figura 133)

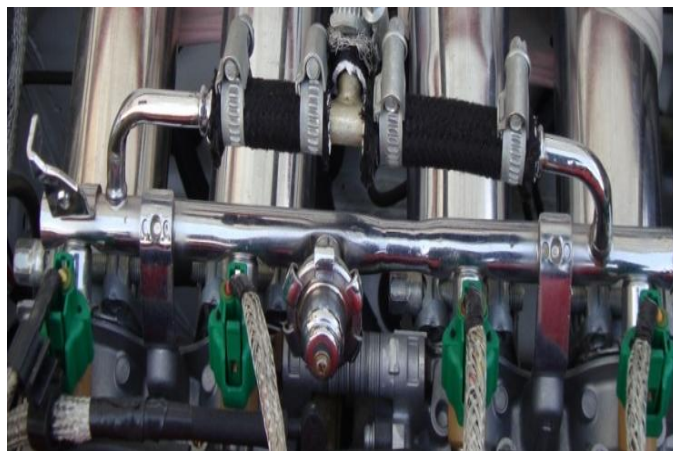


Figura 133. Atenuador de vibraciones.

Fuente: Los Autores.

Para ubicar los inyectores se procedió a cortar el riel de inyectores soldándole de acuerdo al portado del colector teniendo que resistir hasta 75 PSI de presión, la misma que es regulada por un regulador de presión variable especial. (Figura 134)



Figura 134. Regulador de presión variable.

Fuente: Los Autores.

El mismo que varía la presión de trabajo del sistema de alimentación de combustible de 0 a 100 PSI, que dispone de una entrada y dos salidas. La una salida va al riel de presión y la otra es retorno de combustible al depósito, pudiendo regular la presión al aflojar la tuerca superior para poder girar el tornillo central que se aloja en dicha tuerca motivo por el cual se requiere de cañerías de alta presión que brinde seguridad al sistema ya que pasan por dentro de la cabina hasta la riel de inyectores.

Adicional a esto se dispone de un depósito de combustible especial de aluminio con capacidad de 10 galones, ubicado dentro de la cabina previniendo que no se golpee en carretera. (Figura 135)



Figura 135. Depósito de combustible de aluminio.

Fuente: Los Autores.

2.1.7 Bujías. [7]

Este pequeño pero importante componente del motor tiene tres funciones principales:

- Primero conducir la corriente que se genera en la bobina de ignición hasta la cámara de combustión y proporcionar la separación para que una chispa salte.
- Segundo, sellar la cámara de combustión, y
- Por último conducir el calor que se recoge del proceso de combustión hasta la tapa de cilindros y por consiguiente al área de influencia del sistema de refrigeración.

Estas exigencias hacen que la bujía sea un componente de avanzado diseño y tecnología, garantizando así un óptimo funcionamiento y larga vida del motor. La bujía está conformada por tres partes principales: el casquillo, el aislador y los electrodos. (Figura 136). El casquillo de la bujía es un hexágono metálico con rosca que permite sellar la cámara de combustión, remover e instalar la bujía. Sus dimensiones son estándares dentro de la industria, y tanto la SAE como la ISO tienen un conjunto de estándares que cubren el tamaño del hexágono, el diámetro de la rosca y su paso. Los automóviles normalmente usan dos tipos de asientos para sellar la cámara de combustión.

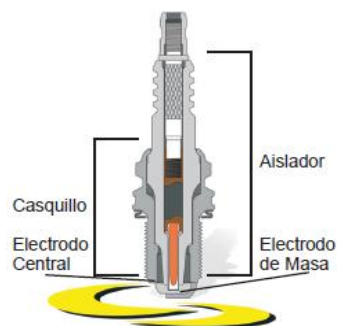


Figura 136. Estructura de la bujía.

Fuente: www.champions.com.

Uno tipo recto con una arandela selladora, que se ajusta a una superficie lisa en la culata de cilindros, y otro tipo cónico que se ajusta a un asiento biselado. En la mayoría de los motores estos diseños no son intercambiables. Sin embargo algunos modelos recientes tienen cabezas especiales que pueden aceptar ambos diseños. Los casquillos de las bujías están recubiertos con zinc para prolongar su vida, y reducir la posibilidad de atascamiento en las cabezas de aluminio. Además se aplica un proceso de revestimiento usando un barniz especial llamado TinTac y Ultraseal, que prácticamente elimina la posibilidad de atascamientos por corrosión en bujías con recorridos hasta de 160.000 Kilómetros.

El aislador, otro componente de la bujía, evita que la corriente de alta tensión generada por la bobina, haga un corto en otro lugar que no sea entre los electrodos de la bujía en la cámara de combustión. También sirve como elemento transmisor de calor hacia el sistema de enfriamiento. Los aisladores de las bujías son fabricados de cerámica de óxido de aluminio de alta calidad con un alto contenido de zirconio. Los aisladores son tratados en hornos a temperaturas superiores a los 1600 grados centígrados para aumentar su solidez. Esta cerámica puede aislar el mayor de los voltajes usados en los sistemas de ignición de la actualidad y resistir las duras condiciones en la cámara de combustión.

El tercer componente principal de una bujía son sus electrodos, los cuales conducen la corriente de alta tensión desde el cable de la bujía hacia la cámara de combustión y proporcionan la separación donde salta la chispa.

En la fabricación de los electrodos se usan distintos materiales y combinaciones de diseño, según los requerimientos del motor y las condiciones de funcionamiento. Siendo utilizado tradicionalmente una aleación de níquel cromo en los electrodos. En algunos tipos de bujías se ha adicionado un núcleo de cobre en el electrodo central e incluso también en el electrodo de masa.

El cobre es un excelente conductor de electricidad y además disipa rápidamente el calor que se produce en los electrodos, ofreciendo excelente desempeño y rendimiento en aplicaciones con sistema de inyección electrónica. En los exigidos motores de última

generación se están usando electrodos con núcleo de cobre y puntas con insertos de metales preciosos, tales como el iridio, plata, oro-paladio y principalmente platino. Este último ofrece excelente rendimiento y duración; permitiendo que la bujía dure hasta más de 160.000 kilómetros.

2.1.7.1 Calibración de las Bujías.- La correcta calibración de una bujía es indispensable para su óptimo funcionamiento en el motor. Consiste en hacer que la distancia que separa el electrodo central y el de masa, es decir donde salta la chispa que enciende la mezcla de aire/combustible, tenga la medida exacta señalada por el fabricante del vehículo.

Si la separación entre los electrodos es muy grande el voltaje requerido para el salto de la chispa es mayor, pudiendo originar fallas de encendido por sobrecargas en la bobina. Si por el contrario la separación es muy pequeña, el salto de corriente será insuficiente para generar una chispa adecuada que origine una correcta combustión de la mezcla aire/combustible, ocasionando acumulación de carbón en los electrodos, y por lo tanto fallas de funcionamiento. (Figura 137)

Al calibrar una bujía se debe usar una herramienta especial o calibrador. Ello garantizará precisión en la medida, y también un medio para poder abrir o cerrar la separación de los electrodos sin causar daños en los mismos.



Figura 137. Separación entre electrodos.

Fuente: www.champions.com.

Las bujías con dos o tres electrodos de masa, ya vienen calibradas de fábrica. Por ello se debe tener especial cuidado en su manejo, ya que por su diseño no pueden ser calibradas.

Aunque las bujías son calibradas en fábrica, es necesario que el instalador verifique su calibración al momento de instalarlas, asegurando así un óptimo funcionamiento del componente en el motor. Recuerde que la calibración inicial puede variar por el manejo y transporte.

2.1.7.2 Rango Térmico.- Las bujías recogen calor de la cámara de combustión y lo transmiten hacia el sistema de enfriamiento. El término rango térmico se refiere a las características térmicas de las bujías; particularmente a su habilidad para disipar el calor de la combustión desde su extremo de encendido hasta la tapa de cilindros del motor. Una bujía debe mantener un flujo uniforme de disipación de calor desde su extremo de encendido, para evitar convertirse en una fuente de pre encendido. Esta falla ocurre cuando el electrodo de la bujía al rojo vivo produce la ignición de la mezcla aire/combustible antes del salto de la chispa, pudiendo originar graves daños en el motor.

Por otro lado, debe funcionar lo suficientemente caliente como para que se quemen y desprendan los depósitos de carbón que podrían poner en corto circuito el alto voltaje generado en la bobina del sistema de ignición ocasionando fallas graves de encendido. La gama de temperaturas dentro de la cámara de combustión comprendida desde la operación en marcha mínima hasta acelerar totalmente abierto, es lo que define el rango térmico al cual debe operar la bujía. Desde el punto de vista de diseño, la longitud del extremo de encendido del aislador de la bujía determina el rango térmico de funcionamiento de la misma (Figura 138).

Normalmente las bujías operan dentro de un rango de temperatura comprendido entre los 400 °C y 800°C. Las bujías del tipo fría tienen un aislador relativamente corto, y disipan el calor rápidamente. Se usan cuando las temperaturas de las cámaras de combustión son más altas. Los diseños más calientes tienen un aislador más largo, transfiriendo menos calor y su aplicación es en cámaras cuyas temperaturas de operación son relativamente bajas.

La temperatura a la que opera una bujía, es lo que determina si una bujía es caliente o fría y no necesariamente su diseño. El diseño de la bujía apropiada para cada motor se hace tomando en cuenta los criterios mencionados.

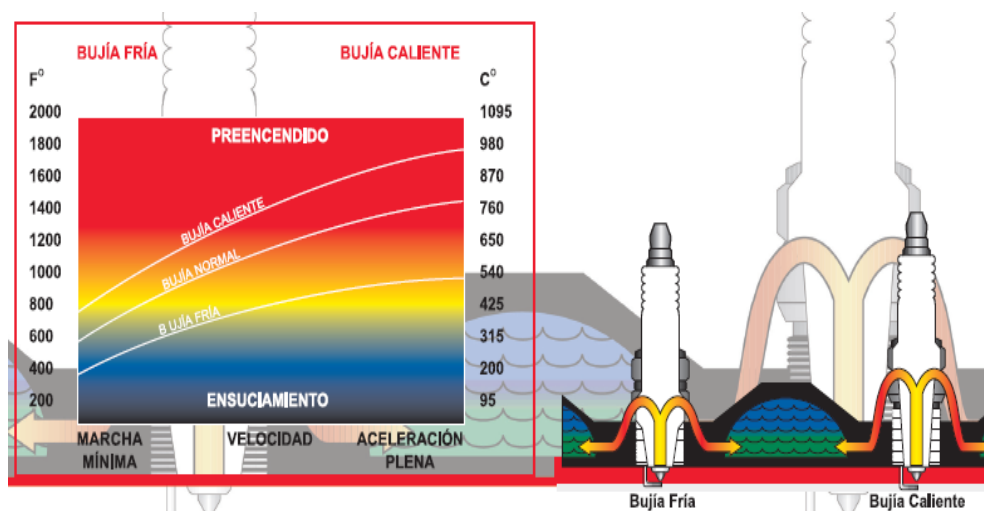


Figura 138. Rango térmico de las bujías.

Fuente: www.champions.com.

2.1.7.3 Selección de bujías.- Para la selección de las bujías se necesita saber el modelo y cilindrada del auto. Así como el grado térmico ideal para autos de rally que va de 51 a 75.

Si bien es cierto partimos de un Mazda 323, dado las modificaciones tenemos un motor similar al Mazda Miata pudiendo seleccionar en los catálogos como por ejemplo:

- Para bujías champions. (Tabla 15)

Tabla 15. Selección de bujías champions.

Modelo	Cobre plus resistiva	Alternativa doble cobre	Luz (mm)	Especial IRIDIUM
B1600, B2000, B2600, 4WD	RN9YC	RN9YCC	0.8	9804

Lantis 1.6 (Z6D), Miata	RC9YC4	RC9YCC4	1.0	9001
Miata	RC10YC4		1.0	
MPV 2.6/3.0 (JEE, FS1R)		RC9MCC	0.8	9002
MX3 /MX5 1.6/1.8 (B6, ZE)	RC9YC4	RC9YCC4	1.0	9001

Fuente: www.orma.com.mx/docs/productos/catalogos/Champion/Bujias-Champion.html

Se tiene para:

Bujía con cobre plus resistiva.	RC9YC4
Bujía alternativa doble cobre.	RC9YCC4
Luz.	1.0
Especial iridium.	9001

➤ Para bujías NGK. (Tabla 16)

Tabla 16. Selección de bujías NGK.

MAZDA	NGK VERDE	Luz (mm)
121, 323 LX, GLX 16V, Miata	BKR5E-11	1.1
3 1.6	BKR5E-11	1.1

Fuente: www.manualesdemecanica.com/manuales/Varios/Cat%C3%A1logo-de-bujias-NGK/

Siendo la ideal la bujía NGK verde BKR5E-11 con una luz de 1,1mm, a partir de lo cual se puede seleccionar bujías de alto rendimiento en otras marcas teniendo en cuenta las características principales de las mismas. Siendo la elegida la bujía de platino en marca BOSCH. (Figura 139)



Figura 139. Bujía seleccionada.

Fuente: Los Autores.

2.1.7.4 Selección de cables de bujías [8].- Teniendo en cuenta que los cables de bujías transportan la energía para la chispa hacia las bujías es necesario seleccionar los ideales para lo cual recurrimos a catálogos de la siguiente manera: (Tabla 17)

Tabla 17. Selección de cables en catalogo de CARTEK.

Modelo	Cilindros	Año	Motor	EPDM	Silicón	Bobinado	Bujía	Bobina
<i>Protege</i>	4	90-95	1.8L SOHC	B5793MZ4	B6793MZ4	B1793MZ4	B43	D57
		90-98	1.8L DOHC	B5909MZ4	B6909MZ4	B1909MZ4	B54	
		95-98	1.6L SOHC-DOHC	B5794MZ4	B6794MZ4	B1794MZ4	B157	

Fuente: www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/cartek/cables_bujias/

Para lo cual se tiene:

Numero de cilindros.	4
Año de fabricación.	95-98
Motor.	1.6 DOCH
Código EPDM.	B5794MZ4
Silicón seda.	B6794MZ4
Silicón Bobinado.	B1794MZ4
Código de conector de bujía.	B157

- Con el código de la forma del cable de bujía que corresponde al B157 tenemos la siguiente forma: (Figura 140)



Figura 140. Cable de bujía.

Fuente: www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/cartek/cables_bujias.

Siendo el ideal para nuestro motor por encajar correctamente en los alojamientos de la tapa válvulas y por supuesto en las bujías.

- Una vez que tenemos el código EPDM podemos verificar los códigos de otras marcas fabricantes teniendo varias opciones para adquirir los cables de bujías: (Tabla 18)

Tabla 18. Selección de cables de bujías en otras marcas.

CARTEK ACTUAL	BOSCH ACTUAL	GARLO	JOMAR	LANCER KEN 7mm-8mm	LODI NUEVO	LODI ANTERIOR	NKK	OMZ/BERU
B5791C6	0986MG0625		HM-914	L-3139(8)	B150	C-ED3.9 C-ED3.9L	RC- CRH904	531C6
B5793MZ4		JG- 4769						BE1231C6
B5795W4			HM-505					

Fuente: www.carttek.com.mx

Lastimosamente en este tipo de material de construcción no tenemos cables alternos, pues nuestro código no aparece en el catálogo.

- Con el código de silicón seda podemos buscar otros alternos:(Tabla 19)

Tabla 19. Selección de cables de silicón en otras marcas.

CARTEK ACTUAL	AC DELCO	AUTOLITE	BOSCH ACTUAL	BOSCH ANTERIOR	GARLO	KEM SILVER LINE	LODI ACTUAL	OMZ/BERU
B6793MZ4		96043			8HY- 4769			
B6794MZ4		96808			8HY- 4775			
B6795W4					8HY- 154			

Fuente: www.carttek.com.mx

Teniendo la opción de optar por cables de la marca:

AUTOLINE con el código 96808

GARLO con el código 8HY-4775

- Con el silicón bobinado podemos encontrar las siguientes alternativas.(Tabla 20)

Tabla 20. Selección de cables de silicón bobinado.

CARTEK ACTUAL	BOSCH ACTUAL	GARLO	LANCER KEM MAG	LODI MAX PERFORMANCE	OMZ/BERU
B1794MZ4		SHY-4775			

Fuente: www.carttek.com.mx

Se tiene opción únicamente con la marca GARLO con el código SHY-4775
Pudiendo contar con la accesibilidad de cables tipo EDPM de la marca CARTEK. (Figura 141)



Figura 141. Ubicación de los cables de bujías.

Fuente: Los Autores.

2.1.8 Fijación del motor.

La fijación del motor se la hace con tres bases las mismas que son:
Delantera.
Posterior.
Lateral derecha.

Para lo cual es necesario poner a nivel el motor, teniendo que realizar algunos retoques en cada una de ellas.

2.1.8.1 Base Delantera.- Para poder implementar esta base es necesario tener en cuenta que va acoplada a la caja de cambios, la misma que se tiene que perforarla en la carcasa para poder fijar la base y sujetarla contra el motor colaborando para el acople entre la caja de cambios y motor.

La base es la original del MAZDA 323 motivo por el cual se aprovecha la fijación de la cañería de purga del embrague. Sin tener que modificar la posición de la base del puente de seguridad que pasa por debajo del motor. (Figura 142)



Figura 142. Base delantera del motor.

Fuente: Los Autores.

2.1.8.2 Base Posterior.-Para poder fijar el motor en la parte posterior se lo hace aplicando a la carcasa de la caja de cambios, teniendo el inconveniente de que la posición original de la base no es la misma. Motivo por el cual es necesario recorrer la base en el puente de seguridad realizando nuevos agujeros de fijación de la base. (Figura 143)



Figura 143. Base posterior.

Fuentes: Los Autores.

2.1.8.3 Base Lateral derecha.- Esta base es la más importante ya que mantiene el equilibrio del motor evitando que choque las cornetas de flujo contra el habitáculo del motor, manteniendo la distancia entre el sensor de oxígeno y el protector del ventilador del radiador del refrigerante. (Figura 144)

Una vez rota esta base ocasionaría grandes daños en el habitáculo del auto. Para poder implementar esta base es necesario colocar un alza para poder poner a nivel el motor.

Consiguiendo el acople del cabezote que permita asentar la base.

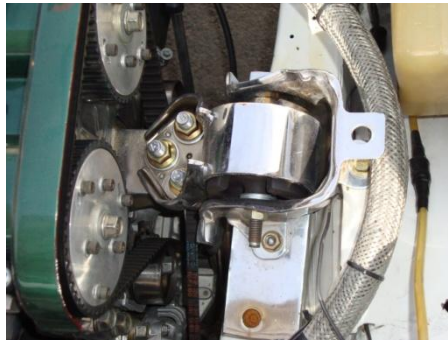


Figura 144. Base lateral derecha.

Fuente: Los Autores

CAPÍTULO III

CAPÍTULO III

3. **SENSORES Y ACTUADORES.**

3.1 **Arnés de sensores y actuadores.**

El motor de combustión interna utiliza en su funcionamiento una mezcla de aire-combustible previamente dosificada y homogénea donde el sistema de inyección electrónica MPFI consta de sensores que informan a la computadora ECU, a través de un monitoreo continuo de las condiciones a las que el motor está sometido pudiendo hacer trabajar los actuadores acorde a las necesidades del motor. Tomando en cuenta una señal base que indica la cantidad de aire que ingresa en el cilindro, este sistema permite a la ECU determinar el tiempo de apertura de la inyección, por lo tanto la cantidad exacta de combustible a inyectarse.

Los parámetros que informan los sensores a la ECU son:

- Temperatura del refrigerante
- Temperatura y caudal del aire aspirado.
- Régimen de giro del motor.
- Carga del motor.
- Velocidad del vehículo.
- Oxígeno residual de la mezcla.
- Condiciones de funcionamiento: ralentí en frío, puesta en marcha.

3.2 **Selección e implementación de sensores**

Como una función preliminar y esencial es primero seleccionar cuidadosamente el tipo de electrónica que podemos implementar en nuestro motor y acorde a ello los sensores y actuadores que permitan llegar al máximo régimen del mismo. Siendo la opción más factible una computadora programable que requiere los siguientes sensores:

- Sensor de posición del cigüeñal (CKP).
- Sensor de oxígeno (LAMBDA O O₂).

- Sensor de temperatura del refrigerante (ECT).
- Sensor de temperatura del aire (IAT).
- Sensor de presión absoluta del múltiple (MAP).
- Sensor de la posición de la mariposa (TPS).

3.2.1 Unidad de control electrónica (ECU)

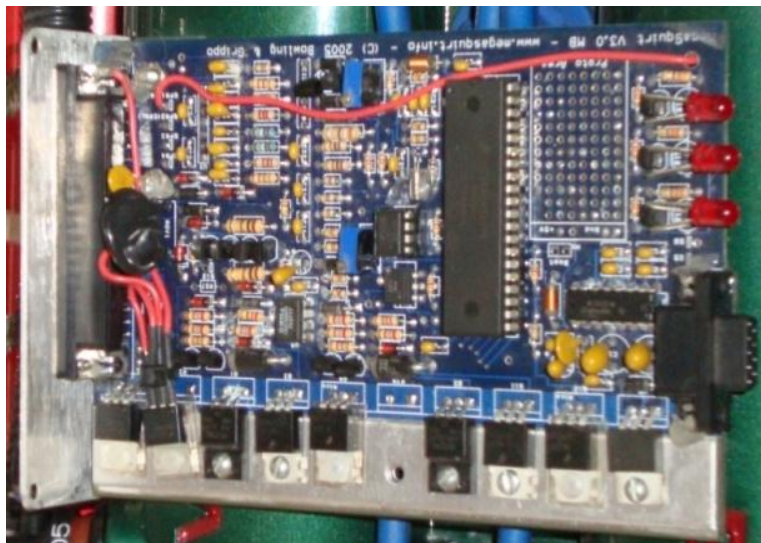


Figura 145. Unidad de control electrónica.

Fuente: www.megasquirt.com.

Se opta por instalar un sistema MegaSquirt en el motor de competición el cual es una ECU programable (Figura 145) que permitirá variar el ancho de pulso de la inyección así como el avance al encendido interpretando las señales de entrada provenientes de los sensores, para determinar el estado del motor. La ECU tiene estrategias de reprogramación para cada condición de los sensores, con el fin de obtener el máximo rendimiento del motor.

El PIN DATA de la ECU MegaSquirt se muestra en la figura 146 y ayuda a realizar una instalación efectiva del arnés electrónico.

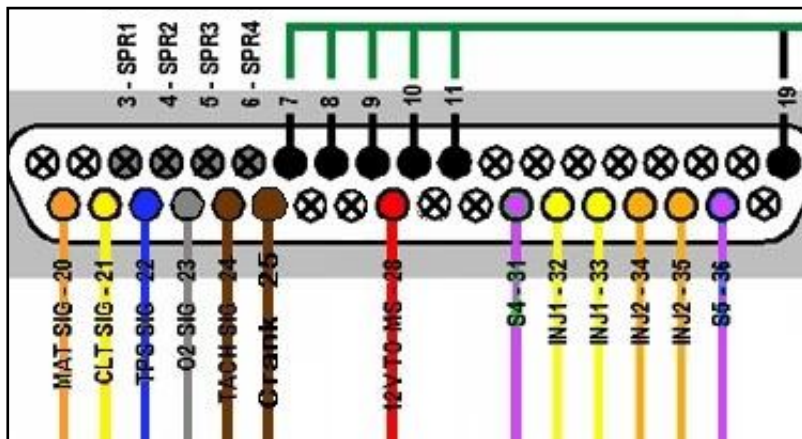


Figura 146. Pin DATA de la ECU MegaSquirt.

Fuente: www.megasquirt.com.

- | | |
|---|---|
| A1 No utilizado | A21 Señal del sensor de temperatura del refrigerante (ECT) |
| A2 No utilizado | A22 Señal del sensor de la posición de la mariposa (TPS) |
| A3 Cable opcional | A23 Señal del sensor de oxígeno (LAMBDA O ₂) |
| A4 Cable opcional | A24 Señal del sensor de posición del cigüeñal (CKP) |
| A5 Cable opcional | A25 Opción para IAC 1A |
| A6 Cable opcional | A26 Voltaje de referencia del sensor de la posición de la mariposa |
| A7 Masa del sensor CKP | A27 Opción para IAC 1B |
| A8 Masa del ECM | A28 Alimentación de la ECU (12V) |
| A9 Masa del ECM | A29 Opción para IAC 2A |
| A10 Masa del ECM | A30 Opción para IAC 2B |
| A11 Masa del ECM | A31 Señal de ignición bloque B |
| A12 No utilizado | A32 Control de inyector A-1 |
| A13 No utilizado | A33 Control de inyector A-2 |
| A14 No utilizado | A34 Control de inyector B-1 |
| A15 No utilizado | A35 Control de inyector B-2 |
| A16 No utilizado | A36 Señal de ignición bloque A |
| A17 No utilizado | A37 Señal de la bomba de combustible |
| A18 No utilizado | |
| A19 Masa del ECM | |
| A20 Señal del sensor de temperatura del aire (IAT) | |

Las estrategias de la ECU se basan principalmente en el control de los actuadores para ampliar o reducir el tiempo de inyección, además de controlar otras válvulas que permiten una mezcla estequiométrica precisa. Para determinar el funcionamiento de la ECU es necesario conocer cómo trabaja internamente, para esto, en la figura 147 se observa la estructura interna esquematizada en bloques funcionales.

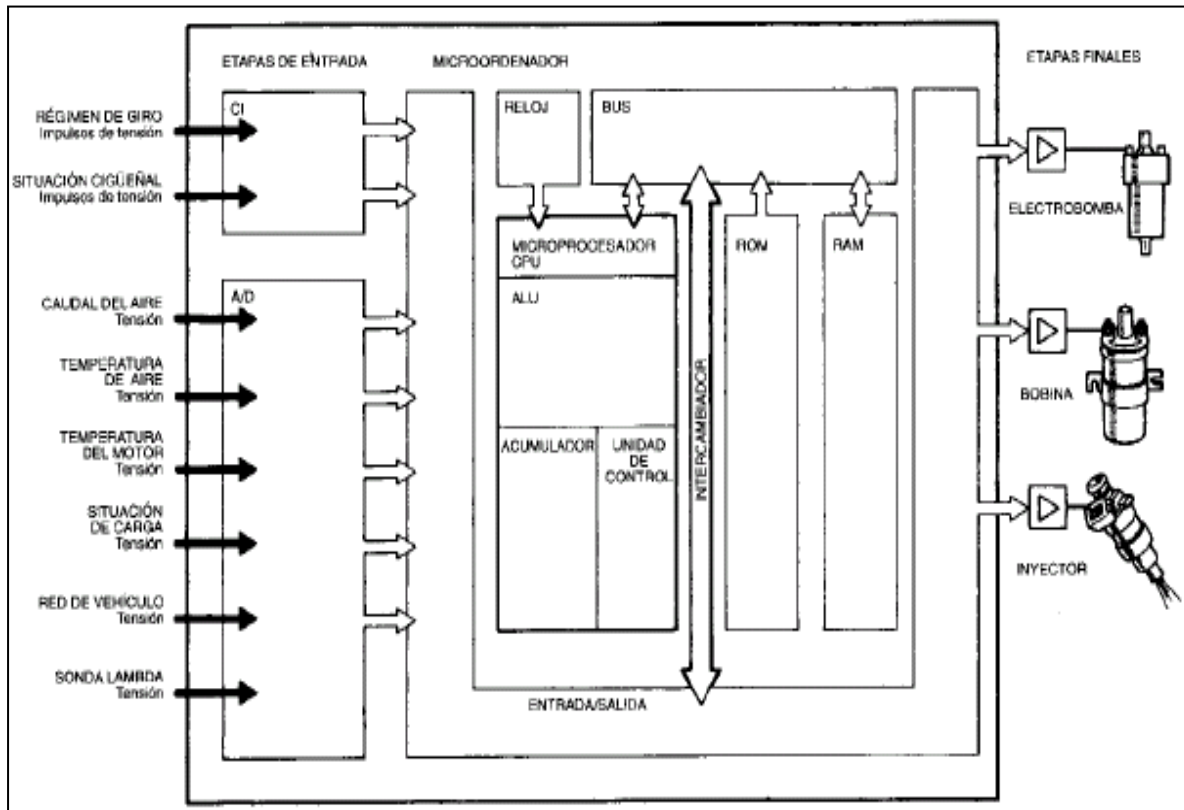


Figura 147. Esquema de la estructura interna de la ECU.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

La unidad de control está compuesta por un micro controlador MOTOROLA MC68HC9086P32. El mismo que dispone de 8 bits, posee 512 bytes de memoria RAM y 32 Kbytes de memoria flash. La tarjeta empleada posee un oscilador de 9.8304 Mhz, este microcontrolador puede funcionar hasta con un oscilador externo de 32 Mhz, lo que proporciona cuatro veces la velocidad con la que se trabaja actualmente. El rango de temperatura de funcionamiento es de -40 °C a 85 °C.

A continuación se describen las características del módulo:

- Puertos entrada-salida.
- Puerto de comunicación serial.
- Convertidores analógico-digitales.
- Módulo TIM en Modo Input Compare.
- Módulo TBM.
- Módulo SPI.

3.2.1.1 Puertos de entrada-salida.- Posee 33 puertos de entrada y salida, de los cuales 26 son compartidos con otras funciones. Con esto se tiene una cantidad suficiente de posibles señales para control de elementos externos o lectura de sensores. La programación de la dirección de los puertos es muy sencilla (entrada o salida), lo que permite en cualquier punto del programa elegir un puerto y su dirección para cumplir con una determinada tarea.

3.2.1.2 Puerto de comunicación serial.- Posee un puerto de comunicación serial bidireccional, al cual se le puede programar la velocidad de transmisión según lo deseado. La transmisión de datos se efectúa escribiendo el valor a transmitir en un registro, el cual es transferido al módulo de transmisión y enviado.

En estas tareas no es necesario controlar ningún aspecto. La recepción se efectúa por medio de una interrupción, la cual se genera cada vez que se recibe un dato. Una vez atendida, lo único que se debe hacer es leer el registro de almacenamiento de datos del puerto serial.

3.2.1.3 Convertidores analógico-digitales.- Se tienen a disposición 8 canales de convertidores analógicos digital de 8 bits, los cuales son compartidos con puertos entrada-salida. Es un circuito con una línea de entrada análoga, provenientes de los sensores cuya señal es de voltaje variable. Este circuito convierte la señal análoga en un código binario para la adecuada lectura del procesador.

3.2.1.4 Módulo TIM en Modo Input Compare.- Por medio de este módulo (Timer Interfase Module), el microcontrolador es capaz de cronometrar eventos los cuales son detectados por medio de una interrupción, éstos pueden ser flancos positivos o negativos. Una vez generada la interrupción se inicia el conteo por medio de un contador de 16 bits. Al detectar el siguiente flanco, este contador se detiene y se puede medir la duración del evento.

El reloj de entrada del contador es programable, proporcionando flexibilidad según la duración del evento. Además, una vez que se detecta la interrupción, este módulo permite controlar un puerto de salida, el cual se puede poner en alto o en bajo según las necesidades que se tengan. Prácticamente se puede reproducir el evento cronometrado.

3.2.1.5 Modulo TBM.- En este módulo (Time Base Module) se permite llevar a cabo un conteo hasta un valor determinado por el usuario. Al alcanzar este valor se genera una interrupción. En la rutina de servicio de esta interrupción se puede configurar de nuevo el módulo para que realice otra cuenta inmediatamente, además se tiene acceso a un puerto de salida, el cual se puede colocar en alto o en bajo según lo deseado. El contador empleado es el mismo para los módulos TBM y TIM. Este contador se puede parar o volver a cero en el momento que se desee, con lo que se tiene una flexibilidad en su manejo para llevar a cabo tareas determinadas.

3.2.1.6 Modulo SPI.- Por medio de este módulo, el microcontrolador se puede comunicar con periféricos en forma serial, para esto emplea cuatro líneas de conexión: generación de reloj, selección de maestro o esclavo, entrada y salida de datos. En este caso se emplea el microcontrolador como maestro para almacenar datos en una memoria serial.

La velocidad de transmisión de datos es programable por el usuario y en modo maestro, el microcontrolador genera en la línea de reloj la señal de sincronización de transmisión. La recepción de datos se puede llevar a cabo por medio de una interrupción en donde se diseña la rutina para llevar a cabo esta tarea.

3.2.1.7 Implementación de la ECU.



Figura 148. Implementación de la ECU.

Fuente: www.megasquirt.com.

La implementación de la ECU (Figura 148) se lo realiza en la cabina junto al asiento del copiloto por tener mayor espacio y acceso para conectar el cable de datos para reprogramar la misma, previa instalación de todo el arnés que colabora para el buen desempeño del mismo siguiendo el siguiente diagrama: (Figura 149)

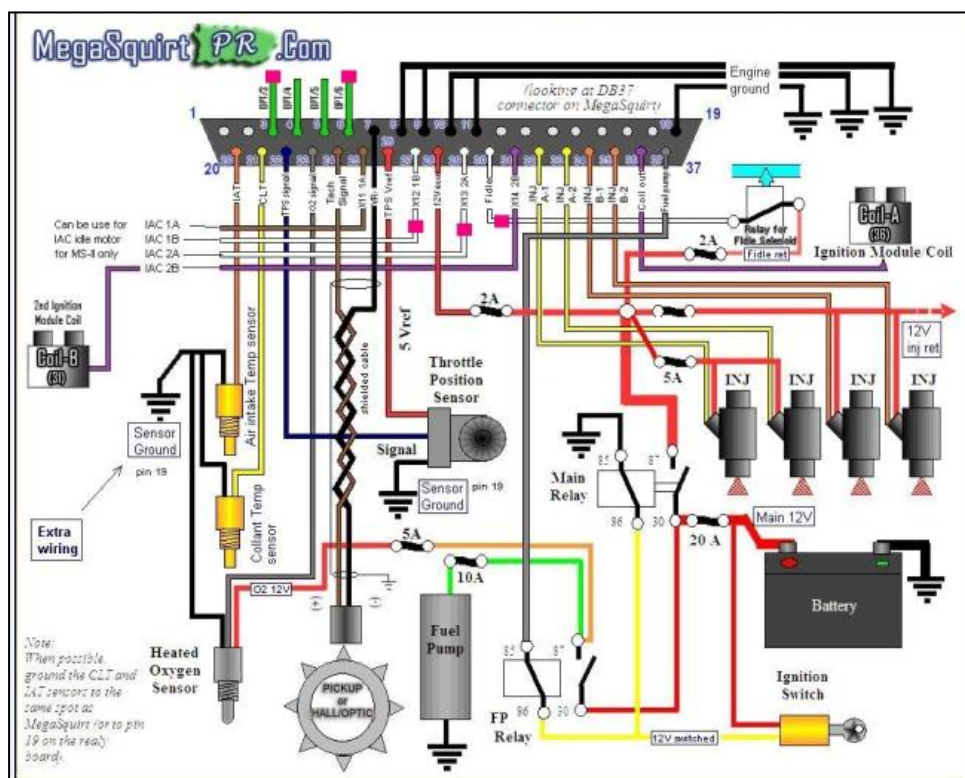


Figura 149. Diagrama de la ECU MegaSquirt.

