

Universidad Internacional del Ecuador

Facultad de Ingeniería Automotriz

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de ingeniero
automotriz**

**Control electrónico de variación de fase en el árbol de levas para
un cabezote de un motor corsa.**

Víctor Marcelo García Guerrero

Ingeniero Juan Fernando Iñiguez

Quito, abril 2014

Certificación

Yo, VICTOR MARCELO GARCIA GUERRERO, declaro bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedo mis derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, reglamento y leyes.



Firma del o los graduandos

Yo, JUAN FERNANDO IÑIGUEZ, certifico que conozco al autor del presente trabajo siendo él responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.



Firma del Director de la Tesis

Agradecimiento

Primero quiero agradecer a Dios por siempre guiarme en el camino de bien y por darme el valor y las fuerzas suficientes para siempre estar de pie.

Agradezco a mi madre quien siempre supo llenarme de su infinito amor para que jamás desmayara en las situaciones difíciles.

Agradezco a mi padre ya que gracias a su confianza y a su apoyo he logrado culminar todas mis metas.

Agradezco a mi hermana quien siempre supo darme las fuerzas necesarias para afrontar todos los retos que se han presentado a lo largo de mi vida

Agradezco en especial a Dora María Ernestina Palma Sola, mi abuelita paterna, quien siempre con su ternura, comprensión, valores, consejos y sobre todo su amor supo guiarme en el camino de bien y gracias a ella soy quien soy.

Agradezco a mis mejores amigos, Paco, Esteban, Marcelo quienes han estado en todo momento y apoyaron con su experiencia en este proyecto.

Agradezco al Ingeniero Juan Fernando Iñiguez ya que gracias a su tiempo, apoyo, paciencia y sabiduría he logrado culminar este proyecto.

Por último agradezco a todas las personas que formaron parte de mi vida universitaria ya que gracias a su apoyo, compañía y enseñanza he logrado ser un profesional, mil gracias profesores, compañeros y amigos.!

Dedicatoria

El siguiente proyecto lo dedico a Dios y a mi familia, quienes han sido un pilar en mi vida, ya que gracias a ellos y a su infinito apoyo y amor he logrado culminar una de las etapas más importantes y difíciles de mí vida.

Índice de Contenido

Capítulo 1	1
1.0 Introducción.....	1
1.1 Importancia.....	4
1.2 Unidades principales del motor	5
1.2.1 Masa y peso	5
1.2.2 Fuerza.....	5
1.2.3 Potencia.....	6
1.2.3.1 Potencia fiscal	11
1.2.3.2 Potencia indicada	12
1.2.3.3 Potencia efectiva	14
1.2.3.4 Potencia absoluta.....	15
1.2.4 Par motor	16
1.2.5 Presión.....	16
1.2.6 Densidad.....	16
1.2.7 Revoluciones	17
1.2.8 Rendimiento volumétrico	17
1.2.9 Poder calorífico	19
1.2.9.1 Poder calorífico por litro.....	19
1.2.10 Rendimiento útil	20
1.2.11 Consumo	21
1.2.11.1 Consumo de combustible en carretera.....	21
1.2.11.2 Consumo de combustible según DIN 70 030-2	22
1.2.11.3 Consumo específico	22
1.3 Que es el árbol de levas.....	23

1.4	Cuál es la función del árbol de levas	24
1.4.1	Material y fabricación	25
1.4.2	Perfil de levas	25
1.5	Tipos de árboles de levas.....	29
1.5.1	Disposición OHV (Over Head Valve)	29
1.5.2	Disposición OHC (Over Head Camshaft).....	30
1.5.3	Cuadro comparativo.....	31
1.6	Sistemas de accionamiento del árbol de levas.....	31
1.6.1	Accionamiento por correa dentada	32
1.6.2	Accionamiento por cadena	32
1.6.3	Accionamiento por ruedas dentadas.....	33
1.6.4	Cuadro comparativo.....	34
1.7	Distribución multiválvulas	35
1.7.1	Dos válvulas por cilindro	35
1.7.2	Tres válvulas por cilindro	36
1.7.3	Cuatro válvulas por cilindro.....	36
1.7.4	Cinco válvulas por cilindro	37
1.7.5	Cuadro comparativo.....	38
1.8	Sistemas de accionamiento de válvulas.....	38
1.8.1	Accionamiento directo mediante taques	39
1.8.2	Accionamiento mediante balancín	39
1.8.3	Mando desmodronico	40
1.8.4	Cuadro comparativo.....	41
1.9	Diagrama de la distribución	41
1.10	Distribución variable	44

1.10.1 Sincronización de Válvulas	45
1.10.2 Cruce de Válvulas.....	45
1.10.3 Convertidores de fase.....	47
1.11 Tipos de distribución variable	49
1.11.1 Sistema VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung)	49
1.11.2 Vario Cam.....	51
1.11.3 Sistema Valvetronic	54
1.11.4 Sistema Vario Cam Plus	56
1.11.5 Sistema VVT (Variable Valve Timing).....	58
1.11.5.1 Funcionamiento.....	59
1.11.6 Sistema Vtec Honda (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System).....	62
1.11.7 Sistema VVTI-i (Variable Valve Timing & lift – intelligent).....	65
1.11.8 Cuadro comparativo.....	67
Capítulo 2.....	68
2.1 Sistema electrónico	68
2.2 Descripción del sistema de control electrónico.....	68
2.2.1 Sistemas de control	68
2.2.1.1 Control de ciclo abierto.....	70
2.2.1.2 Control de ciclo cerrado.....	71
2.3 Microprocesadores y microcomputadores.....	71
2.3.1 Elementos de un Microcomputador	72
2.3.1.1 Microprocesador.....	72
2.3.1.2 Unidades de entrada y salida	73
2.3.1.3 Memoria	73

2.3.1.4 Sistemas Bus	74
2.3.1.5 Generador de pulsos	75
2.3.1.6 Circuitos lógicos	75
2.4 Interruptores	75
2.4.1 Seleccionador	75
2.4.2 Interruptores	76
2.4.3 Interruptores automáticos	76
2.5 Motor a pasos.....	76
2.5.1 Motor a pasos de reluctancia variable	77
2.5.2 Motor a pasos de imán permanente	78
2.6 Modelos de displays.....	80
2.6.1 LCD TN.....	80
2.6.2 LCD STN y DSTN.....	80
2.6.3 LCD AM	81
2.6.4 HUD.....	82
2.7 Actuadores	82
2.7.1 Actuadores electromecánicos.....	83
2.7.2 Actuadores hidráulico - mecánicos	84
2.8 Funcionamiento del control electrónico de árbol de levas	84
2.9 Descripción y características del vehículo.....	86
2.10 Ángulos de las levas estándar versus sistema de control electrónico	87
2.11 En donde se puede implementar.....	91
2.12 Qué objetivo tiene este control electrónico.....	91
2.13 Características	91
2.14 Objetivo	92

Capítulo 3.....	93
3.1 Clasificación de metales y aleaciones.....	93
3.1.1 Acero.....	93
3.1.2 Hierro.....	95
3.1.3 Aluminio.....	96
3.1.4 Cobre.....	98
3.1.5 Latón.....	98
3.1.6 Bronce.....	98
3.1.7 Zinc.....	99
3.1.8 Magnesio.....	99
3.1.9 Titanio.....	99
3.1.10 Niquel.....	100
3.2 Materiales.....	100
3.2.1 Propiedades de los materiales.....	101
3.2.1.1 Resistencia a la tensión y a la cedencia.....	101
3.2.1.2 Resistencia a la compresión.....	103
3.2.1.3 Rigidez.....	103
3.2.1.4 Ductilidad.....	104
3.2.1.5 Relación de Poisson.....	105
3.2.1.6 Resistencia a la flexión y módulo de flexión.....	105
3.2.1.7 Dureza.....	106
3.2.1.8 Tenacidad y energía de impacto.....	107
3.2.1.9 Resistencia a la fatiga o bajo cargas repetidas.....	107
3.2.1.10 Fluencia.....	108
3.2.1.11 Densidad.....	108

3.2.1.12 Coeficiente de dilatación térmica.....	108
3.3 Selección de material	109
3.4 Propiedades del acero.....	110
3.5 Cálculo de estructura y tornillos	129
3.5.1 Resistencia a la rotura y límite elástico de pernos	129
3.5.2 Distancia a extremo frontal y borde lateral.....	132
3.5.3 Separaciones entre agujeros (uniones múltiples)	133
3.5.4 Comprobación a corte.....	135
3.5.5 Resistencia a aplastamiento	137
3.5.6 Comprobación a tracción	139
3.6 Cálculos y dimensionamiento de polea variable.....	141
3.6.1 Tensión a la tracción de polea	148
3.6.2 Fuerza tangencial y fuerza radial de polea variable.....	152
3.7 Calculo de motores.....	153
3.8 Diseño esquemático	157
3.8.1 Diseño esquemático de la estructura y polea variable.....	157
3.8.2 Diseño electrónico	167
3.9 Instrumentos.....	171
3.10 Programación control electrónico	173
3.11 Selección de equipos	175
3.12 Ensamblaje.....	176
3.12.1 Ensamblaje de polea variable.....	177
3.12.2 Ensamblaje de estructura.	178
3.12.3 Ensamblaje del control electrónico	184
3.13 Presupuesto	186

Capítulo 4	187
4.1 Pruebas	187
4.2 Manual de usuario	188
4.3 Manual de instalación	189
4.4 Resultados	199
4.4.1 Resultados de emisiones de gases	199
4.4.2 Resultados de consumo de combustible	200
4.4.3 Resultados de potencia	202
4.5 Conclusiones	204
4.6 Recomendaciones	204
Bibliografía	205
Anexos	207

Índice de Figuras

Capítulo 1

Figura 1.1 Diagrama de ángulos de árbol de levas estándar	3
Figura 1.2 Diagrama de ángulos de árbol de levas modificado.....	3
Figura 1.3 Árbol de levas.....	24
Figura 1.4 Perfil de levas.....	26
Figura 1.5 Diagrama de distribución AAA.....	42
Figura 1.6 Diagrama de distribución RCA	42
Figura 1.7 Diagrama de distribución AAE.....	43
Figura 1.8 Diagrama de distribución RCE	43
Figura 1.9 Cruce de válvulas.....	46
Figura 1.10 Sistema vanos.....	50
Figura 1.11 Sistema variocam.....	52
Figura 1.12 Funcionamiento sistema variocam	53
Figura 1.13 Activación del sistema variocam	54
Figura 1.14 Activación del sistema valvetronic.....	54
Figura 1.15 Sistema valvetronic	56
Figura 1.16 Activación sistema variocamplus.....	57
Figura 1.17 Sistema VVT	59
Figura 1.18 Partes del sistema VVT	60
Figura 1.19 Avance del sistema VVT	61
Figura 1.20 Retardo del sistema VVT	61
Figura 1.21 Retención del sistema VVT	62
Figura 1.22 Sistema VTEC.....	63

Figura 1.23 Funcionamiento VTEC	64
Figura 1.24 Funcionamiento vvt-i en bajas y medias	66
Figura 1.25 Funcionamiento vvt-i en altas.....	66

Capítulo 2

Figura 2.1 Diagrama de motor a pasos de reluctancia variable	78
Figura 2.2 Diagrama de motor a pasos de imán permanente	79
Figura 2.3 Curvas de adelanto y retraso de levas.....	91

Capítulo 3

Figura 3.1 Curva esfuerzo deformación para un acero	102
Figura 3.2 Curva limite de proporcionalidad para aceros	102
Figura 3.3 Modulo de elasticidad de diferentes metales	104
Figura 3.4 Conversiones de dureza y relaciones con resistencia.....	105
Figura 3.5 Esfuerzo contra deformación para nylon	109
Figura 3.6 Diagrama de Tensión – Deformacion.....	112
Figura 3 7 Diagrama de tenacidad a fractura	122
Figura 3.8 Orificios de polea original	142
Figura 3.9 Orificios Unión de polea	142
Figura 3.10 Grafico para Cálculos de dientes	145
Figura 3.11 Diseño de polea original.....	158
Figura 3.12 Diseño unión de polea.....	159
Figura 3.13 Diseño polea variable.....	160
Figura 3.14 Diseño de U de estructura delantero.....	161
Figura 3.15 Diseño de U de estructura posterior.....	161

Figura 3.16 Diseño de guía de estructura	162
Figura 3.17 Diseño de bases superiores de estructura	162
Figura 3.18 Diseño de estructura base de chasis	163
Figura 3.19 Diseño de base de motor a pasos.....	163
Figura 3.20 Diseño de base de motor DC	164
Figura 3.21 Diseño perno sin fin.....	164
Figura 3.22 Diseño motor a pasos y guía.....	165
Figura 3.23 Diseño motor DC.....	165
Figura 3.24 Diseño motor DC con copa 17mm	166
Figura 3.25 Diseño estructura completa.....	166
Figura 3.26 Diagrama inicial de corriente	167
Figura 3.27 Diagrama Arduino	167
Figura 3.28 Diagrama LCD.....	168
Figura 3.29 Diagrama Leds	168
Figura 3.30 Diagrama Motor pasos	169
Figura 3.31 Diagrama de motores DC.....	170
Figura 3.32 Diagrama de Motor DC A y motor B.....	170
Figura 3.33 Programa Arduino	174
Figura 3.34 Driver programación Arduino.....	174
Figura 3.35 Datasheet motor a pasos	175
Figura 3.36 Datasheet Motor DC.....	176
Figura 3.37 Partes de la polea variable	177
Figura 3.38 Ensamblaje polea variable	178
Figura 3.39 Ensamblaje polea variable	178
Figura 3.40 kit de instalación estructura	179

Figura 3.41 Ensamblaje de guías con U	180
Figura 3.42 Ensamblaje de estructura a base de chasis	180
Figura 3.43 Ensamblaje de la estructura	181
Figura 3.44 Ensamblaje de motores DC con dado y perno	181
Figura 3.45 Ensamblaje de motor DC con dado y base.	182
Figura 3.46 Ensamblaje de motor a pasos con leva.....	182
Figura 3.47 Instalación de motor a pasos en estructura.....	183
Figura 3.48 Instalación de motor DC y dado con estructura.....	183
Figura 3.49 Instalación de motor DC y perno sin fin con estructura	184
Figura 3.50 Partes del sistema electrónico.....	184
Figura 3.51 Instalación del sistema electrónico	185
Figura 3.52 Sistema electrónico	185

Capítulo 4

Figura 4.1 Kit de instalación filtro de aire.....	189
Figura 4.2 Instalación tubo con sensor.....	190
Figura 4.3 Instalación tubo con manguera flexible	191
Figura 4.4 Instalación de tubo con manguera flexible	191
Figura 4.5 Instalación de acople para filtro de aire	191
Figura 4.6 Instalación de tubo con filtro de aire	192
Figura 4.7 Instalación de filtro de aire en el vehículo	192
Figura 4.8 Instalación y fijación de filtro de aire.....	193
Figura 4.9 Instalación y conexión de sensor de masa de aire.....	193
Figura 4.10 Instalación y conexión de mangueras de filtro de aire.....	193
Figura 4.11 Apertura para ingreso de filtro de aire	194

Figura 4.12 Instalación de base para estructura	194
Figura 4.13 Instalación de polea variable.....	195
Figura 4.14 Instalación de estructura en el vehículo	195
Figura 4.15 Instalación y ajuste de pernos de la estructura en el vehículo	196
Figura 4.16 Instalación de pernos en la base posterior a la polea variable.....	196
Figura 4.17 Instalación de pernos en el chasis del vehículo	196
Figura 4.18 Instalación de la estructura en el vehículo	197
Figura 4.19 Instalación sistema electrónica en la cabina	197
Figura 4.20 Instalación del cableado dentro y fuera de la cabina.....	197
Figura 4.21 Instalación de botones y caja de sistema electrónico.....	198
Figura 4.22 Instalación del cableado en motores DC y a pasos dentro del motor	198
Figura 4.23 Resultados de potencia con vehículo estándar	202
Figura 4.24 Resultados de potencia con vehículo modificado la fase del árbol de levas	203

Índice de Tablas

Capítulo 1

Tabla 1.1 Cuadro comparativo tipos de árbol de levas	31
Tabla 1.2 Cuadro Comparativo sistemas de accionamiento	34
Tabla 1.3 Cuadro comparativo de distribución de válvulas	38
Tabla 1.4 Cuadro comparativo de accionamiento de válvulas	41
Tabla 1.5 Cuadro comparativo de tipos de distribución variable	67

Capítulo 2

Tabla 2.1 Características del vehículo	86
--	----

Capítulo 3

Tabla 3.1 Tabla de aleaciones, porcentajes y usos.....	96
Tabla 3.2 Tabla de comparación de escalas de dureza con resistencia a la tensión	107
Tabla 3.3 Características del acero 1018.....	110
Tabla 3.4 Aceros no aleados laminados en caliente.....	113
Tabla 3.5 Aceros soldables de grano fino, en la condición de normalizado.....	114
Tabla 3.6 Aceros soldables de grano fino, laminados termomecánicamente.....	114
Tabla 3.7 Aceros con resistencia mejorada a la corrosión atmosférica.....	115
Tabla 3.8 Aceros de alto límite elástico, en la condición de templado y revenido	116
Tabla 3.9 Modulo de Young	117
Tabla 3.10 Modulo de elasticidad.....	119
Tabla 3.11 Grado de Resilencia.....	121

Tabla 3.12 Características mecánicas del acero	124
Tabla 3.13 Porcentaje de estricción	127
Tabla 3.14 Propiedades mecánicas de aceros estructurales según norma americana.....	128
Tabla 3.15 Composición química de aceros estructurales según norma americana	129
Tabla 3.16 Resistencia a la tracción y límite elástico de pernos	130
Tabla 3.17 Par de apriete de pernos 8.8 hexagonales	131
Tabla 3.18 Par de apriete de pernos 12.9 hexagonales.....	131
Tabla 3.19 Tabla de separación entre centros de agujeros	141
Tabla 3.20 Tabla de módulos normalizados	145
Tabla 3.21 Especificaciones motor DC.....	169
Tabla 3.22 Tabla de presupuesto de gastos.....	186

Capítulo 4

Tabla 4.1 Resultados de análisis de gases, vehículo estándar	199
Tabla 4.2 Resultado de análisis de gases, vehículo modificado	199
Tabla 4.3 Consumo de combustible	201

Control electrónico de variación de fase en el árbol de levas para un cabezote de un motor corsa

La siguiente investigación se realizó en la ciudad de Quito en el transcurso del año 2013, el mismo que se basa en un control electrónico variador de fase del árbol de levas similar a los otros sistemas que se encuentran disponibles en el mercado como Vtec, VVTI, VANOS, entre otros. El propósito principal es variar la fase del árbol de levas para obtener un mejor consumo de combustible con emisiones de gases menores, con la facilidad de realizar el cambio cuando sea necesario y solo presionando un botón.

Una vez analizados los ángulos ideales para realizar este cambio, tenemos las bases necesarias para realizar el diseño estructural, mecánico y electrónico además de los materiales que deben utilizarse, costos y características de los mismos.

Este sistema ha ahorrado un 20% en consumo de combustible y ha aumentado en un 6% la potencia del mismo respetando los estándares de las emisiones de gases, lo que permite un gran desarrollo del sistema gracias a un costo medio bajo el mismo que se incluye en el presupuesto de costos. Cabe mencionar que se ha realizado un manual en el cual se encontrara como realizar la debida instalación además de los mantenimientos y revisiones periódicas que el mismo necesita.

Electronic control of phase variation in the camshaft for a corsa engine

The following research was conducted in the city of Quito in the year 2013. It is based on a electronic control that varies the phase of the camshaft similar to other systems that are available in the market as VTEC , VVTI, VANOS , among others. The main purpose is to vary the phase of the camshaft for better fuel economy consumption and lower emissions of gases, with the ease of making changes where necessary pressing a single button.

Having analyzed the ideal angles to make this change, we have to make the necessary structural, mechanical and electronic design in addition to materials to be used, costs and features of the same bases.

This system has saved 20% in fuel consumption and increased 6% the horsepower following standard gas emissions, allowing a large system development through a medium cost that is included in budget costs. It is noteworthy that there has been a manual which is made to perform the proper installation as well as maintenance and periodic reviews that it requires.

Capítulo 1

1.0 Introducción

En la presente investigación vamos a realizar el diseño, construcción e implementación de un control electrónico dentro del habitáculo que permite la variación de fase en el árbol de levas para un cabezote de un motor corsa razón por la cual debemos tomar en cuenta

- a. Diseñar teórica y estructuralmente el sistema de control electrónico de variación de fase en el árbol de levas.
- b. Implementar este nuevo sistema realizando los debidos cálculos teóricos del caso.
- c. Crear manuales de funcionamiento montaje y mantenimiento del sistema para correcta utilización
- d. Obtener el punto ideal de variación del árbol de levas para realizar la modificación adecuada por medio del control electrónico.

Para esto debemos mencionar cual es el funcionamiento de un motor cuatro tiempos de combustión interna. Para después, describir cual es la variación y la aplicación del control electrónico activado dentro de la cabina para modificar la distribución del motor.

Según Salinas los cuatro tiempos que realiza un motor de combustión interna son las siguientes

- a. **Admisión:** El pistón se desplaza desde el PMS al PMI lo que ocasiona una depresión. Esto provoca una aspiración de mezcla y cierto consumo de

trabajo. La válvula de admisión permanece abierta mientras que la de escape se encuentra cerrada.

- b. **Compresión:** El pistón se desplaza desde el PMI al PMS provoca la compresión de la mezcla. Esto provoca la compresión de la mezcla debido a que las válvulas se encuentran cerradas.
- c. **Expansión:** Cuando el pistón se encuentra en el PMS el sistema de encendido provoca el salto de la chispa que produce la combustión de la mezcla. Razón por la cual la temperatura se eleva al igual que la presión lo que genera un trabajo. En este tiempo el pistón recorre desde el PMS al PMI y las válvulas se encuentran cerradas.
- d. **Escape:** El pistón se desplaza desde el PMI al PMS, durante este tiempo la válvula de escape se encuentra abierta y la de admisión cerrada. Los gases de escape son evacuados.

El propósito principal es ahorrar combustible en un motor corsa, variando la fase en el árbol de levas por medio de un sistema electrónico, esto se consigue realizando los cambios pertinentes y permitidos a los ángulos de apertura y cierre de las válvulas.

- a. **AAA:** Angulo de avance en la apertura de la válvula de admisión respecto al PMS
- b. **RCE:** Angulo de retraso en el cierre de la válvula de escape respecto al PMS
- c. **RCA:** Angulo de retraso en el cierre de la válvula de admisión respecto al PMI

d. **AAE**: Angulo de avance en la apertura de la válvula de escape respecto al PMI

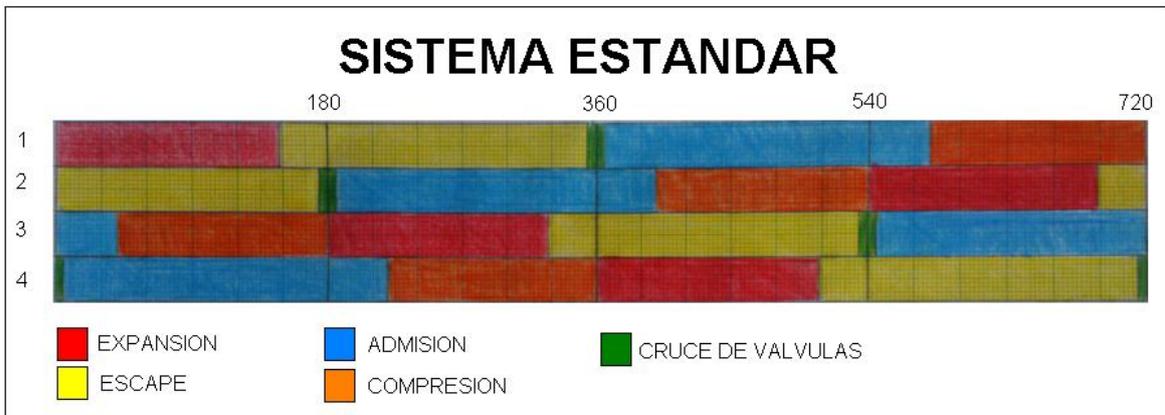


Figura 1.1 Diagrama de ángulos de árbol de levas estándar

Fuente: (García Marcelo 2013)

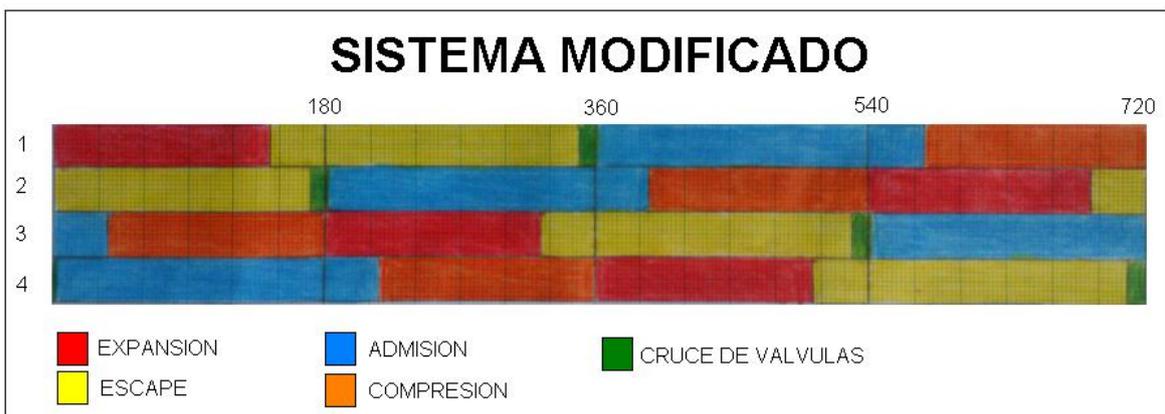


Figura 1 2 Diagrama de ángulos de árbol de levas modificado

Fuente: (García Marcelo 2013)

Salinas Villar explica que cada tipo de motor es diferente y esto se debe a los distintos valores de los ángulos. Esto depende de cómo funcionan dentro de los motores.