Fuente: www.megasquirt.com.

3.2.2 Sensor de Posición del Cigüeñal (CKP)

Para la sincronización del encendido y del tiempo de inyección resulta indispensable que la ECM conozca en todo momento el estado de giro en el que se encuentra el cigüeñal. La unidad de control ECM puede determinar de esta forma no solamente la posición del cigüeñal que tiene en cada momento, sino también la velocidad de régimen (rpm).

El sensor de posición del cigüeñal (CKP Crankshaft Position Sensor) está formado por un imán permanente al cual esta enrollado una espiral. Cerca del sensor se encuentra una rueda dentada (volante motor o polea del cigüeñal) que gira en sincronía con el motor. Cuando la rueda dentada gira pasando cerca del sensor rompe las líneas de fuerza generadas por el imán permanente y se induce una tensión en la bobina del sensor. Los sensores de velocidad de rotación y de velocidad lineal miden el ángulo descrito o el espacio recorrido por unidad de tiempo. En ambos casos, este tipo de medición se realiza obteniendo magnitudes de medición relativas entre dos piezas.

3.2.2.1 Implementación del CKP.- Una vez identificado el sensor de posición del cigüeñal más idóneo para nuestra electrónica procedemos a ubicarla en la carcasa de la caja de cambios debido a que la rueda fónica se encuentra ubicada en el volante de inercia (Figura 150). Siendo el sensor del LADA NIVA el más económico y acorde a nuestras necesidades.



Figura 150. Ubicación del Sensor CKP.

Fuente: Los Autores.

Este sensor tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 21. (Figura 151)

Tabla 21. Conexión del sensor de posición del cigüeñal (CKP).

Pines del sensor.	Descripción.
1	1,2 → A24 Pin de la ECM, señal del sensor.
2	3 → A7 Pin de la ECM, masa del sensor.

Fuente: www.megasquirt.com

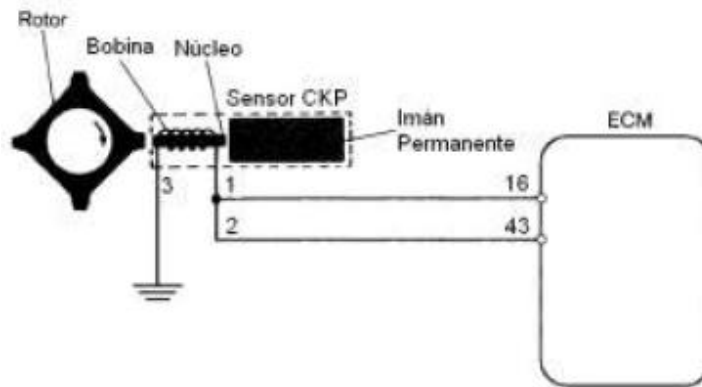


Figura 151. Conexión del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.2.2 Principio de funcionamiento.- Los sensores electromagnéticos son muy usados para determinar la velocidad y la posición angular de un objeto rotativo. Las dos funciones más comunes que se les dan a estos tipos de sensores son: la posición del cigüeñal para el control de la ignición y la inyección del combustible, y la otra es la velocidad de rotación de las ruedas para los frenos ABS y el control de tracción TCS. La interacción entre electricidad y magnetismo es utilizada de varias formas para producir el efecto sensor deseado. Existen dos tipos de sensores que son ampliamente utilizados en los sistemas del vehículo: los sensores de reluctancia variable y los sensores de tipo Hall. En el caso del sensor de posición del cigüeñal CKP, se utilizan generalmente los de reluctancia variable. Los principales componentes de este tipo de sensor son: (Figura 152)

- Rotor dentado de hierro.
- Imán permanente.
- Núcleo de hierro, para dirigir el flujo magnético.
- Bobina enrollada alrededor del núcleo magnético, en el cual el voltaje es inducido.

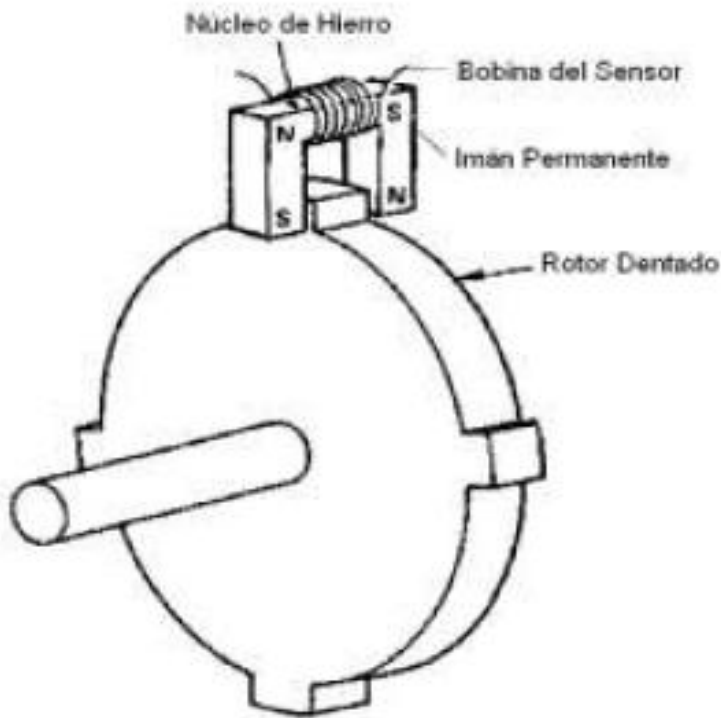


Figura 152. Esquema del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

El rotor dentado posee un número determinado de dientes, y estos pasan a través del espacio entre el flujo magnético. Cuando un diente del rotor pasa por él entre hierro, se induce en la bobina del sensor un voltaje, el cual está relacionado con el cambio de flujo magnético del circuito. Mientras más rápido sea el cambio de flujo magnético, mayor será el voltaje generado en la bobina del sensor. Cuando el diente del rotor se alinea con él entre hierro, el voltaje del sensor es cero. A medida que los dientes pasan por él entre hierro, el flujo magnético se incrementa rápidamente por lo cual el voltaje del sensor se incrementa rápidamente. (Figura 153)

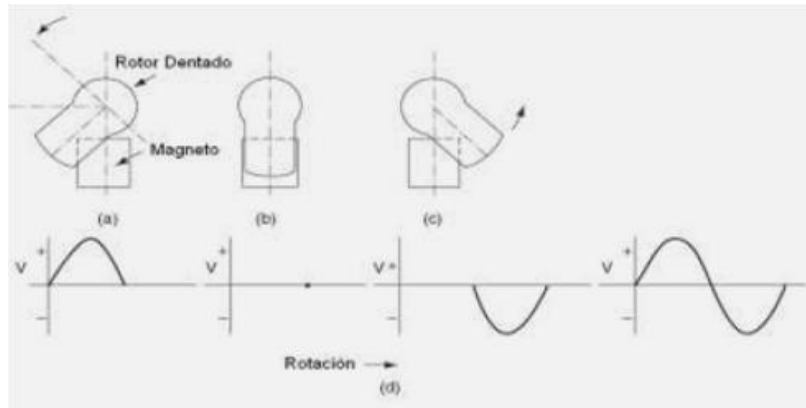


Figura 153. Principio de Funcionamiento del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Control Systems.

En la figura anterior se puede ver el comportamiento del sensor y la señal de voltaje correspondiente. Vemos que cuando un diente del rotor ingresa al entrehierro se produce un pico de voltaje positivo, cuando el diente está perfectamente alineado con el entrehierro el voltaje cae a cero (si bien el flujo magnético es fuerte en este punto, este se mantiene constante, por lo cual el voltaje es cero). Cuando el diente del rotor abandona el entrehierro, la variación del flujo magnético se produce rápidamente, pero en dirección opuesta a la producida cuando el diente entra en el entrehierro. El resultado es un pico de voltaje negativo. Cuando el espacio entre el entrehierro se encuentra vacío, la variación de flujo es nula, por lo tanto el voltaje es cero. Al entrar otro diente del rotor, el proceso se repite nuevamente. Si la bobina del sensor se conectara a un osciloscopio, podríamos obtener una señal de voltaje sinusoidal. (Figura 154)

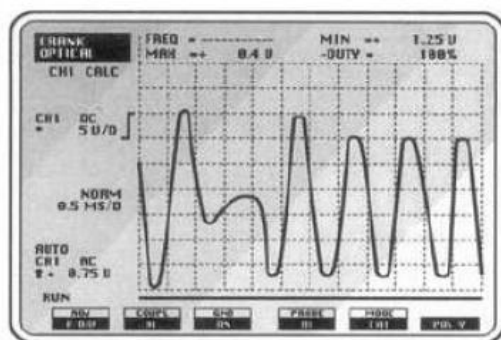


Figura 154. Forma de onda del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Control Systems.

Este es el principio básico del sensor de posición del cigüeñal, aquí el rotor se encuentra montado sobre el volante de inercia del motor, el imán permanente, el núcleo de hierro y la bobina del sensor forman un solo conjunto el cual está montado en el bloque del motor o en la carcasa de la caja de cambios. Cada diente que pasa por el entrehierro del sensor produce un voltaje inducido en la bobina del mismo. (Figura 155)

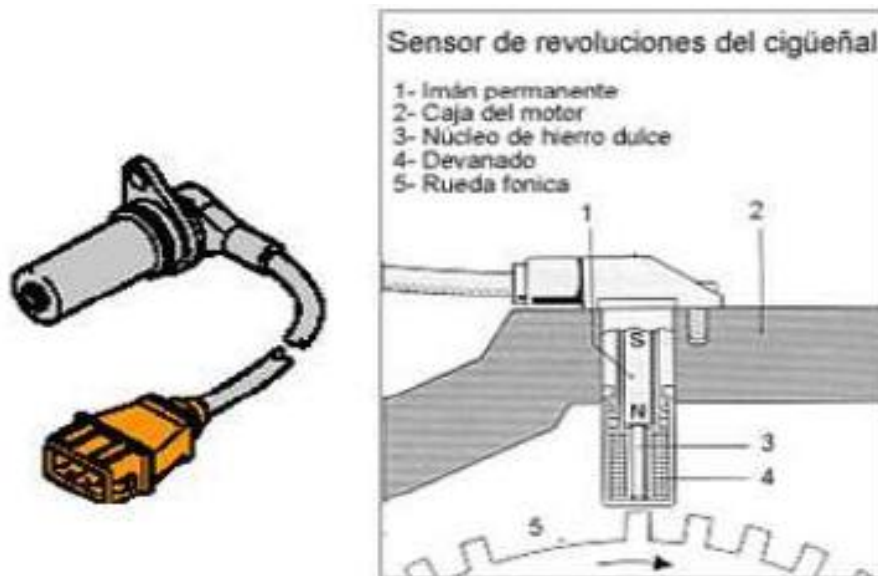


Figura 155. Constitución del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro.

El valor del voltaje, inducido en la bobina del sensor, depende de la velocidad, cuanto más rápido gire el motor, mayor será el voltaje inducido en el sensor. Cada vez que un diente pasa por el entrehierro, se produce una onda de corriente alterna, dependiendo de la velocidad del motor, esta tensión puede alcanzar los 100 Voltios; por lo cual algunos circuitos son diseñados para restringir el voltaje máximo. Para que el modulo de control tenga una referencia del Punto Muerto Superior (PMS), el rotor es diseñado con un diente faltante en su periferia. La forma de onda generada por este tipo de sensor se muestra a continuación. (Figura 156)

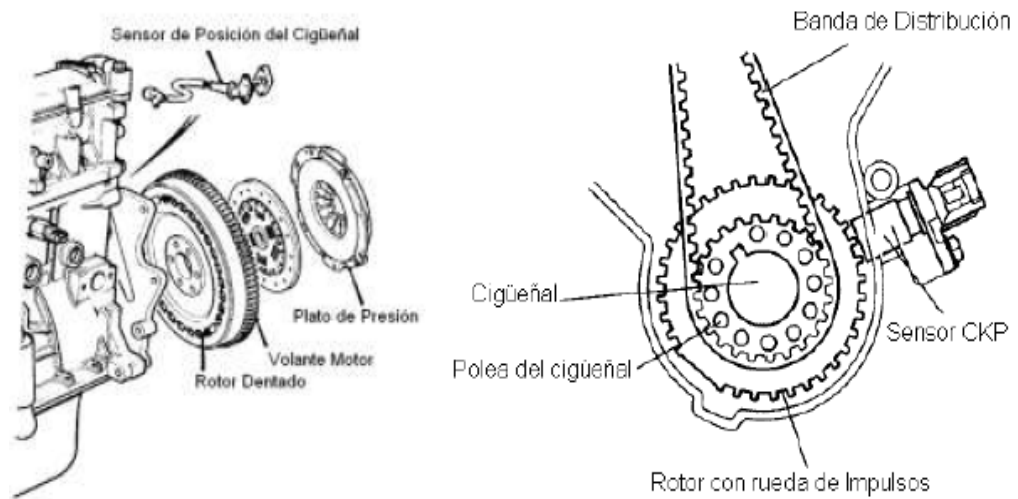


Figura 156. Ubicación del Sensor de Posición del Cigüeñal.

Fuente: TOYOTA MOTOR SALES INC.

3.2.2.3 Datos Reales Medidos en el Sensor.- Los valores medidos en el auto se los realiza en base a las revoluciones del motor teniendo los datos de la tabla 22.

Tabla 22. Datos reales medidos en el sensor CKP.

Valores obtenidos en el sensor CKP	
RPM	Frecuencia (KHz)
880	0,833
2640	2,5
3520	3,333
3840	3,6363
4800	4,545
5600	5,302
6400	6,06
7200	6,818
8000	7,575

Fuente: Los Autores.

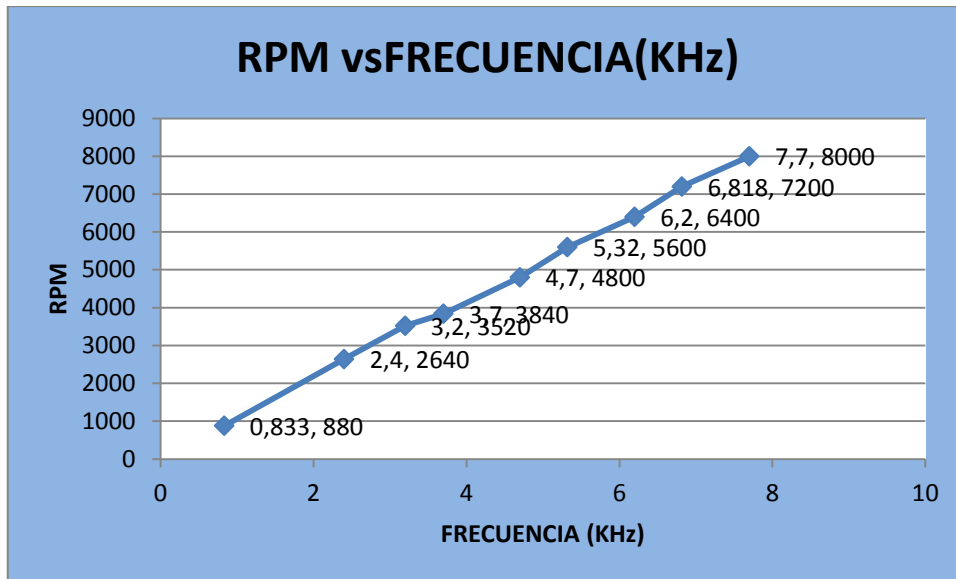


Figura 157. Grafica RPM vs Frecuencia.

Fuente: Los Autores.

Con la ayuda del software Microsoft Office Excel, se aproximó la gráfica y se obtuvo la ecuación del sensor de posición del cigüeñal CKP. (Figura 158)

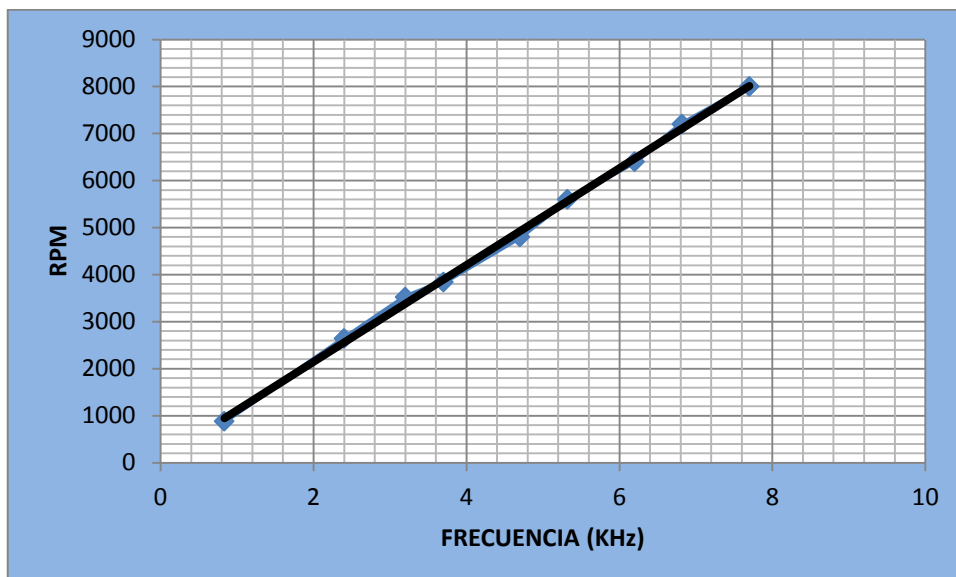


Figura 158. Grafica linealizada de los datos del CKP.

Fuente: Los Autores.

El funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión matemática: (Ecuación 1)

$$\text{RPM} = 1067,93\text{Frecq} - 62,17 \quad \text{ec. (1)}$$

Donde RPM son las revoluciones por minuto que son procesadas por la ECM, y Freq es frecuencia que esta expresada en KHz (Kilo Hertz).

El funcionamiento de este sensor se lo puede representar por diagrama de bloques que se muestra a continuación. (Figura 159)

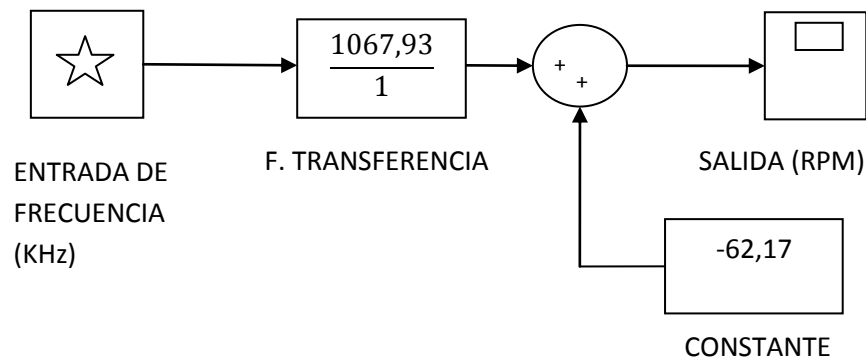


Figura 159. Diagrama de bloques del sensor CKP.

Fuente: Los Autores.

El sensor inductivo, debido a su propio principio de funcionamiento, produce una honda sinusoidal a una determinada frecuencia que en este caso sería la variable de medición. Esta frecuencia es multiplicada por una constante (1067,93) que transforma la variable de KHz a rpm, a este valor se le suma una constante de -62,17.

El valor de rpm que se obtiene a la salida es utilizado para determinar la velocidad del motor y calcular el tiempo de apertura del inyector.

3.2.3 Sensor de Oxígeno (LAMBDA o O₂)

Este sensor se implemento dentro del motor, por causa de los efectos contaminantes de las emisiones producidas por la combustión deficiente del combustible, si bien con los sistemas de inyección se logro conseguir un incremento de la potencia del motor, y un mejor control de la mezcla aire/combustible, no se elimino totalmente la emisión de gases contaminantes.

Las regulaciones actuales exigen que se controlen las emisiones de gases, por lo que los sistemas de inyección están diseñándose cada vez de mejor manera, pero a pesar de ello la calidad de la combustión sigue dependiendo de otros factores, inclusive mecánicos, que afectan en un buen porcentaje la precisión que nos ofrecen los sistemas electrónicos.

Para determinar si el sistema de control de combustible está realizando una dosificación correcta en la mezcla aire/combustible, es necesario implementar el Sensor de Oxígeno conocido también como Sonda Lambda o EGO (Exhaust Gas Oxygen Sensor). Este sensor, permite que el sistema de control de combustible, trabaje en lazo cerrado, verificando la cantidad de oxígeno en los gases de escape, e informando a la ECM si es necesario enriquecer o empobrecer la mezcla. Una vez realizada las correcciones sobre la mezcla, el sensor de oxígeno verifica nuevamente la cantidad de oxígeno en los gases de escape para nuevas correcciones. Como la ECM está recibiendo información del estado de la mezcla permanentemente, puede en cuestión de milésimas de segundo modificar la cantidad de combustible que inyecta el sistema, permitiendo que el motor obtenga una gran exactitud en su combustión, que significa entonces una optima potencia de entrega y una emisión mínima de gases contaminantes en el ambiente.

3.2.3.1 Implementación del Sensor de Oxígeno.- Elegimos un sensor de oxígeno de Oxido de Zirconio de 4 cables debido a que posee la niquelina de calentamiento obteniendo una lectura más fiable al momento de calibrar y poner a punto el motor. Para lo cual se implementa la tuerca adecuada en el heder. (Figura 160)



Figura 160. Ubicación del Sensor de Oxígeno en el Heder.

Fuente: Los Autores.

Este sensor tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 23. (Figura 161)

Tabla 23. Conexión del sensor de oxígeno calentado.

Pines del sensor.	Descripción.
2	11 → A23 Pin de la ECM, señal del sensor.
1	87 →Alimentación del calentador del sensor.
4	12 → A19 Masa de la niquelina.
3	37 →Masa del sensor.

Fuente: www.megasquirt.com

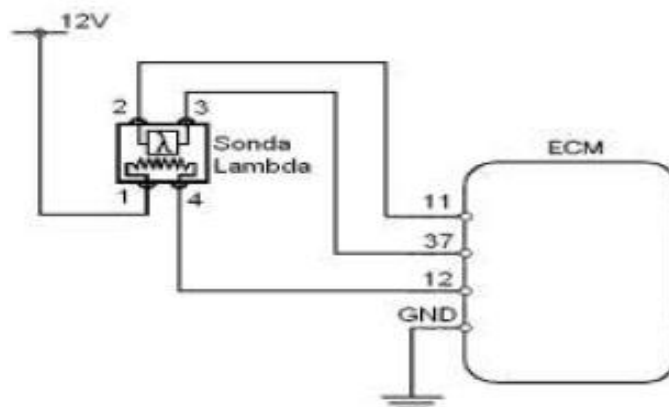


Figura 161. Conexión del Sensor de Oxígeno Calentado (O_2).

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.3.2 Principio de funcionamiento.

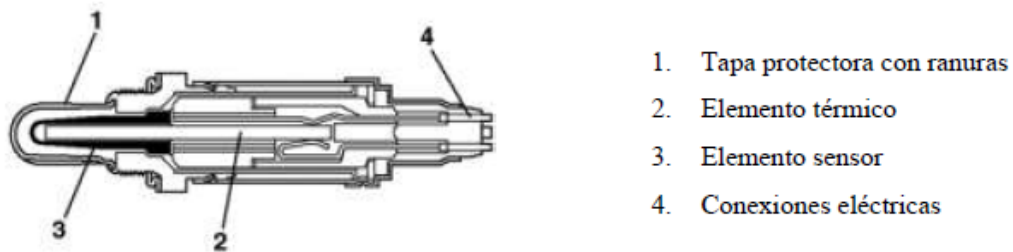


Figura 162. Sensor de Oxígeno Calentado (O_2).

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Para que el catalizador de gases de escape funcione correctamente, la relación aire/combustible debe mantenerse cerca a 14.7:1. El sensor de oxígeno calentado O_2 o también conocido como EGO ayuda al modulo de control a mantener esta relación dentro de los límites requeridos (Figura 162). El sensor de oxígeno EGO, monitorea constantemente la cantidad de oxígeno en los gases de escape y por ende la relación aire/combustible de la mezcla que ingresa a los cilindros, es decir la cantidad de oxígeno en los gases de escape, dependen directamente de la cantidad de oxígeno existente en la mezcla aire/combustible. En la figura 163 podemos observar la relación entre el contenido de oxígeno en los gases de escape y la relación aire/combustible de la mezcla que ingresa en los cilindros.

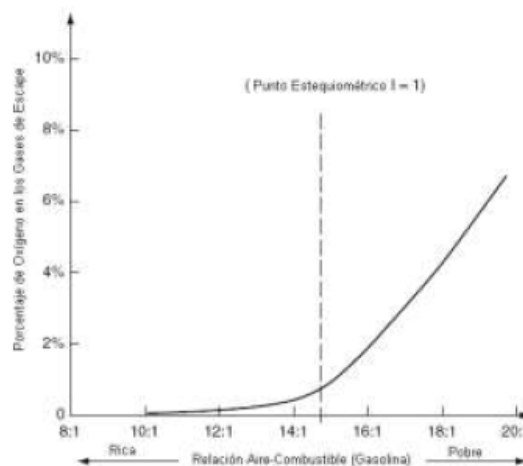


Figura 163. Porcentajes de Oxígeno de los Gases de Escape.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

La señal del sensor es retroalimentada al modulo de control para corregir la cantidad de combustible inyectado dentro del motor, con la finalidad de mantener la relación aire/combustible dentro de los limites requeridos. La relación aire/combustible que provee químicamente una correcta combustión se denomina lambda ($\lambda=1$); si la mezcla es rica, se considera un factor lambda menor a 1 ($\lambda\approx 0,97$); por otro lado si la mezcla es pobre, se considera un factor lambda mayor a 1 ($\lambda\approx 1,03$).

$$\text{Landa } \lambda = \frac{\text{relación aire/combustible}}{\text{relación estequiometrica aire/combustible}} \quad (34)$$

El sensor de oxígeno más conocido basa su funcionamiento en el principio de las celdas voltaicas, es decir es de tipo químico/voltaico. Este tipo de sensor que es conocido como tipo de Oxido de Zirconio (ZrO_2), opera básicamente por la diferencia entre la presión parcial de oxígeno del aire atmosférico y la presión parcial del oxígeno de los gases de escape. Como se sabe, a nivel del mar el aire contiene aproximadamente un 21% de oxígeno, dándonos una presión parcial aproximadamente de 0.2 bar. Por otro lado, el oxígeno contenido en los gases de escape varía desde 0% en una mezcla rica, hasta un 10% en una mezcla pobre, dándonos una variación de presión parcial de oxígeno en los gases de escape desde los 0 bares hasta los 0.01 bar aproximadamente. (Figura 164)

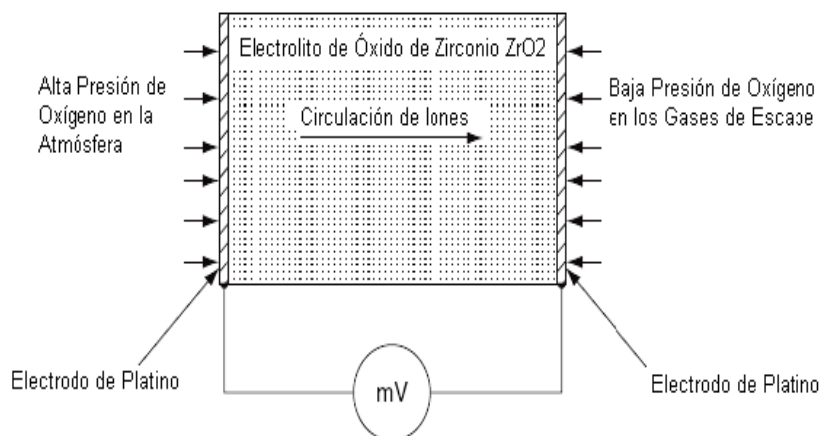


Figura 164. Principio de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

El elemento sensor es básicamente una celda o batería. Las placas son construidas de platino y poseen una placa cerámica de óxido de zirconio entre ellos el cual actúa como electrolito. Las placas de platino actúan como catalizadores para el oxígeno que hacen contacto con ellas, también son utilizados como conductores para enviar la señal eléctrica desde el sensor. La acción catalítica tiene lugar cuando el oxígeno entra en contacto con las placas de platino, causando el transporte de iones de oxígeno a través del electrolito. Los iones de oxígeno son átomos de oxígeno con carga eléctrica, cada ion de oxígeno tienen un exceso de dos electrones, y cada electrón representa una carga negativa; es decir los iones de oxígeno están cargados negativamente. El Óxido de Zirconio tiene la tendencia de atraer a los iones de oxígeno, y los acumula en su superficie, en la unión con los electrodos de platino.

Debido a que la atmósfera posee una mayor concentración de oxígeno la placa de platino del lado atmosférico, posee más cargas negativas. Por otro lado, la concentración de oxígeno en los gases de escape es mucho menor, lo cual hace que la placa de platino, o electrodo de escape, tenga un número de cargas negativas mucho menor. Esto crea una corriente eléctrica que produce una fuerza electromotriz (voltaje) en el sensor. Así se puede determinar de una forma precisa el contenido de oxígeno en los gases de escape. (Figura 165)

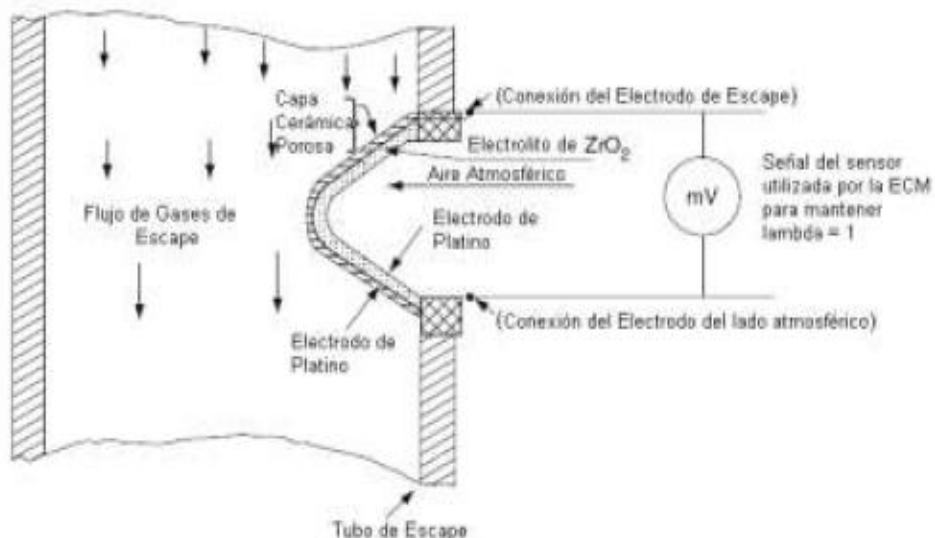


Figura 165. Esquema de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

En la práctica, el sensor está constituido por un casquillo, con la finalidad de exponer el área máxima de platino sobre los gases de escape y sobre el aire atmosférico por el otro lado. El platino que está expuesto a los gases de escape, está recubierta por una capa porosa de material cerámico. Este permite el paso del oxígeno a través del platino, pero también lo protege de los contaminantes dañinos de los gases de escape. (Figura 166)

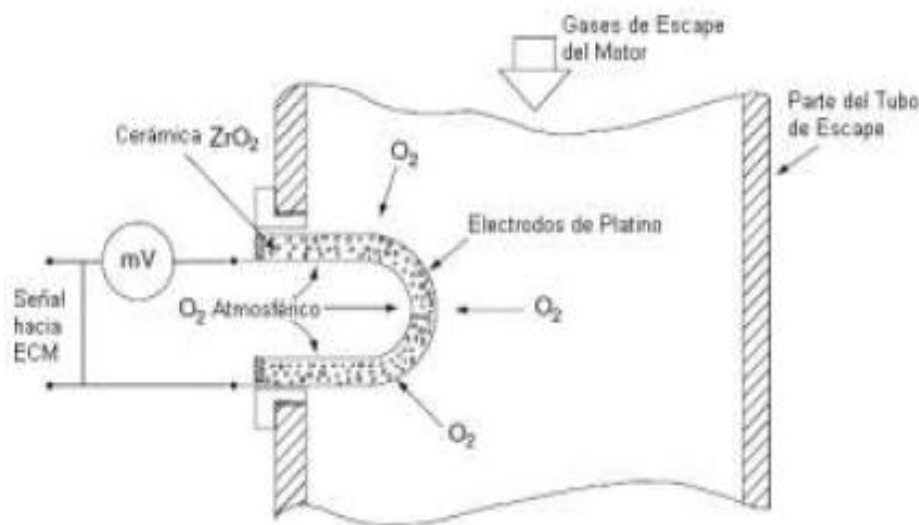


Figura 166. Esquema de Funcionamiento del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Mientras más grande sea la diferencia en los niveles de oxígeno entre el aire atmosférico y los gases de escape, mayor será el voltaje producido por el sensor de oxígeno EGO.

Cuando la relación aire/combustible cambia desde un poco rica (14:1 y $\lambda=0,93$) a un poco pobre (16:1 y $\lambda=1.06$), hay un cambio pronunciado en la presión parcial de oxígeno de los gases de escape, esto produce un escalón en la tensión entregada por el sensor de oxígeno EGO, debido a que el electrolito cerámico (Óxido de Zirconio) es muy sensible a los niveles de oxígeno. (Figura 167)

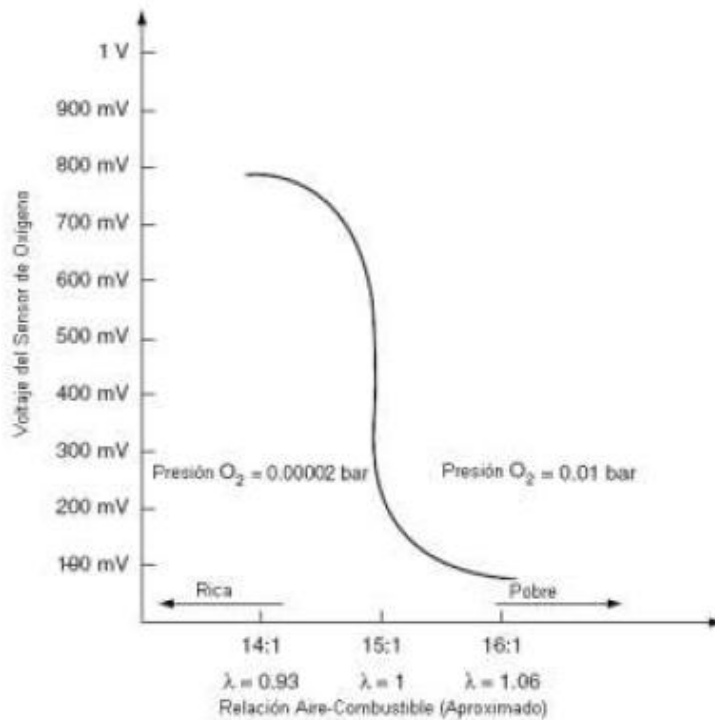


Figura 167. Voltaje del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

El cambio brusco del voltaje del sensor es utilizado como una señal de disparo por el módulo de control, la cual alterará la cantidad de combustible inyectado para mantener $\lambda=1$. El resultado de esta acción es que el sensor de oxígeno posee un ciclo con picos y bajadas a una frecuencia tal que asegure un funcionamiento suave del motor y el estado óptimo de funcionamiento del catalizador. Tanto la frecuencia como la forma de onda están almacenadas en la memoria ROM del módulo de control. Esta onda surge a medida que el módulo de control altera la cantidad de combustible inyectada en una forma determinada, manteniendo siempre la mezcla aire/combustible dentro de los límites requeridos.