Si están a un elevado número de rpm las válvulas están abiertas ángulos mayores; por otro lado determinan el margen de revoluciones en las que el intercambio de gases es óptimo, y por este motivo el motor genera un par

máximo. En general los valores de AAA y del RCE son pequeños y los RCA y AAE son bastante grandes, incluso superando los 50 grados. Estos grados están definidos por el fabricante y para modificarlos solo puede alterar alguna disfunción en el sistema de accionamiento de la distribución como la correcta colocación de la correa o cadena, posicionamiento del árbol de levas con respecto al cigüeñal, etc.

En motores que su funcionamiento se realiza en elevadas prestaciones es habitual que estén incorporados sistemas de distribución variable, que permitan adaptar el mando de la distribución a las distintas condiciones de funcionamiento del motor.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008. p.p.p. 16-17-21)

Cabe mencionar algunas definiciones que nos van a ayudar con el desarrollo de la presente tesis.

- a. **Cruce de válvulas:** se conoce cuando las válvulas de admisión y escape se encuentran abiertas al mismo tiempo.
- b. **Calar la distribución:** Es la sincronización del árbol de levas con el cigüeñal.

1.1 Importancia

La importancia radica en este sistema en la mejoría de consumo de combustible del motor variando el ángulo de las levas en las válvulas de admisión y escape por medio de un control electrónico, el calado de cigüeñal – árbol de levas, está permitido dentro de los parámetros de la ficha técnica del vehículo, y no es

necesario calar manualmente el mismo. Este sistema se implementara en un vehículo corsa el cual no posee ningún mecanismo variador de fase del árbol de levas lo que es un avance importante para el mismo.

Cabe mencionar que se harán los estudios necesarios y cálculos para llegar a un margen de consumo optimo del mismo el cual permita al usuario satisfacer las necesidades de ahorro y mejoría en la potencia del mismo, es importante que el coste del mismo en comparación a otros sistemas sea medio y accesible a personas que desee de este producto.

1.2 Unidades principales del motor

1.2.1 Masa y peso

Gil indica que la masa es la cantidad de materia que está formado un cuerpo y el peso es la medida de la fuerza en que es atraída la masa de este cuerpo por la gravedad de la tierra.

1.2.2 Fuerza

Gil manifiesta que la fuerza es una forma de energía capaz de cambiar el estado de reposo o movimiento de un cuerpo. Si el cuerpo está en movimiento la fuerza modifica este movimiento o lo para y si el cuerpo se encuentra en reposo puede ponerlo en movimiento o a su vez deformarlo

Unidad de Fuerza =Newton (N)

Además nos indica que el trabajo W es una fuerza F aplicada sobre un cuerpo y a su vez desplazada una distancia

$$W= F \cdot D [J]$$

Ecuación 1.1 Ecuación de Fuerza

Unidad de Trabajo = Julio (J)

En donde;

W; trabajo

F; fuerza

D; desplazamiento

Por último Gil indica que la fuerza de un Newton que desplaza su punto de aplicación 1 m en su dirección y sentido es igual a un Julio

$$1 \text{ [J]} = 1 \text{ [N. m]}$$

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 20)

1.2.3 Potencia

Según Miguel de Castro Vicente la potencia de un motor es el trabajo (W) que puede realizar por una unidad de tiempo (t).

$$P = F \cdot s / t \text{ [Nm/s]}$$

$$P = W / t \text{ [Nm/s] [W]}$$

Ecuación 1.2 Ecuación de potencia

En donde;

P; potencia

W; trabajo

s; distancia

t; tiempo

Mientras más potente es, más peso puede arrastrar. La potencia se la mide

en Kilovatios kW o en Caballos de Vapor.

$$1\text{kW} = 1.36\text{CV} \quad 1\text{CV} = 0.736\text{kW} \quad 1\text{CV} = 0.985 \text{ HP}$$

Esta potencia varía según las revoluciones del cigüeñal por minuto además cabe mencionar que los fabricantes indican la potencia máxima del funcionamiento correcto en un régimen indicado. Es importante recalcar que la potencia indicada es la generada por el motor y la potencia efectiva es la que realmente posee el motor y depende de la relación de compresión, cilindrada, numero de revoluciones, numero de cilindros, grado de llenado de los cilindros, los cálculos que se desarrollaran son en base a los datos del vehículo.

(De Castro Miguel Vicente, Nueva Enciclopedia del Automóvil, El motor de Gasolina, ediciones CEAC, España, Grupo Editorial CEAC. 2000. p. 22)

Datos del motor corsa 1.4 L

Diámetro del cilindro (D^2) = 7.76 cm

Carrera del pistón (s) = 7.34 cm

Numero de cilindros (i) = 4

Cilindrada del cilindro= sección del cilindro * carrera del pistón

$$V_h = A \cdot s$$

$$A = D^2 \cdot \pi$$

$$V_h = D^2 \cdot \pi \cdot s / i \text{ [cm}^3 \text{ o l]}$$

Ecuación 1.3 Ecuación de cilindrada del cilindro

$$V_h = (7.76\text{cm})^2 (\pi) (7.34\text{cm}) / 4$$

$$V_h = 347.14 \text{ cm}^3$$

En donde;

Vh ; cilindrada del cilindro

A; sección del cilindro

D²; diámetro del cilindro

s; carrera del pistón

i; número de cilindros

Cilindrada del motor = Cilindrada del cilindro * Numero de cilindros

$$VH= Vh \cdot i \text{ [cm}^3 \text{ o l]}$$

Ecuación 1.4 Ecuación de cilindrada total

$$VH= 347.14 (4)$$

$$VH= 1388.56 \text{ cm}^3$$

Cilindrada comercial 1400cm³ o 1.4l

En donde;

VH= cilindrada del motor

Vh ; cilindrada del cilindro

i; número de cilindros

Relación de carrera a diámetro= Carrera pistón / Diámetro Cilindro

$$\alpha = s / D \text{ [-]}$$

Ecuación 1.5 Ecuación de relación de carrera a diámetro

$$\alpha = 7.34 / 7.76$$

$$\alpha = 0.945$$

En donde;

α ; relación de carrera a diámetro

s; carrera del piston

D; diámetro del cilindro

Grado de admisión = cantidad gas nuevo / cilindrada del cilindro

$$\eta_f = VF / V_h \text{ [-]}$$

Ecuación 1.6 Ecuación de grado de admision

$$\eta_f = 242 / 347$$

$$\eta_f = 0.7$$

En donde;

η_f ; grado de admisión

VF; cantidad de gas nuevo

V_h ; cilindrada del cilindro

Cantidad de gas nuevo = Grado de admisión * cilindrada del cilindro

$$VF = \eta_f \cdot V_h \text{ [cm}^3 \text{ o l]}$$

Ecuación 1.7 Ecuación de cantidad de gas nuevo

$$VF = 0.7 (347) \text{ cm}^3$$

$$VF = 242.9 \text{ cm}^3$$

En donde;

VF; cantidad de gas nuevo

η_f ; grado de admisión

V_h ; cilindrada del cilindro

Según Kindler y Kynast multiplicando la última fórmula por el número de revolución n (1/min) y por el número de cilindros i da como resultado la cantidad

de gas nuevo aspirado por minuto en un motor de cuatro tiempos.

$$VF_{\min} = \eta_f \cdot V_h \cdot i \cdot n / 2 \text{ [l/min]}$$

Ecuación 1.8 Ecuación de cantidad de gas nuevo por minuto

La fórmula se divide para dos debido a que el motor de cuatro tiempos tiene lugar a una aspiración cada dos vueltas

$$VF_{\min} = (0.7) (0.347) (4) (3600) / 2 \text{ [l/min]}$$

$$VF_{\min} = 1.74 \text{ [l/min]}$$

En donde;

VF_{\min} ; cantidad de gas nuevo aspirado por minuto

η_f ; grado de admisión

V_h ; cilindrada del cilindro

i ; número de cilindros

n ; revoluciones

Relación de compresión = volumen de carrera + cámara compresión / Cámara de compresión

$$E = V_h + V_c / V_c$$

Ecuación 1.9 Ecuación de relación de compresión

$$E = (347.14 + 40.84) / 40.84$$

$$E = 9.5 : 1$$

En donde;

E ; relación de compresión

V_h ; cilindrada del cilindro o volumen de carrera

V_c; cámara de compresión

Cámara de compresión = Volumen de carrera / Relación de compresión -1

$$V_c = V_h / E - 1$$

Ecuación 1.10 Ecuación de cámara de compresión

$$V_c = 347.14 / (9.5 - 1)$$

$$V_c = 40.84 \text{ cm}^3$$

En donde;

V_c; Cámara de compresión

V_h; Cilindrada del cilindro o volumen de carrera

E; relación de compresión

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p.p 110-111-113)

1.2.3.1 Potencia fiscal

El reglamento general de vehículos menciona que la potencia fiscal de los motores, expresado en caballos de vapor fiscales (CVF), se obtiene también de la siguiente fórmula además es importante mencionar que esta potencia no tiene relación alguna con la potencia real que pueda desarrollar el motor y se la determina mediante bancos de prueba y es un valor que es utilizado para determinar el Impuesto de Vehículos de Tracción Mecánica, de ahí su sobrenombre de fiscal.

$$CVF = T \cdot N \cdot (VH/N)^{0,6}$$

Ecuación 1.11 Ecuación de potencia fiscal

$$CVF = (0.08)(4)(1388.56/4)^{0.6}$$

$$CVF = 0.32 (33.44)$$

$$CVF = 10.7$$

En donde T es constante adimensional de 0.08 para vehículos de cuatro tiempos y 0.11 para motores de dos tiempos, VH es la cilindrada total del vehículo y por ultimo N es el número de cilindros del motor

(Reglamento General de Vehículos 2822, Anexo V, España, 1998)

1.2.3.2 Potencia indicada

Kindler menciona que la potencia indicada o también conocida como interna es aquella que genera el motor con la combustión

$$P = F \cdot v / 1000$$

Ecuación 1.12 Ecuación de potencia indicada

$$P = (5674.8) (14.68) / 1000$$

$$P = 83.3 \text{ [kW]}$$

En donde;

F; fuerza media del pistón

s; número de cilindros

v; velocidad promedio del pistón.

$$F_{em} = 10 \cdot P_m \cdot A_e$$

Ecuación 1.13 Ecuación de fuerza media del pistón

$$F_{em} = (10) (12) (47.29)$$

$$F_{em} = 5674.8 \text{ [N]}$$

En donde;

Fem; fuerza media del pistón

Pm; presión media de trabajo

Ae; superficie de la cabeza del embolo

$$V_m = 2 \cdot s \cdot n / 1000 \cdot 60 \text{ [m /s]}$$

Ecuación 1.14 Ecuación velocidad promedio del pistón

$$V_m = (2) (73.4) (6000) / 60000$$

$$V_m = 14.68 \text{ [m /s]}$$

En donde;

Vm; velocidad promedio del pistón

s; carrera del pistón

n; rpm

Los 1000 . 60 es por motivo de convertir m/s. por último definimos a la Potencia indicada según dos o cuatro tiempos del motor.