La frecuencia de la onda varía según la velocidad del motor, este periodo de tiempo varía también si el sistema de inyección es de tipo monopunto o multipunto. (Figura 168)

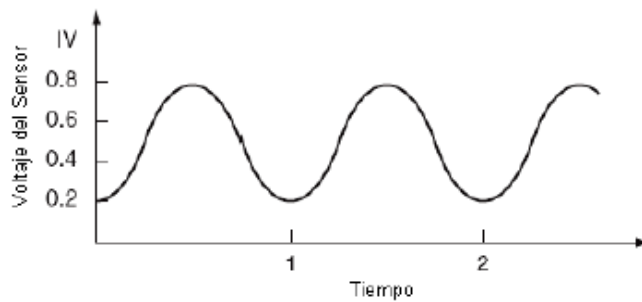


Figura 168. Señal obtenida del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

La acción del sensor de oxígeno depende también de la temperatura, el sensor necesita alcanzar una temperatura entre los 250 °C y los 300 °C antes de que este empiece a funcionar eficientemente. Con la finalidad de que el sensor de oxígeno alcance su temperatura optima de funcionamiento rápidamente y disminuir las emisiones contaminantes durante el arranque en frío, se equipa este con un elemento calentador de tipo resistivo. (Figura 169)

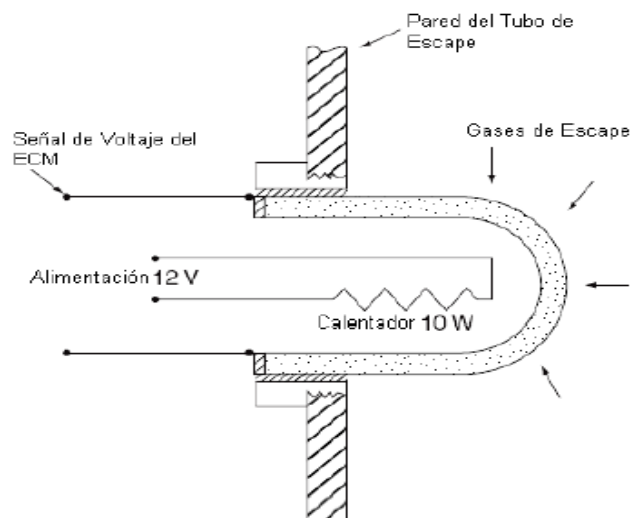


Figura 169. Elemento Calentador del Sensor de Oxígeno.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Es por eso que los sensores de oxígeno equipados con este elemento calentador poseen 4 terminales, un terminal para la señal de voltaje del sensor, un terminal de tierra del sensor, un terminal de alimentación positiva del calentador y otro de conexión a tierra del elemento calentador. Los valores más comunes de tensión entregados por el sensor de oxígeno para una mezcla rica son de 0.8 a 1 Voltios en un rango de temperatura de 350 °C a 800 °C, para una mezcla pobre son de 0.05 a 0.7 Voltios dentro de los mismos rangos de temperatura.

3.2.3.3 Datos Reales Medidos del Sensor.- Este sensor es el más importante para los ajustes de la mezcla aire-combustible en un auto de serie, teniendo una opción especial con la computadora MegaSquirt al poder tener una medida fija de 0,7V que equivale a una mezcla estequiométrica motivo por el cual es una gran ventaja porque la ECU tendera a realizar ajustes de mezcla ideales.

3.2.4 Sensor de Temperatura del Aire (IAT)

La temperatura del aire que ingresa en el motor, es uno de los aspectos más esenciales a ser medido y enviado a la ECM, esta información junto con el flujo de masa de aire de ingreso le dan al modulo una idea exacta de la masa y densidad del aire que ingresa al motor para poder inyectar un caudal preciso de combustible, para que la relación aire/combustible sea optima.

Si solamente se recibe la cantidad de aire como información, las moléculas del mismo pueden estar muy condensadas debido al frio, por lo tanto se tendrá un número mayor de moléculas de aire que se mesclen con la cantidad de moléculas de combustible inyectado: en cambio, si el aire está muy caliente, el número de moléculas será mucho menor en el mismo volumen aspirado, mezclándose con el mismo número de moléculas de combustible inyectado, empobreciendo la mezcla que ingresa al motor.

Por estas razones, la información del flujo de aire, mas la temperatura del mismo, nos permite conocer con exactitud la cantidad de aire que ingresa a los cilindros y la densidad del mismo, como resultado tenemos el número exacto de la cantidad de moléculas del aire. El sensor de temperatura del aire está localizado en el circuito de

admisión de aire, de tal manera que la temperatura del flujo de aire que ingresa sea detectada rápidamente al chocar con el elemento sensor y pueda detectar rápidamente cualquier variación en la temperatura.

3.2.4.1 Implementación del Sensor IAT.- Debido a que la admisión de nuestro motor fue mejorada tenemos el inconveniente de no poder incorporar el IAT dentro de la admisión de aire, por lo cual se implementó en el habitáculo del auto, teniendo la referencia que necesita nuestra electrónica como se puede observar en la figura 170.



Figura 170. Ubicación del Sensor de Temperatura del Aire.

Fuente: Los Autores.

Este sensor tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 24. (Figura 171)

Tabla 24. Conexión del sensor de temperatura del aire (IAT).

Pines del sensor.	Descripción.
1	71 → A19 Pin de la ECM, conexión a tierra.
2	77 → A20 Pin de la ECM, señal del sensor.

Fuente: www.megasquirt.com

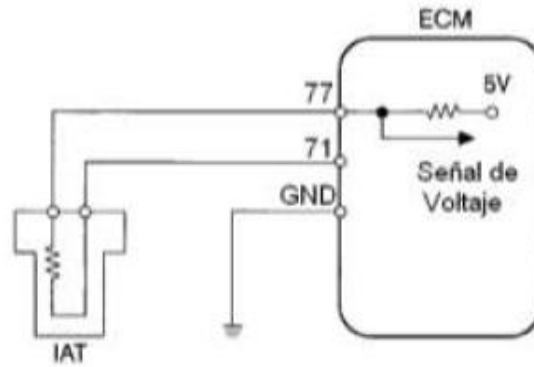


Figura 171. Conexiones del Sensor de Temperatura del Aire.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.4.2 Principio de funcionamiento.- Para la medición de la temperatura del aire se utiliza como elemento sensor un termómetro de contacto, construido de elementos resistivos dependientes de la temperatura. Para transformar esta variación de resistencia por la temperatura, en una señal de voltaje, este sensor por lo general forma parte de un circuito divisor de tensión. Generalmente el rango de medición de temperatura del aire dentro del vehículo se encuentra entre los -40°C hasta los 170°C . (Figura 172)

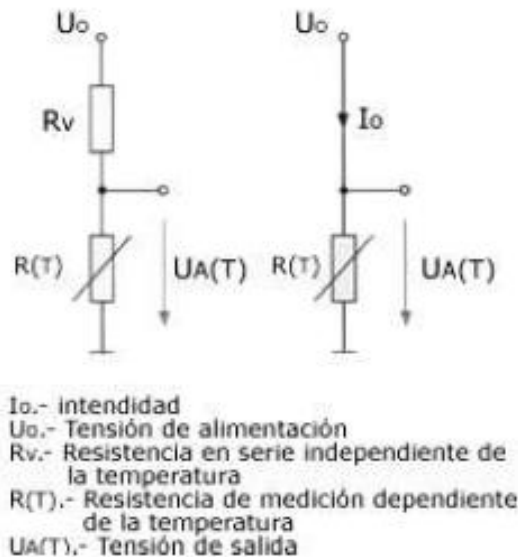


Figura 172. Circuito Partidor de Tensión del Sensor IAT.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Dentro del cuerpo del sensor encontramos una resistencia termo sensible de material semiconductor de coeficiente de temperatura negativo (NTC) es decir que su resistencia disminuye a medida que sube la temperatura. Esta resistencia variable forma parte de un circuito divisor de tensión alimentado con 5 Voltios, así la señal de voltaje dependerá de la variación de la resistencia del elemento sensor. Esta señal de voltaje es leída por un convertidor analógico-digital y comparado con los valores de la curva característica almacenada en el modulo de control del motor, asignando cada valor de voltaje a una temperatura determinada. (Figura 173)

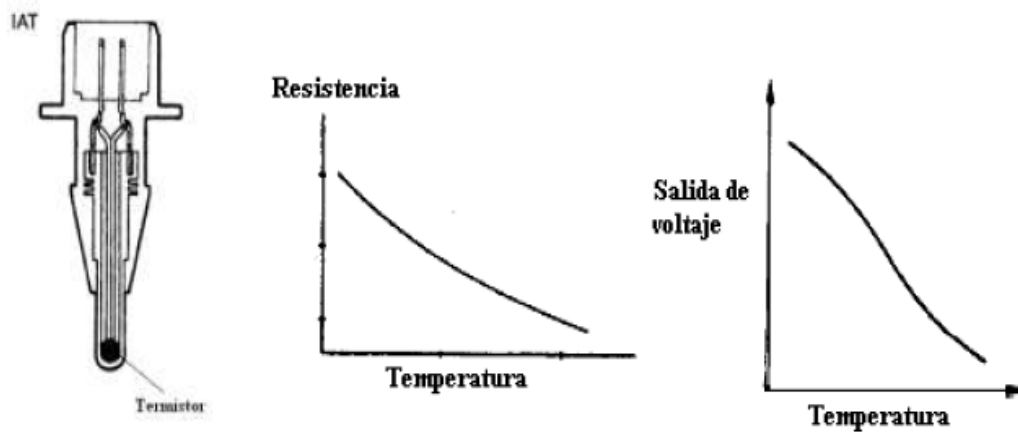


Figura 173. Sensor IAT y sus curvas características.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.4.3 Datos Reales Medidos en el Sensor.

Tabla 25. Valores reales del sensor de temperatura del aire (IAT).

Valores del sensor IAT	
Temperatura °C	Voltaje (V)
24	2.6
25	2.54
26	2.49
27	2.45

Fuente: Los Autores.

Los valores de tensión entregados por el sensor IAT, fueron obtenidos mediante el multímetro, durante las pruebas la temperatura del aire se mantuvo entre 24°C y 27°C, desde que se arranco el motor en frío hasta que el motor trabajo con su temperatura normal de 92°C. Como podemos ver, el comportamiento de este sensor es el característico de un sensor de resistencia termo sensible de coeficiente de temperatura negativo (NTC), la resistencia de este disminuye a medida que aumenta la temperatura, y por lo tanto la tensión de la señal también disminuye. (Tabla 25) (Figura 174)

La variación de temperatura es de 3°C debido a que no recibe mayor temperatura por estar ubicado fuera de la admisión siendo ocupada esta señal como referencia para la calibración de la electrónica del auto por ser programable.

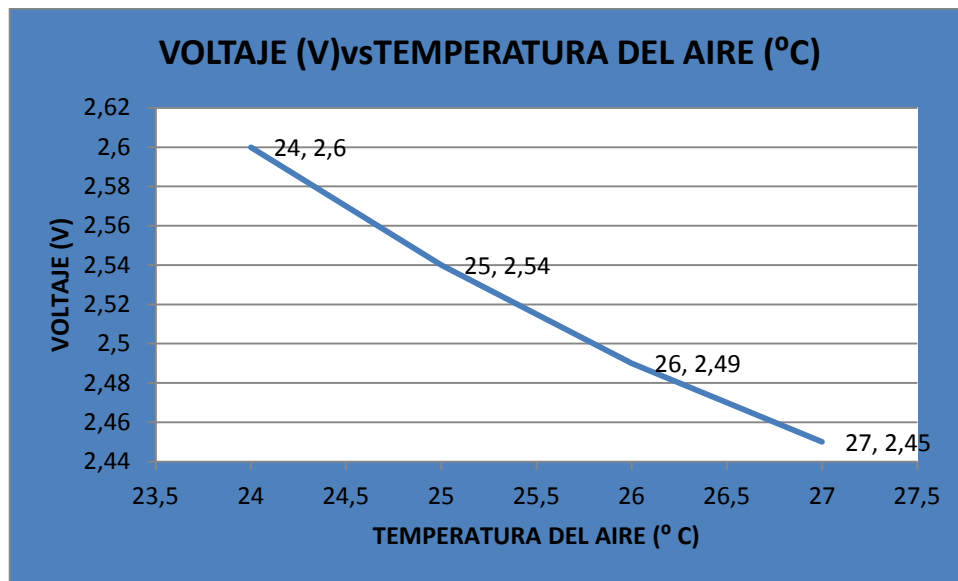


Figura 174. Curva real del Sensor de Temperatura del Aire.

Fuente: Los Autores.

Con la ayuda del software Microsoft Office Excel 2007, aproximamos la grafica y obtenemos la ecuación del sensor de Temperatura del Aire de Admisión. (Figura 175)

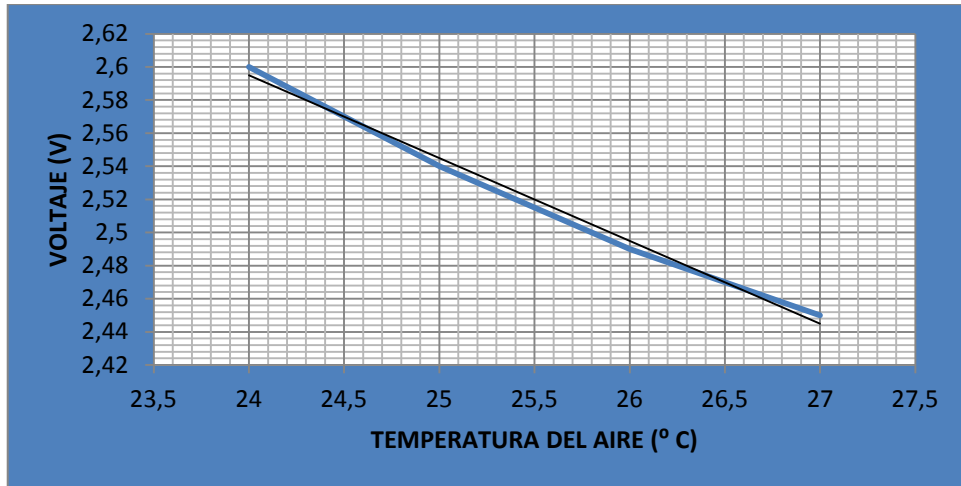


Figura 175. Grafica linealizada del Voltaje vs Temperatura del Aire.

Fuente: Los Autores.

El funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión matemática: (Ecuación 2)

$$V_S = -0,05T_{\text{aire}} + 3,8 \quad \text{ec. (2)}$$

Donde:

V_S es el voltaje de la señal de salida entregada a la ECM y

T_{aire} es la temperatura del aire de admisión en $^{\circ}\text{C}$.

El funcionamiento de este sensor se lo puede representar por diagrama de bloques que se muestra a continuación: (Figura 176)

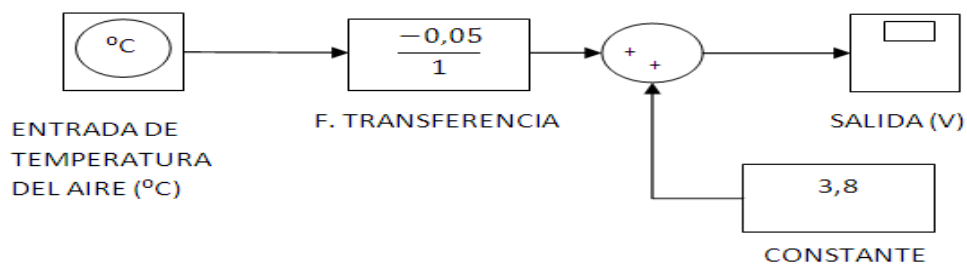


Figura 176. Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor IAT.

Fuente: Los Autores.

La variable que ingresa al sistema se encuentra en grados centígrados, esta es multiplicada por una constante (-0,05) característica de este sensor de tipo NTC, la cual transforma la variable de grados centígrados ($^{\circ}\text{C}$) a voltios (V). El valor obtenido luego de este bloque se suma con una constante (3,8) para finalmente obtener la tensión de salida del sensor. Es necesario anotar que, aunque la temperatura de aire sea cercana a 0°C , la tensión de salida del sensor no es cero; debido a que al multiplicarse por la constante (-0,05), el valor de la tensión se hace nulo, pero luego se suma con la constante del siguiente bloque (3,8), obteniendo una tensión de 3,8 V, tensión que es utilizada por la ECM para constatar la presencia del sensor.

3.2.5 Sensor de Temperatura del Refrigerante (ECT)

El motor de combustión interna no se mantiene con una temperatura constante de funcionamiento, sino que esta varía dependiendo del régimen en el que trabaja el motor, por ejemplo en el arranque en frío el motor debe vencer la resistencia de sus partes móviles: adicionalmente un buen porcentaje del combustible inyectado se condensa en las paredes del múltiple de admisión, de igual manera en los cilindros debido a la mala combustión, por lo que requerimos inyectar una cantidad adicional de combustible durante el arranque en frío y reducir paulatinamente este caudal hasta llegar al ideal en la temperatura óptima de funcionamiento.

El sensor de temperatura del refrigerante (ECT Engine Coolant Temperature) es el encargado de enviar la señal que informa al computador la temperatura del refrigerante del motor, con el objetivo de que este pueda enriquecer automáticamente la mezcla aire/combustible cuando el motor está frío y la empobrezca paulatinamente en el incremento de la temperatura, hasta llegar a la temperatura normal de funcionamiento, donde se dosifica una mezcla aire/combustible ideal.

Todos los sensores utilizados en el campo automotriz, son construidos con materiales similares, por lo cual tendrán también las mismas características, difiriendo mayormente en el tamaño, forma de la rosca y el conector.

3.2.5.1 Implementación del Sensor ECT.- El sensor seleccionado es el ECT del corsa 1.4 debido a la accesibilidad del mismo, así como del conector practicando un agujero dentro de un ducto de refrigeración. (Figura 177)



Figura 177. Ubicación del Sensor de Temperatura del Refrigerante.

Fuente: Los Autores.

Este sensor tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 26. (Figura 178)

Tabla 26. Conexión del sensor de temperatura del refrigerante del motor (ECT).

Pines del sensor.	Descripción.
1	71 → A19 Pin de la ECM, conexión a tierra.
2	78 → A21 Pin de la ECM, señal del sensor.

Fuente: www.megasquirt.com

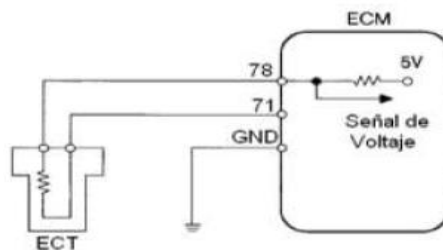


Figura 178. Conexión del Sensor de Temperatura del Refrigerante del Motor.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.5.2 Principio de funcionamiento.- El sensor de temperatura del refrigerante del motor ECT, posee el mismo principio de funcionamiento que el sensor de temperatura de aire IAT, este sensor contiene un termistor dentro de una carcasa, la cual es diseñada para ser insertada dentro del circuito de refrigeración del motor.

El sensor esta encapsulado en un cuerpo de bronce, para que pueda resistir los agentes químicos del refrigerante y tenga además una buena conductibilidad térmica. En el extremo opuesto, tiene un conector con dos pines eléctricos, aislados del cuerpo metálico. (Figura 179)

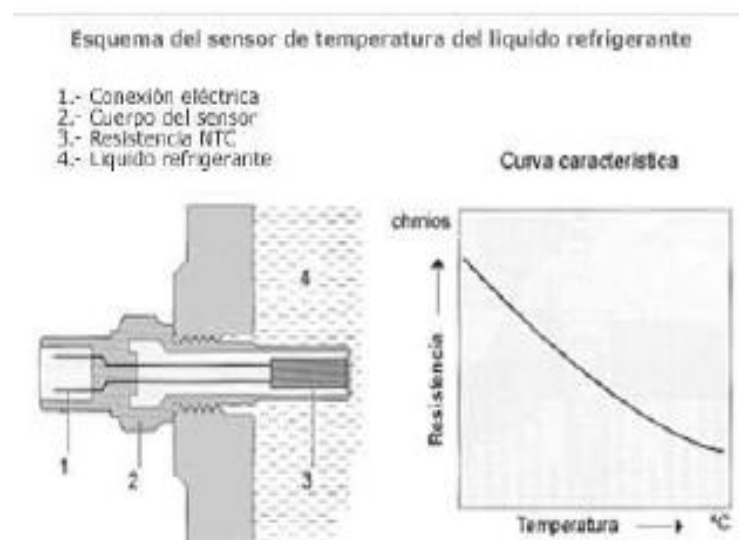


Figura 179. Sensor de Temperatura del Refrigerante del Motor (ECT) y su curva característica.

Fuente: www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro.

Este termistor posee un coeficiente de temperatura negativa NTC, es decir, su resistencia disminuye a medida que la temperatura aumenta, un termistor típico nos da un valor de resistencia de 100k Ω a una temperatura de -40 $^{\circ}$ C, y una resistencia de 70k Ω a una temperatura de 130 $^{\circ}$ C, para transformar esta variación de resistencia por la temperatura, en una señal de voltaje, este sensor generalmente forma parte de un circuito divisor de tensión alimentado con 5 Voltios. De esta forma la señal de voltaje disminuye a medida que la temperatura del refrigerante aumenta. (Figura 180)

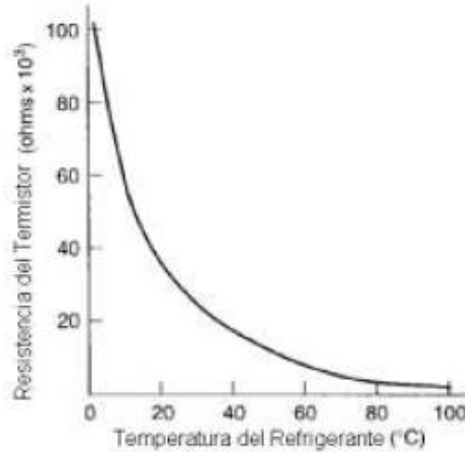


Figura 180. Curva característica del Sensor de Temperatura del Refrigerante del Motor.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Los valores más comunes de Resistencia y Voltaje correspondientes a la Temperatura del Refrigerante se puede observar en la tabla 27.

Tabla 27. Valores de resistencia y voltaje correspondiente a la temperatura del refrigerante.

Temperatura (°C)	Resistencia (Ω)	Voltaje (V)
0	6000	4.5
20	2500	3.2
30	1400	3.1
60	800	2.4
80	289	1.2

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.5.3 Datos Reales Medidos en el Sensor.

Tabla 28. Valores reales del sensor de temperatura del refrigerante del motor (ECT).

Valores del sensor ECT.	
Temperatura °C	Voltaje (V)
20	2,6

48	1,45
52	1,25
54	1,20
56	1,12
65	0,86
77	0,6
82	0,53
85	0,44
90	0,38
92	0,36

Fuente: Los Autores.

Los valores de tensión de la señal del sensor ECT, fueron obtenidos mediante el multímetro, las mediciones de la temperatura del refrigerante se realizaron con el motor frío, en cuyo estado la temperatura del refrigerante del motor se encontraba en los 20°C, hasta que este alcanzó la temperatura normal de funcionamiento de 92°C, temperatura que se mantiene relativamente constante por acción del electro ventilador del radiador, al igual que el sensor IAT, el comportamiento de este sensor es el característico de un sensor de resistencia termo sensible de coeficiente de temperatura negativo (NTC), en este caso la resistencia del material semiconductor disminuye a medida que aumenta la temperatura, y por lo tanto la tensión de la señal del sensor disminuye. (Figura 181)

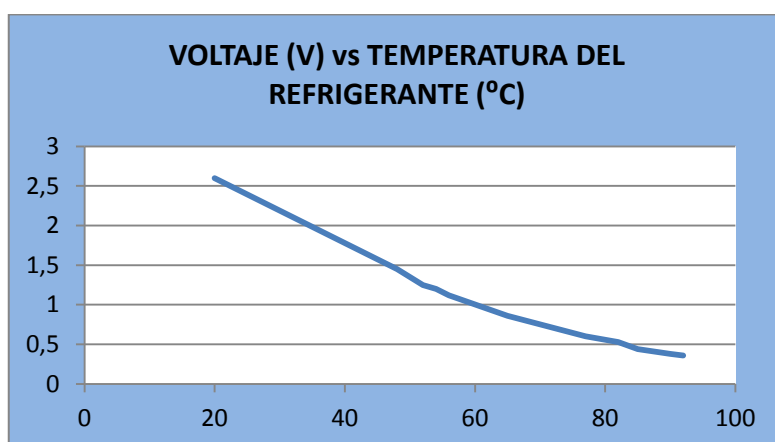


Figura 181. Curva real del Sensor de Temperatura del Refrigerante del Motor.

Fuente: Los Autores.

Con la ayuda del software Microsoft Office Excel, aproximamos la grafica y se obtiene la ecuación del sensor de Temperatura del Liquido Refrigerante, el funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión: (Figura 182)

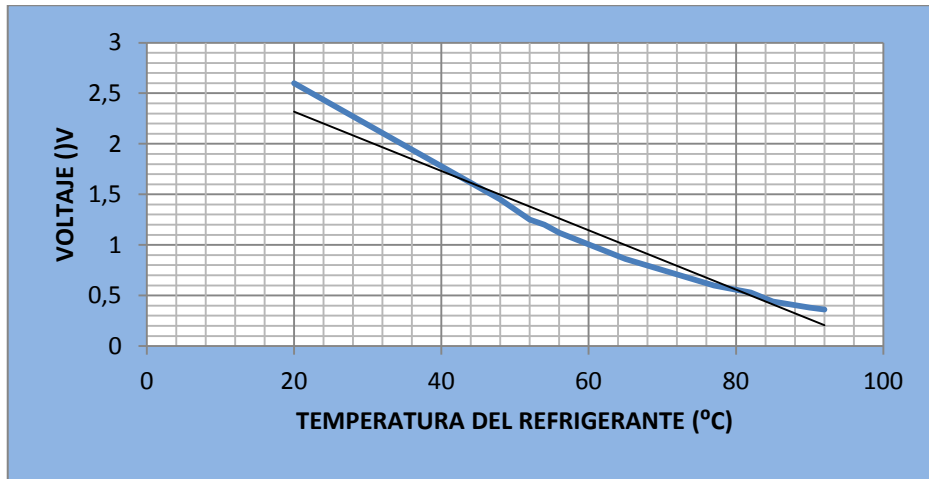


Figura 182. Grafica linealizada del ECT.

Fuente: Los Autores.

El funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión matemática: (Ecuación 3)

$$V_S = -0,031T_{\text{refrig.}} + 3,22 \quad \text{ec. (3)}$$

Donde:

V_S es el voltaje de la señal de salida entregada a la ECM y
 T_{refrig} es la temperatura del refrigerante en $^{\circ}\text{C}$.

El funcionamiento de este sensor se lo puede representar por diagrama de bloques que se muestra a continuación: (Figura 183)

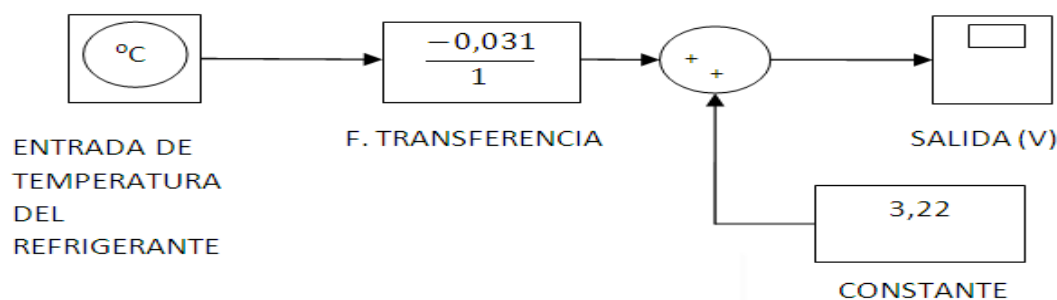


Figura 183. Diagrama de bloques del funcionamiento del ECT.

Fuente: Los Autores.

La variable de medición se encuentra en grados centígrados, esta es multiplicada por una constante (- 0,031) característica de este sensor que es de tipo NTC, la cual transforma la variable de grados centígrados ($^{\circ}\text{C}$) a voltios (V). El valor obtenido luego de este bloque se suma con una constante (3,22) para finalmente obtener la tensión de salida del sensor. Aunque la temperatura del refrigerante sea cercana a 0°C , la tensión entregada por el sensor no es cero; debido a que el bloque con la constante (3,22), suma a la señal nula un valor de 3,22, lo cual permite tener una tensión de salida de 3,22V, tensión que es utilizada por la ECM para constatar la presencia del sensor.

3.2.6 Sensor de Presión Absoluta del Múltiple (MAP)

Dentro del sensor de presión absoluta del múltiple (MAP) hay un chip de silicón montado en una cámara de referencia. En un lado de las caras del chip hay una presión de referencia. Esta presión de referencia es un vacío perfecto o una presión calibrada, dependiendo de la aplicación. El otro lado del chip está expuesto a la presión que debe medir.

EL chip de silicón cambia su resistencia con los cambios que ocurran en la presión. Cuando el chip de silicón se flexiona con el cambio de presión, también cambiará la resistencia eléctrica que está en el mismo chip. Este cambio de resistencia altera la señal de voltaje. La ECU interpreta la señal de voltaje como presión y cualquier cambio en la señal de voltaje entonces significa que hubo un cambio en la presión. (Figura 184)

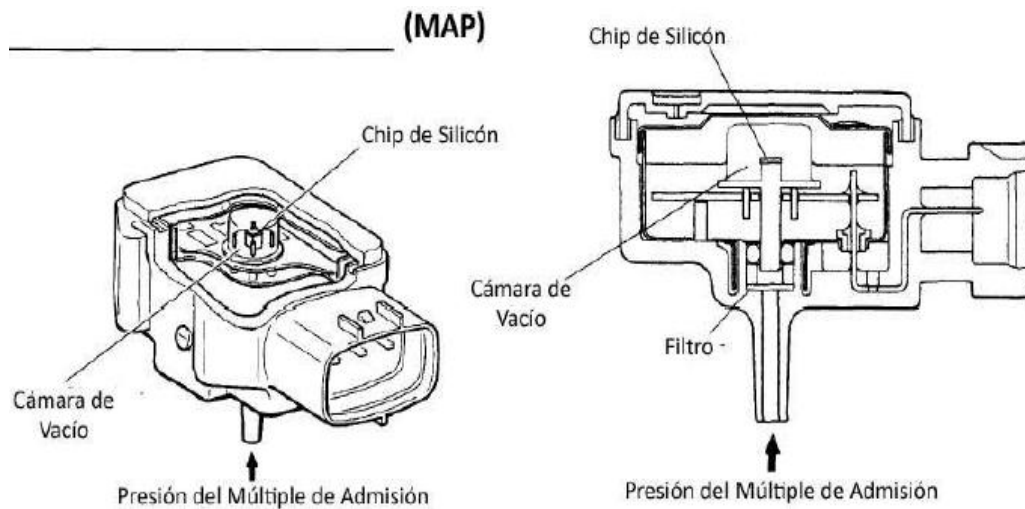


Figura 184. Estructura del Sensor MAP.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

La presión del múltiple de admisión está directamente relacionada con la carga del motor. La ECU necesita conocer la presión del múltiple de admisión para calcular la cantidad de cuanto combustible inyectar, cuando encender la chispa de un cilindro y otras funciones.

El sensor MAP siempre estará ubicado ya sea directamente sobre el múltiple de admisión o está montado sobre la carrocería interna del compartimento del motor y a su vez conectado a una manguerita de caucho que a su vez esta va conectada a un puerto de vacío sobre el múltiple de admisión.

Es necesario que la manguera de vacío no tenga dobleces, roturas o daños para que el sensor funcione correctamente.

3.2.6.1 Ubicación del Sensor MAP.- Nuestra electrónica cuenta con la ventaja de que el sensor de la presión del múltiple viene incorporado en la misma ECU necesitando solo instalar una manguerita de vacío desde el múltiple de admisión hacia el sensor como se puede ver en la figura 185.

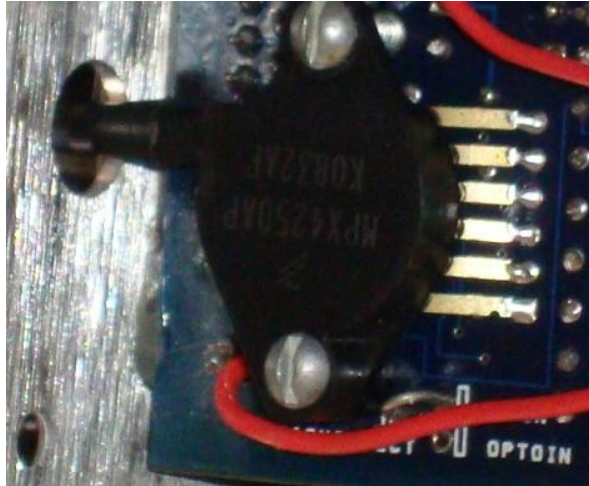


Figura 185. Ubicación del Sensor MAP.

Fuente: Los Autores.

Cuya instalación electrónica es como se muestra en la figura 186.

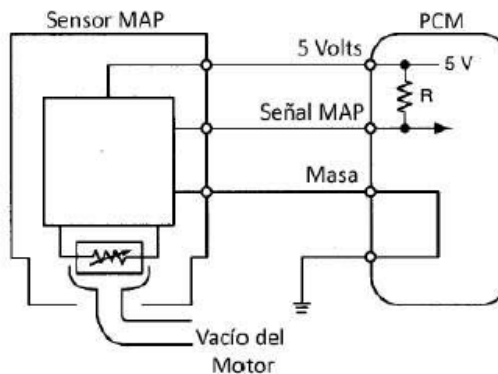


Figura 186. Conexión del Sensor MAP.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.6.2 Principio de funcionamiento.- El sensor MAP usa un vacío perfecto dentro de la cara del chip de silicón como su presión de referencia. La diferencia de presión entre el vacío perfecto y los cambios de presión del múltiple de admisión al otro lado del chip hacen que la señal hacia la ECU cambie.

El sensor MAP convierte la presión del múltiple de admisión en una señal de voltaje.(Figura 187)

La señal de voltaje del sensor MAP llegará a su nivel más alto cuando la presión dentro del múltiple de admisión sea lo más alta posible (llave en ON y motor apagado o en un acelerón súbito). La señal de voltaje del sensor MAP llegar a su nivel más bajo cuando la presión del múltiple de admisión sea lo más baja posible en desaceleración con el papalote del cuerpo de aceleración en posición cerrada.