$$P_{i\ 4t} = V_H \cdot P_m \cdot n / 1200 \text{ [kW]}$$

$$P_{i\ 2t} = V_H \cdot P_m \cdot n / 600 \text{ [kW]}$$

Para el motor 1.4L corsa los cálculos se realizan con la fórmula de 4 tiempos

$$P_i = V_H \cdot P_m \cdot n / 1200 \text{ [kW]}$$

Ecuación 1.15 Ecuación potencia indicada

$$P_i = 1.388 (12) (6000) / 1200 \text{ [kW]}$$

$$P_i = 83,3 \text{ [kW]}$$

En donde;

VH = cilindrada del motor en litros

P_m = presión media de trabajo

n = revoluciones

1.2.3.3 Potencia efectiva

Kindler indica que la potencia efectiva es la que llega al cigüeñal deducidas las pérdidas como rozamiento y accesorios necesarios que permiten la pérdida de potencia razón por la cual es un 10% aproximadamente menor que la potencia indicada. Se la calcula de la siguiente manera

$$M_m = F_t \cdot r \text{ [Nm]}$$

$$r = d/2$$

$$F_t = M_m \cdot 2 / d$$

Ecuación 1.16 Ecuación Fuerza tangencial

$$F_t = (113.56) (2) / (0.0549)$$

$$F_t = 4136.97 \text{ [N]}$$

En donde;

F_t ; fuerza tangencial

d ; diámetro del círculo del cigüeñal [m]

r = radio

$$V_t = d \cdot \pi \cdot n / 60$$

Ecuación 1.17 Ecuación de velocidad tangencial

$$V_t = (54.9) (\pi) (6000) / 60$$

$$V_t = 17247.34 \text{ [mm/s]}$$

$$V_t = 17.24 \text{ [m/s]}$$

Para lo cual definimos la potencia efectiva como

$$Pe = Ft \cdot Vt / 1000$$

Ecuación 1.18 Ecuación de potencia efectiva

$$Pe = (4136.97) (17.24) / 1000$$

$$Pe = 71.32 \text{ [kw]}$$

$$Pe = Mm \cdot n / 9550 \text{ [kW]}$$

Ecuación 1.19 Ecuación de potencia efectiva

$$Pe = 113,56 (6000) / 9550 \text{ [kW]}$$

$$Pe = 71.32 \text{ [kW]}$$

En donde;

Pe; potencia efectiva

Mm; par motor

n; revoluciones del motor

Ft; fuerza tangencial

Vt; velocidad tangencial

1.2.3.4 Potencia absoluta

Por último nos mencionan que la potencia absoluta es la resta de la potencia indicada y la potencia efectiva.

$$Pa = Pi - Pe \text{ [kW]}$$

Ecuación 1.20 Ecuación de potencia absoluta

$$P_a = 83.3 - 71.32 \text{ [kW]}$$

$$P_a = 11.98 \text{ [kW]}$$

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p.p.p 128-150-152-153)

1.2.4 Par motor

Gil manifiesta que el par motor es el esfuerzo de giro por la fuerza de la explosión que le transmite el conjunto Biela-Pistón. Esto quiere decir que mientras mayor sea la presión de empuje mayor será el par. El par máximo se encuentra a un régimen intermedio debido a que es aquí donde se consigue la mejor combustión.

Unidad de par motor = Newton metro [Nm]

Par motor corsa 1.4 = 113,56 Nm a 3000rpm

1.2.5 Presión

Gil muestra que la presión es la fuerza F que se ejerce sobre una superficie S

$$P = F/S$$

Ecuación 1.21 ecuación de presión

Unidad de presión = Pascal (Pa) Newton/m² (N/m²) o el bar.

1.2.6 Densidad

Gil indica que la densidad es la masa (m) de cada unidad de volumen (v) de un cuerpo.

$$D = m / v$$

Ecuación 1.22 Ecuación de densidad

Unidad de densidad = Kg/dm³

1.2.7 Revoluciones

Según Gil demuestra que el régimen de giro del motor está limitado por las fuerzas de inercia originadas por el movimiento alternativo del pistón y el tiempo que pueda disponer para la combustión de la mezcla A/C, razón por la cual en motores a gasolina permite desarrollar un mayor número de revoluciones en comparación a los motores Diésel.

El número de revoluciones limite un llenado correcto y el rendimiento volumétrico. A mayor velocidad los gases ingresan más rápido ya que disponen de menos tiempo.

n= régimen de motor o revoluciones por minuto

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 20)

1.2.8 Rendimiento volumétrico

El diccionario motorgiga menciona que el rendimiento volumétrico es también denominado coeficiente de llenado y es la relación entre la masa de aire con la condición de presión y temperatura exterior.

Mientras más ingreso de masa de aire mayor será el combustible que podrá quemarse y por ende mayor potencia. El rendimiento volumétrico varía entre 0.70 y 0.85 dependiendo de las revoluciones por minuto

Las razones de la relación teórica difiera de la relación real son las siguientes;

- Contrapresión en el escape debido a gases residuales presentes al final de la fase de escape, estos gases al hallarse a una presión superior a la del ambiente se expanden durante la primera parte de la fase de admisión obstaculizando la introducción de carga fresca
- Disminución de la densidad de la carga por motivo de cesión de calor a la carga fresca por parte de las paredes conductos cilindro y gases residuales
- Resistencia que el fluido encuentra a su paso por conductos válvulas de admisión

Para mejorar el rendimiento volumétrico u optimizar el coeficiente de flujo es necesario diseñar o modificar conductos de admisión y escape, aumentar sección de conductos y diámetros de las valvulas para reducir la velocidad de gases, adelantar apertura de las válvulas de admisión con el fin que alcancen su máxima altura en el momento preciso para obtener un máximo llenado del cilindro, retraso en el cierre de admisión para aprovechar la inercia del fluido en el conducto de admisión con el objeto de aumentar la cantidad de fluido introducida en el cilindro y por último se debe adelantar la apertura y retrasar el cierre de las válvulas de escape para reducir la contrapresión en el escape y cantidad de gases residuales, obtener un sistema electrónico variador de fase del árbol de levas el mismo que permita realizar los cambios antes mencionados, reducir la relación de compresión para obtener un llenado y barrido de la cámara de combustión eficiente, incrementar la cilindrada del motor cambiando el diámetro de los pistones rines y cilindros el mismo que nos dara como resultado una mayor potencia en el motor.

Recuperado el 04/04/2013 de

<http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/rendimiento-volumetrico-definicion-significado/gmx-niv15-con195369.htm#QzA1JUWtl8otwQQO>

Publicado el 03/07/2012

1.2.9 Poder calorífico

Según Kindler y Kynast el poder calorífico es la cantidad que dá un combustible en la combustión del mismo, es decir la cantidad de calor que se desprende en la combustión de 1 kg de substancia que se quema

$$Q_c = m \cdot H_u \text{ [kJ]}$$

Ecuación 1.23 Ecuación de poder calorífico

En donde;

Q_c ; cantidad de calor total

m ; masa

H_u ; poder Calorífico por kilo

Poder calorífico de combustibles

Gasolina extra 42000-44000 kJ/kg

Gasolina súper 42700 kJ/kg

Diésel 41000-44400 kJ/kg

1.2.9.1 Poder calorífico por litro

Por otro lado nos indica que el combustible para motores de explosión se la mide en litros. Es así que determinando el poder calorífico por litro se obtiene el poder calorífico por kilogramo multiplicando el anterior por la densidad del combustible.

$$HL = H_u \cdot \rho \text{ [kJ/l]}$$

Ecuación 1.24 Ecuación poder calorífico por litro

En donde;

HL; poder calorífico por litro

Hu; poder calorífico por kilo

ρ ; densidad

1.2.10 Rendimiento útil

Por ultimo kindler y kynast mencionan que la energía térmica se convertía en energía mecánica aprovechable en un 34% debido a la perdida en la activación de accesorios como refrigeración, rozamientos, gases, entre otros.

De esta manera se determina el rendimiento útil mediante el poder calorífico, la energía térmica en (kJ) proporcionado por el combustible y el trabajo útil se da en kWh.

$$Ne = Pe \cdot 3600 / Bh \cdot Hu$$

Ecuación 1.25 Ecuación rendimiento útil

$$Ne = (71.32) (3600) / (0.65) (42000)$$

$$Ne = 256752 / 27300$$

$$Ne = 9.4 \text{ kWh}$$

$$Bh = B \cdot \rho$$

Ecuación 1.26 Ecuación de consumo de combustible

$$Bh = (0.861) (0.76)$$

$$Bh = 0.65 \text{ Kg/h}$$

En donde;

Ne; rendimiento útil

Pe; potencia del motor

B; consumo de combustible litro por hora

Hu; poder calorífico.

Bh; consumo de combustible en kg por hora

ρ = densidad del combustible

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p. 165-166)

1.2.11 Consumo

Según kindler y Kynast existen tres tipos de consumo

1.2.11.1 Consumo de combustible en carretera

Kindler y kynast mencionan que el consumo de combustible en carretera es producido en un tramo largo de carretera normal y circulación normal y se lo determina por

$$k_s = K \cdot 100 / s \text{ [l/100km]}$$

Ecuación 1.27 Ecuación de combustible en carretera

$$K_s = 11.81 (100) / 100 = 11,81 \text{ [l / 100km]} \text{ o } 3,12 \text{ [gal / 100 km]}$$

En 12,5 gal recorrerá 400 km o 32 [km/gal]

En donde;

ks; consumo en carretera

K; combustible consumido

s; trayecto de medición

1.2.11.2 Consumo de combustible según DIN 70 030-2

Además mencionan que este consumo era conocido como consumo normal y se mide sobre un tramo de 10km de longitud de carretera seca y llana recorrido en ida y vuelta a $\frac{3}{4}$ de la velocidad máxima sin exceder los 110 km/h

A este consumo se le añade un 10% compensatorio por condiciones adversas siendo así

$$k = K \cdot 100 / s \text{ [l/100km]}$$

Ecuación 1.28 Ecuación de consumo de combustible según DIN 70 030-2

$$K = 0,945 (110) / 8 = 12.99 \text{ [l/100 km]}$$

En donde;

k; consumo normal

K; combustible consumido

s; trayecto de medición

1.2.11.3 Consumo específico

Por último indican que este consumo se lo realiza en el banco de pruebas de motores en condiciones específicas concretas y es la cantidad de combustible que necesita un motor para que en el banco de pruebas funcionen una hora con una potencia de 1kW. Y sirve para comparar los consumidos de distintos motores independientemente de las condiciones de vehículos y la circulación.

$$B = K \cdot \rho \cdot 3600 / t \text{ [g/h]}$$

Ecuación 1.28 Ecuación de consumo en carretera

$$B = 945 (0.76) (3600) / 3000 = 861 \text{ [g / h]}$$

En donde;

B; consumo en carretera

ρ ; densidad del combustible

K; combustible consumido

t; duración de la prueba en segundos

$$b = B \text{ [g/h]} / P_e \text{ [kW]}$$

Ecuación 1.29 Ecuación de consumo específico

$$b = 861 / 55.1 = 15.61 \text{ [g / kWh]}$$

En donde;

b; consumo específico

B; consumo en carretera

P_e ; potencia del motor

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p. 160-161)

1.3 Que es el árbol de levas

Salinas manifiesta que el árbol de levas es un elemento que consiste en un eje giratorio que permite la apertura o cierre de las válvulas de admisión y de escape.

Reproduciendo el diagrama de distribución previsto para el motor, el accionamiento se realiza mediante levas o excéntricas que son las encargadas de transmitir el movimiento de giro del árbol de levas hacia las válvulas (Fig 1.1).