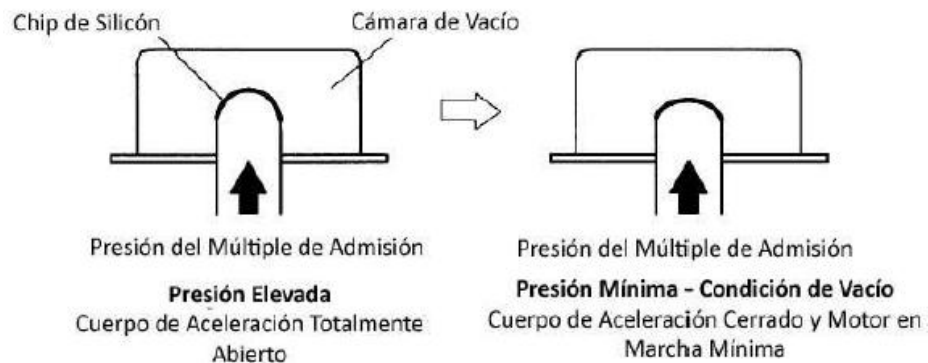


Figura 187. Trabajo del chip del Sensor MAP.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Los sensores MAP realmente tienen un principio de funcionamiento bastante básico. Vimos que el componente central de un sensor MAP es un chip de silicón que se estirará, flexionará y volverá a su forma original según ocurran los cambios de presión y vacío con la aceleración y desaceleración del motor.

Como se sabe, cuando un motor acelera y desacelera se experimentan cambios de vacío dentro del múltiple de admisión. Son precisamente esas variaciones las que el chip de silicón del sensor MAP se encarga de detectar.

Con las flexiones del chip ocurren cambios en la resistencia eléctrica adherida al mismo chip lo cual modifica la señal de voltaje hacia la ECU para que esta ejecute las modificaciones a los distintos sistemas del motor con base en la carga de trabajo del motor reportada por el sensor MAP. (Figura 188)

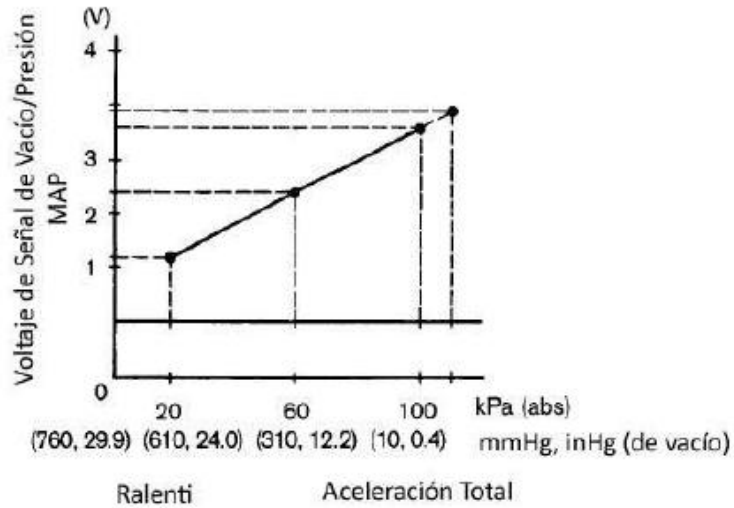


Figura 188. Valores de Trabajo del Sensor MAP.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.6.3 Datos reales obtenidos del sensor MAP.

En la tabla 29 se puede observar los valores característicos del sensor MAP, los cuales han sido tomados con la ayuda del software de programación de la MegaSquirt.

Tabla 29. Datos obtenidos del sensor MAP.

Depresión (KPa)	Voltaje (V)
40	1,8
45	2,2
56	2,8
60	3,1
63	3,22
67	3,47
70	3,71
72,3	3,8

Fuente: Los Autores.

Graficando los valores expuestos en la tabla anterior obtenemos la curva característica del sensor MAP. (Figura 189)

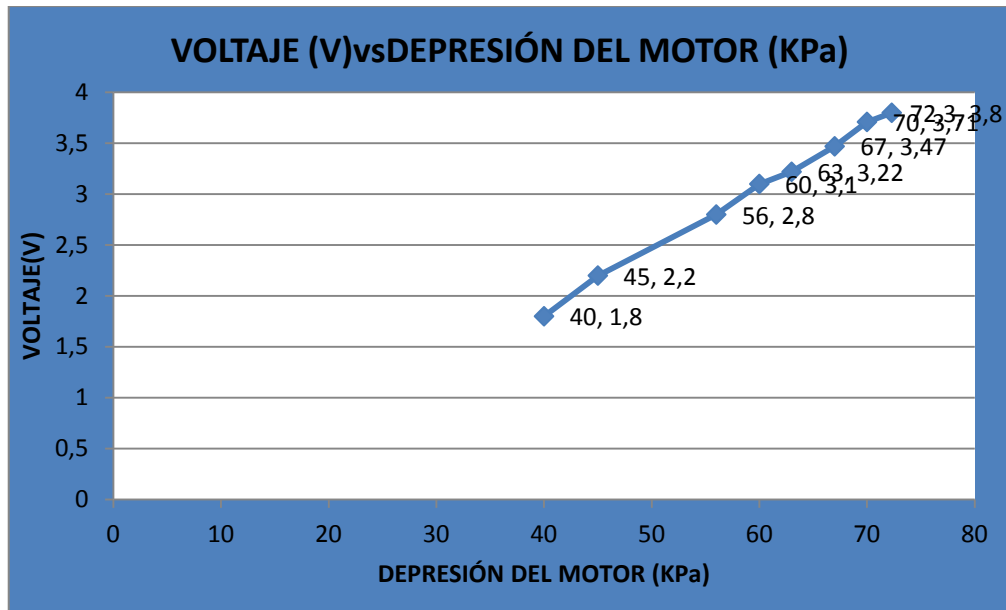


Figura 189. Grafica de valores reales del sensor MAP.

Fuente: Los Autores.

Con la ayuda del software Microsoft Office Excel, aproximamos la grafica y obtenemos la ecuación del sensor MAP. (Figura 190)

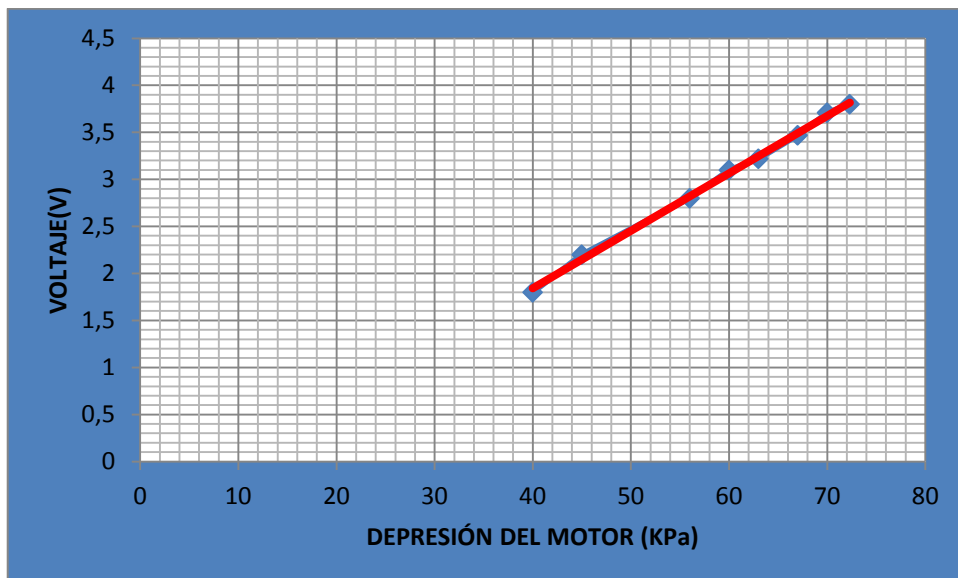


Figura 190. Grafica linealizada de los valores reales del sensor MAP.

Fuente: Los Autores.

El funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión matemática: (Ecuación 4)

$$V_S = 0,0619 \text{Depre.} - 0,6767 \quad \text{ec. (4)}$$

Donde:

V_S es el voltaje de la señal de salida entregada a la ECM y

Depre. es la depresión que se genera en el múltiple de admisión del auto.

El funcionamiento de este sensor se lo puede representar por diagrama de bloques que se muestra a continuación: (Figura 191)

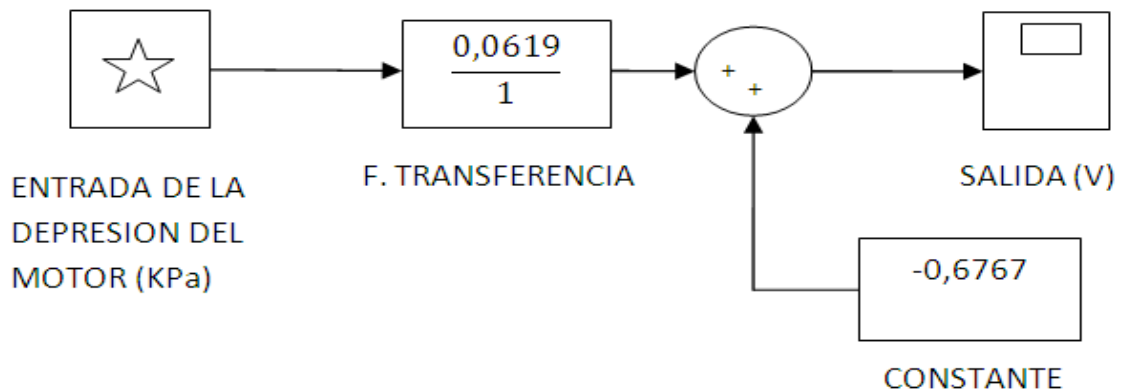


Figura 191. Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor MAP.

Fuente: Los Autores.

La variable de medición se encuentra en KPa, esta es multiplicada por una constante (0,0619) característica de este sensor, la cual transforma la variable de KPa a voltios (V). El valor obtenido luego de este bloque se suma con una constante (-0,6767) para finalmente obtener la tensión de salida del sensor. Esta señal sirve para que la ECM controle los anchos de pulso de los inyectores y de la ignición.

3.2.7 Sensor de Posición de la Mariposa (TPS)

El sensor de posición de mariposa del acelerador, llamado TPS o sensor TP (del inglés Throttle Position Sensor), efectúa un control preciso de la posición angular de la mariposa. Posee un brazo móvil que está en contacto eléctrico con una resistencia. A medida que el brazo móvil o cursor, se desplaza sobre la resistencia, la señal de voltaje cambia. En el punto de contacto el voltaje disponible es la señal de voltaje y esto es lo que indica la posición.

La ECU toma esta información para poder efectuar distintas funciones, de suma importancia para el correcto funcionamiento de un sistema de inyección electrónica de combustible. Estas son:

- Modo del motor: ralentí, aceleración parcial, aceleración total.
- Corrección de proporción de ratio aire/combustible
- Corrección del incremento de potencia del motor
- Control del corte de combustible

3.2.7.1 Implementación del Sensor TPS.- Se encuentra ubicado junto a los cuerpos de estrangulación solidaria al eje de la mariposa como se puede observar en la figura 192.

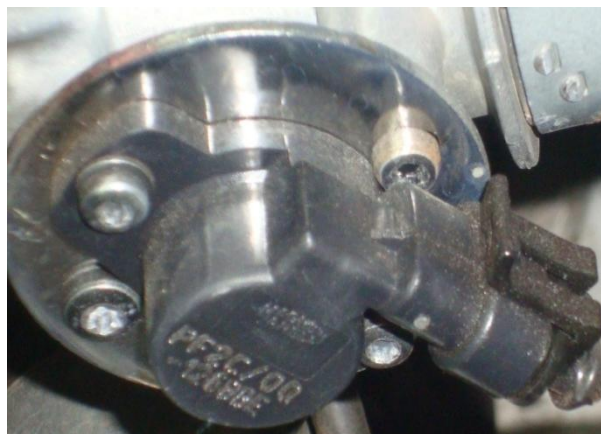


Figura 192. Ubicación del Sensor de la Posición de la Mariposa.

Fuente: Los Autores.

Este sensor tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 30. (Figura 193)

Tabla 30. Conexión del sensor de posición de la mariposa (TPS).

Pines del sensor.	Descripción.
1	71 → A19 Pin de la ECM, conexión a tierra.
2	73 → A26 Pin de la ECM, alimentación de 5 V.
3	59 → A22 Pin de la ECM, señal del sensor.

Fuente: www.megasquirt.com

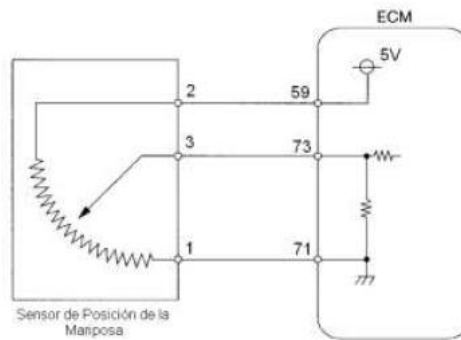


Figura 193. Conexión del Sensor de la Mariposa (TPS).

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.7.2 Principio de funcionamiento.

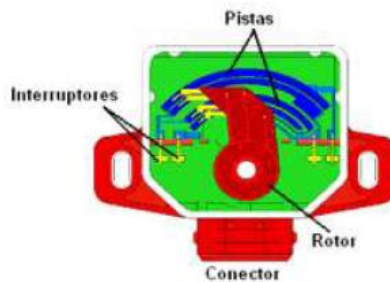


Figura 194. Constitución del Sensor de Posición de la Mariposa (TPS).

Fuente: www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro.

El sensor de la posición de la mariposa o TPS, está montado sobre el cuerpo de la mariposa de aceleración, y convierte el ángulo de la mariposa en una señal eléctrica mediante un potenciómetro de precisión. A medida que la mariposa de aceleración se abre, la tensión de la señal eléctrica aumenta. El modulo de control utiliza esta señal para determinar si el motor se encuentra en ralentí, con la mariposa en posición media o con la mariposa totalmente abierta: para la corrección de la mezcla aire/combustible, para la corrección del incremento de potencia y para el corte de combustible. (Figura 194)

El TPS común posee tres terminales, una de alimentación de 5 Voltios que proviene del modulo de control, un terminal de señal de salida y un terminal de tierra proveniente del modulo de control para cerrar el circuito. Cuando el motor se encuentra en ralentí, la señal en el terminal de salida es de unos 0.6 a 0.9 Voltios, lo que indica al modulo que la mariposa se encuentra cerrada. Cuando la mariposa está totalmente abierta, la señal de salida es de 3.5 a 4.7 Voltios.

Dentro del sensor TPS, existe una resistencia y un brazo giratorio, el cual está siempre en contacto con el resistor, la señal de voltaje del terminal de señal de salida, se ve afectada por la variación de la resistencia. Al igual que muchos de los sensores dentro del vehículo, la resistencia variable, es parte de un circuito partido de tensión, el cual transforma la variación de resistencia, generada por el desplazamiento del brazo giratorio, en una señal de tensión de salida hacia el modulo de control. (Figura 195)



Figura 195. Grafica del Sensor de la válvula de aceleración.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

3.2.7.3 Datos Reales medidos en el sensor.- En la siguiente tabla podemos observar los valores característicos del sensor de posición de la mariposa (TPS), los cuales han sido tomados con la ayuda de un multímetro, para la obtención de estos valores procedemos a la apertura de la mariposa en escalas de apertura del 25% a la vez como podemos observar en la tabla 31.

Tabla 31. Valores reales de apertura y voltaje del sensor de posición de la mariposa (TPS).

Valores del sensor TPS.	
Apertura	Voltaje(V)
0	3.88
0.25	4.2
0.5	4.31
0.75	4.45
1	4.68

Fuente: Los Autores.

Graficando los valores expuestos en la tabla anterior obtenemos la curva característica del sensor TPS que se muestra en la siguiente grafica: (Figura 196)

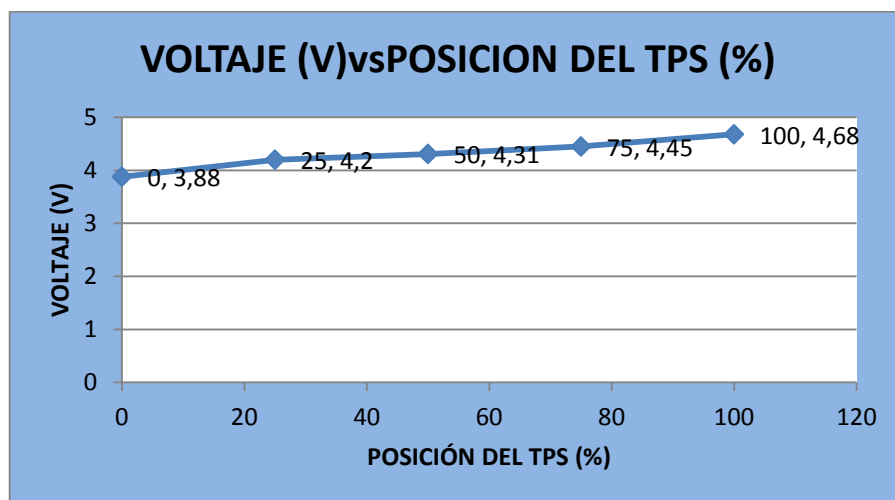


Figura 196. Grafica de los valores reales del sensor TPS.

Fuente: Los Autores.

Con la ayuda del software Microsoft Office Excel, aproximamos la grafica y obtenemos la ecuación del sensor de Posición de la Mariposa TPS. (Figura 197)

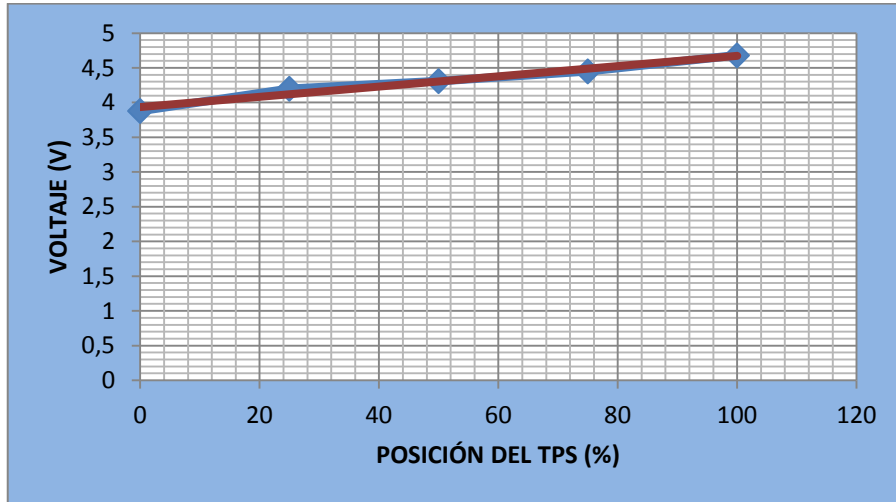


Figura 197. Grafica linealizada de los datos del sensor TPS.

Fuente: Los Autores.

El funcionamiento de este sensor esta dado por la siguiente expresión matemática: (Ecuación 5)

$$V_S = 0,0064\text{Pos. \%} + 4,04 \quad \text{ec. (5)}$$

Donde:

V_S es el voltaje de la señal de salida entregada a la ECM y

Pos. % es la posición de la apertura del sensor TPS.

El funcionamiento de este sensor se lo puede representar por diagrama de bloques que se muestra a continuación: (Figura 198)

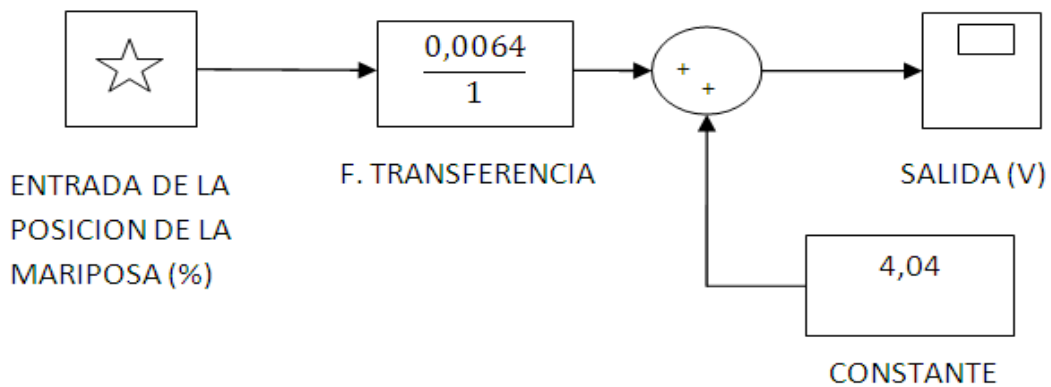


Figura 198. Diagrama de bloques del funcionamiento del sensor TPS.

Fuente: Los Autores.

Este sensor transforma la variable de ingreso que se encuentra en porcentaje de apertura (%), en tensión de salida (V), multiplicando la variable de ingreso por una constante 0,0064 y luego sumando al valor obtenido 4,04 unidades. Es necesario anotar que el valor mínimo de apertura de la mariposa cuando el auto está funcionando es de 6 a 10 %, por lo que se tiene una tensión de salida de 4,0784 a 4,104 V, tensión que es utilizada por que la ECM determine la conexión del sensor al sistema de control de combustible.

3.3 Selección e implementación de actuadores

Una vez que conocemos los sensores a ocupar en nuestra electrónica procedemos a seleccionar e implementar los distintos actuadores que harán funcionar el motor de acuerdo a nuestras necesidades requiriendo de los siguientes actuadores:

- Bomba de combustible.
- Inyectores.
- Bobina de encendido.

3.3.1 Bomba de combustible

Su función principal es bombear combustible de manera eficiente y constante desde el depósito de combustible, para lo cual dispone de un pre filtro realizando el filtrado de impurezas de un tamaño considerable, siendo filtrado el combustible

nuevamente por el filtro propiamente dicho, enviando el combustible hasta la riel de inyectores.

En los motores de inyección electrónica toda bomba de combustible está sobredimensionada, ya que la cantidad y la presión que necesitan los inyectores será siempre menor al que puede entregar la bomba regulando cuya presión el regulador de combustible.

Se diseñaron de esta forma, ya que se trata de mantener una presión y caudal estable en el sistema, para que los inyectores puedan enviar a los cilindros la cantidad necesaria sin restricciones, aún en casos extremos de aceleración, de taponamiento de los filtros, y hasta una mala alimentación de tensión eléctrica a la bomba. (Figura 199)

Cumpliendo las bombas con las siguientes características:

- Alta durabilidad.
- Bajo ruido, aislamiento contra interferencias.
- Garantía de flujo constante.
- Perfecto funcionamiento durante el suministro a alta temperatura.
- Fácil instalación.
- Aplicable en los principales modelos de vehículos.
- Calidad asegurada.



Figura 199. Bomba de combustible.

Fuente: www.en.wikipedia.org/wiki/Fuel_pump.

3.3.1.1 Principio de funcionamiento.- La bomba de combustible, es accionada por un motor eléctrico y refrigerada por el mismo caudal de combustible, es la encargada de extraer el combustible desde el tanque hasta el circuito de alimentación, además de mantener la presión en todo el sistema.

El motor de la bomba de combustible es de imán permanente el cual es alimentado por la batería a través de un relé que es activado por la ECU desde el momento en que se arranca hasta cuando se para el motor del vehículo. Dos válvulas, una a la entrada y otra a la salida de la bomba, aseguran el suministro y llenado permanente tanto del circuito como para el receptáculo de la bomba, con el fin de impedir la formación de vapores de combustible. (Figura 200)

El caudal enviado es muy superior al necesario, pero de esta manera se tiene en circulación una gran cantidad de combustible que refrigera el sistema; la presión también es mayor porque el regulador de presión la controla. El combustible no utilizado retorna al depósito. La alimentación eléctrica, la proporciona un relé que es gobernado por la unidad de control del sistema multipunto.

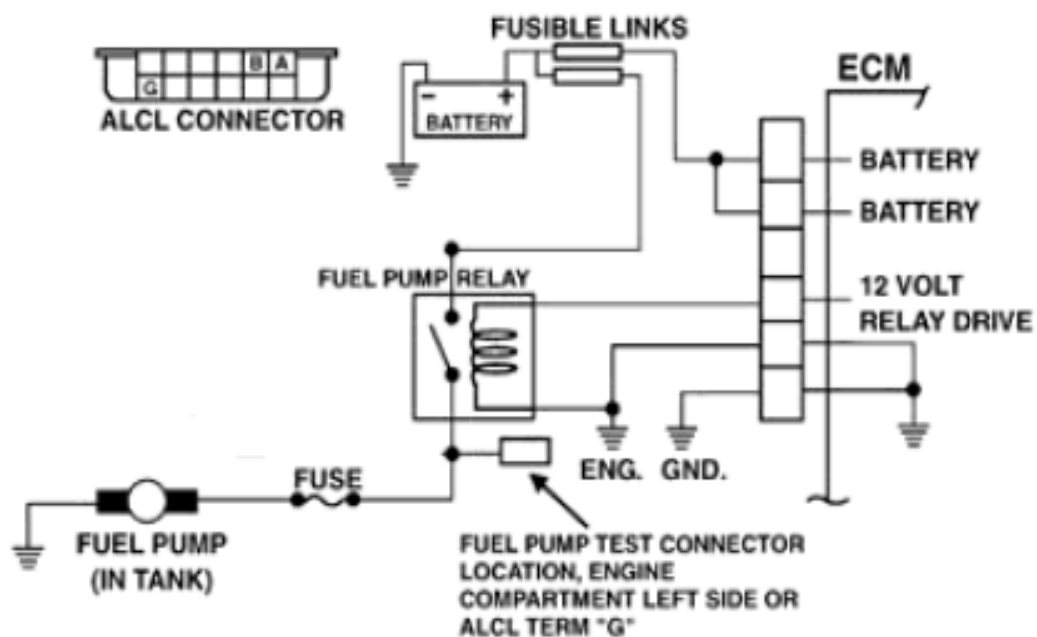


Figura 200. Principio de funcionamiento de una bomba de combustible.

Fuente: www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro.

Cuando se pone en contacto el switch por primera vez, la unidad de control activa la bomba de combustible durante dos segundos a través del relé de la bomba. Esto da lugar a un rápido aumento de la presión en la línea. Si no se da el partido al motor luego de dos segundos, la unidad de control desactiva el relé de la bomba de combustible. Cuando el motor gira para encender, la unidad de control activa el relé para recibir impulsos del sensor de rotación.

La bomba de presión de combustible como en la gran mayoría de modelos con este sistema se encuentra dentro del tanque de combustible debido a varias ventajas que esto representa.

La bomba de combustible al ser restringida al máximo en su caudal proporciona una presión máxima de 620 KPa, pero el regulador proporciona solo lo necesario para el funcionamiento del sistema 300 KPa aproximadamente.

3.3.1.2 Implementación de la bomba de combustible.- Las bombas sumergibles son las más ocupadas para los autos de serie, existiendo bombas especiales para rally que son externas con una capacidad de 10 bares de presión la misma que va sujeta a la cabina del auto (Figura 201). Teniendo la precaución de ocupar cañerías de alta presión reforzadas cumpliendo con las normas de seguridad que amerita el caso.



Figura 201. La bomba de combustible de 10 bares de presión.

Fuente: Los Autores.

Las conexiones eléctricas de la bomba de combustible obedece al Pin Data de la tabla 32. (Figura 202)

Tabla 32. Conexión de la bomba de combustible.

Pin de la bomba.	Descripción.
1	A37 Pin de la ECM, señal
2	Masa.

Fuente: www.megasquirt.com

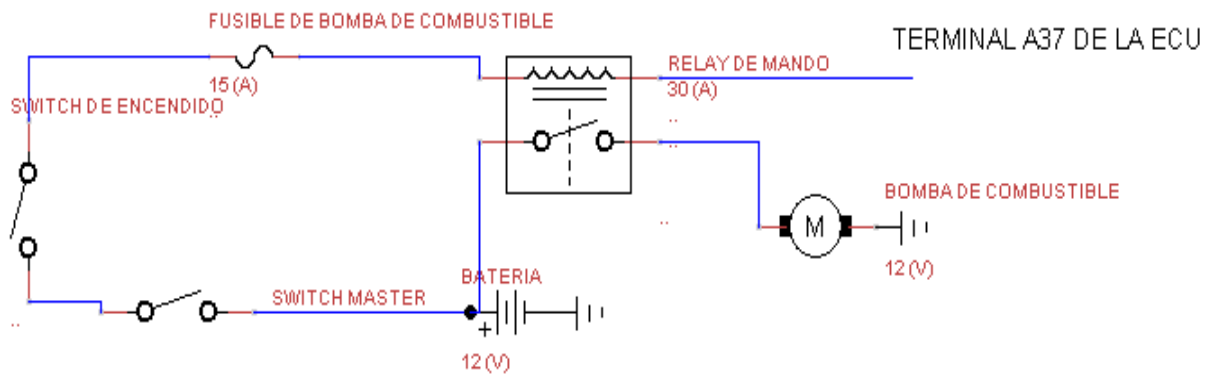


Figura 202. Diagrama eléctrico de la bomba de combustible.

Fuente: Los Autores.

La ventaja que posee nuestro sistema de poder variar la presión de trabajo, nos brinda una mayor facilidad para calibrar el funcionamiento del auto teniendo una variación de 5 PSI al momento de acelerar a tope con respecto a la medida de presión en ralentí.

3.3.2 Inyectores.

Este componente del sistema de inyección es el encargado de inyectar el combustible al interior del cilindro (Figura 203). Los inyectores pulverizan la gasolina dentro del múltiple de admisión en sincronización con la apertura de las válvulas las cuales permiten el ingreso del combustible a los cilindros de acuerdo a los requerimientos del vehículo. Los inyectores electrónicos se abren por medio de un solenoide eléctrico, y

se cierran con un resorte; los inyectores continuos se abren, por la presión del combustible. Los inyectores también se denominan válvulas de inyección.



Figura 203. Inyector de combustible.

Fuente: Los Autores.

3.3.2.1 Principio de funcionamiento.

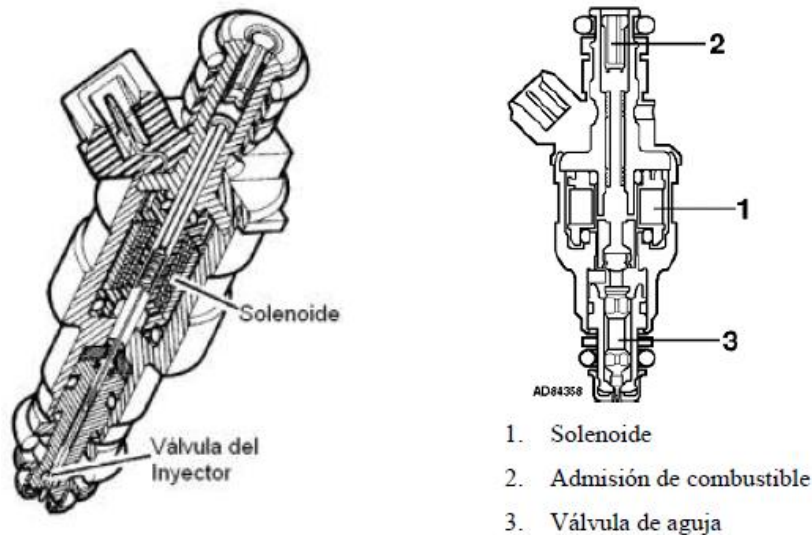


Figura 204. Estructura del inyector.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

En los sistemas multipuntos existen un inyector por cada cilindro, los cuales se encuentran ubicados de tal forma que rocíen el combustible dentro del conducto de admisión, cerca de las válvulas de admisión. (Figura 204)

Los sistemas de inyección multipunto usan una rampa de presión de combustible a la cual está conectada todos los inyectores. La presión en esta rampa es controlada por el regulador de presión. Esto significa que la cantidad de combustible que proporciona cada inyector, es regulada por el periodo de tiempo que el modulo de control mantiene el inyector abierto. Este tiempo varía desde 1.5ms aproximadamente con el motor en baja carga, hasta aproximadamente 10ms con el motor a plena carga los mismos que para el rally serán más cortos.

Existen tres métodos eléctricos usados comúnmente para regular la operación de los inyectores de combustible todos estos con el objetivo de mantener el devanado del solenoide tan frio como sea posible mientras se consigue el mejor rendimiento del inyector. Estos métodos son:

- Pico y retención de corriente.
- Conexión a tierra convencional (Del transistor comandado por la ECM).
- Modulación de ancho de pulso.

De estos tres métodos el segundo es el más utilizado, por lo que nos concentraremos en el estudio del mismo. En el método de conexión a tierra convencional, un transistor de alto rendimiento que es controlado por el modulo de control, es utilizado para cerrar el circuito a tierra para accionar los inyectores. En este caso la onda visualizada en el osciloscopio será similar a la mostrada en la siguiente figura. (Figura 205)

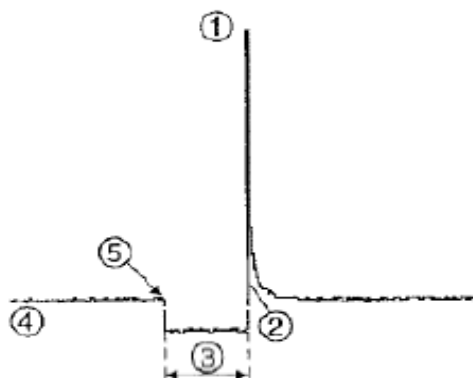


Figura 205. Onda de un inyector.

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Controlled Systems.

Para limitar el flujo de corriente en el circuito del solenoide del inyector, la conexión a tierra puede contener una resistencia en serie. En algunas aplicaciones, el solenoide del inyector es diseñado para tener una alta resistencia. Según la grafica podemos analizar algunos aspectos.

- El alto voltaje en (1) es producido por la sobrecarga que ocurre cuando la corriente es cortada y el campo magnético del solenoide del inyector colapsa.
- En (2) es el punto en el cual el modulo de control desactiva el transistor y la corriente deja fluir. Es el fin del pulso de inyección.
- El punto (3) representa el periodo de tiempo en el cual el inyector está entregando combustible y cuyo tiempo puede ser determinado verificando la escala en el osciloscopio.
- El punto (4) representa el voltaje entregado al inyector, normalmente de 12 Voltios.
- Finalmente el punto (5) es el punto en el cual el modulo de control activa el transistor de mando, conectando a tierra el solenoide, e iniciando la inyección de combustible.

3.3.2.2 Implementación de inyectores.- El riel de inyectores se encuentra ubicado en el múltiple de admisión, donde los inyectores están direccionados hacia las válvulas de admisión como se puede ver en la figura 206.