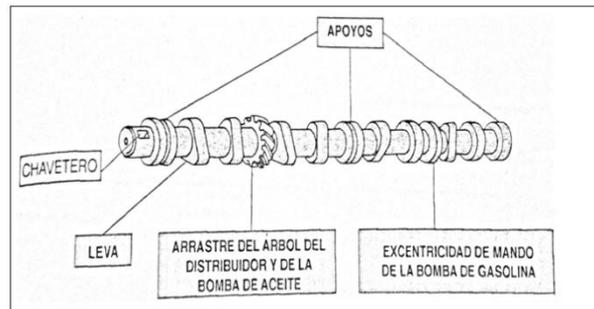


Figura 1.3 Árbol de levas

Fuente: (Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 51)

El Cigüeñal se encarga de dar giro al árbol de levas mediante correas o cadena, la relación de giro de cigüeñal árbol de levas es de 1:2

La posición de las levas y la forma de su perfil detallan la apertura-cierre de las válvulas, recorrido y velocidad del desplazamiento.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 161)

1.4Cuál es la función del árbol de levas

Gil manifiesta que el árbol de levas es el encargado de abrir y cerrar las válvulas de forma que realice un giro completo cada dos vueltas del cigüeñal o ciclo completo de trabajo, para un motor de cuatro tiempos. Para obtener el resultado lleva unos salientes excéntricos llamados levas, son aquellos que se encargan de regular el ciclo y realizar el empuje necesario. Cada una de estas se encarga, de abrir una válvula y se encuentran desfasadas entre sí, siguiendo un determinado ciclo. El árbol de levas dispone tres o más puntos de apoyo dependiendo de su longitud, el propósito es la sujeción y evitar flexiones y vibraciones, así también

como un plato de anclaje en uno de sus extremos para apoyar el piñón que es encargado de proporcionar el giro. En ciertos casos el árbol de levas lleva incorporado un engranaje tallado en el mismo, su función es proporcionar el giro a la bomba de aceite y al distribuidor de encendido. A su vez puede incorporar una excéntrica que permite el movimiento una bomba mecánica del sistema de alimentación.

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. P. 51)

1.4.1 Material y fabricación

Gil explica que el material con el cual se realiza su fabricación es una aleación de hierro fundido y se fabrica de una sola pieza. Una vez mecanizados se lo somete a un tratamiento de temple, con el objetivo de que las levas, sean endurecidas superficialmente y de esta manera soporten a los esfuerzos que son sometidas

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 51)

1.4.2 Perfil de levas

Salinas nos explica que son llamados perfil de levas a las superficies que actúa sobre la válvula y su forma va a depender del movimiento que se requiera según las necesidades específicas.

El perfil de una leva comprende (Fig1.2);

- a. Un tramo circular: periodo de cierre de la válvula que forma parte del círculo base.

- b. Los flancos: producen levantamiento y baja de la válvula.
- c. La cresta: se desarrolla la máxima apertura de la válvula

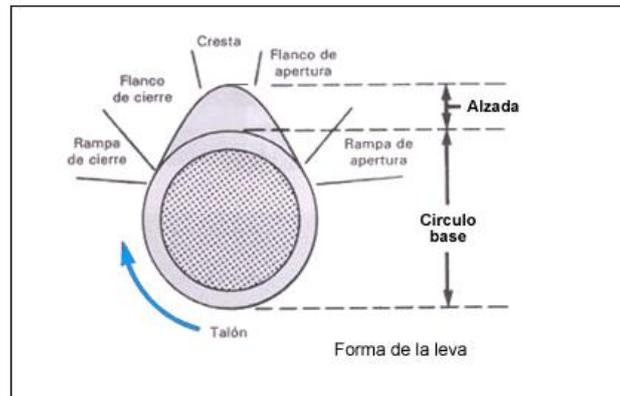


Figura 1.4 Perfil de levas

Fuente: (Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 163)

Las medidas del vehículo del árbol de levas estándar son

Admisión	Escape
6/40	32/5

Para calcular el cruce de válvulas sumamos los grados de inicio de la apertura de la válvula de admisión y cierre de la de escape

$$6+5= 11$$

Kindler por otro lado indica que para el ángulo de apertura de las válvulas se aplica la siguiente formula

$$\alpha_{VA} = \alpha_{AAA} + 180 + \alpha_{RCA}$$

$$\alpha_{VE} = \alpha_{AAE} + 180 + \alpha_{RCE}$$

Ángulo de apertura de válvulas será.

$$6+180+40=226 \text{ Duración para admisión}$$

$$32+180+5=217 \text{ Duración para escape}$$

Para el punto en que la válvula de admisión se encuentra más abierta se debe realizar lo siguiente;

Angulo de abertura de válvulas / 2 – apertura de válvula admisión o cierre de
válvula de escape

$$226/2-6=107$$

$$217/2-5=103.5$$

En resumen;

Cruce de válvulas 11

Angulo de abertura de válvula de admisión 226

Angulo de abertura de válvula de escape 217

Punto de alzada admisión 107

Punto de alzada escape 103.5

Del Vehículo modificado el árbol de levas, adelantando 4 grados

Admisión Escape

10/36 36/1

Cruce de válvulas

$$10+1= 11$$

Para el tiempo total de las válvulas abiertas en el ciclo será.

$$10+180+36=226 \text{ Duración para admisión}$$

$$1+180+36=217 \text{ Duración para escape}$$

Angulo de abertura de válvulas / 2 – apertura de válvula admisión o cierre de
válvula de escape

$$226/2-10=103$$

$$217/2-1=107.5$$

Cruce de válvulas 11

Angulo de abertura de válvula de admisión 226

Angulo de abertura de válvula de escape 217

Punto de alzada admisión 103

Punto de alzada escape 107.5

(*Manual de Árbol de levas*, 1 edición, España, Cars by simon, 2007 p. 4)

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p. 136-137)

Según el tipo y finalidad del motor se encuentran dos tipos básicos de perfil de levas.

- a. Flancos convexos: aceleraciones positivas como negativas más suaves, siendo corto el periodo de máxima apertura
- b. Flancos planos: aceleraciones mayores, como duran menos las fases de apertura y cierre está más tiempo en posición de máximo alzado.

Por otra parte Gil manifiesta que árbol de levas tiene la misión de efectuar el movimiento de carrera de las válvulas, el mismo que debe ser en el momento correcto y orden debido, este también se encarga del cierre de las mismas por medio de los resortes de válvulas. Cabe mencionar que la apertura viene determinada por la posición de las levas. El tiempo que realizan la apertura, la magnitud de la carrera de la válvula y el desarrollo de los movimientos de apertura y cierre de las válvulas están determinados por la forma de la leva.

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p.p. 51-52)

1.5 Tipos de árboles de levas

Salinas afirma que existen dos tipos de posición de montaje del árbol de levas.

Cuando se encuentra en el bloque se denomina OHV y cuando se sitúa en la culata OHC, dentro del segundo grupo se diferencian los sistemas SOCH que utiliza un árbol de levas (single over head camshaft) y el sistema DOCH que utilizan dos árboles de levas (double over head camshaft) para el accionamiento de las válvulas por separado.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 147)

1.5.1 Disposición OHV (Over Head Valve)

Salinas manifiesta que las válvulas que se encuentran en la culata son accionadas por un árbol de levas montado en el bloque, la proximidad con el cigüeñal permite un movimiento sincronizado mediante engranajes dentado helicoidal o por cadena dentada.

En motores antiguos este mismo accionaba en ocasiones el distribuidor de encendido, bomba de aceite y bomba de gasolina.

Transmisión de movimiento de levas a válvulas se los realiza mediante un mecanismo de balancín accionado por una varilla con empujador.

Este sistema es poco utilizado debido a los numerosos componentes, razón por la cual se sobre dimensiona el motor y la culata para permitir su alojamiento otro inconveniente son las dilataciones a causa del calor que obliga a dejar una

holgura, la misma que evita el incremento de longitud provoque la apertura de las válvulas, además la causa de ruidos de distribución el golpeteo constante del árbol de levas sobre el empujador por lo que es necesario periódicos reglajes de distribución.

La mayor cantidad de componentes y su mayor peso requieren una mayor inercia, lo que limita el número de revoluciones. Esta configuración imposibilita o dificulta el empleo de multiválvulas distribuciones variables o sistema de compresión variable

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 148)

1.5.2 Disposición OHC (Over Head Camshaft)

Salinas aclara que motores con las válvulas en la culata el o los arboles de leva forman parte de la culata, en esta configuración la proximidad se da con las válvulas, de esta manera los mecanismos de funcionamiento se simplifican.

Las soluciones consisten en la utilización de balancines, semibalancines o taques. En reducido número y peso de los componentes permite el aporte de poca inercia razón por la cual se facilita un elevado número de revoluciones al motor. Sin embargo la mayor distancia entre el árbol de levas y cigüeñal complica la transmisión del movimiento y exige sistemas de accionamiento más complejos.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 148-149)

1.5.3 Cuadro comparativo

Tabla 1.1 Cuadro comparativo tipos de árbol de levas

TIPOS DE ARBOL DE LEVAS	
DISPOSICION OHV	DISPOSICION OHC
1. ARBOL DE LEVAS DENTRO DEL BLOQUE DEL MOTOR	1. ARBOL DE LEVAS EN LA CULATA DEL MOTOR
2. LA TRANSMISION DEL MOVIMIENTO DE LEVAS A VALVULAS SE REALIZA MEDIANTE UN BALANCIN ACCIONADO POR UNA VARILLA	3. TRANSMISION DE MOVIMIENTO ARBOL DE LEVAS A VALVULAS SE REALIZA MEDIANTE LA UTILIZACION DE BALANCINES, SEMIBALANCINES O TAQUES
3. SOBREDIMENSION DE MOTOR	3.MECANISMO CON REDUCIDO NUMERO DE COMPONENTES Y MENOR PESO
4. MAYOR COMPLEJIDAD DEBIDO A MAYOR CANTIDAD DE PARTES	4. MAYOR INERCIA
5. RUIDOS Y GOLPETEO DEL ARBOL DE LEVAS	5. MAYOR DISTANCIA ENTRE ARBOL DE LEVAS Y CIGÜEÑAL LO QUE OCASIONA LA UTILIZACION DE UN SISTEMA DE ACCIONAMIENTO MAS COMPLEJO
6. REGLAJES PERIODICOS	

Fuente: (Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

1.6 Sistemas de accionamiento del árbol de levas

Salinas nos explica que existen varios sistemas de accionamientos del árbol de levas; cadena guiada por patines, correa dentada con tensores, o por tren de engranajes. Todos estos sistemas pueden ser montados en cualquier tipo de motor, aunque el más utilizado es el de correa dentada y en menor medida el tren de engranajes.

Al elegir el sistema es importante el par que debe transmitir el cigüeñal, el ruido de funcionamiento o el coste de mantenimiento. Dependiendo de las necesidades es posible el uso combinado de los sistemas.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 149)

1.6.1 Accionamiento por correa dentada

Salinas nos explica que la transmisión de movimiento se la realiza por una correa flexible dotada por un dentado, de esta misma manera son las ruedas sobre las que se monta las mismas que impiden el resbalamiento y asegura la sincronización, estas correas son fabricadas con neopreno prensado y recubierto de fibras textiles las cuales aportan a la flexibilidad y resistencia al desgaste. Esto es posible a la incorporación de fibras fabricadas de acero, fibra de vidrio o aramida.

Es un sistema económico por la simplicidad y materiales empleados en su fabricación. El funcionamiento es silencioso y el montaje y desmontaje es simple. El tensado de la correa lo realiza una rueda con eje excéntrico y dotada de un tensado automático que evita operaciones de reajuste una ventaja muy importante es que no necesita lubricación.

El mantenimiento que se realiza a este sistema es el cambio de la correa dentada después de un intervalo de tiempo según el fabricante, a la vez se cambian las ruedas dentadas.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p.p 149-150)

1.6.2 Accionamiento por cadena

Salinas nos detalla que el accionamiento de árbol de levas por cadena se lo realiza por una cadena de rodillos y en ocasiones por doble o triple cadena. La aplicación de este accionamiento se realiza en motores ohv, ohc o doch, de igual manera en motores en v o w.

Este funcionamiento tiene una mayor inercia y ruido que el anterior accionamiento. La malla de eslabones puede sufrir alargamientos por los esfuerzos que el mismo realiza, lo que lleva como consecuencia ciertos desfases, tanto la distribución como a los elementos que son accionados por la cadena, algunos relacionados con el encendido y la inyección que incide de manera negativa en el rendimiento del motor.

Este alargamiento es compensado por tensores, los cuales mantienen la tensión constante en la cadena y evitan las oscilaciones de las mismas.

Este sistema necesita un mecanismo de lubricación correcta de la cadena, especialmente en las zonas de contacto con las guías esto se consigue aprovechando el caudal de aceite del motor suministrado por una válvula.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 150)

1.6.3 Accionamiento por ruedas dentadas

Salinas nos manifiesta que la transmisión de movimiento entre cigüeñal y el árbol de levas se realiza por engranajes solidarios a ambos componentes y están situados en sus extremos. Esta solución se utiliza cuando el cigüeñal y el árbol de levas están próximos, en la disposición ohv o doch donde el régimen de giro es muy elevado y la velocidad de marcha es primordial mantenerla.