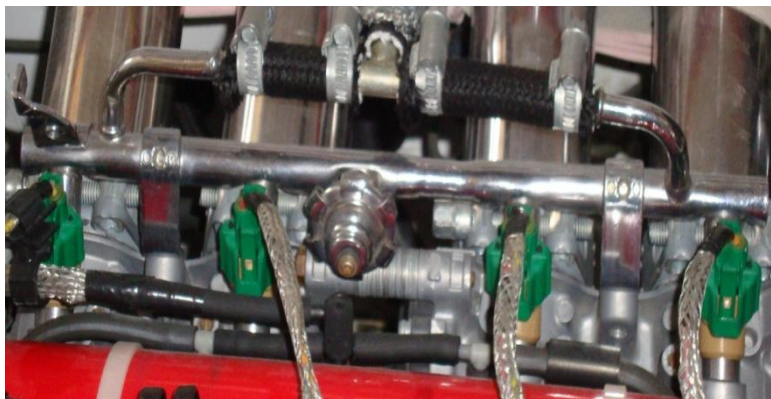


Figura 206. Inyectores implementados.

Fuentes: Los Autores.

Los inyectores disponen del Pin Data que indica la tabla 33. (Figura207)

Tabla 33. Conexión de los inyectores.

Inyector.	Pines del conector.	Descripción.
1	1	87 Conexión del positivo del relé principal.
	2	3 → A32 Pin de la ECM, Inyector A-1.
2	1	87 Conexión del positivo del relé principal.
	2	32 → A34 Pin de la ECM, Inyector B-1.
3	1	87 Conexión del positivo del relé principal.
	2	31 → A35 Pin de la ECM, Inyector B-2.
4	1	87 Conexión del positivo del relé principal.
	2	4 → A33 Pin de la ECM, Inyector A-2.

Fuente: www.megasquirt.com

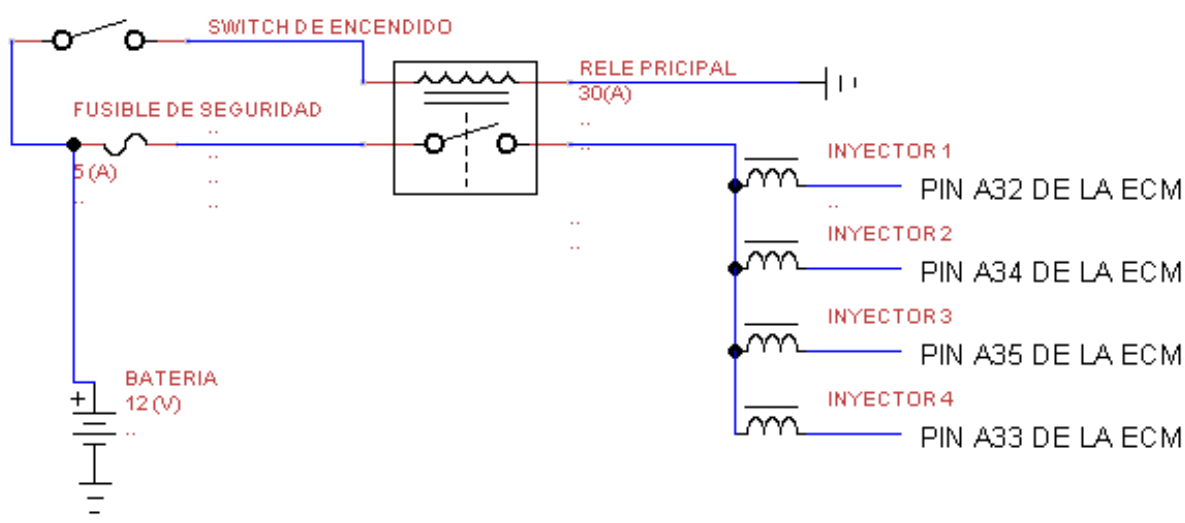


Figura 207. Diagrama eléctrico de implementación de los Inyectores.

Fuente: Los Autores

3.3.2.3 Datos Reales Medidos en el Inyector.- Una manera de identificar el tipo de inyectores que disponemos, es de la siguiente manera: (Tabla 34)

Tabla 34. Identificación de un inyector.

Carga del motor.	Tiempo abierto inyector (ms).	% TPS.
Ralentí	4	0
Media carga.	6,5	50
Plena carga.	14	100

Fuente: Los Autores.

Por lo que se puede decir que tenemos inyectores de alto flujo así como de alta impedancia siendo el inyector ideal para nuestro motor.

Con el objetivo de conocer el caudal de aporte de combustible de cada inyector se tiene la siguiente formula de caudales:

$$\text{Caudal(Lb/h)} = \frac{\text{POTENCIA DEL MOTOR (HP)} \times \text{BSFC}}{\text{NUMERO DE INYECTORES} \times \text{PORCENTAJE QUE PERMANECE ABIERTO EL INYECTOR}} \quad (35)$$

Donde BSFC es el factor que indica el calor a la que el motor está siendo sometido que va de 0,4 a 0,7., o de acuerdo a la tabla 35.

Tabla 35. Factores BSFC.

Tipo de motor.	Gasolina.	Alcohol.
Alta compresión.	0,45 a 0,55	0,90 a 1,10
Baja compresión.	0,50 a 0,60	1,00 a 1,20
Turbo alimentados.	0,55 a 0,65	1,10 a 1,30

Fuente: BONNICK, Allan. W. M., Automotive Computer Control Systems

El inyector duty cycle o porcentaje de tiempo que permanece abierto el inyector, también se lo puede expresar en milisegundos. Se lo toma un factor de 0,8, ya que de esa forma se le da una mayor vida útil del inyector.

Teniendo en consideración que se estima una potencia de 117 hp el caudal de nuestro inyector seria de:

$$\text{Caudal}(\text{Lb/h}) = \frac{117 \text{ Hp} \times 0,55}{4 \times 0,8}$$

$$\text{Caudal}(\text{Lb/h}) = 20,10$$

Motivo por el cual el inyector seleccionado es de 20 Lb/h.

3.3.3 Bobina de encendido.

La bobina de encendido no es más que un transformador eléctrico que transforma la tensión de la batería en un impulso de alta tensión que hace saltar la chispa entre los electrodos de la bujía. La bobina está compuesta por un núcleo de hierro en forma de barra, constituido por laminas de chapa magnética, sobre el cual esta enrollado el bobinado secundario, formado por gran cantidad de espiras de hilo fino de cobre (entre 15.000 y 30.000) debidamente aisladas entre sí y el núcleo. Encima de este arrollamiento va enrollado el bobinado primario, formado por algunos centenares de espiras de hilo grueso, aisladas entre sí y del secundario. La relación entre el número de espiras de ambos arrollamiento (primario y secundario) está comprendida entre 60 y 150.

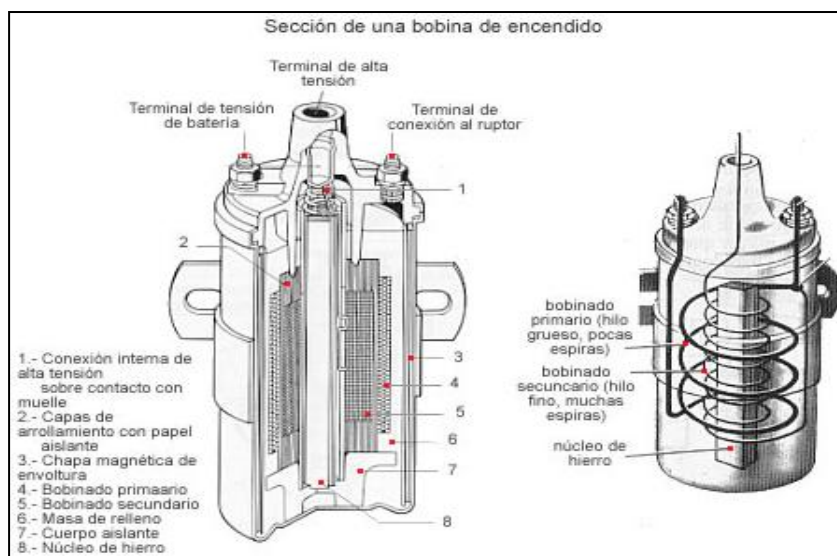


Figura 208. Bobina de encendido convencional.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Bobina_del_encendido

La interrupción cíclica del primario está sincronizada con el motor, una vez cada giro en el dos tiempos (2T) o una cada dos giros en el cuatro tiempos (4T); aunque existen sistemas de 4T en motores de más de un cilindro, con chispa en cada revolución (Sistema de chispa perdida o DIS) Dicha interrupción era antiguamente mecánica gracias al ruptor o platinos, y hoy día se realiza mediante un circuito electrónico, siendo un transistor de potencia que depende de un controlador asociado al régimen del motor gracias a un sensor de régimen.

Con la implementación de los sistemas de inyección electrónica, la distribución de la chispa por distribuidor quedó apartada dando paso a las bobinas actuales las mismas que distribuyen la chispa en pares (semi secuencial) o independientemente.

3.3.3.1 Implementación de la bobina de encendido.- Por disponer de un sistema de encendido DIS lo más idóneo es conseguir una bobina de encendido acorde a nuestra electrónica siendo la más idónea la bobina del Corsa Evolution. (Figura 209)



Figura 209. Bobina de encendido implementada.

Fuente: Los Autores.

Se necesita una bobina que disponga las siguientes características. (Tabla 36)

Tabla 36. Resistencia de la bobina.

Primario de la bobina bloque A1	0,7 Ω
Primario de la bobina bloque A2	0,7 Ω
Secundario de la bobina bloque A1	11,4K Ω
Secundario de la bobina bloque A2	10,8K Ω

Fuente: Los Autores.

Con estas características nos regimos a un catalogo de bobinas. (Tabla 37)

Tabla 37. Selección de bobina.

Numero Original Bosch	Numero de Reposición Bosch	Enrollamiento Primario Ω	Enrollamiento Secundario KΩ
0 221 503 011	0 221 503	0,50 \pm 0,1	12,00 \pm 2,0
0 221 503 407	0 221 503 407	0,50 \pm 0,1	13,3 \pm 2,0
0 221 504 014	0 221 504 014	0,73\pm0,1	9,6\pm1,8

Fuente: <http://www.bosch.com.mx/content/language1/html/7784.htm>

El valor del enrollamiento primario es de 0,73 \pm 0,1 Ω y un enrollamiento secundario de 9,6 \pm 1,8K Ω , pudiendo obtener la bobina en la marca BOSCH con el código 0221504014.

La bobina tiene sus conexiones respecto a la ECM como se puede observar en la tabla 38..

Tabla 38. Conexión de la bobina de encendido.

Pines.	Descripción.
A	A36 Pin de la ECM, señal bloque A
B	Alimentación 12V
C	A31 Pin de la ECM, señal bloque B

Fuente: www.megasquirt.com

3.3.4 Electro ventilador

Dentro del deporte del rally disponemos de dos tipos de electro ventiladores:

- Electro ventilador del radiador del refrigerante.
- Electro ventilador del radiador de aceite.

Los dos cumplen el mismo objetivo al ayudar a refrigerar los fluidos y ayudar a mantener estable la temperatura de trabajo del motor alargando la vida útil del mismo.

3.3.4.1 Electro ventilador del radiador del refrigerante.- Este electro ventilador va acoplado junto al radiador del refrigerante, solidario al flujo de aire que pasa a través de los paneles de refrigeración del radiador. Debido a que el radiador fue modificado el electro ventilador deberá acoplarse al nuevo tamaño del mismo. Siendo necesario implementar un radiador más grande el mismo que tiene las siguientes características. (Figura 210)

Hélice: 1831

Ø hélice: 275mm

Ø buje central: 8mm

Características: Aspirante

Potencia: 155 W

Rotación: Horario

Ø motor: 76mm

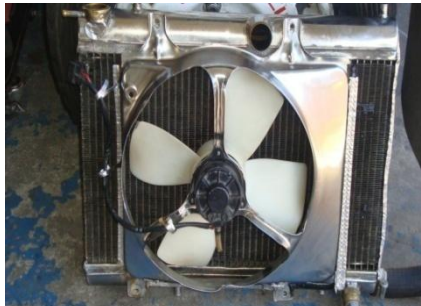


Figura 210. Electro ventilador del radiador del refrigerante.

Fuente: Los Autores.

Se implemento un termo switch en el radiador el mismo que servirá para activar el ventilador, sabiendo que tenemos una diferencia de 10° C por estar ubicado a la entrada del radiador, debido a que la temperatura del sistema de refrigeración en el motor es distinta por lo cual aprovechamos esos 10° C para obtener un mejor rendimiento térmico.

Se selecciona un termo switch de 82°C, con la diferencia de temperatura que existe mantenemos la temperatura del motor dentro de los 92°C.

El circuito consta de los siguientes componentes:

- Fusible de 20 (A)
- Relés de 30 (A)
- Termo switch de 82°C
- Cable.

Para la implementación de este electro ventilador se lo realiza de acuerdo con el siguiente diagrama. (Figura 211)

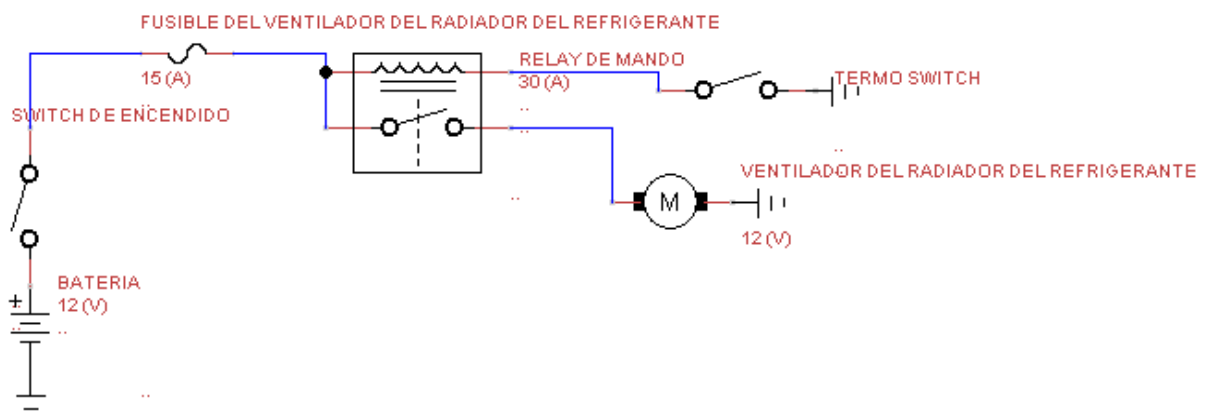


Figura 211. Diagrama eléctrico del electro ventilador del radiador del refrigerante.

Fuente: Los Autores.

3.3.4.2 Electro ventilador del radiador de aceite.- Este electro ventilador será instalado conjuntamente con el radiador de aceite por detrás de la mascarilla, solidario al flujo de aire que pasa por el frente del auto. Su tamaño es pequeño, pero muy útil para ayudar a refrigerar el aceite del motor.

La instalación se lo realiza independientemente de acuerdo al siguiente diagrama:
(Figura 212)

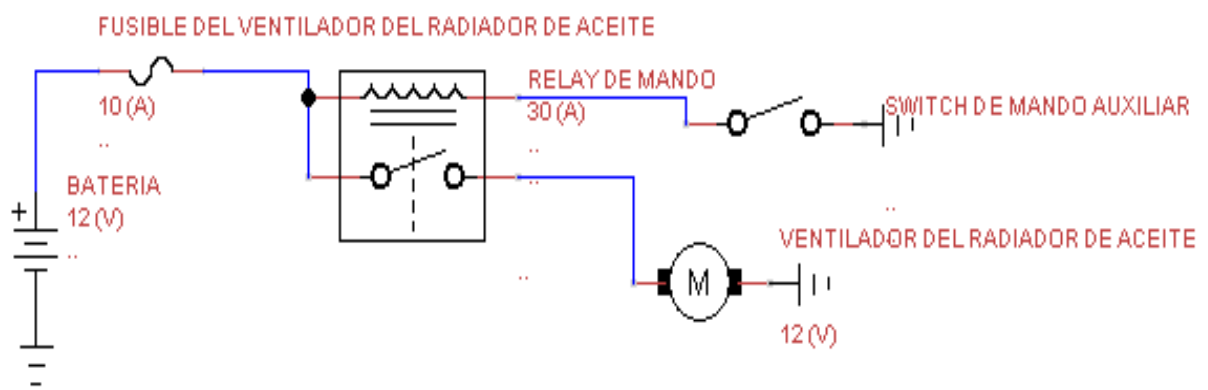


Figura 212. Diagrama eléctrico del electro ventilador del radiador de aceite.

Fuente: Los Autores.

La adquisición de este electro ventilador se lo hace conjuntamente con el radiador de aceite motivo por el cual ya fue seleccionado de acuerdo a la capacidad de enfriamiento del radiador siendo necesario únicamente realizar la instalación eléctrica. Donde el ventilador tiene una potencia eléctrica de 35,04W.

3.4 Arnés secundario y control electrónico

El arnés secundario está compuesto específicamente por los circuitos auxiliares con sus respectivas protecciones eléctricas con el objetivo de preservar la electrónica y el buen funcionamiento del motor a través de sensores y actuadores que se implementa en el motor.

3.4.1 Selección e implementación de protección

Con la finalidad de disponer de circuitos seguros y eficaces es necesario contar con elementos que ayuden en esta tarea para lo cual disponemos de los siguientes elementos:

- Fusible.
- Interruptores.
- Relés.
- Switch máster.

3.4.1.1 Fusible.- El fusible es básicamente un filamento o lámina de aleación metálica con un bajo punto de fusión minuciosamente calculado, colocado dentro de un soporte adecuado según los requerimientos de montaje, y está diseñado para fundirse o quemarse por efecto Joule, cuando la corriente que pasa por él, alcanza un determinado valor.

Estos elementos de protección no pueden ser colocados al azar, ya que se deben realizar cálculos previos, para determinar el grado de amperaje que cada elemento requiere.

A todos los resultados de intensidad, se los dividirá para un factor de protección al 90% de la estimada en el consumidor.

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9} \quad (36)$$

3.4.1.2 Interruptores.- Un interruptor eléctrico es un dispositivo utilizado para desviar o interrumpir el curso de una corriente eléctrica. En el mundo moderno las aplicaciones son innumerables, van desde un simple interruptor que apaga o enciende un bombillo, hasta un complicado selector de transferencia automático de múltiples capas controlado por computadora.

Su expresión más sencilla consiste en dos contactos de metal inoxidable y el actuante. Los contactos, normalmente separados, se unen para permitir que la corriente circule. El actuante es la parte móvil que en una de sus posiciones hace presión sobre los contactos para mantenerlos unidos.

3.4.1.3 Relés.- La función que cumple un relé es controlar grandes consumos eléctricos mediante una pequeña corriente de activación. (Figura 213)

Gracias a estos dispositivos, nos permitimos por ejemplo, prender las luces altas con una pequeña palanca que activa un micro switch en el tablero mientras que el trabajo pesado lo hace el relé que usualmente está muy cerca del consumo (En este caso cerca de las luces altas).

En el siguiente grafico internamente tiene una bobina de muy bajo consumo que, cuando una corriente eléctrica la atraviesa, genera un magnetismo que hace que el platino se cierre y conduzca la corriente que va a alimentar a un consumo. La corriente de activación entra por el pin 86 del relé y sale por el pin 85. (Esta es la etapa de bajo consumo). La corriente de trabajo entra por el pin 30 y alimenta al circuito a través del pin 87. (Esta es la etapa de potencia del relé). Los dos tipos de relés más básicos que podemos encontrar son los relés normalmente cerrados y los normalmente abiertos. Los primeros siempre dejan pasar la corriente salvo que sean activados y ahí abren el circuito. Los segundos están como un interruptor abierto en reposo, mientras que si son excitados pasan a conducir la corriente.

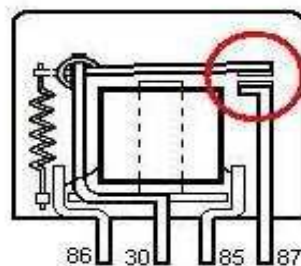


Figura 213. Relé de activación.

Fuente: www.unicrom.com/Tut_relay.asp

En un automóvil a inyección electrónica se utilizan relés tanto para la alimentación de los inyectores, calentador de sonda lambda, sistema de encendido, etc. (estos son los denominados relés de inyección) como para alimentar a la bomba de combustible (relé de bomba). De esta forma la ECU, puede comandar a todos estos periféricos sin tener la necesidad de manejar las corrientes que éstos consumen gracias a la existencia de los relés.

3.4.2 Caja de seguridad

La caja de seguridad es una de las más importantes debido a que aquí se aloja los relés y la fusiblera, la misma que está distribuida de la siguiente manera: (Figura 214)

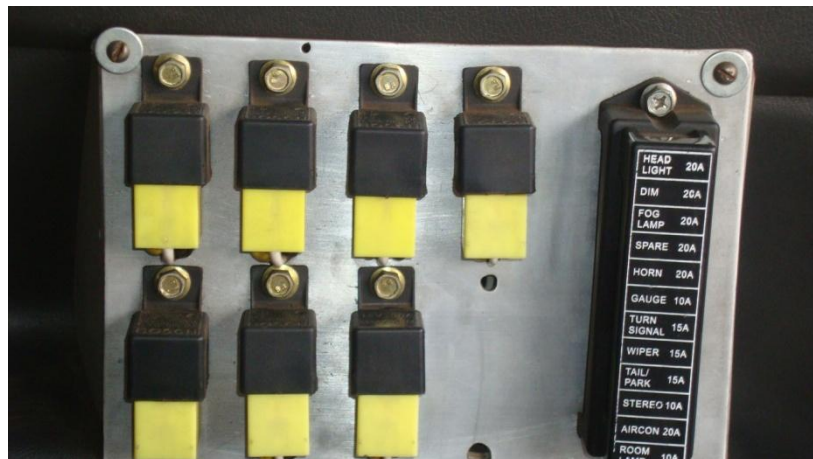


Figura 214. Caja de seguridad del sistema eléctrico.

Fuente: Los Autores.

7 Relés distribuidos de la siguiente manera:

- Electro ventilador del radiador del refrigerante.
- Electro ventilador del radiador de aceite.
- Bomba de combustible.
- Ignición.
- Intercomunicadores.
- ECU.

- Neblineros.

Fusibles:

- ECU.
- Ignición.
- Bomba de combustible.
- Inyectores.
- Ventilador del radiador del refrigerante.
- Ventilador del radiador de aceite.
- Intercomunicadores y monitor.
- Neblineros.

3.4.2.1 Intercomunicadores.- La implementación de los intercomunicadores es de gran ayuda para la comunicación a bordo, realizando la selección del fusible de este circuito, el mismo que trabaja en paralelo con el monitor de instrumentos y el cargador de la lapto.

Datos:

Voltaje de alimentación:	12V
Resistencia de los intercomunicadores:	8,6Ω
Resistencia del monitor:	3,8Ω
Resistencia del cargador de la lapto:	1,1Ω

$$R_T = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2} \text{(37)}$$

$$R_{T1} = \frac{8,6 \times 1,1}{8,6 + 1,1}$$

$$R_{T1} = 0,76\Omega$$

$$R_T = \frac{R_{T1} \times R_3}{R_{T1} + R_3}$$

$$R_T = \frac{0,76 \times 3,8}{0,76 + 3,8}$$

$$R_T = 19,04\Omega$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{19,04 \text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 21,16 \text{ A}$$

Teniendo en consideración que el voltaje no es de 12V exacto, es necesario implementar un fusible de 30A con un relé de 30A.

3.4.2.2 Inyectores.

El cálculo del fusible de los inyectores se lo realiza de la siguiente manera:

Datos:

Numero de inyectores:	4
Sistema de inyección:	Semisecuencial
Resistencia inyector 1:	12,3 Ω
Resistencia inyector 2:	12,1 Ω
Resistencia inyector 3:	12,1 Ω
Resistencia inyector 4:	12,2 Ω
Voltaje de alimentación:	12V

Por disponer de un sistema de inyección electrónica, los inyectores trabajan en dos grupos paralelos de dos inyectores donde se puede tomar la medida de resistencia de un inyector de cada grupo aplicando la siguiente fórmula:

$$R_T = \frac{R_1 \times R_2}{R_1 + R_2}$$

$$R_T = \frac{12,3 \times 12,1}{12,3 + 12,1}$$

$$R_T = 6,09\Omega$$

$$I = \frac{E}{R}$$

(38)

$$I = \frac{12 \text{ V}}{6,09\Omega}$$

$$I = 1,96 \text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{1,9675 \text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 2,186 \text{ A}$$

Por disponer de dos grupos el valor de la intensidad es de:

$$\text{Consumidor} = 4,37 \text{ A}$$

Para el circuito de los inyectores es necesario disponer de un fusible de 5 amperios, acompañado de un relé de 30 amperios.

3.4.2.3 Bomba de combustible.- La bomba de combustible tiene un papel importante en la alimentación de combustible para el motor por eso la selección del fusible es muy importante.

Datos:

Numero de bombas de combustible:	1
Voltaje de alimentación:	12V
Resistencia:	1,1 Ω

$$I = \frac{E}{R}$$

$$I = \frac{12 \text{ V}}{1,1\Omega}$$

$$I = 10,90 \text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{10,90 \text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 12,12 \text{ A}$$

En este circuito es necesario disponer de un fusible de 15 amperios con un relé de 30 amperios.

3.4.2.4 Ignición.- En este caso el fusible es el principal, motivo por el cual para hallar el valor del amperaje se tiene que realizar algunos cálculos:

Datos:

Intensidad de la bomba de combustible:	15A
Intensidad de los inyectores:	5A
Resistencia del sensor de oxígeno:	3Ω
Resistencia de la ECU:	8,5Ω
Voltaje de alimentación:	12V

Primero es necesario calcular el valor del fusible del sensor de oxígeno:

$$I = \frac{E}{R}$$

$$I = \frac{12 \text{ V}}{3\Omega}$$

$$I = 4 \text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{4 \text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 4,49\text{A}$$

El fusible empleado en este circuito es de 5 amperios.

El cálculo del fusible de la ECU es:

$$I = \frac{E}{R}$$

$$I = \frac{12 \text{ V}}{8,5\Omega}$$

$$I = 1,4176 \text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{1,41 \text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 1,56 \text{ A}$$

El fusible idóneo es de 2 amperios para el circuito principal.

Para determinar el fusible de ignición es necesario sumar todas las intensidades.

$$\text{Consumidor} = I_{\text{BOMBA}} + I_{\text{INYECTORES}} + I_{\text{ECU}} + I_{\text{OXIGENO}}$$

$$\text{Consumidor} = 15 + 5 + 2 + 5$$

$$\text{Consumidor} = 27 \text{ A}$$

El fusible de ignición será de 30 amperios con un relé de 30 amperios.

3.4.2.5 Unidad de control electrónico.- En caso de emergencia es necesario alimentar de una manera externa a la ECU MegaSquirt con el fin de no perder este componente importante de la electrónica del auto siendo necesario seleccionar el fusible de la siguiente manera:

Datos:

Voltaje de alimentación:	12V
Intensidad de la ECU:	2Ω
Intensidad del sensor de oxígeno:	3Ω
Intensidad de los inyectores:	5Ω

Para poder seleccionar el fusible idóneo tenemos que sumar las intensidades de los elementos que deseamos energizar:

$$I = I_{ECU} + I_{OXIGENO} + I_{INYECTORES}$$

$$I = 2 + 3 + 5$$

$$I = 10\Omega$$

Tomando en consideración la variación de voltaje que entrega el alternador cuando el motor está trabajando es necesario disponer de un fusible de 15 amperios con un relé de 30 amperios.

3.4.2.6 Electro ventilador del radiador del refrigerante.- El ventilador del radiador del refrigerante es uno de los más importantes, motivo por el cual se debe seleccionar de una forma adecuada los componentes de su circuito.

Datos:

Numero de electro ventiladores:	1
Voltaje de alimentación:	12V
Resistencia:	1,1 Ω

$$I = \frac{E}{R}$$

$$I = \frac{12\text{ V}}{1,1\Omega}$$

$$I = 10,90\text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{10,90\text{ A}}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 12,12\text{ A}$$

El fusible indicado para el circuito es de 15A, acompañado de un relé de 30A.

3.4.2.7 Electro ventilador del radiador de aceite.- Para realizar la selección de los componentes de este circuito se debe realizar un cálculo previo:

Datos:

Numero de electro ventiladores:	1
Potencia:	35W
Voltaje de alimentación:	12V
Resistencia:	4,1Ω

$$I = \frac{E}{R}$$

$$I = \frac{12 V}{4,1\Omega}$$

$$I = 2,92 A$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{2,92 A}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 3,25 A$$

Se requiere de un fusible de 3,25A, existiendo en el mercado fusibles de 5 amperios pero debido a que la tensión no es fija de 12V motivo por el cual se implementa un fusible de 10A, con un relé de 30A.

3.4.2.8 Neblineros.- Para poder realizar la instalación de los neblineros es necesario seleccionar los componentes del circuito, para lo cual se realiza el siguiente calculo:

Datos:

Numero de neblineros:	2
Potencia de los neblineros:	100W
Voltaje de alimentación:	12V

$$\text{Potencia(P)} = \text{Tension(E)} \times \text{Intensidad(I)} \quad (39)$$

$$I = \frac{P}{E}$$

$$I = \frac{100W}{12V}$$

$$I = 8,33 \text{ A}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{I}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = \frac{8,33}{0,9}$$

$$\text{Consumidor} = 9,25 \text{ A}$$

Por disponer de dos neblineros será necesario un fusible de 18,5 amperios, por lo que se coloca un fusible de 20 amperios.

Por seguridad se implementa un relé de 30 amperios.

3.4.3 Switch de seguridad

Por motivos de seguridad es necesario implementar dos switch.

- Switch de ignición.
- Switch máster.

3.4.3.1 Switch de ignición.- Este interruptor es el encargado de energizar los siguientes componentes: (Figura 215)

- Bomba de combustible.
- Sensor de oxígeno.
- Relé principal.

Cuya instalación se lo realiza de acuerdo al siguiente diagrama:

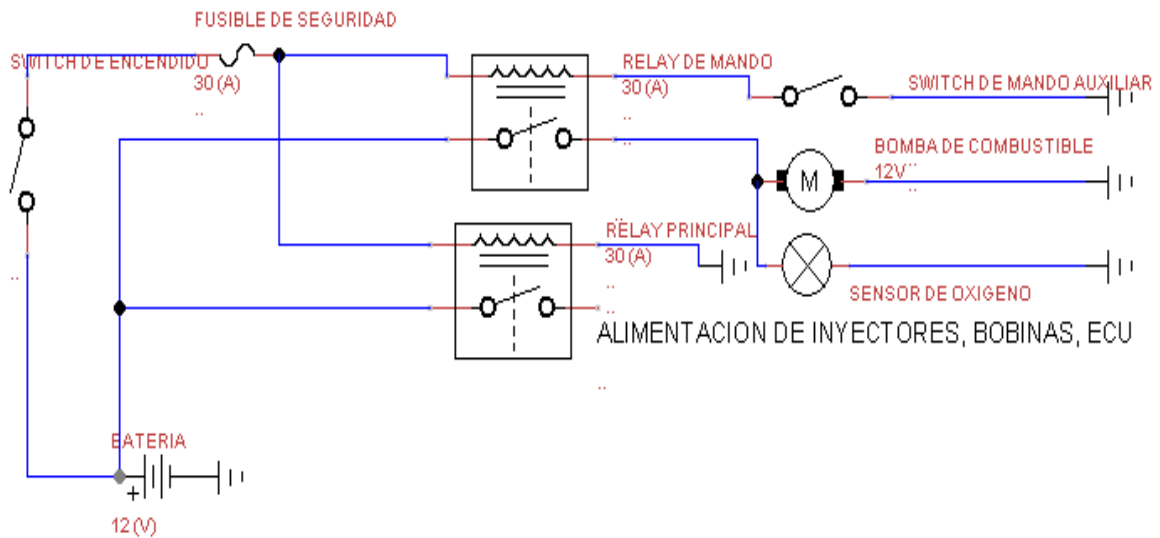


Figura 215. Diagrama eléctrico de implementación del switch de ignición.

Fuente: Los Autores.

El switch de ignición energiza el bobinado del relé permitiendo que la bomba de combustible se active conjuntamente con la energización de la niquelina de calentamiento del sensor de oxígeno. Y a la vez energiza el bobinado del relé principal para alimentar con 12 voltios a los inyectores, bobinas y ECU. Su ubicación está cerca del piloto para ser activado o desactivado. (Figura 216)



Figura 216. Implementación del switch de ignición.

Fuente: Los Autores.

3.4.3.2 Switch máster.- Este interruptor es implementado por seguridad, cumpliendo con los siguientes requisitos:

- Deberá desactivar todo flujo de corriente, apagando el auto.
- Debe disponer de una llave máster.
- Debe estar ubicado cerca del copiloto.

Uno de los circuitos que debe interrumpir es el circuito de carga ya que de no ser así el auto seguirá encendido siendo un gran riesgo en caso de accidente. (Figura 217). La implementación de este interruptor se lo hace de acuerdo al siguiente diagrama:

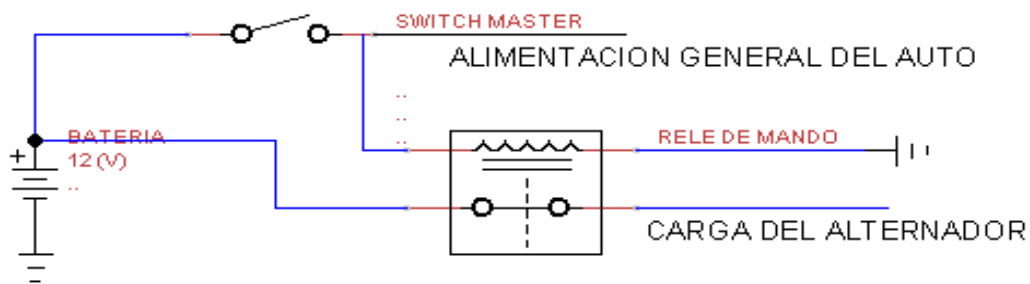


Figura 217. Diagrama eléctrico de la implementación del switch máster.

Fuente: Los Autores.

Cumpliendo con este requisito de seguridad la ubicación del interruptor quedo como se muestra en la figura 218.



Figura 218. Implementación del switch máster.

Fuente: Los Autores.

3.4.4 Control auxiliar

Con el objetivo de poder comandar externamente algunas de las funciones importantes del funcionamiento de motor se prevé la instalación de comandos auxiliares, los mismos que permitirán accionar los distintos elementos cuando el circuito principal falle, trabajando en los siguientes circuitos auxiliares: (Figura 219)

- Bomba de combustible.
- Ventilador del radiador del refrigerante.
- Ventilador del radiador de aceite.
- Ignición.
- Neblineros.
- Intercomunicadores.

Donde los switch de mando van ubicado lo más cerca del piloto.



Figura 219. Panel de controles auxiliares.

Fuente: Los Autores.

3.4.4.1 Circuito auxiliar de la bomba de combustible.- Este circuito es indispensable en un auto de rally ya que permite asegurar el suministro de combustible entregado por la bomba. El circuito será desactivado de tres formas:

- Al desactivar el switch máster por motivo de seguridad.

- Al quitar el contacto del switch de encendido.
- Al desactivar el switch de mando auxiliar de la bomba de combustible.

Y en este caso será únicamente activado por el switch de mando auxiliar, donde el circuito consta de los siguientes elementos: (Figura 220)

- Fusible de 15 (A)
- Relé de 30 (A)
- Switch de mando auxiliar.
- Cable.

La instalación del circuito se lo realiza de acuerdo al siguiente diagrama eléctrico.

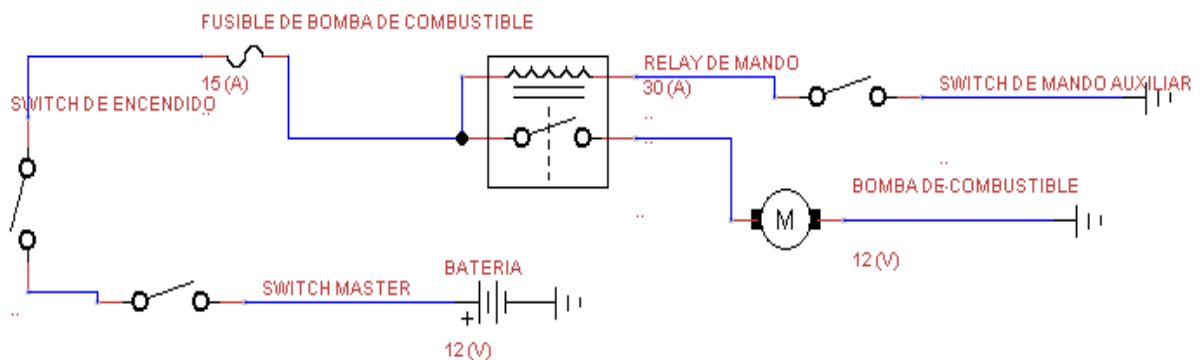


Figura 220. Diagrama eléctrico del circuito auxiliar de la bomba de combustible.

Fuente; Los Autores.

3.4.4.2 Circuito auxiliar del ventilador del radiador del refrigerante.- Lo importante en un auto es mantener el motor dentro del rango de temperatura de trabajo, motivo por el cual en el auto de rally es necesario poder accionar el ventilador de refrigeración cuando este no se active con su circuito principal motivo por el cual este circuito auxiliar es completamente independiente.

Accionándose con el switch de mando correspondiente a este circuito, pudiendo ser desactivado únicamente por el mismo switch. En este caso no se desactivara el circuito con el switch de encendido ni el switch máster ya que no representa un peligro que el ventilador del radiador del refrigerante permanezca trabajando hasta alcanzar la temperatura nominal de trabajo.

El circuito consta de los siguientes elementos: (Figura 221)

- Fusible de 15 (A)
- Relé de 30 (A)
- Switch de mando auxiliar.
- Cable.

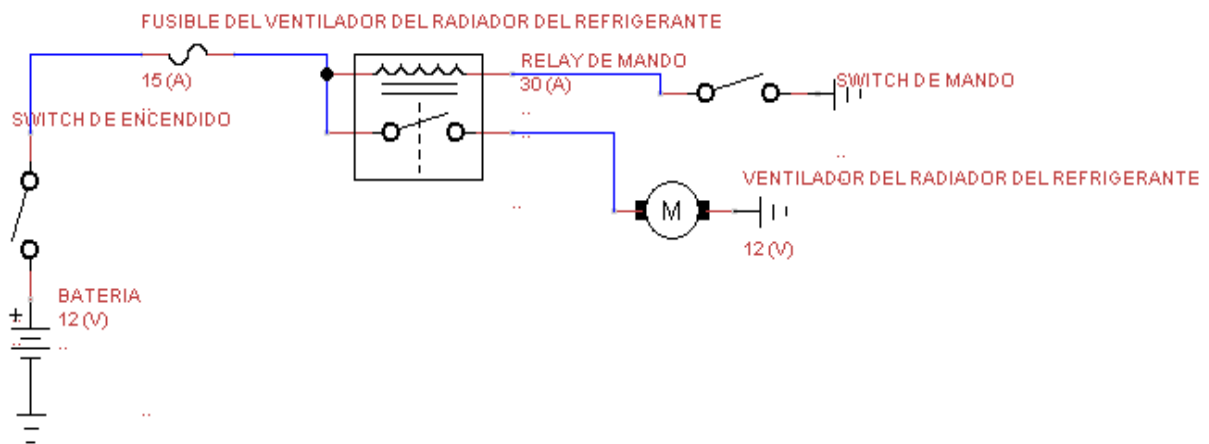


Figura 221. Diagrama eléctrico auxiliar del electro ventilador del radiador del refrigerante.

Fuente: Los Autores.

3.4.4.3 Circuito auxiliar del ventilador del radiador de aceite.- Su funcionamiento es similar al del ventilador del radiador del refrigerante, con la diferencia que el ventilador del radiador de aceite tiene una menor capacidad de enfriamiento, conservando la viscosidad del aceite al enfriarlo ayudando a preservar una buena lubricación del motor. El mismo que será accionado y desactivado únicamente por el switch de mando auxiliar correspondiente.

Este circuito está compuesto por los siguientes elementos: (Figura 222)

- Fusible de 10 (A)
- Relé de 30 (A)
- Switch de mando auxiliar.
- Cable

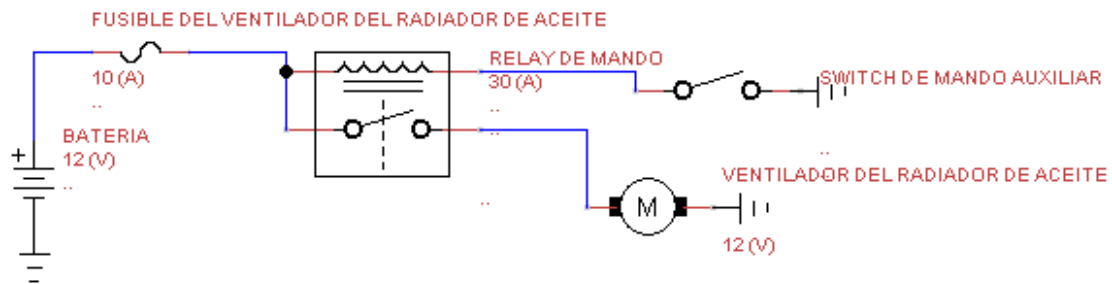


Figura 222. Diagrama eléctrico auxiliar del electro ventilador del radiador del aceite.

Fuente: Los Autores

3.4.4.4 Control auxiliar de la ignición.- La bobina de encendido se energiza directamente con el relé principal, motivo por el cual es necesario disponer de un circuito auxiliar que pueda realizar esta energización de 12V.

Este circuito será activado únicamente por el switch de mando de este circuito, pudiendo ser desactivado de tres maneras.

- Desactivación por el switch de mando auxiliar.
- Por el switch de encendido.
- Por el switch máster por seguridad.

El circuito cuenta con los siguientes componentes: (Figura 223)

- Fusible de 30 (A)
- Relé de 30 (A)
- Switch de mando auxiliar

- Cable.

La instalación de este circuito se lo realiza de acuerdo al siguiente diagrama.

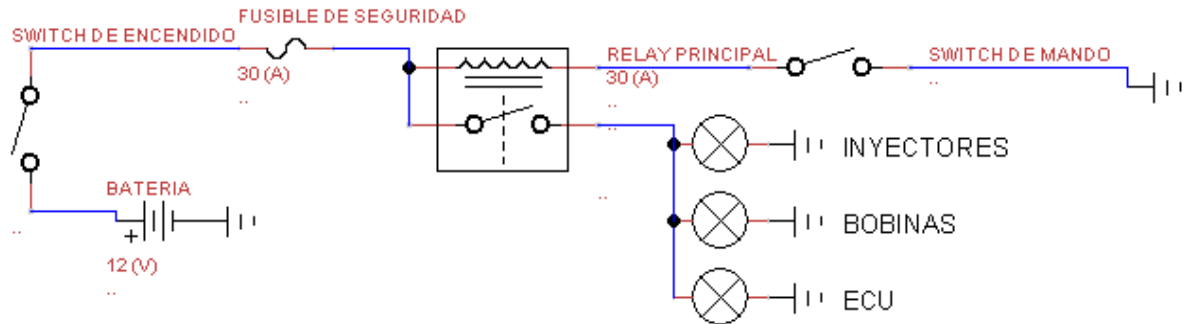


Figura 223. Diagrama eléctrico del circuito auxiliar de la ignición.

Fuente: Los Autores.

3.4.4.5 Circuito de neblineros.- La torre de neblineros es opcional ya que muy rara vez se realiza rally nocturno, sin embargo lo hemos tomado en consideración siendo un circuito totalmente independiente ya que no representa ningún riesgo para el funcionamiento del motor, así como en el caso de algún accidente. Siendo activados o desactivados los neblineros únicamente por el switch de mando respectivo.

El circuito consta de los siguientes componentes. (Figura 224)

- Fusible de 20 (A)
- Relé de 30 (A)
- Switch de mando.
- Neblineros de 100W.
- Cable.

La instalación se lo realiza de acuerdo al siguiente diagrama.

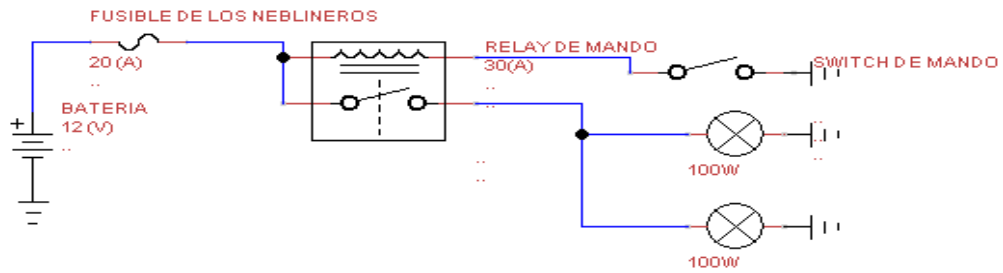


Figura 224. Diagrama eléctrico de los neblineros.

Fuente: Los Autores.

3.4.4.6 Circuito de intercomunicadores.- Este circuito es de uso múltiple ya que nos permite energizar el voltaje respectivo para los siguientes elementos.

- Intercomunicadores.
- Monitor.
- Cargador de batería de ECU portátil.

El circuito está compuesto por los siguientes elementos: (Figura 225)

- Fusible 30A.
- Relé de 30A.
- Switch de mando.
- Cable.

Para realizar la instalación de este circuito se sigue el siguiente diagrama.

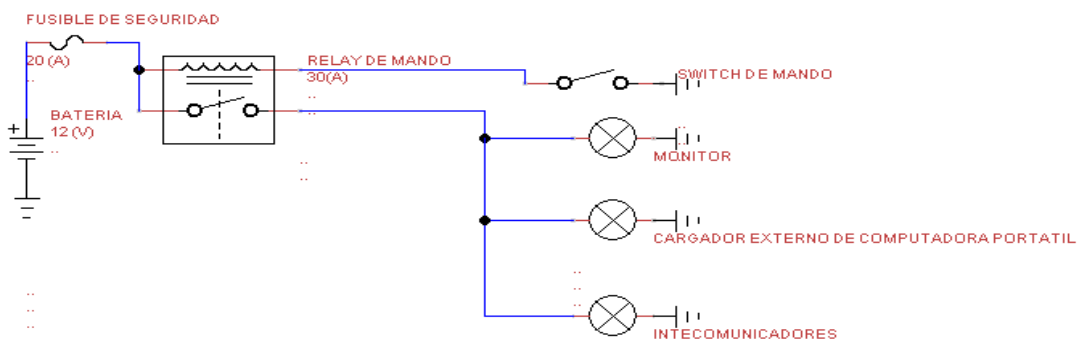


Figura 225. Diagrama eléctrico de los intercomunicadores.

Fuentes: Los Autores.

CAPÍTULO IV

CAPÍTULO IV

4. PUESTA A PUNTO DE LA ELECTRÓNICA

4.1 Telemetría unidireccional

La telemetría es la medición y transmisión automática de datos por cables, radio u otros medios desde una fuente remota. Estos datos incluyen información vital sobre el rendimiento del motor, la eficiencia aerodinámica, la presión del aceite, adherencia de los neumáticos y el desgaste de los frenos, así como otras numerosas mediciones tomadas en el auto con respecto a la progresión del piloto en la pista, limitándonos únicamente al estudio del motor.

Cada segundo de cada vuelta se pueden hacer más de 150.000 mediciones hechas a bordo de un auto con los distintos sensores, distribuidos en el motor del auto de rally.

Estos datos se transmiten de forma segura, siendo compilados y procesados simultáneamente en una amplia gama de plataformas de computación para su posterior análisis por el equipo.

Utilizando el software creado especialmente para la MegaSquirt se traducen todos los datos de una forma numérica a otra gráfica para que puedan ser interpretados a través de un monitor.

4.1.1 *Datos típicos recogidos usando la telemetría*

Durante las pruebas, la telemetría a través de los sensores del auto, permite visualizar sólo las funciones relevantes permitiéndonos mejorar algunos parámetros del motor.

Algunas de las funciones que se enumeran a continuación están entre las usuales;

- Corrección de la mezcla aire-combustible.
- Las revoluciones del motor
- Posición de la mariposa de aceleración.
- La temperatura del motor
- Avance al encendido.
- Tabla del MAP.

Las más importantes son las que se mencionó anteriormente, debido a que la programación de la MegaSquirt cuenta con una amplia plataforma para poder mejorar los parámetros de trabajo del motor.

Los datos se utilizan como base para determinar la configuración del auto y todos los problemas. Los datos sólo se pueden recibir desde el auto, pero no pueden ser transmitidos hacia él. Sin embargo, la prohibición de la telemetría de dos vías se había levantado hace unos pocos años y la comunicación bidireccional se permitió una vez más. Luego las dos vías de telemetría fueron prohibidas de nuevo pero a partir de este año existe la transmisión de órdenes telemétricas hacia el auto para activar el mecanismo del DRS, supervisado por la FIA. Motivo por el cual la telemetría lo usamos únicamente para mejorar la programación de la MegaSquirt permitiéndonos mejorar el desempeño del motor en cada válida de rally.

4.1.2 Comunicación.

En una comunicación deben existir tres elementos necesariamente:

- Un medio de transmisión, sobre el cual se envían los mensajes.
- Un equipo emisor que puede ser el MTU.
- Un equipo receptor que se puede asociar a los RTUs.

En telecomunicaciones, el MTU y el RTU son también llamados Equipos terminales de datos (DTE, Data Terminal Equipments). Cada uno de ellos tiene la habilidad de generar una señal que contiene la información a ser enviada. Así mismo, tienen la habilidad para descifrar la señal recibida y extraer la información, pero carecen de una interfaz con el medio de comunicación.

La figura 226 muestra la conexión de los equipos con las interfaces para el medio de comunicación. Los modems, llamados también Equipo de Comunicación de Datos (DCE, Data Communication Equipment), son capaces de recibir la información de los DTE's, hacer los cambios necesarios en la forma de la información, y enviarla por el medio de comunicación hacia el otro DCE, el cual recibe la información y la vuelve a transformar para que pueda ser leído por el DTE.

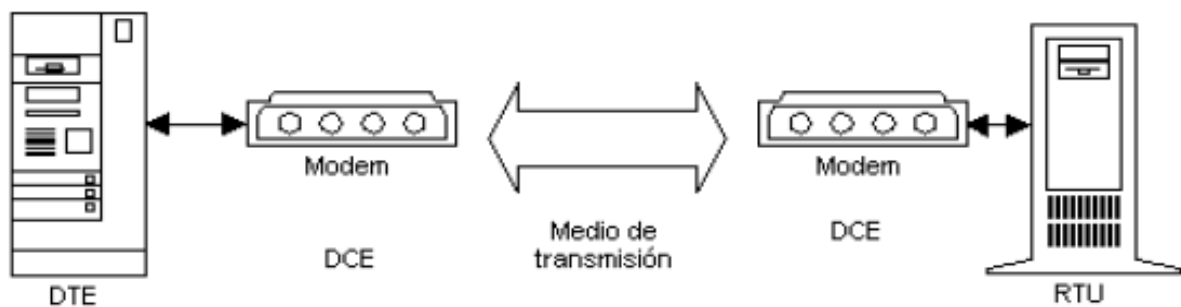


Figura 226. Conexión de los equipos de la telemetría unidireccional.

Fuente: www.taringa.net/posts/autos-motos/12633458/Formula-1-La-Telemetria-y-Sensores.html

4.1.3 Elementos del sistema.

Un sistema de telemetría está conformado por:

4.1.3.1 Interfaz Operador-Máquina.- Es el entorno visual que brinda el sistema para que el operador se adapte al proceso desarrollado por el motor. Permite la interacción del ser humano con los medios tecnológicos implementados.

4.1.3.2 Unidad Central (MTU).- Conocido como Unidad Maestra. Ejecuta las acciones de mando (programadas) en base a los valores actuales de las variables medidas.

La programación se realiza por medio de bloques de programa en lenguaje de alto nivel (como C, Basic, etc.). También se encarga del almacenamiento y procesado ordenado de los datos, de forma que otra aplicación o dispositivo pueda tener acceso a ellos.

4.1.3.3 Unidad Remota (RTU).- Lo constituye todo elemento que envía algún tipo de información a la unidad central. Es parte del proceso productivo y necesariamente se encuentra ubicada en el motor.

4.1.3.4 Sistema de Comunicaciones.- Se encarga de la transferencia de información del punto donde se realizan las operaciones, hasta el punto donde se supervisa y controla el proceso. Lo conforman los transmisores, receptores y medios de comunicación.

4.1.3.5 Transductores.- Son los elementos que permiten la conversión de una señal física en una señal eléctrica (y viceversa). Su calibración es muy importante para que no haya problema con la confusión de valores de los datos. (Figura 227)

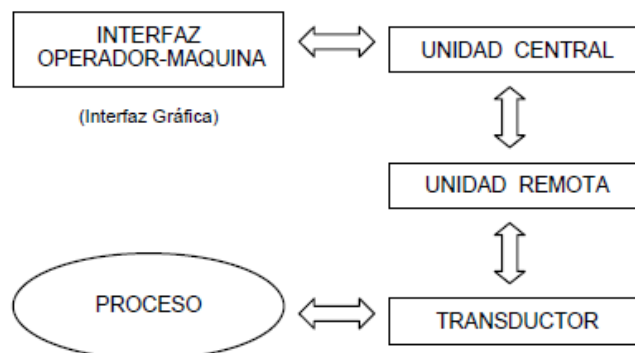


Figura 227. Esquema de conexiones.

Fuente: www.taringa.net/posts/autos-motos/12633458/Formula-1-La-Telemetria-y-Sensores.html

En la figura 228 se observa un esquema referente a las conexiones del MTU y el operador, y del RTU con los dispositivos de campo (sensores, actuadores).

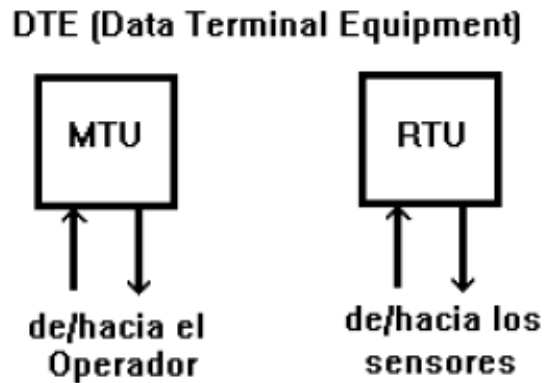


Figura 228. Esquema de operación de un MTU y RTU.

Fuente: www.taringa.net/posts/autos-motos/12633458/Formula-1-La-Telemetria-y-Sensores.html

La RTU es un sistema que cuenta con un microprocesador e interfaces de entrada y salida tanto analógicas como digitales que permiten tomar la información del proceso provista por los dispositivos de instrumentación y control en una localidad remota y, utilizando técnicas de transmisión de datos, enviarla al sistema central.

Un sistema puede contener varios RTUs; siendo capaz de captar un mensaje direccionado hacia él, decodificándolo, respondiendo si es necesario, y esperar por un nuevo mensaje

La MTU, bajo un software de control, permite la adquisición de la data a través de todas las RTUs ubicadas remotamente y brinda la capacidad de ejecutar comandos de control remoto cuando es requerido por el operador.

Normalmente el MTU cuenta con equipos auxiliares como impresoras y memorias de almacenamiento, las cuales son también parte del conjunto MTU.

En muchos casos el MTU debe enviar información a otros sistemas o computadoras. Estas conexiones pueden ser directas y dedicadas o en la forma de una red LAN, siendo aprovechadas para poder programar la MegaSquirt y la visualización a través de un monitor.

La conexión entre el RTU y los dispositivos de campo es muchas veces realizados vía conductor eléctrico, el RTU provee la potencia para los actuadores y sensores, y algunas veces estos vienen con un equipo de soporte ante falla en la alimentación de energía (UPS, uninterruptible power supply).

La data adquirida por la MTU se presenta a través de una interfaz gráfica en forma comprensible y utilizable, y más aun esta información puede ser impresa en un reporte.

El medio de transmisión lo realiza los sensores del motor enviando las señales a la ECU MegaSquirt, siendo el equipo emisor de los parámetros de trabajo del motor al equipo receptor que nos indicara gráficamente los datos en tiempo real teniendo la oportunidad de evaluar el funcionamiento del motor para mejorar la calibración para validas posteriores, contando con la ventaja que la telemetría unidireccional nos sirve como instrumentación para el auto de rally. (Figura 229)



Figura 229. Monitor de visualización de la telemetría unidireccional.

Fuente: Los Autores.

4.2 Ajustes iniciales

La ECU MegaSquirt es una de las computadoras reprogramable más completas del mercado, debido a la capacidad de potencia del motor que se espera tener, esta puede modificar tiempo de ignición , inyección, correcciones barométricas, correcciones en función de la temperatura del aire o liquido refrigerante y eficiencia volumétrica del motor.

Esta ECU programable es la más avanza por que viene incorporado un microprocesador más rápido y de montaje superficial con la capacidad de modificación de software llamado también fireware. En este caso el nuevo fireware es el Megatune 2.25, siendo el más completo por que tiene en si matrices de 32 x32 y opciones de corrección más completas

La plataforma de comunicación básica de la ECU MegaSquirt se muestra como indica la figura 230.



Figura 230. Plataforma de comunicación de la MegaSquirt.

Fuente: Software MegaSquirt.

Luego de haber configurado el sistema operativo de la laptop y el cable serial a USB de la MegaSquirt. La programación requiere de los siguientes procesos.

4.2.1 Interfaz de comunicación

En el software de la MegaSquirt se habilita el puerto 6, que es el puerto con el cual nosotros configuramos en Windows. (Figura 231)

Necesitando los siguientes datos:

Velocidad de comunicación	50ms
Dato de actualización	115200

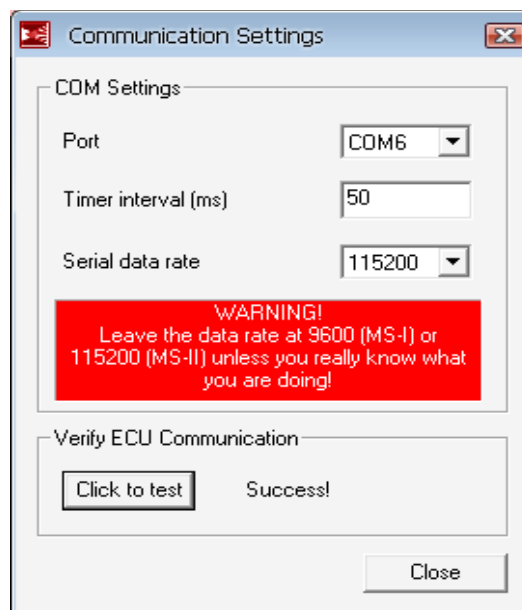


Figura 231. Comunicación serial a USB.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.2.2 Requerimiento de combustible

La MegaSquirt dispone en su programación inicial los respectivos cálculos de los distintos parámetros a modificar, motivo por el cual solo se necesita ingresar datos.

Para el cálculo del requerimiento de combustible es necesario primero disponer de los siguientes datos: (Figura 232)

Cilindrada del motor	1600cc
Número de cilindros	4
Caudal de inyectores	160 cc/min
Proporción: Aire – Combustible	14,7:1

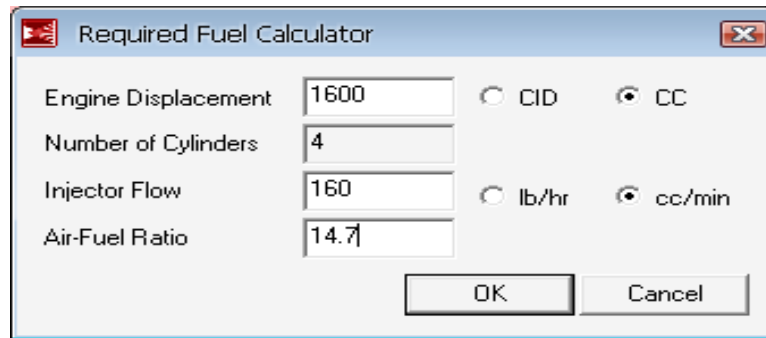


Figura 232. Características generales del motor.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.2.2.1 Control de la inyección.- Con este cuadro de ajuste se puede calcular el combustible requerido o dicho de otra forma los pulsos de inyección por ciclo, requiriendo de los siguientes datos: (Figura 233)

Algoritmo de control	Velocidad de densidad
Pulsos de inyección por ciclo	2
Tipo de inyección	Alternada
Tiempos del motor	4
Numero de cilindros	4
Lugar de inyección	Cuerpo de estrangulación
Numero de inyectores	4
Tipo de motor	Encendido por chispa

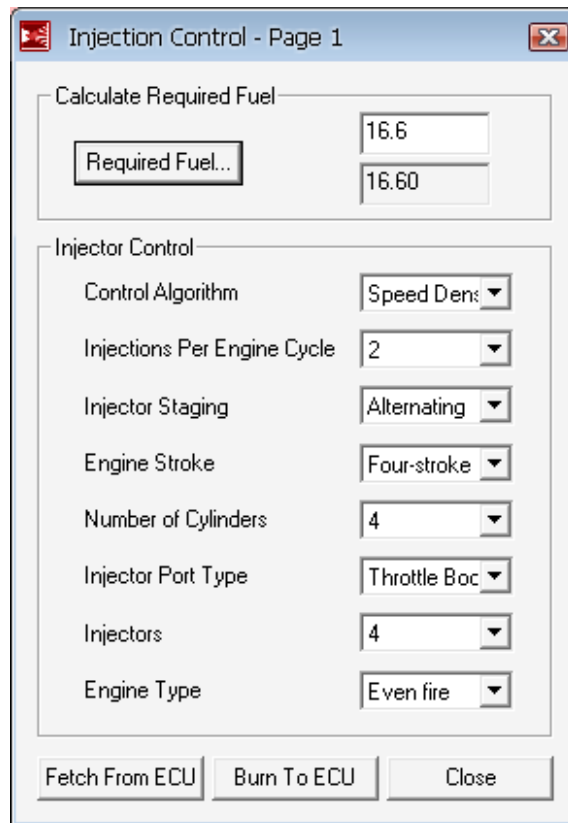


Figura 233. Características para el control de la inyección de combustible.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.2.3 Características del inyector.

En este cuadro se puede ingresar las características generales de los inyectores, que servirán para la programación en conjunto con otros parámetros en busca de una buena calibración de la electrónica MegaSquirt dividiéndose en dos bloques diferentes de inyección donde:

Bank 1: Controla los inyectores 1 y 4.

Bank 2: Controla los inyectores 2 y3.

Estas características quieren decir que dispondremos de una inyección semisecuencial siendo beneficioso para el motor, necesitando las siguientes características: (Figura 234)

Tiempo de cambio de estado del inyector.	1ms
Tiempo de corrección del voltaje de la batería	0,2 ms/V
Limite del ancho de pulso	75%
Tiempo máximo de apertura del inyector	25,6ms

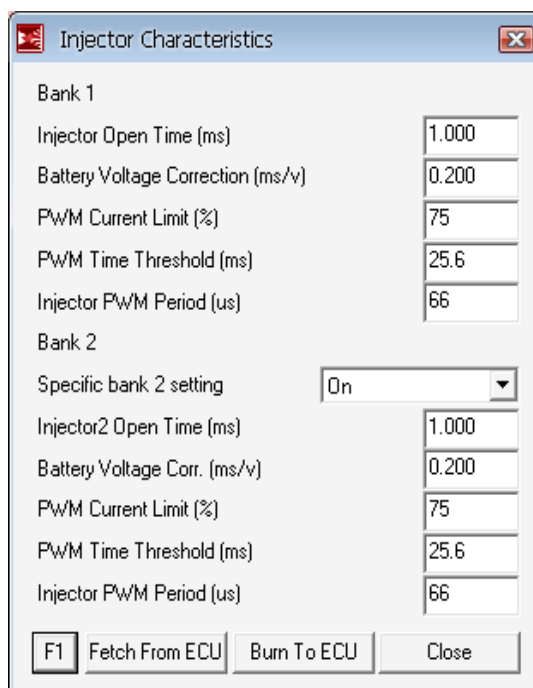


Figura 234. Características de los inyectores.
Fuente: Software MegaSquirt.

4.2.4 Opciones de encendido

Este cuadro de ajuste nos permite configurar los puntos de referencia del cigüeñal y el tipo de encendido que deseamos, necesitando los siguientes datos: (Figura 135)

Modo de disparo	Rueda fónica
Angulo de desfase	5 grados
Toma de señal	Picos ascendentes
Salto de chispa	Con transistor de potencia
Numero de bobinas	Chispa perdida
Pin de salida de chispa	D14

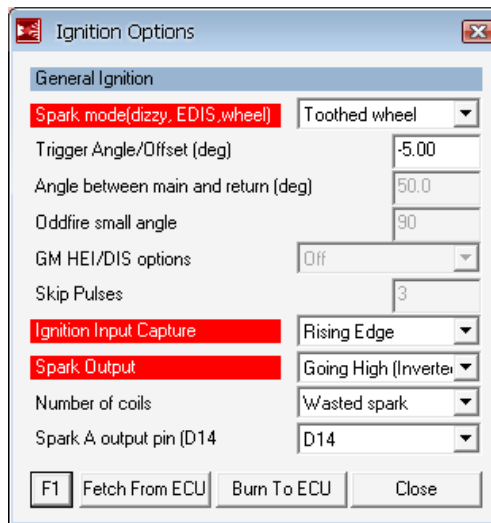


Figura 135. Características de la ignición.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.2.4.1 Identificación de la rueda fónica.- En esta opción guardamos las características de la rueda fónica que servirán para la sincronización de la posición del cigüeñal con el sensor CKP, requiriendo los siguientes datos: (Figura 236)

Tipo de rueda fónica

Numero de dientes

Dientes faltantes

Angulo de avance al encendido

Con dientes faltantes

60

2

120 grados

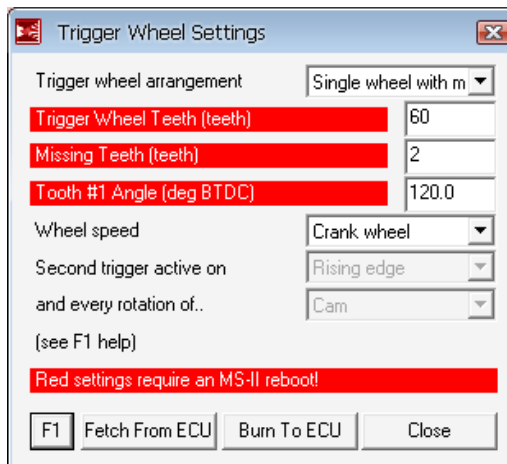


Figura 236. Características de la rueda fónica.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.3 Calibraciones

Para poder tener un buen desempeño del motor es necesario calibrar el funcionamiento electrónico de los sensores para poder programar los datos de trabajo en las tablas de ajuste así como las cartografías de las mismas.

4.3.1 *Calibración del Sensor de la posición de la mariposa*

En este paso la MegaSquirt reconoce la posición de las mariposas de aceleración por medio del sensor TPS, en posición de ralentí y con apertura total, obteniendo los valores mostrados en la figura 237.

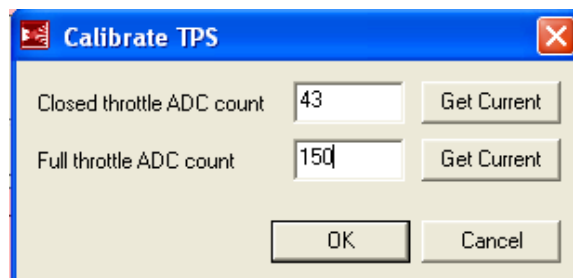


Figura 237. Puesta a punto del sensor TPS.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.3.2 Calibración del sensor de presión absoluta del múltiple de admisión

El programa dispone de cuatro opciones o rangos de lectura que van de:

0 – 115 KPa.

0 – 255 KPa

0 – 300 KPa

0 – 400 KPa

Los mismos que dependen de los límites de presión así como del tipo de motor que se dispone sean este atmosférico o turbo alimentado

En este caso el ideal es de 0 – 255 KPa. (Figura 238)

Esta detección de señal es muy importante ya que con ella se consigue la modificación del tiempo de encendido y la duración de inyección.

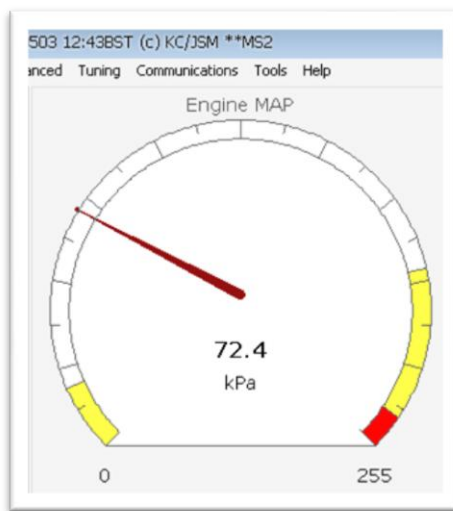
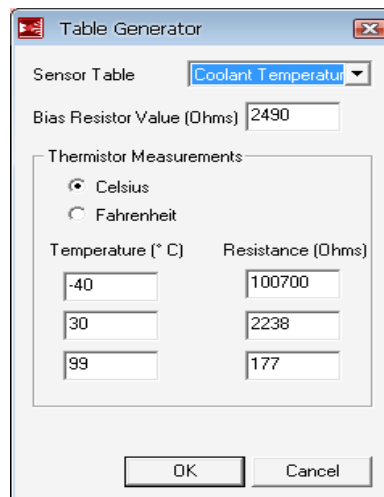


Figura 238. Calibración del sensor MAP.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.3.3 Calibración del sensor de temperatura del refrigerante

Se ingresa los valores de resistencia y temperatura en grados centígrados.



Temperature (° C)	Resistance (Ohms)
-40	100700
30	2238
99	177

Figura 239. Puesta a punto del sensor ECT.