Para salvar distancias mayores entre el cigüeñal y el árbol de levas se utilizan ruedas intermedias que al girar libre sobre sus ejes pueden ser conducidas o conductoras, en estos casos no accionan a otros mecanismos porque resta potencia, el número de la rueda dentada solidaria al árbol de levas es el doble que el de la rueda asociada al cigüeñal.

En la fabricación de estas ruedas son de materiales metálicos y no metálicos. Se emplea la fundición en el caso de ruedas conductoras y sintéticas en las conducidas. Si el tren de engranajes consta de as de dos ruedas la tercera o resto de ruedas son de distinto material. Son utilizados otros materiales más livianos como el duro-aluminio (reduce inercias de los órganos) en todos los casos es necesario una lubricación adecuada para evitar un desgaste prematuro de los materiales.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p.p 150-151)

1.6.4 Cuadro comparativo

Tabla 1.2 Cuadro Comparativo sistemas de accionamiento

SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO		
CORREA DENTADA	CADENA	RUEDAS DENTADAS
1. MOVIMIENTO REALIZADO POR UNA CORREA DENTADA POR MEDIO DE RUEDAS DENTADAS	1. MOVIMIENTO REALIZADO POR UNA CADENA DE RODILLOS	1. MOVIMIENTO REALIZADO POR ENGRANAJES SOLIDARIOS ENTRE ARBOL DE LEVAS - CIGÜEÑAL
2. CORREAS FABRICADAS DE NEOPRENO PRENSADO	2. SE APLICA EN MOTORES OHV, OHC, DOCH, MOTORES EN V O W	2. SE APLICA EN DISPOSICION OHV O DOCH DONDE EL REGIMEN DE GRO ES ELEVEDO Y EL ARBOL DE LEVAS Y CIGÜEÑAL SE ENCUENTRAN PROXIMOS
3. SISTEMA ECONOMICO POR SUS SIMPLICIDAD Y MATERIALES	3.ESLABONES SUJETOS A SUFRIR ALARGAMIENTOS Y COMO CONSECUENCIA DESFASES DE DISTRIBUCION	3. PARA SALVAR DISTANCIAS ENTRE ARBOL DE LEVAS Y CIGÜEÑAL SE UTILIZA RUEDAS INTERMEDIAS CONDUCTIDAS Y CONDUCTORAS
4. MANTENIMIENTO CAMBIO DE CORREA DENTADA SEGÚN DE VIDA UTIL Y CAMBIO DE RUEDAS DENTADAS	4. EL ALARGAMIENTO ES COMPENSADO POR TENSORES	4. NECESARIO LUBRICACION ADECUADA PARA EVITAR EL DESGASTE PREMATURO DE LOS MATERIALES.
5. MONTAJE Y DESMONTAJE SIMPLE	5. MAYOR INERCIA Y RUDIO	5. SISTEMA COMPLEJO
6. TENSADO DE CORREA POR MEDIO DE UN EJE EXCENTRICO	6. NECESARIO LUBRICACION CORRECTA DE LA CADENA	
7. TENSADO AUTOMATICO QUE EVITA OPERACIONES DE REAJUSTE Y LUBRICACION		
8. FUNCIONAMIENTO SILENCIOSO		

Fuente: (Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

1.7 Distribución multiválvulas

Salinas nos explica que el sistema de distribución ha de permitir el mejor intercambio de gases en cualquier circunstancia, el tamaño de las válvulas y su número incide la forma directa y también determina el grado de complejidad mecánica y coste de fabricación. Hoy es posible encontrar con dos tres cuatro y cinco válvulas por cilindro.

Permite mejorar la respiración a un alto régimen de giro y una mayor generación de par. Simultáneamente la cámara de compresión de menor tamaño y forma más adecuada la ubicación de la bujía o del inyector en el lugar ideal. Por otro lado disminuye la tendencia al picado, razón por la cual eleva la relación de compresión y un mayor rendimiento.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 151)

1.7.1 Dos válvulas por cilindro

Salinas nos explica que por su simplicidad y bajo coste es la más común, el inconveniente principal no favorece un elevado rendimiento volumétrico. Este sistema permite ubicar árbol de levas tanto en el bloque como en la culata, en este caso se puede montar un doble árbol de levas. La culata puede ser de flujo transversal o que los colectores de admisión y escape estén en una ubicación lateral.

Esto se debe ya que las válvulas se pueden montar en la cámara de combustión de cualquier forma sin causar inconvenientes de espacio. Se puede tomar como ventaja la facilidad con que pueden aplicar soluciones como doble

bujía de encendido (twin cam) en motores de combustión y en motores diesel inyectores y bujías de incandescencia.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 151)

1.7.2 Tres válvulas por cilindro

Salinas nos detalla que en este sistema dos válvulas son de admisión y una de escape, esto aporta un correcto rendimiento volumétrico en un alto régimen de giro, un coste reducido en su fabricación y pérdidas de rozamiento muy mínimas. No permite la bujía en el centro de la cámara de combustión, razón por la cual en la mayoría de motores se montan con dos bujías de encendido para no tener ningún problema.

La activación del árbol de levas se lo realiza mediante balancines o de forma directa, la correa dentada da movimiento a ambos. Si posee una distribución variable la correa dentada arrastra al árbol de escape (árbol conductor) que a su vez arrastra al de admisión (árbol conducido).

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p.p. 151-152)

1.7.3 Cuatro válvulas por cilindro

Salinas nos enseña que este sistema posee dos válvulas de admisión y dos de escape, en una alineación por pares. Permite una ubicación central de bujía o del inyector y en general son accionadas por dos árboles de levas.

Esta configuración conlleva una mayor complejidad mecánica y eleva el coste de fabricación. Permite obtener rendimientos volumétricos elevados a

medios y altos regímenes de motor, dependiendo de su diagrama de distribución. por esta razón contrarrestan las pérdidas que ocasionan los obligados sistemas anticontaminantes que necesariamente se van incorporando al motor, tales como el catalizador, el filtro de partículas, la recirculación de gases de escape, etc.

Por otro lado el comportamiento del motor a bajos regímenes empeora, para contrarrestar este problema se utiliza colectores de admisión variable y sistemas de distribución variable, lo que permite mejorar el rendimiento volumétrico del motor.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 152)

1.7.4 Cinco válvulas por cilindro

Salinas explica que este sistema se monta en motores de altas prestaciones, los cuales pretenden obtener un mejor llenado del cilindro para sus utilizaciones en altas revoluciones del motor.

La disposición de este sistema son tres válvulas de admisión el mismo que permite un óptimo llenado de la cámara y dos válvulas de escape que son de mayor tamaño para una evacuación de gases rápida. La posición de la bujía puede ser centrada y la cámara hemisférica favorece una combustión correcta que ayuda al consumo y emisión de gases contaminantes.

Las válvulas de admisión son iguales pero la central está colocada con un ángulo menor para dejar espacio para montar la bujía. El accionamiento de las válvulas la realiza el mismo árbol de levas en distintas inclinaciones.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 152)

1.7.5 Cuadro comparativo

Tabla 1.3 Cuadro comparativo de distribución de válvulas

DISTRIBUCION MULTIVALVULAS			
DOS VALVULAS POR CILINDRO	TRES VALVULAS POR CILINDRO	CUATRO VALVULAS POR CILINDRO	CINCO VALVULAS POR CILINDRO
1. UNA VALVULA DE ADMISION Y OTRA DE ESCAPE	1. DOS VALVULAS DE ADMISION Y UNA DE ESCAPE	1. DOS VALVULAS DE ADMISION Y DOS DE ESCAPE	1. TRES VALVULAS DE ADMISION Y DOS DE ESCAPE
2. SISTEMAS SIMPLE	2. BAJO COSTO FABRICACION	2. MAYOR COSTO DE FABRICACION	2. UTILIZADO EN MOTORES DE ALTAS PRESTACIONES
3. BAJO COSTO	3. PERDIDAS ROZAMIENTO MINIMAS	3. RENDIMIENTOS VOLUMETRICOS ELEVADOS A MEDIOS Y ALTOS RPM	3. MEJOR LLENADO DEL CILINDRO EN ALTAS RPM Y MEJOR RENDIMIENTO VOLUMETRICO
4. NO FAVORECE UN ELEVADO RENDIMIENTO VOLUMETRICO	4. CORRECTO RENDIMIENTO VOLUMETRICO EN RPM ALTAS	4. LAS VALVULAS SON ACCIONADAS POR DOS ARBOLES DE LEVAS	4. LAS VALVULAS SON ACCIONADAS POR UN ARBOL DE LEVAS
5. DISPOSICION DE ARBOL DE LEVAS EN EL BLOQUE O CULATA	5. ACTIVACION DE ARBOL DE LEVAS POR BALANCINES O FORMA DIRECTA	5. MAYOR COMPLEJIDAD MECANICA LO QUE OCASIONE UNA MAYOR UTILIZACION DE SISTEMAS ANTICONTAMINANTES	5. VALVULAS DE ESCAPE SON DE MAYOR TAMAÑO PARA PERMITIR UNA EVACUACION RAPIDA
6. SOLUCIONES SIMPLES COMO DOBLE BUJIA O INYECTORES Y BUJIAS INCANDESCENTES	6. NO PERMITE UBICAR LA BUJIA EN EL CENTRO DE LA CAMARA	6. UBICACIÓN CENTRAL DE BUJIA O INYECTOR	6. UBICACIÓN CENTRAL DE BUJIA

Fuente: (Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

1.8 Sistemas de accionamiento de válvulas

Salinas afirma que este accionamiento se encuentra formado por elementos de la distribución que se desplazan en función de las levas.

Los sistemas empleados son: por accionamiento directo mediante taques y accionamiento mediante balancín.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 153)

1.8.1 Accionamiento directo mediante taques

Salinas indica que el movimiento de la leva se transmite a la válvula por medio de un empujador o taque, es necesario que el árbol de levas este situado en la culata. Se destaca este sistema por su simplicidad mecánica y poco espacio que requiere.

El valor de la excentricidad de la leva debe ser alto al tener que coincidir con lo que recorre la válvula por lo cual aumentan los esfuerzos de torsión lo que obliga a dimensionar el árbol de levas.

El empujador o taque es el encargado de transmitir el movimiento. En antiguos motores los elementos se llamaban empujadores de tasa y la regulación de holgura se conseguía con placas llamadas delgas, en la actualidad se utilizan taques con regulación hidráulica de distancia y no se les realiza ningún mantenimiento.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p. 153)

1.8.2 Accionamiento mediante balancín

Salinas nos explica que el movimiento del árbol de levas hacia las válvulas se lo transmite mediante balancines que actúan como palanca y realiza un movimiento basculante, hay muchas formas y elementos para accionar los balancines, esto depende del sistema de distribución del motor.

El árbol de levas se encuentra en el bloque, el movimiento es transmitido por una varilla de empuje que conecta la leva con un brazo del balancín, el mismo oscila en el eje de balancines provocando desplazamientos en la válvula.

La varilla y la leva se encuentra el taque diseñado para soportar fricción el mismo que posee una regulación hidráulica, el cual compensa las dilataciones. Los sistemas con el árbol de levas en la culata, las levas son encargadas de activar a los balancines, en este caso pueden oscilar en un eje o carecer de él (balancines flotantes).

El accionamiento mediante balancines es más complejo mecánicamente al exigir mayor número de componentes lo que ocasiona un aumento de espacio y requiere una mayor lubricación debido a la fricción existente.

La ventaja principal de tener un árbol de levas en la culata es obtener levas con menor excentricidad, también permiten incorporar rodillos de apoyo los cuales minimizan el desgaste y ruido de funcionamiento. Los empujadores hidráulicos son de menor tamaño y coste.

(Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008 p.p 153-154)

1.8.3 Mando desmodronico

Gil nos indica que este mando abre y cierra las válvulas mecánicamente, con el fin de evitar perturbaciones en motores de altas revoluciones. Es el caso de vehículos de competición los cuales trabajan a más de 8.000 rpm y en los que la acción de los muelles puede ser lenta.