Fuente: Software MegaSquirt.

Estos valores de resistencia son tomados al someter a temperatura el sensor, siendo estos datos importantes debido a que con ellos se consigue un enriquecimiento ideal para el arranque en frío del motor, de lo contrario los factores de corrección de la mezcla aire-combustible serán erróneos.

4.3.4 Calibración del sensor de temperatura del aire

Esta programación es similar a la del sensor ECT, con la única diferencia que el sensor IAT no está en contacto con temperaturas altas. (Figura 240)

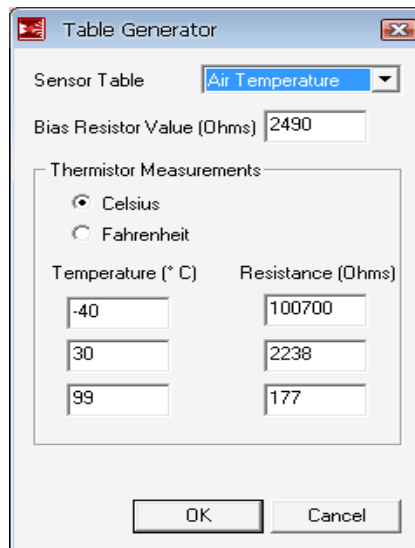


Figura 240. Calibración del sensor de temperatura del aire.

Fuente: Los Autores.

Los valores de este sensor son importantes debido a que con ellos se corrige el avance al encendido de encendido.

4.3.5 Plataforma de ajuste del sistema de encendido

En esta tabla representada en dos dimensiones el eje de las **X** representa las revoluciones del motor y el eje de las **Y** representa el porcentaje de carga del motor. (Figura 241)

Esta es una de las opciones que sirve para modificar el avance al encendido, siendo los parámetros iniciales con el motor apagado antes de encender el motor.

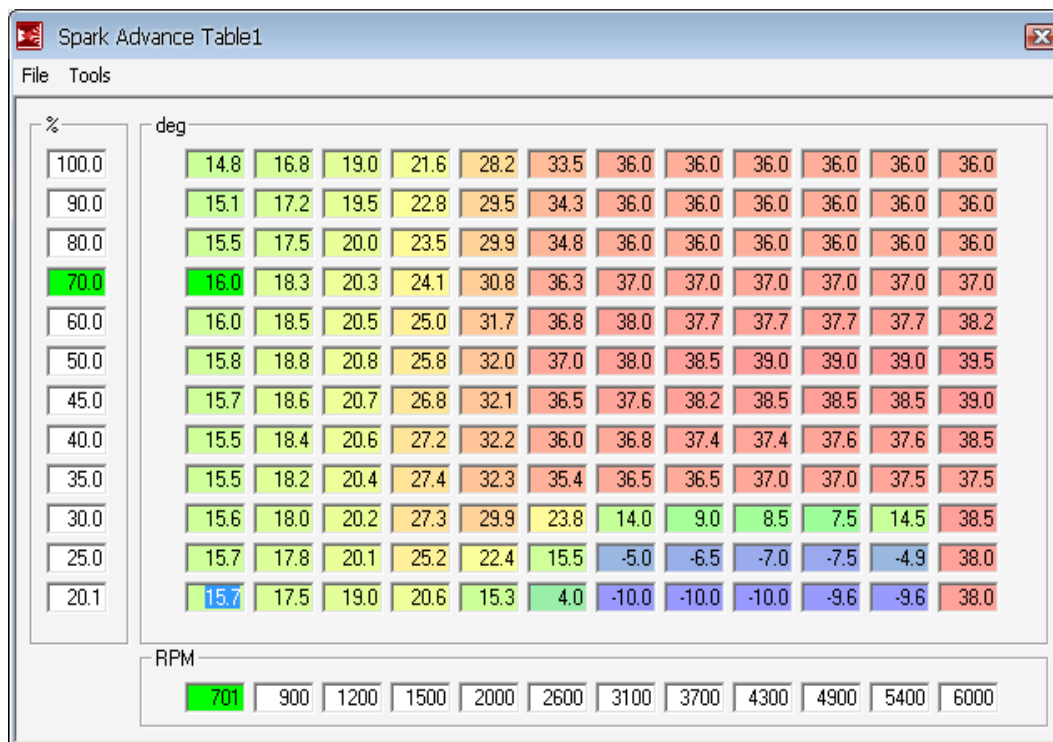


Figura 241. Tabla de ajustes iniciales del avance al encendido.

Fuente: Los Autores.

La ECU MegaSquirt permite realizar modificaciones con el motor encendido por medio de un mapa de encendido llamado cartografía de ignición lo cual es representado en tres dimensiones en tiempo real. (Figura 242)

En varias pruebas realizadas por la modificación del encendido se ha tomado como referencia un valor de 17.5 grados de avance de encendido debido a que si el valor es mayor el motor pierde potencia produciendo detonación en el motor, con el avance de encendido menor el motor requiere bujías de otro grado térmico debido a que el motor tiende a calentarse por la deficiencia de combustión.

Con la cartografía no existen valores fijos motivo por el cual, los ajustes se realizan de acuerdo al estado del motor teniendo una calibración eficiente de acuerdo a los parámetros de funcionamiento del mismo.

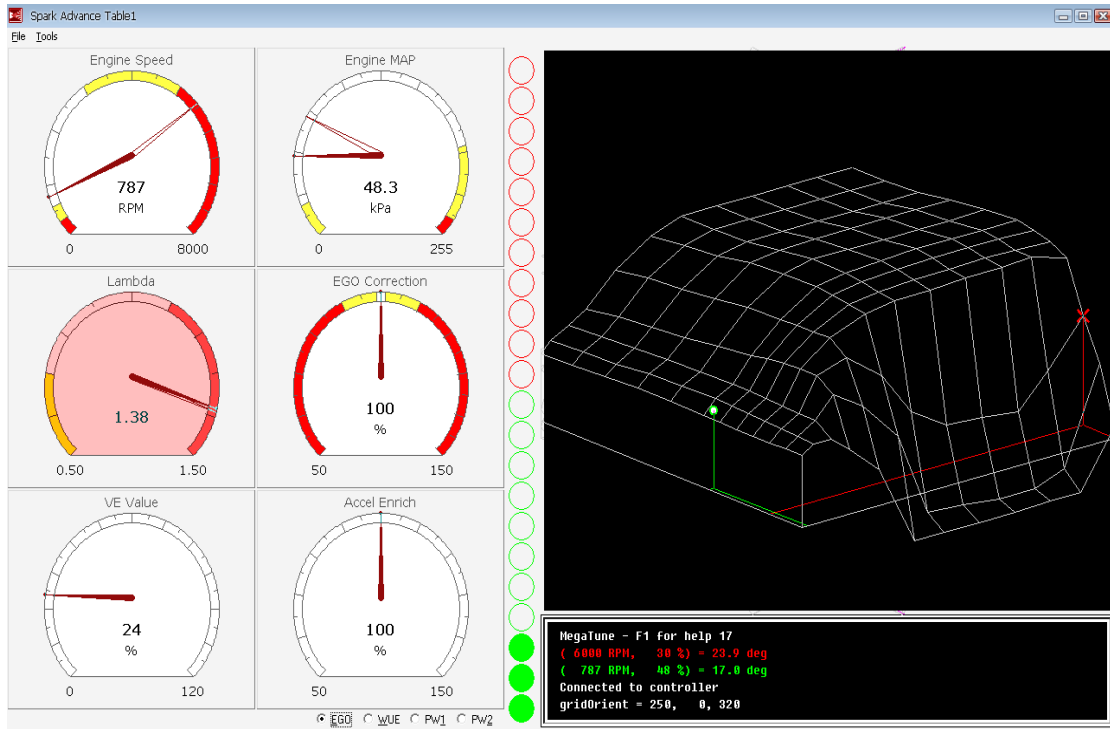


Figura 242. Cartografía de ajuste en tiempo real.

Fuente: Software MegaSquirt.

Los picos descendentes que se muestran en la figura 242 representan un retraso excesivo del encendido, aportando en un auto de rally a un barrido rápido de los gases de escape, produciéndose falsas explosiones disminuyendo la contrapresión en el sistema de escape.

4.3.6 Ajustes de enriquecimiento en función de la temperatura

Esta opción permite incrementar una pequeña cantidad de combustible al motor para mejorar el arranque en frío, hasta que el motor llega a su temperatura de trabajo normal con un factor de enriquecimiento del 100%. (Figura 243)

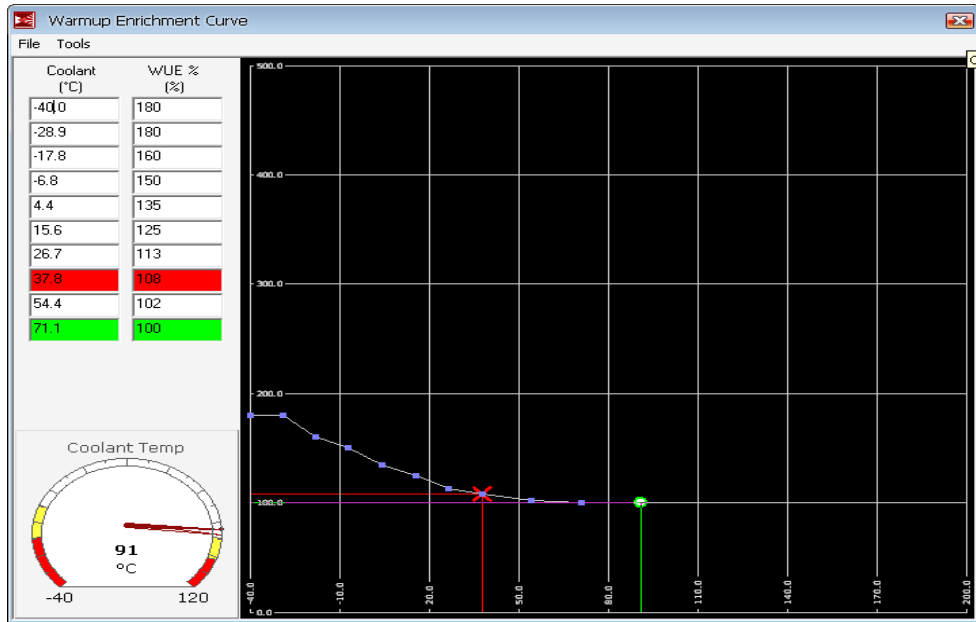


Figura 243. Ajustes de combustible para el arranque en frío.

Fuente: Software MegaSquirt.

4.3.7 Ajustes de enriquecimiento por eficiencia volumétrica

La tabla de eficiencia volumétrica nos sirve para dar valores iniciales para encender el motor. (Figura 244)

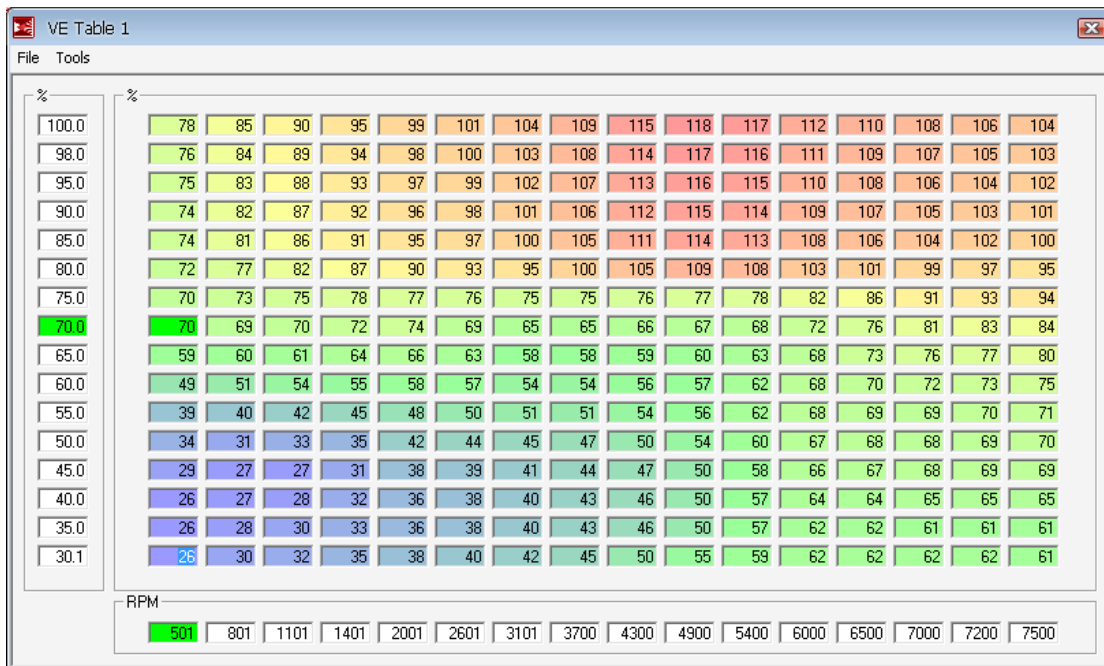


Figura 244. Ajustes iniciales de enriquecimiento de combustible con motor apagado.

Fuente: Los Autores.

Con la cartografía de la eficiencia volumétrica podemos configurar el ciclo de trabajo de la lambda con respecto a las revoluciones del motor. (Figura 245)

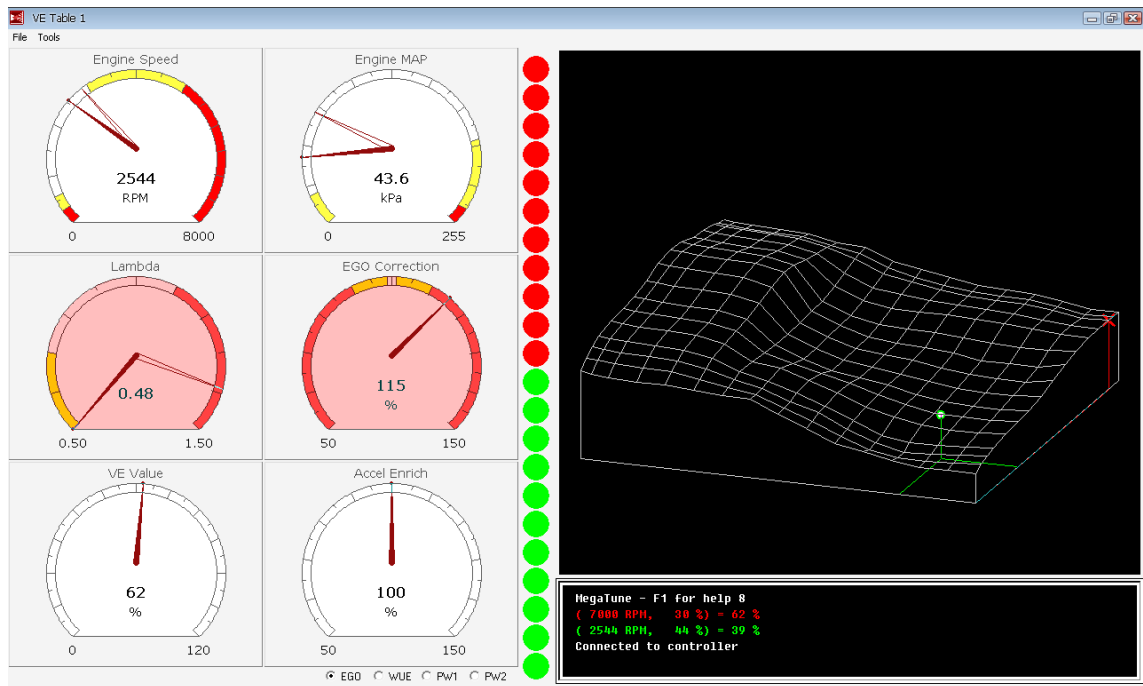


Figura 245. Ajustes de enriquecimiento de combustible en tiempo real con motor encendido.

Fuente: Los Autores.

En este punto de la programación con el motor ya en marcha, se incrementa o disminuye el porcentaje de la eficiencia volumétrica según la carga del motor tomando como referencia el voltaje del sensor de oxígeno para mantenerlo como mezcla ideal, generando un voltaje en el sensor de 0,72 voltios, estos datos de programación son exitosos cuando se realiza una prueba en carretera.

4.3.8 Enriquecimiento en la aceleración

Para conseguir aceleraciones eficientes es necesario incrementar el pulso de inyección durante la aceleración esto lo conseguimos con la lectura del sensor TPS en función del tiempo y la velocidad de accionamiento de las mariposas de aceleración con un incremento máximo de 10 ms en el pulso de inyección . (Figura 246)

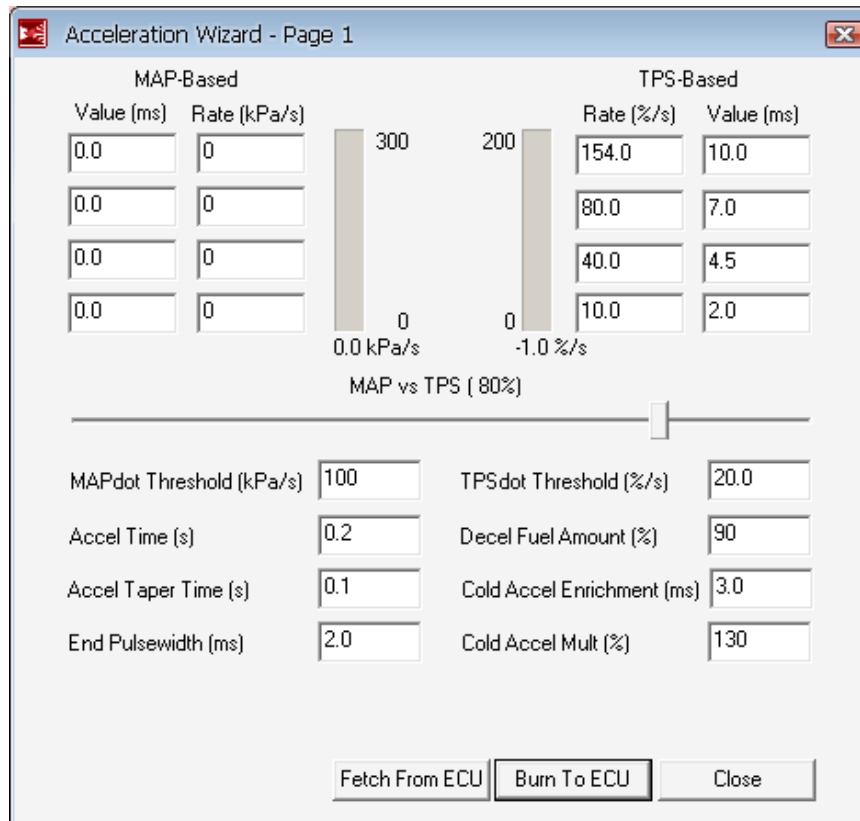


Figura 246. Incremento del ancho de pulso con referencia del TPS.

Fuente: Los Autores.

CAPÍTULO V

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS Y MODIFICACIONES

5.1 Comparación estadística

Mediante la tabulación de datos se muestra los resultados obtenidos del trabajo de la tesis práctica, teniendo los siguientes análisis.

5.1.1 Prueba de consumo de combustible de un motor en serie

Para realizar la prueba de consumo de combustible en el motor estándar antes de la modificación se procede a desconectar la manguera que comunica la entrada de combustible desde el depósito a la bomba mecánica ubicada en la parte posterior izquierda del motor, instalando en su reemplazo una manguera que ira ubicada a través del habitáculo llegando hasta la ventana del auto, donde disponemos de un recipiente de 500cc de donde la bomba mecánica va a succionar el combustible pudiendo determinar el consumo real de combustible del motor. (Figura 247)



Figura 247. Recipiente de 500cc.

Fuente: Los Autores.

Se procede a realizar un recorrido de 4,4Km de distancia en la vía Guano-San Andrés y viceversa, para confirmar los resultados, arrojando los siguientes resultados. (Figura 248)

0,45 Litros en 4,4Km a 60Km/h
 0,46 Litros en 4,4Km a 75Km/h
 0,47 Litros en 4,4Km a 90Km/h

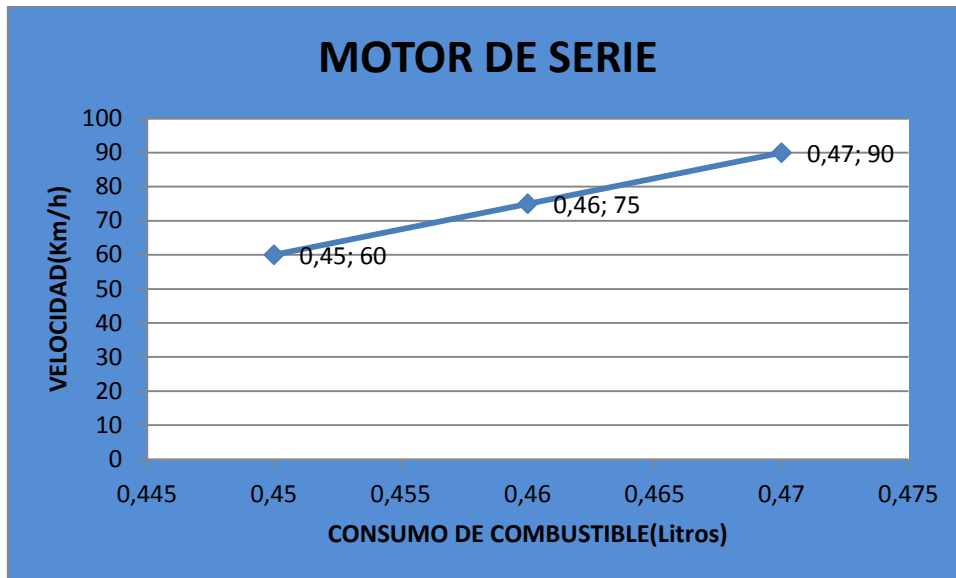


Figura 248. Grafica de resultados de consumo de combustible a diferentes velocidades.

Fuente: Los Autores.

Aquí las medidas son las mismas tanto de ascenso como descenso debido a que dispone de un carburador.

✓ **Distancia recorrida por galón.**

Datos:

1 Galón = 3,785 Litros

0,46 Litros en 4,4Km

$$\frac{\text{Distancia}}{\text{Consumo}} = \frac{4,4\text{Km}}{0,46\text{Litros}} \times \frac{3,785\text{Litros}}{1 \text{ Galón}} = \frac{4,4 \times 3,785}{0,46} = 36,2 \frac{\text{Km}}{\text{Galón}}$$

Consecuentemente al resultado promedio se obtuvieron los siguientes resultados: (Figura 249)

- 0,92 Litros – 8,80 Km
- 1,38 Litros – 13,2 Km
- 1,84 Litros – 17,6 Km
- 2,30 Litros – 22,0 Km
- 2,76 Litros – 26,4 Km
- 3,22 Litros – 30,8 Km
- 3,68 Litros – 35,2 Km

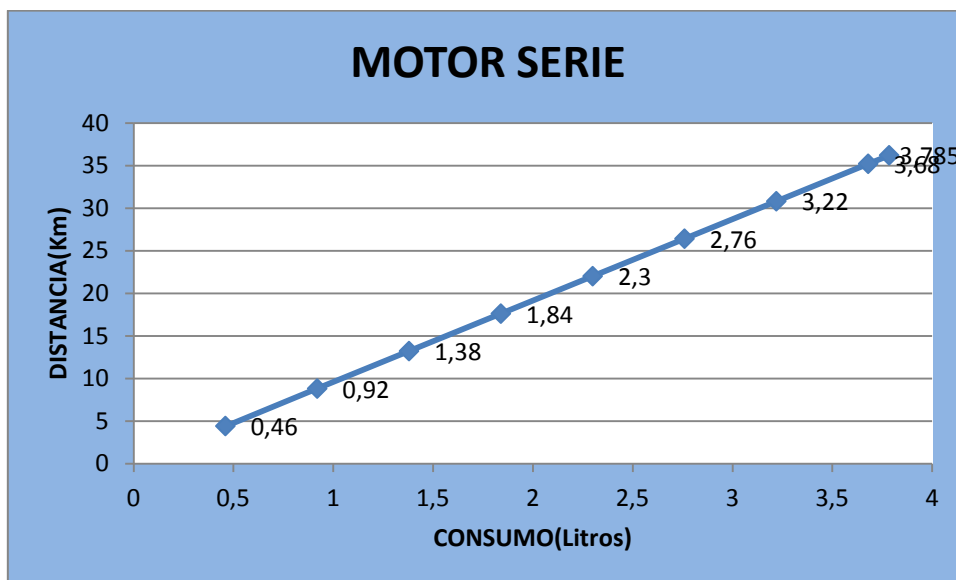


Figura 249. Grafica de resultados de Consumo vs Distancia.

Fuente: Los Autores.

El consumo de combustible se encuentra dentro de los parámetros ideales, pudiendo decir que el motor está calibrado eficientemente al darnos 36 Km de recorrido por galón.

5.1.2 Pruebas de consumo de combustible de un motor modificado

Para esta prueba se procedió a llenar el depósito de combustible con gasolina Súper ubicado en la cabina del auto cuyas medidas son:

Ancho: 420mm
Largo: 420mm
Altura: 230mm

Con lo cual se llena de combustible a una altura de 196mm. (Figura 250)

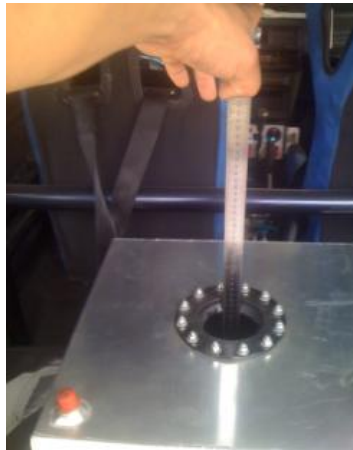


Figura 250. Regleta de medición.

Fuente: Los Autores.

Por lo cual tenemos el siguiente volumen:

$$V =$$

$$l \times a \times h$$

(40)

$$V = 42 \times 42 \times 19,6$$

$$V = 34,5744 \text{ cm}^3$$

$$V = 34,5744 \text{ cm}^3 \left[\frac{1 \text{ galon}}{3,785 \text{ cm}^3} \right]$$

$$V = 9,13 \text{ galones.}$$

Se procedió a realizar un recorrido comprendido de 4.4 Km de distancia en la vía Guano a San Andrés y de San Andrés a Guano, para confirmar resultados de consumo, arrojando de la prueba los siguientes resultados:

194mm en 4.4 Km a 60 Km/h. (Descenso) = 2mm de consumo.

188mm en 4.4 Km a 60 Km/h. (Ascenso) = 6mm de consumo.

185mm en 4.4 Km a 90 Km/h. (Descenso) = 3mm de consumo.

177mm en 4.4 Km a 90 Km/h. (Ascenso) = 8mm de consumo.

173mm en 4.4 Km a 120 Km/h. (Descenso) = 4mm de consumo.

164mm en 4.4 Km a 120 Km/h. (Ascenso) = 9mm de consumo.

5.1.2.1 Prueba de consumo de combustible en descenso.- Se requiere conocer el consumo de combustible en descenso debido a que la inyección electrónica deja de aportar combustible cuando el acelerador se encuentra con 0 % de apertura, motivo por el cual el consumo de combustible en el mismo trayecto no será igual al ascender así como al descender.

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,02$$

$$V_M = 35,28 \text{cm}^3$$

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,03$$

$$V_M = 52,92 \text{cm}^3$$

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,04$$

$$V_M = 70,56 \text{cm}^3$$

Por lo tanto el consumo de combustible es el siguiente: (Figura 251)

0,3528 Litros en 4.4 Km a 60 Km/h. (Descenso)

0,5292 Litros en 4.4 Km a 90 Km/h. (Descenso)

0,7056 Litros en 4.4 Km a 120 Km/h. (Descenso)

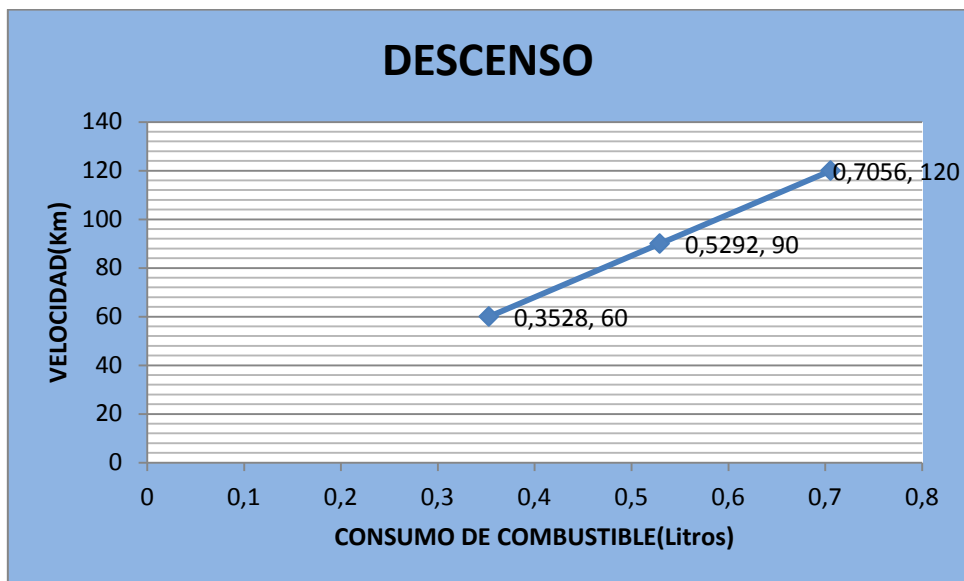


Figura 251. Grafica de consumo de combustible en descenso.

Fuente: Los Autores.

✓ **Distancia recorrida por galón.**

Datos:

1 Galón = 3,785 Litros.

0,5292 Litros en 4,4Km

$$\frac{\text{Distancia}}{\text{Consumo}} = \frac{4,4\text{Km}}{0,5292\text{Litros}} \times \frac{3,785\text{Litros}}{1 \text{ Galón}} = \frac{4,4 \times 3,785}{0,5292} = 31,47 \frac{\text{Km}}{\text{Galón}}$$

Consecuentemente al resultado promedio se obtuvieron los siguientes resultados: (Figura 252)

1,0584 Litros – 8,800 Km

1,5876 Litros – 13,20 Km

2,1168 Litros – 17,60 Km

2,6460 Litros – 22,00 Km

3,1752 Litros – 26,40 Km

3,7850 Litros – 31,47 Km

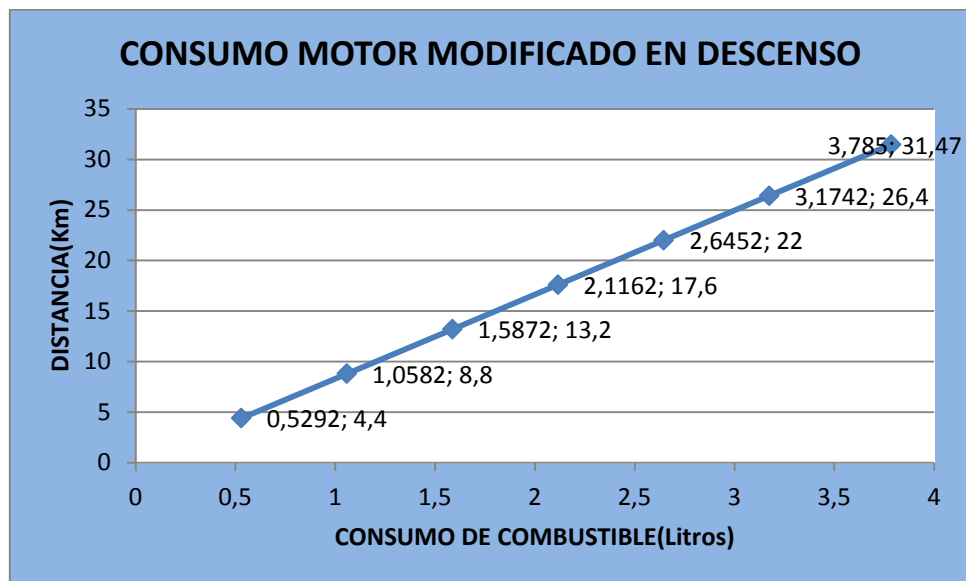


Figura 252. Grafica de Consumo vs Distancia.

Fuente: Los Autores.

El consumo de combustible se incremento pese a que las medidas la tomamos en descenso, dándonos una idea del incremento de potencia que tiene el motor.

5.1.2.2 Pruebas de consumo de combustible en ascenso.- Para determinar el consumo de combustible en ascenso se procede a calcular con los datos obtenidos:

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,06$$

$$V_M = 105,84 \text{ cm}^3$$

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,08$$

$$V_M = 141,12 \text{ cm}^3$$

$$V_M = l \times a \times h$$

$$V_M = 42 \times 42 \times 0,09$$

$$V_M = 158,76 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto el consumo de combustible es el siguiente: (Figura 253)

1,412 Litros en 4.4 Km a 60 Km/h. (Ascenso)

1,0584 Litros en 4.4 Km a 90 Km/h. (Ascenso)

1,0984 en 4.4 Km a 120 Km/h. (Ascenso)

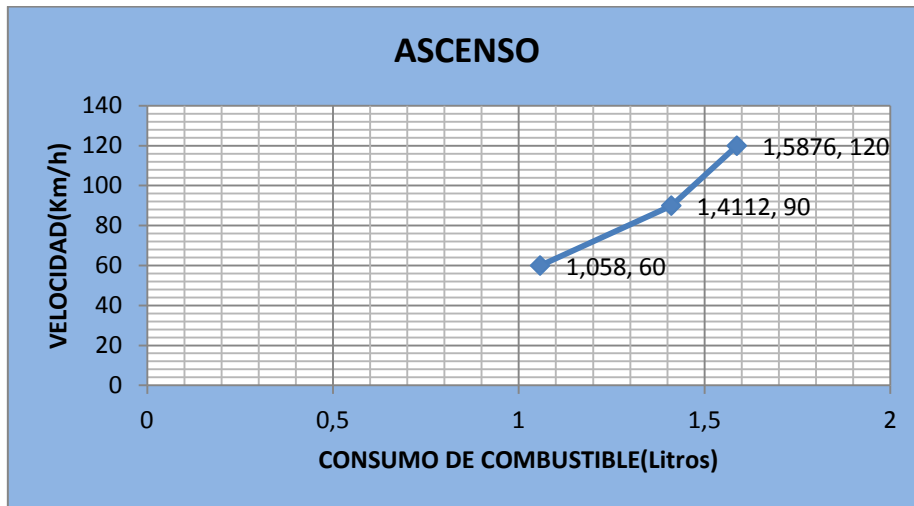


Figura 253. Grafica de consumo de combustible en ascenso.

Fuente: Los Autores.