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 59)

1.8.4 Cuadro comparativo

Tabla 1.4 Cuadro comparativo de accionamiento de válvulas

SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO DE VALVULAS		
ACCIONAMIENTO MEDIANTE TAQUES	ACCIONAMIENTO MEDIANTE BALANCIN	MANDO DESMODRONICO
1. MOVIMIENTO DE ARBOL DE LEVAS A VALVULA SE REALIZA POR MEDIO DE UN EMPUJADOR O TAQUE	1. MOVIMIENTO DE ARBOL DE LEVAS A VALVULAS SE REALIZA MEDIANTE BALANCINES QUE ACTUAN COMO PALANCA Y MOVIMIENTO BASCULANTE	1. APERTURA Y CIERRE DE VALVULAS MECANICAMENTE
2. NECESARIO QUE EL ARBOL DE LEVAS SE ENCUENTRE EN LA CULATA	2. VARIAS FORMAS DE ACCIONAR BALANCINES DEPENDIENDO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION	2. EVITA PERTURBACIONES EN MOTORES DE ALTAS REVOLUCIONES
3. SISTEMA SIMPLE Y REQUIERE POCO ESPACIO	3. EL ARBOL DE LEVAS PUEDE ESTAR UBICADO EN LA CULATA O EN EL BLOQUE DEL MOTOR	
4. LEVAS CON MAYOR EXCENRICIDAD LO QUE DA COMO RESULTADO ESFUERZOS DE TORSION ALTOS	4. MAYOR NUMERO DE COMPONENTES LO QUE REQUIERE UN MAYOR ESPACIO Y MAYOR LUBRICACION	
5. SOBREDIMENSION DE ARBOL DE LEVAS	5. LEVAS CON MENOR EXCENRICIDAD	
6. TAQUES DE REGULACION HIDRAULICA DE DISTANCIA	6. LOS EMPUJADORES SON DE MENOR TAMAÑO Y COSTO	

Fuente: (Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

1.9 Diagrama de la distribución

Gil nos explica que las válvulas de admisión y escape no se abren y cierran cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior o punto muerto inferior, tal como se explica en el funcionamiento teórico. La realidad del funcionamiento se lleva a cabo de la siguiente manera:

La válvula de admisión empieza su apertura antes que el pistón alcance el pms, esto aprovecha la inercia de los gases aspirados y el cilindro se llena más,

así como también limpia los gases quemados, a esto se lo denomina avance a la apertura de admisión AAA(fig. 1.5)

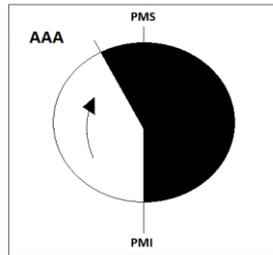


Figura 1.5 Diagrama de distribución AAA

Fuente: (Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002.p. 48)

Cuando el pistón alcanza el pmi la inercia de los gases que están entrando en el cilindro sigue su llenado incluso cuando el pistón inicia su ascenso al pms. Por esta razón si la válvula de admisión se cerrara exactamente al llegar al pmi el cilindro no se llenaría tanto. Conviene cerrar la válvula de admisión en plena carrera ascendente de compresión; a esto se lo conoce por retardo al cierre de admisión RCA(fig. 1.6)

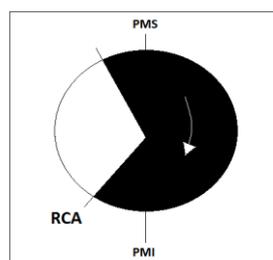


Figura 1.6 Diagrama de distribución RCA

Fuente: (Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002.p. 48)

La válvula de escape no se abre exactamente en el pmi, de otra manera se abre bastante antes: pues como tampoco puede abrirse de forma instantánea, si

el pistón inicia su carrera ascendente de escape no estuviera parcialmente abierta la válvula de escape, se originaría fenómenos de choque por los gases de combustión. Este adelanto se lo conoce como avance a la apertura del escape AAE (fig 1.7)

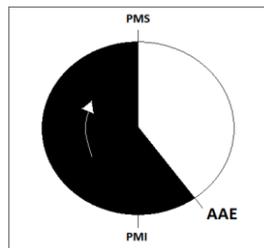


Figura 1.7 Diagrama de distribución AAE

Fuente: (Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002.p. 48)

Cuando el pistón alcanza de nuevo el pms después de su carrera ascendente de escape, los gases siguen saliendo del cilindro, razón por la cual conviene cerrar a la válvula de escape un poco después que el pistón llegue el pms. Este sistema ayuda a la evacuación de los gases quemados y el resultado es un cilindro limpio y mejor calidad de mezcla. Esto es lo que se conoce como retardo al cierre del escape RCE (fig 1.8)

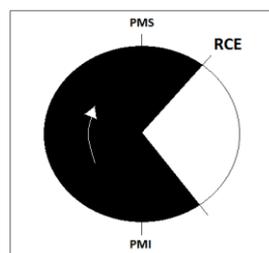


Figura 1.8 Diagrama de distribución RCE

Fuente: (Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002.p. 48)

Los avances y retardos se miden en grados y en cada manual de vehículo se especifican los mismos.

(Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002. p. 48)

1.10 Distribución variable

Alonso detalla que la duración de las distintas fases del ciclo depende de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas que están determinados por el diagrama de distribución, cual viene determinado por el diseño del árbol de levas, para conseguir un buen llenado del cilindro, mejor rendimiento posible del motor. El llenado del cilindro depende directamente de la apertura y cierre de la válvula de admisión, así como de la alzada y el momento del traslape.

Estos sistemas están diseñados de manera que pueda ser variado el diagrama de distribución dependiendo de las condiciones de marcha del motor, para permitir la mejora del rendimiento del mismo. Algunos sistemas son diseñados para mejorar la combustión, el rendimiento y reducción de la contaminación.

(Alonso Pérez José Manuel, *Técnicas del Automóvil, Motores*, 11 Edición, España, Paraninfo, 2009. p.p 135-136)

Ugalde manifiesta que a mayor cantidad de aire que ingrese al cilindro mayor será la potencia que desarrolla el motor y esto es gracias al árbol de levas variable, cabe mencionar que a mayor rpm es más difícil llenar los cilindros debido a que la apertura y cierre de las válvulas son más rápidos razón por la cual

este árbol antes mencionado modifica el momento de la apertura y cierre de las válvulas dependiendo del régimen de giro

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p. 5)

1.10.1 Sincronización de Válvulas

Ugalde señala que para realizar la sincronización de válvulas adecuada debemos tomar en cuenta los siguientes puntos

- La válvula de admisión debe abrirse antes del PMS
- La válvula debe permanecer abierta mucho después del PMI para introducir una cantidad adicional de mezcla A/C adicional a la entrante.
- Los regímenes de giro son regulados por la válvula de admisión.
- El cierre de la válvula de admisión determina la compresión efectiva que es opuesto a lo que ocurre con la compresión estática. La compresión real del motor será menor si la misma cierra más tarde.
- La válvula de escape debe abrirse antes que termine el tiempo de explosión y que el pistón suba en tiempo de escape para que de esta manera libere la presión de los gases de expansión

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p. 5-6)

1.10.2 Cruce de Válvulas

Ugalde menciona que si las válvulas de admisión se encuentran abiertas y las válvulas de escape no se han cerrado por completo se lo denomina cruce de válvulas. Y dependiendo del tipo de vehículo este cruce es de 15 a 30 en

vehículos estándar y para los vehículos de carreras este cruce va desde los 60 a 100 grados.

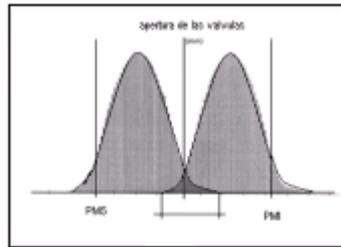


Figura 1.9 Cruce de válvulas

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.8)

Además nos indica que cuando existe un cruce mayor hay un llenado más eficaz de cilindro a altas revoluciones pero a revoluciones bajas hay un rendimiento más bajo, ralentí y economía de combustible. Si la válvula de admisión abre muy pronto la calidad de marcha en ralentí se deteriora y el rendimiento en altas rpm no mejora. La velocidad máxima del pistón se consigue antes de la apertura máxima de la válvula razón por la cual si la válvula se abre antes podría mejorar la respiración del motor. En el cruce de válvulas, si la válvula de escape se cierra afecta al rendimiento en altos regímenes de manera que al aumentar el tamaño del orificio y la válvula de escape no representa una ganancia de potencia porque esta válvula limita en mayor medida el flujo procedente del cilindro a medida que se cierra.

Un cruce muy elevado genera holguras entre válvula y pistón debido a que pueden golpear y la elevación de las válvulas no causa este problema ya que el

pistón se encuentra en la posición baja dentro del cilindro cuando se abre al máximo la válvula

Un cruce de válvulas reducido aumenta la presión en el cilindro a rpm más bajas.

Para variar la distribución hay dos sistemas:

- Variar la alzada de la válvula
- Calar la distribución

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p. 7)

1.10.3 Convertidores de fase

Ugalde nos indica que para adaptar el diagrama de distribución, debemos tomar en cuenta las exigencias a bajos regímenes y elevado rendimiento volumétrico a altos regímenes utilizando un variador de fase.

El más utilizado es el que controla la admisión regulando la posición angular, esto se consigue variando el engranaje que lo arrastra además de un accionado electromagnético comandado por el ECU, de tal manera que la presión del aceite en el variador permite el desacoplamiento de unos grados del árbol de levas.

Además recalca que modificando los tiempos de distribución de las válvulas de admisión más no las válvulas de escape se obtiene un rendimiento eficaz. Estos convertidores de fase en la gran mayoría se lo realizan en motores

DOCH, un elemento muy importante es el actuador electrohidráulico acoplado al engranaje que arrastra en rotación en las válvulas de admisión.

La regulación la realiza el microprocesador del sistema electrónico del motor la centralita gestiona la inyección y el encendido.

El cruce de válvulas reduce regímenes bajos y aumenta regímenes altos

- En regímenes medios altos y altos el llenado óptimo de los cilindros produce máxima potencia y par
- En regímenes medio bajos y bajos con cargas reducidas se produce reducción de consumos
- En todos los regímenes las emisiones son mínimas que contaminan

El convertidor se regula hacia adelante o hacia atrás alrededor de 10 a 20 con respecto al ángulo entre árboles de levas que es igual a 20 y 40 del ángulo de calado de cigüeñal

Se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros del diagrama de distribución durante la torsión del árbol de levas de admisión

- El cruce de válvulas
- Inicio de apertura de admisión
- Cierre de válvula de admisión

Estos parámetros ayudan en una manera muy grande a la potencia y par de motor y en la calidad de marca en variación además de los comportamientos de gases de escape y su consumo

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p.p 11-12-13-14)

1.11 Tipos de distribución variable

Cada marca de vehículo o casa comercial ha realizado un estudio continuo de cómo mejorar un sistema de distribución que permita dar como ventajas economía de consumo, mejor potencia de motor y costo de fabricación bajo, es así como a continuación detallamos los diferentes sistemas de distribución.

1.11.1 Sistema VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung)

Alonso explica el funcionamiento del sistema denominado VANOS el mismo que dispone un dentado helicoidal en un extremo del eje de levas, el mismo que engrana en el dentado interior de un casquillo que es deslizante, a su vez recibe en su dentado helicoidal externo un piñón de mando del árbol de levas. El embolo intermedio puede desplazarse axialmente con respecto al árbol de levas y su piñón de mando, así es activado o empujado por la presión hidráulica del aceite enviado desde el circuito de lubricación del motor por medio de una electroválvula del control de tal manera que en ciertas circunstancias se realice la modificación de la distribución en avance consiguiendo un mayor cruce de válvulas y mejor rendimiento en altas rpm.