Linealizando. (Figura 254)

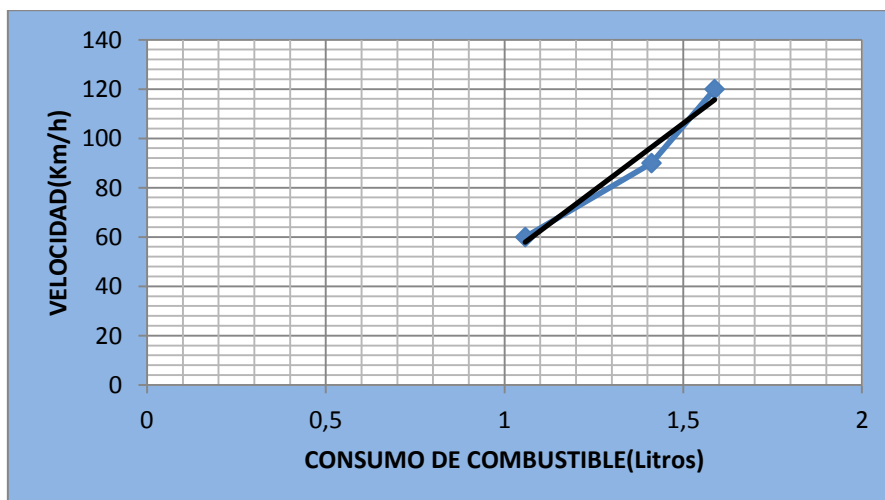


Figura 254. Grafica linealizada del consumo de combustible en ascenso.

Fuente: Los Autores.

✓ **Distancia recorrida por galón.**

Datos:

1 Galón = 3,785 Litros

1,3228 Litros en 4,4 Km

$$\frac{\text{Distancia}}{\text{Consumo}} = \frac{4,4\text{Km}}{1,3228\text{Litros}} \times \frac{3,785\text{Litros}}{1 \text{ Galón}} = \frac{4,4 \times 3,785}{1,3228} = 12,59 \frac{\text{Km}}{\text{Galón}}$$

Consecuentemente al resultado promedio se obtuvieron los siguientes resultados: (Figura 255)

2,6456 Litros – 8,80 Km

3,785 Litros – 12,59 Km

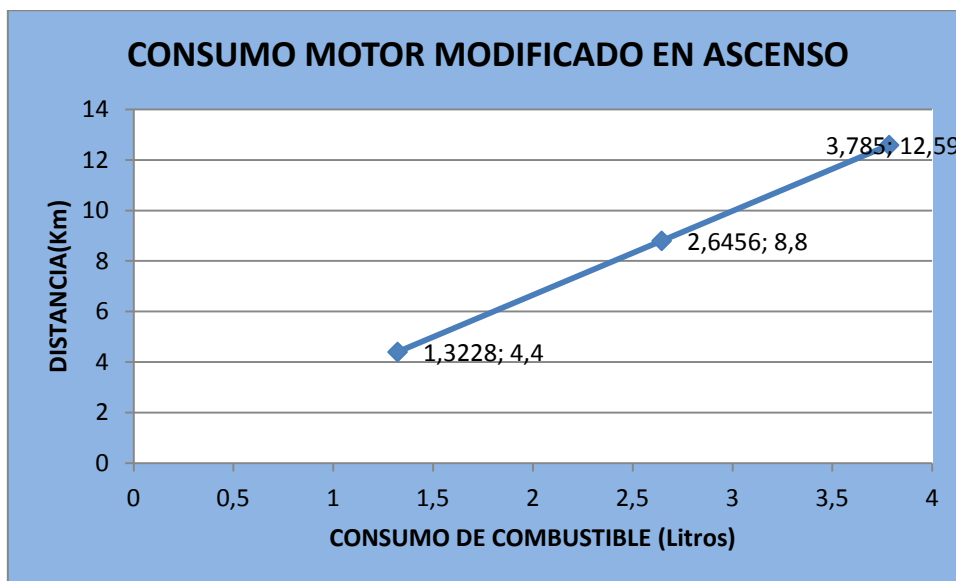


Figura 255. Grafica de Consumo vs Distancia.

Fuente: Los Autores.

Estos datos nos ayudan para conocer la cantidad de combustible que requerimos en cada carrera sea esta trepada de montaña. Pero para un tramo mixto será necesario saber el consumo promedio para poder tener en cuenta la cantidad de combustible de abasto.

Datos:

Consumo en descenso en 4,4Km = 0,5292 Litros

Consumo en ascenso en 4,4Km = 1,3228 Litros.

$$\frac{\text{Consumo en descenso} + \text{Consumo en ascenso}}{2} = \frac{0,5292 + 1,3228}{2} = 0,926 \text{ Litros}$$

$$\frac{\text{Distancia}}{\text{Consumo}} = \frac{4,4\text{Km}}{0,926\text{Litros}} \times \frac{3,785\text{Litros}}{1 \text{ Galón}} = \frac{4,4 \times 3,785}{0,926} = 17,98 \frac{\text{Km}}{\text{Galón}}$$

Consecuentemente al resultado promedio se obtuvieron los siguientes resultados: (Figura 256)

1,852 Litros – 8,800 Km

2,778 Litros – 13,20 Km

3,785 Litros – 17,98 Km

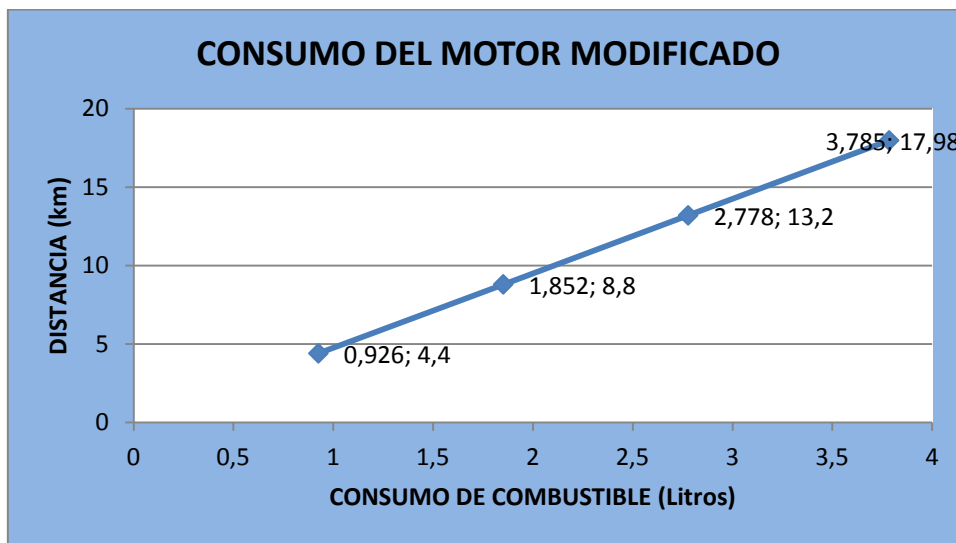


Figura 256. Grafica de consumo vs distancia del auto de rally.

Fuente: Los Autores.

El consumo de combustible se elevo, debido al mayor requerimiento de mezcla aire-combustible que motor necesita para su funcionamiento con una relación estequiométrica ideal.

5.1.2.3 Comparación del consumo de combustible del motor de Serie-Modificado.- La comparación del consumo de combustible del motor estándar con relación al motor modificado es importante para darnos una idea del incremento del rendimiento del motor que tenemos actualmente. (Figura 257)

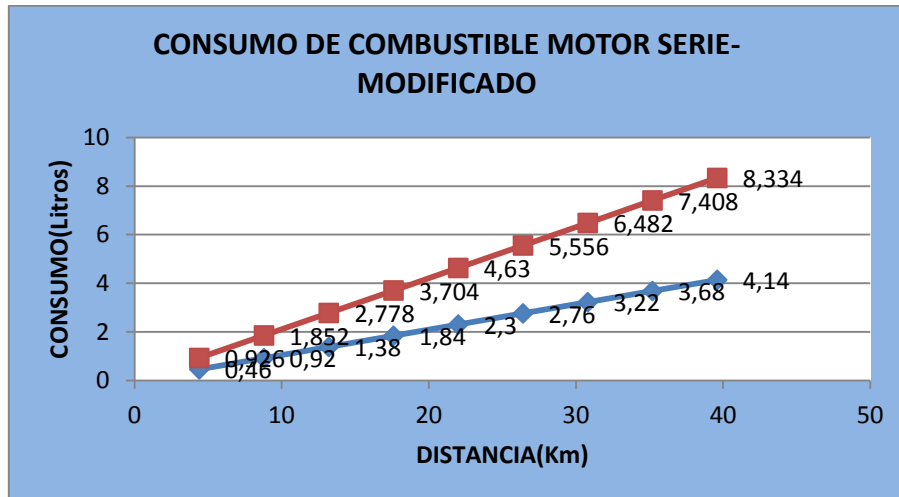


Figura 257. Grafica de Consumo vs Distancia del motor de serie vs modificado.

Fuente: Los Autores.

5.1.3 Prueba de potencia

Para la prueba de potencia de un motor de combustión interna se requiere un dinamómetro, al no disponer con el mismo en la ESPOCH, se optó por hacer una prueba alternativa que es la de aceleración.

Para esto se requiere condiciones como las siguientes:

- Un tramo de carretera en línea recta de 400m aproximadamente.
- Condiciones climáticas lo más normales posibles.
- Neumáticos en buen estado.
- Contar con una clase de combustible, en este caso gasolina súper.

En esta prueba se tomó tiempos en segundos que tarda el vehículo en acelerarse de 0 a 100 Km/h, obteniendo los siguientes resultados, con el motor a plena carga:

5.1.3.1 Motor serie.

Primer tiempo: 13,12 segundos.

Segundo tiempo: 14,23 segundos.

Tercer tiempo: 14,00 segundos.

Cuarto tiempo: 13,60 segundos.

$$\text{Tiempo Promedio} = \frac{13,12 + 14,23 + 14,00 + 13,60}{4}$$

Tiempo Promedio = 13,74 (Que tarda en alzar de 0 a 100 Km/h).

Calculo de distintos tiempos de aceleración: (Figura 258)

Datos:

En 13,74 segundos se alcanza los 100 Km/h

$$\frac{75 \text{ Km/h} \times 13,74 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 10,3 \text{ seg.}$$

$$\frac{60 \text{ Km/h} \times 13,74 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 8,24 \text{ seg.}$$

$$\frac{45 \text{ Km/h} \times 13,74 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 6,18 \text{ seg.}$$

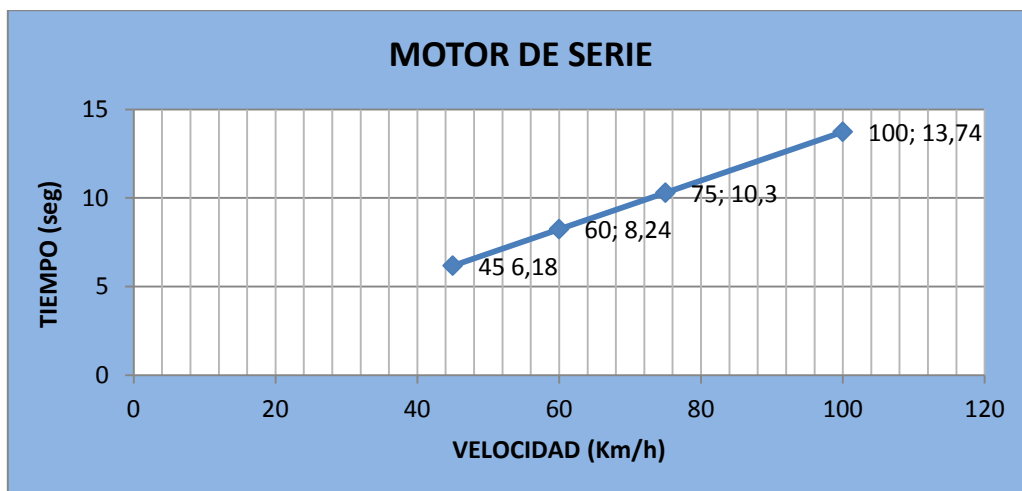


Figura 258. Grafica de Velocidad vs Tiempo del motor estándar.

Fuente: Los Autores.

5.1.3.2 Motor modificado.

Primer tiempo: 10,1 segundos.

Segundo tiempo: 10,5 segundos.

Tercer tiempo: 10,3 segundos.

Cuarto tiempo: 10,5 segundos.

$$\text{Tiempo Promedio} = \frac{10,1 + 10,5 + 10,3 + 10,5}{4}$$

Tiempo Promedio = 10,35 (Que tarda en alzar de 0 a 100 Km/h).

Calculo de distintos tiempos de aceleración: (Figura 259)

Datos:

En 10,35 segundos se alcanza los 100 Km/h

$$\frac{75 \text{ Km/h} \times 10,35 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 7,76 \text{ seg.}$$

$$\frac{60 \text{ Km/h} \times 10,35 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 6,21 \text{ seg.}$$

$$\frac{45 \text{ Km/h} \times 10,35 \text{ seg}}{100 \text{ Km/h}} = 4,66 \text{ seg.}$$

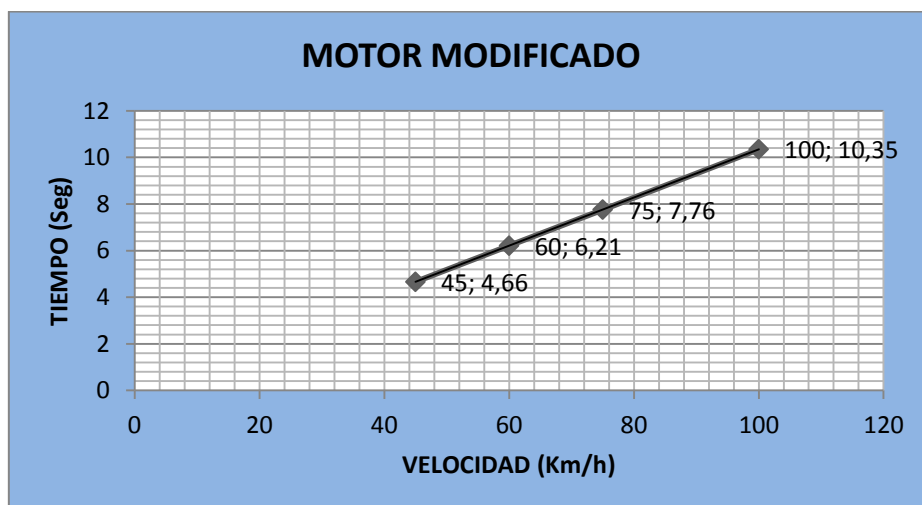


Figura 259. Grafica de Velocidad vs Tiempo del motor modificado.

Fuente: Los Autores.

5.1.3.3 Comparación de resultados motor Serie-Modificado.- Estos resultados son de suma importancia para evaluar el trabajo realizado. (Figura 260)

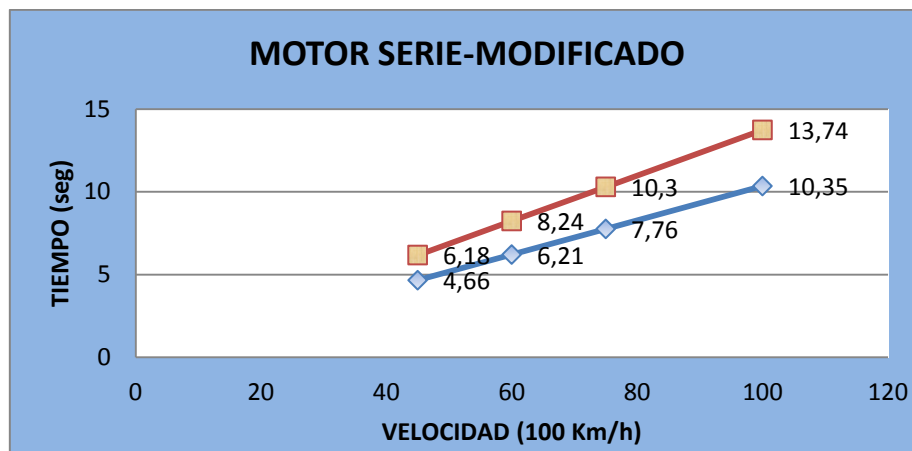


Figura 260. Grafica de Velocidad vs Tiempo del motor Serie vs Modificado.

Fuente: Los Autores.

En la grafica claramente se puede apreciar el desempeño del motor modificado reduciendo un tiempo de 3,4 segundos de aceleración, pese a que la velocidad final es de 180 km/h.

5.2 Resultados y mejoras.

5.2.1 **Resultados**

- El consumo de combustible se incremento, debido a que la potencia del auto fue incrementada por ende sus requerimientos de aire-combustible son mayores.
- Se obtuvo un incremento indiscutible de revoluciones del motor, producto de un arduo trabajo en las partes mecánicas del motor así como de una dedicada programación de la ECU MegaSquirt, manteniendo una relación estequiométrica de 14,7:1 de la mezcla aire-combustible, teniendo un régimen de giro de máximo rendimiento arriba de las 4000 rpm hasta el corte de las misma a las 8000 rpm.
- Se incremento la velocidad final del auto, motivo por el cual es indispensable mejorar el sistema de frenado.

5.2.2 Mejoras

- Se implementa otro tipo de heder debido a que el anterior retenía mucho calor averiando el sensor de oxígeno, y creando un contra flujo hacia los ductos de escape que era perjudicial para el motor.
- Se tuvo que mejorar los ductos de vacío para el servo freno debido a que el vacío generado en cada ducto de admisión no era suficiente para obtener un buen frenado.
- El recuperador de aceite no tiene capacidad suficiente de retención, motivo por el cual se implementa un sistema de recirculación hacia la bomba de aceite.
- Para el calado de las barras de levas se tuvo que implementar poleas regulables.
- Reducción de diámetro de la polea de la bomba de agua para incrementar el caudal de agua.
- Reducción de la polea del alternador con la finalidad de obtener un mejor rendimiento eléctrico debido a la sensibilidad de los sensores implementados en el motor.
- Implementación del cromado en los distintos componentes de transferencia de calor para disipar el mismo.
- Blindaje del cableado de sensores y actuadores para evitar el filtrado de corrientes parasitas.

5.3 Análisis de Costos.

5.3.1 Costos directos.

Materiales.

Descripción	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Subtotal
PISTONES		4	\$ 150	\$ 600
RINES		1	\$ 200	\$ 200
COJINETES DE BANCADA		1	\$ 22	\$ 22
COJINETES DE BIELA		1	\$ 22	\$ 22
COJINETES AXIALES		2	\$ 7,50	\$ 15
BOMBA DE ACEITE		1	\$ 70	\$ 70
BOMBA DE AGUA		1	\$ 70	\$ 70
CARTER		1	\$ 300	\$ 300
VOLANTE DE INERCIA		1	\$ 150	\$ 150
KIT DEL EMBRAGUE		1	\$ 350	\$ 350
JUEGO DE EMPAQUES		1	\$ 150	\$ 150
PROPULSORES		16	\$ 16	\$ 256
BARRAS DE LEVAS		2	\$ 600	\$ 1.200
RESORTES DE VALVULAS		16	\$ 17,50	\$ 280
RADIADOR DEL REFRIGERANTE		1	\$ 300	\$ 300
RECUPERADOR DE ACEITE		1	\$ 120	\$ 120
RADIADOR DE ACEITE		1	\$ 300	\$ 300
CUERPO DE ACELERACION		4	\$ 125	\$ 500
PERNOS			\$ 100	\$ 100
CABLES DE BUJIAS		1	\$ 30	\$ 30
BUJIAS		4	\$ 15	\$ 60
CORREA DE DISTRIBUCION		1	\$ 35	\$ 35
RODAMIENTOS DE LA DISTRIBUCION		2	\$ 22,50	\$ 55
POLEA AUXILIAR		1	\$ 8	\$ 8
CORREA AUXILIAR		1	\$ 5	\$ 5
CABLE DEL ACELERADOR		1	\$ 5	\$ 5
JUNTA FLEXIBLE DEL ESCAPE		1	\$ 40	\$ 40
ECU (MEGASQUIRT)		1	\$ 1.200	\$ 1.200

SENSOR DE LA POSICION DEL CIGÜEÑAL		1	\$ 20	\$ 20
SENSOR DE OXIGENO		1	\$ 70	\$ 70
SENSOR DE TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE		1	\$ 12	\$ 12
SENSOR DE TEMPERATURA DEL AIRE		1	\$ 12	\$ 12
SENSOR DE POSICION DE LA MARIPOSA		1	\$ 40	\$ 40
INYECTORES		4	\$ 50	\$ 200
DEPOSITO DE COMBUSTIBLE		1	\$ 600	\$ 600
REGULADOR DE PRESION DE COMBUSTIBLE		1	\$ 200	\$ 200
RIEL DE INYECTORES		1	\$ 100	\$ 100
BOMBA DE COMBUSTIBLE		1	\$ 120	\$ 120
BOBINA DE ENCENDIDO		1	\$ 40	\$ 40
MONITOR		1	\$ 250	\$ 250
INTERCOMUNICADORES		1	\$ 300	\$ 300
CARGADOR DE BATERIA DE LAPTO		1	\$ 80	\$ 80
RELOJ DE FACTOR LAMBDA		1	\$ 35	\$ 35
TACOMETRO		1	\$ 120	\$ 120
TERMO SWITCH		1	\$ 30	\$ 30
BATERIA		1	\$ 120	\$ 120
COMPONENTES ELECTRICOS			\$ 200	\$ 200
SWITCH MASTER		1	\$ 30	\$ 30
SWITCH DE MANDO		6	\$ 6	\$ 36
CAÑERIAS Y ACOPLES	Metros	4	\$ 37,50	\$ 150
TUBO FLEXIBLE PLASTICO	Metros	2	\$ 4	\$ 4
TUBO GALVANIZADO		2	\$ 30	\$ 30
REFRIGERANTE		2	\$ 12	\$ 24
ACEITE			\$ 38	\$ 38
FILTRO DE ACEITE			\$ 3	\$ 3
PEGAS Y FLUIDO PARA ENSAMBLE			\$ 40	\$ 40
COSTO TOTAL				\$ 9.347

Maquinas y Herramientas.

Descripción	Horas-Equipo	Costo/Hora	Subtotal
LAPTOP	340	0	0
BANCO PARA PRUEBA DE INYECTORES	3	0	0
HERRAMIENTAS DE TALLER	400	0	0
COSTO TOTAL			\$ 0

Mano de obra.

Descripción	Horas-Hombre	Salario Real/Hora	Subtotal
MECÁNICO	200	\$ 0	\$ 0
AYUDANTE DE MECÁNICA	50	\$ 0	\$ 0
SOLDADOR	15	\$ 0	\$ 0
AYUDANTE DE SOLDADURA	5	\$ 0	\$ 0
COSTO TOTAL			\$ 0

Los valores de mano de obra tienen valores en cero, debido a que todos los trabajos fueron realizados por los autores de la tesis.

Transporte.

Descripción	Horas	Costos	Subtotal
TRANSPORTE	20	\$ 110	\$ 110
COSTO TOTAL			\$ 110

5.3.2 Costos indirectos

Costo ingenieril (0%)

Utilidad (0%)

CAPÍTULO VI

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES

6.1 Conclusiones

- Una vez realizado los trabajos de trucaje en el motor, es necesario tener conocimiento del funcionamiento y estructura de cada elemento a trucarse, antes de poder aplicar una fórmula y modificarlos teniendo un criterio profesional al momento de tomar decisiones para ejecutar dichos trabajos.
- La adaptación del sistema de inyección electrónica es factible para todo tipo de auto, permitiendo aprovechar el máximo rendimiento del motor, al modificar los parámetros de trabajo, siendo necesario realizar una instalación efectiva de los sensores y actuadores que necesite la ECU MegaSquirt, con su respectivo diagrama electrónico de ensamble del arnés. Siendo didáctico e invitando a aprender el funcionamiento y estructura de cada sensor y actuador que requiere el sistema.
- El rendimiento térmico del motor se incremento por ende su temperatura, contando con un trabajo eficiente de los circuitos auxiliares de refrigeración.
- La telemetría unidireccional visualizada en un monitor a bordo del auto de rally, es de gran ayuda para poner a punto la calibración de la inyección electrónica, así como del avance al encendido aportado de una manera importante a conseguir un rendimiento eficiente del motor.
- Al evaluar resultados de consumo y potencia, sus valores se ven incrementados debido a la preparación mecánica y electrónica que se realizo en el motor, teniendo un incremento de potencia del 64% y un incremento en el consumo de combustible del 50,3%, reduciendo el consumo de combustible con la inyección electrónica debido a que se esperaba un incremento de consumo de combustible similar al porcentaje de incremento de la potencia del motor.

- Los costos de preparación de un motor dependen de una manera importante del tipo de piloto que va a estar al mando del auto y del presupuesto que se disponga, siendo nuestro motor uno de los más completos en lo que a trucaje se refiere, contando con repuestos que se encuentran fácilmente en el mercado.

6.2 Recomendaciones

- Se recomienda realizar todas las comprobaciones previas al ensamble del motor, manteniendo lo más limpio posible los componentes del mismo. Ajustando al par de apriete adecuado de cada perno.
- Seguir las instrucciones del diagrama electrónico de la MegaSquirt para la implementación del arnés electrónico, siendo necesario calcular el valor de sus fusibles si necesita realizar operaciones extras como circuitos auxiliares.
- Realizar el análisis matemático de cada sensor para poder ingresar datos exactos de las características de cada uno de ellos pudiendo realizar una calibración eficiente de la electrónica de la MegaSquirt.
- Tener en cuenta el tipo de rueda fónica que disponemos para sincronizar las señales de giro.
- Realizar varias pruebas a bordo, calibrando la electrónica con las cartografías ajustables del avance al encendido y pulso de inyección.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] H. Kindler. Matemática aplicada al automóvil, Octava Edición. Editorial GTZ. Alemania, p. 109.
- [2] Miguel de Castro Vicente. Trucaje de motores de 4 tiempos, Quinta Edición, Editorial CEAC, España, p. 145
- [3] Stefano Gillieri. Preparación de Motores de serie para Competición, Ediciones CEAC, España, p. 73
- [4] www.moresa.com
- [5] Stefano Gillieri. Preparación de Motores de serie para Competición, Ediciones CEAC, España, p. 101
- [6] Manual de taller serie CHD,p. 58
- [7] www.champions.com
- [8] www.carttek.com.mx

BIBLIOGRAFÍA

OROZCO, José Luis. Diagnostico y Servicio de Inyección Electrónica. México: Digital Comunicación, 2006.

SANTANDER, Jesús Rueda. Manual de Técnico de Fuel Injection. 3ra.ed. España: Diseli, 2006.

CASTRO, Miguel. Manual del Automóvil. España: Grupo Editorial Ceac, 2002.

VIÑAS, Salvador. Circuitos Eléctricos del Automóvil. España: Limusa, 2006.

KINDLER, H. Matemática aplicada para la técnica del automóvil. España: Barcelona, 2000.

CASTRO, Miguel. Trucaje de motores de 4 tiempos. España: Ediciones Ceac, 2006

GILLIERI, Stefano. Preparación de motores de serie para competición. Ediciones Ceac, 1998.

LINKOGRAFÍA

Unidad de control electrónico programable MegaSquirt.

www.megasquirt.com

2010-07-08

Elementos del motor.

www.catalogodepiezas.com

www.fm-ecat.com

<http://www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/novedades/moresa.html>

<http://ebookbrowse.com/msb-vorspann-en-web-pdf-d133799467>

2010-08-24

Manual del Mazda Miata 325.

www.todomecanica.com

2010-09-04

Telemetría

www.taringa.net/posts/autos-motos/12633458/Formula-1-La-Telemetria-y-Sensores.html

www.galeon.com/hamd/pdf/scada.pdf

2010-09-24

Principios de lubricación y refrigeración.

[http://www.gulf.es/es/esgulf.nsf/V\\$SWI/938CBA1818082C12C1256F4E004F86A8](http://www.gulf.es/es/esgulf.nsf/V$SWI/938CBA1818082C12C1256F4E004F86A8)

2010-10-18

Bujías.

<http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Varios/Cat%C3%A1logo-de-bujias-NGK/>

<http://www.orma.com.mx/docs/productos/catalogos/Champion/Bujias-Champion.html>

2010-10-29

Cables de bujías.

<http://www.bosch.com.mx/content/language1/html/7784.htm>

www.carttek.com.mx

http://www.mayasa.com.mx/docs/productos/catalogos/cartek/cables_bujias/

2010-10-29

Bomba de combustible.

www.en.wikipedia.org/wiki/Fuel_pump

2010-11-04

Característica de inyectores.

www.en.wikipedia.org/wiki/Fuel_injection

2010-12-14

Principio de funcionamiento de la inyección electrónica.

www.mecanicavirtual.org/inyecci-gasoli-intro

2011-01-06

ANEXOS

ANEXO 1

ANEXO 1

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Item.			Motor.	
Deflexión de la correa de mando (mm/98 N (10kgf))	Generador.	Nuevo	B6	Bp
		Usado	5,5-7,0 (0,22-0,27)	
		Limite	6,0-7,5 (0,24-0,29)	
	P/S, A/C	Nuevo	8,0 (0,31)	
		Usado	8,0-9,0 (0,32-0,35)	
	P/S+A/C	Limite	9,0-10,0 (0,36-0,39)	
Tensión de la correa de mando (N (kgf))	Generador.	Nuevo	491-795 (50-76)	
		Usado	491-706 (50-72)	
		Limite	343 (35)	
	P/S, A/C	Nuevo	491-588 (50-60)	
		Usado	422-490 (43-50)	
	P/S+A/C	Limite	245 (25)	
Luz de válvulas [Motor frio] (mm)	IN		0,17-0,23 (0,20±0,03)	0,18-0,24 (0,21±0,03)
	EX		0,27-0,33 (0,30±0,03)	0,28-0,34 (0,31±0,03)
Presión de compresión (kPa ($\frac{Kgf}{cm^2}$))	Estándar		1.461 (14,9) [300rpm]	1.442 (14,7) [300rpm]
	Mínimo		1.020 (10,4)	1,010 (10,3)
	Diferencia máxima entre cilindros		196 (2,0)	
Distancia de empuje del sello de aceite delantero (desde el borde del cuerpo de la bomba de aceite) (mm)			0,5-1,0	
Distancia de empuje del sello de aceite trasero (desde el borde de la cubierta trasera) (mm)			0-0,5	
Fuerza de presión a la altura del resorte de la válvula H (N(Kgf))	IN	B6 H: 40,0 BP H: 39,5	174-196 (17,67-20,00)	173-195 (17,6-19,9)
	EX	B6 H: 40,0 BP H: 39,5	174-196 (17,67-20,00)	173-195 (17,6-19,9)
Resorte de la válvula descentrada (mm)	IN		1,63	
	EX		1,63	
Largo de la válvula (mm)	IN	Estándar	105,12-105,72	101,71-102,31
		Mínimo	104,92	101,61
	EX	Estándar	105,12-105,72	101,71-102,31
		Mínimo	104,92	101,61
Altura del lóbulo del árbol de levas (mm)	IN	Estándar	40,514	44,800
		Mínimo	40,314	44,600
	EX	Estándar	41,307	44,900
		Mínimo	41,107	44,700

ANEXO 2

ANEXO 2

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Bomba de aceite		
Separación de punta de diente de rotor interno al rotor externo (mm)	Estándar	0,02-0,18
	Mínimo	0,22
Separación de cuerpo de rotor externo (mm)	Estándar	0,09-0,176
	Mínimo	0,20

ANEXO 3

ANEXO 3

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Item	Motor	
	B6	BP
Presión de apertura de la válvula de la tapa del radiador (kPa(Kgf/cm^2))	94-122 (0,95-1,25)	
Corriente del motor del ventilador de refrigeración (A)	Menos de 6,49	

ANEXO 4

ANEXO 4

SISTEMAS DE COMBUSTIBLE Y DE CONTROL DE EMISIONES.

Item		Motor	
		B6	BP
AFINACION DEL MOTOR			
Velocidad de marcha en vacio (rpm)		750-850 (800±50)	
Distribución de encendido (BTDC ⁰ /rpm)		9-11/750-850 (10±1/800±50)	
Velocidad de marcha en vacio acelerada (rpm)	E/L ON	750-850 (800±50)	
	A/C ON	950-1050 (1000±50)	
	P/S	750-850 (800±50)	
Mezcla de marcha en vacio	Concentración de HC	De acuerdo con las reglamentaciones	
	Concentración de CO	De acuerdo con las reglamentaciones.	
SISTEMA DE COMBUSTIBLE			
Presión de retención de línea de combustible (kPa (Kgf/cm ²))		Más de 340 (3,5)	
Presión máxima de bomba de combustible (kPa (Kgf/cm ²))		450-630 (4,5-6,5)	
Inyector de combustible	Perdida (gota/2 minuto)	Más de 1	
	Volumen (ml(cc))	47-59 (47-59)	56-70 (56-70)
	Resistencia Ω ([20 ⁰ C])	12-16	
Presión de línea de combustible (kPa (Kgf/cm ²))	Vacio de la válvula solenoide PRC en ON.	210-250 (2,1-2,6)	
	Vacio de la válvula solenoide PRC en OFF	270-310 (2,7-3,2)	

ANEXO 5

ANEXO 5

SISTEMA ELÉCTRICO

Item				Motor		
				B6	BP	
Generador	Resistencia del rotor (entre anillos de deslizamiento) (Ω) [20°C]			2,67		
	Largo de cepillo	Estándar (mm)		22		
		Mínimo (mm)		6		
	Fuerza de resorte de cepillo	Estándar (N (Kgf))		3,43 (0,35)		
		Mínimo (N (Kgf))		1,03 (0,105)		
	Tensión estándar (V)	Interruptor de encendido en ON	Terminal	B	B+	
				P	Menos de 1	
				D	Aprox. 0	
	Marcha en vacío (20°C)		Terminal	B	13-15	
				P	Aprox. 3-8	
D				*		
Corriente generada (referencia) (A)	Velocidad del motor (rpm)	1000	Corriente del terminal B	Aprox. 0-60 (no debe ser 0)		
		2000	Corriente del terminal B	Aprox. 0-68 (no debe ser 0)		
Bobina de encendido	Resistencia (20° C)	Bobina secundaria (K Ω)		8,24-12,36		
		Resistencia de aislación de la caja (M Ω)		10		
Bujía de encendido	Tipo		NGK		BKR5E-11, BKR6E-11	
			DENSO		K16PR-U11, K20PR-U11	
			CHAMPION		RC10YC4, RC8YC4	
	Luz de bujía (mm)			1,0-1,1		
	Resistencia (K Ω)		NGK		3,0-7,5	
			DENSO			
			CHAMPION		5-15	
Par de apriete (N.m (Kgf.m))			15-22 (1,5-2,3)			
Cable de alta tensión	Resistencia (K Ω /m) [20° C]		Cable No 1	4-10	4-11	
			Cable No 2	3-8	3-8	
			Cable No 3	2-6	2-6	
			Cable No 4	2-5	1-5	
Motor de arranque	Diámetro del conmutador	Estándar (mm)		29,4		
		Mínimo (mm)		28,8		
	Largo de cepillo	Estándar (mm)		12,3		
		Mínimo (mm)		7,0		
	Fuerza de resorte de cepillo	Estándar (mm)		15,05-20,35 (1,534- 2,076)		
		Mínimo (mm)		5,9 (0,60)		
	Separación del piñón (mm)			0,5-2,0		
	Prueba sin carga	Tensión (V)		11		
Corriente (A)		Menos de 90				