(Alonso Pérez José Manuel, *Técnicas del automóvil, Motores*, 10ma edición 2da reimpresión, España, Thomson Paraninfo. 2000. p. 131-132)

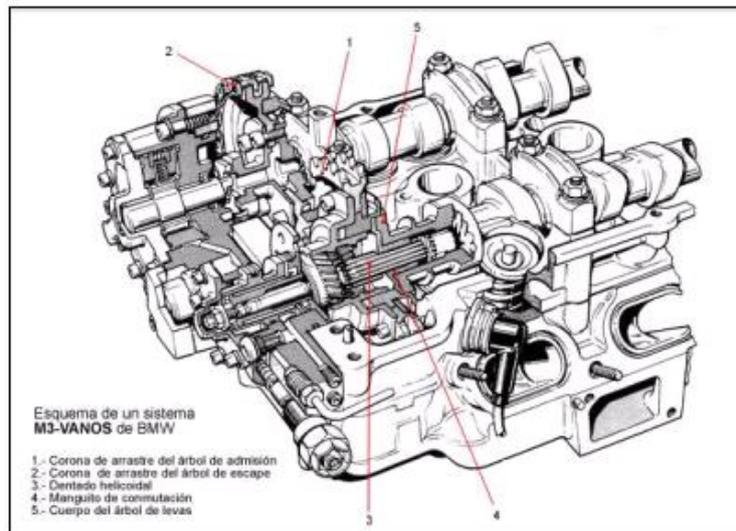


Figura 1.10 Sistema vanos

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.16)

Por otro lado Ugalde explica que el sistema de distribución variable VANOS fue creado por la marca BMW, comúnmente conocido como Variable Nockenwellen Steuerung o separación variable del árbol de levas empleado por BMW. Este sistema consiste en desplazar el calado del árbol de levas utilizando presión del aceite del sistema de engrase

Esto ocasiona un aumento en el cruce de válvulas a altas RPM y el adelanto o retraso del árbol de levas dependerá de condiciones de funcionamiento

La parte electrónica se la realiza a través de un electroimán que conecta una válvula 4)2 para lo cual el pistón hidráulico admite secuencialmente la presión de aceite del motor. El pistón se encuentra montado sobre un rodamiento de baja

fricción lo que transforma la carrera del pistón en un giro de árbol de levas con un ajuste de 25 de ángulo de calado con respecto al cigüeñal

Con este sistema se ha logrado reducir el tiempo de apertura de las llaves de admisión de 240 a 228 sin reducir el rendimiento máximo

Este sistema trabaja con una presión de 100 bares además de poseer un depósito de aceite. La comba de alta presión del mismo integrada en la unidad de regulación y se acciona por el árbol de levas de escape. Esta presión de aceite elevada mantiene el pistón regulador el mismo que realiza la torsión de la rueda dentada hacia el árbol de levas de admisión por un dentado helicoidal. Con la ayuda de 2 válvulas electromagnéticas que son de mando y 2 ruedas que ayudan a identificar la posición.

La regulación continúa de este sistema, produce una elevada potencia específica y un desarrollo homogéneo del par motor

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p. 15-16-17)

1.11.2 Vario Cam

Ugalde nos indica que este sistema es incorporado a sus vehículos por la marca Porsche el mismo que es un mecanismo hidráulico controlado por la Unidad electrónica de control según el régimen de vueltas del motor que empuja dos patines y abre la cadena dando como resultado la variación de ángulos de apertura del árbol de levas y escape.

Este sistema es controlado por la centralita de inyección de la ECU, la función de este actuador es empujar los patines que tensan la cadena.

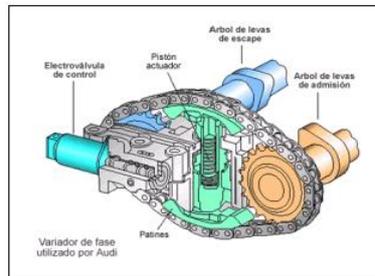


Figura 1.11 Sistema variocam

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.20)

En rpm menores a 1500 las válvulas de admisión abren 7 después del PMS y cierran 52 después del PMI. Como resultado obtenemos una emisión de gases sin quema muy baja ya que no existe cruce de válvulas y el motor funciona con un giro uniforme a bajas rpm.

Entre 1500 y 5500 rpm el árbol de levas de admisión avanza 9 respecto al de escape, lo que ocasiona que las válvulas de admisión abren 8 antes del pms y cierran 37 después del pmi que da como resultado un buen llenado de cilindros y un aumento de par motor.

En rpm mayores a 5500 el árbol de admisión está en su posición inicial con una apertura de 7 después del PMS y cierra 52 después del PMI. Esto se produce debido a la velocidad de ingreso de la mezcla y el motor necesita un mayor retraso al cierre de admisión para que aproveche un mejor llenado y su inercia

Este sistema cambia el momento de apertura y cierre de válvulas pero el ángulo total de apertura permanece invariable, Las válvulas de escape cuyos tiempos son constantes tienen un adelanto a la apertura de escape de 31 y un retraso de cierre de escape de 1.

En reposo el control a esta abierto razón por la cual el aceite a presión actúa sobre el pistón actuador. Como resultado se produce una variación en las válvulas de admisión

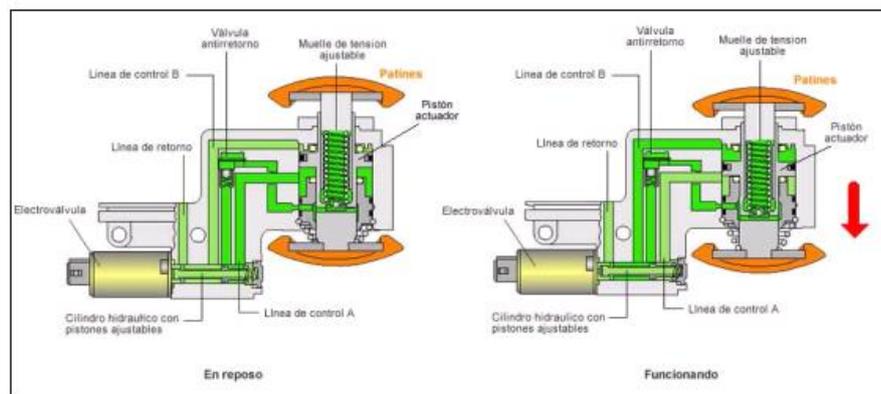


Figura 1.12 Funcionamiento sistema variocam

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.20)

A más de 1300 rpm el control B está abierto y el aceite presión actúa por encima del pistón actuador que empuja unos patines hace abajo y como resultado produce un adelanto de las válvulas de admisión.

Desde las 5000 rpm este vuelve a la posición inicial, retrasa la apertura de las válvulas de admisión esto se da debido al ingreso de gran velocidad

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p.p 17-18-19-20)

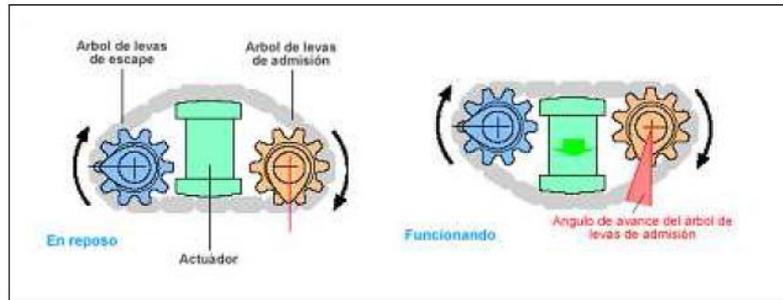


Figura 1.13 Activación del sistema variocam

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.21)

1.11.3 Sistema Valvetronic

Ugalde menciona que este sistema también fue creado por BMW y combina la regulación vanos doble y en la regulación continua de la carrera de las válvulas de admisión. El árbol de levas acciona la válvula por medio de una palanca intermedia.

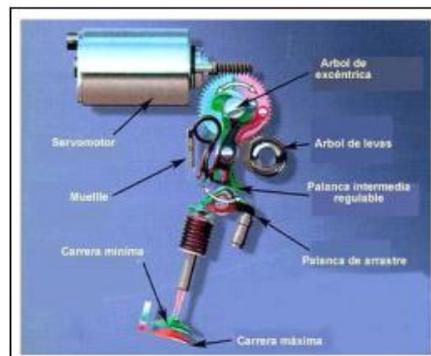


Figura 1.14 Activación del sistema valvetronic

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.24)

La misma que se encuentra en posición vertical y posee en el centro un rodillo que acciona la válvula por medio de una leva.

En el extremo inferior de esta palanca está apoyado sobre el rodillo de la palanca de arrastre, en la parte superior está apoyado en un eje excéntrico.

Cuando este sistema está en movimiento la palanca intermedia ejecuta un movimiento pendular, esto se consigue a través de un sistema que tiene forma de boomerang, la primera mitad de perfil se mueve paralelamente a la palanca de arrastre, la otra mitad tiene un ángulo que actúa sobre el rodillo abriendo la válvula.

Aproximadamente la mitad de todo este perfil actúa sobre la palanca de arrastre. El principio y el final de esa mitad se determina a través del fulcro de la palanca de desviación. Un motor eléctrico acciona el árbol del excéntrica, si aplica presión el rodillo superior de la palanca cambia el fulcro de la palanca y en consecuencia la parte efectiva del perfil en forma de boomerang. Es posible variar la carrera de la válvula de admisión en posiciones cerrada y abierta y es así como funciona el sistema VALVETRONIC.

Cuando el motor está en su máxima potencia la alzada de las válvulas es alta y por ende un mayor paso de aire, en cargas bajas es lo contrario.

El llenado de aire es controlado por la carrera variable de las válvulas obteniendo como resultado un rendimiento de motor en 10% de mejora.

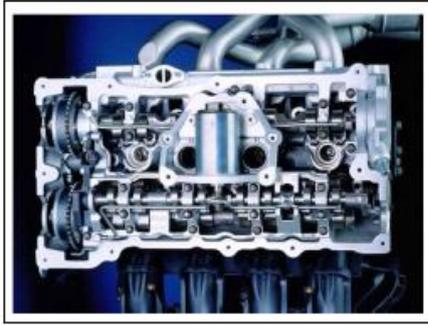


Figura 1.15 Sistema valvetronic

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.25)

Para la fabricación de este sistema se toma en cuenta valores de tolerancia muy reducidos, es un sistema sumamente complejo en su montaje y su distribución en costos es muy elevada. Las ventajas de este sistema son menos emisiones contaminantes y reducción de consumos

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p.p.p 21-22-23-24-25)

1.11.4 Sistema Vario Cam Plus

Desarrollado por Porsche, el mismo que realiza la distribución variable cambiando la alzada de las válvulas a través de empujadores de vaso invertido. Para marcha en vacío y carga reducida estos empujadores funcionan sobre una leva plana con una carrera de la válvula de solo 3 milímetros. El sistema cambia a dos levas más inclinadas con una carrera de válvulas de 10 milímetros.

Este sistema aprovecha la regulación de fases del árbol de levas de admisión optimizando la separación solapamiento. Su abreviatura CVCP por el

regulador continuo con pistones de desplazamiento axial o reguladores con alabes.

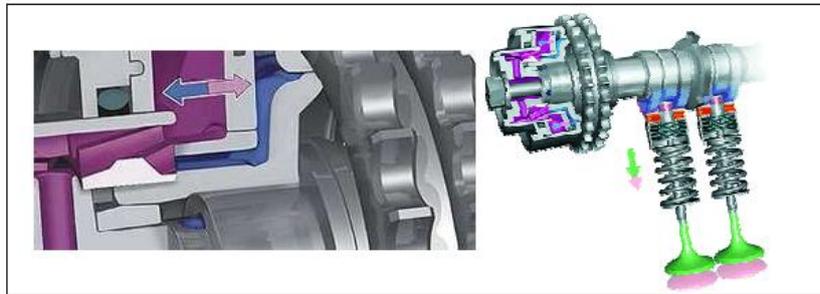


Figura 1.16 Activación sistema variocamplus

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.26)

Estos empujadores de vaso son controlados por una electroválvula de tres vías. Dependiendo de las necesidades del motor el árbol de levas cuenta con levas distintas, para así obtener una adecuada carrera de válvulas en cada situación. En su interior tiene contacto con la leva pequeña y en el exterior con la leva grande.

Este sistema está formado por la distribución variable que mejora el rendimiento del motor en ralentí además de ajustar el cruce de válvulas. En tiempos cortos de apertura permite una mejor combustión debido a que la mezcla es homogénea y eficaz y sus emisiones y consumos son un 10 por ciento más favorables. Esto da una estabilidad en su ralentí y su consumo es aprovechado por la recirculación de gases de escape y con su cruce de válvulas más amplio se logra aspirar gases desde el colector de escape.

Otra ventaja se puede destacar es que en su arranque con bajas temperaturas el calentamiento es mucha más rápido que un motor normal y las contaminaciones son mucho más limpias.

Así obtenemos como resultado una mayor potencia y par en todos los regímenes, reduce el consumo y emisiones contaminantes.

Para obtener estos resultados este sistema posee un mando Motronic ME7.8 que controla la carrera del as válvulas. A partir de parámetros más complejos como régimen de motor, temperatura de agua, temperatura de aceite, posición del acelerador y la marcha en la que se encuentra el motor. Este sistema compara las solicitudes del conductor con los parámetros que posee el sistema.

Ventajas principales son costes bajos del sistema, peso reducido, estabilidad en revoluciones.

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p.p 26-27-28-29)

1.11.5 Sistema VVT (Variable Valve Timing)

Ugalde nos revela que este sistema es usado principalmente por las marcas Hyundai, Daihatsu, Toyota y tienen las siguientes características;

- Menos esfuerzo de pistones cuando se desplaza del PMS al PMI, lo que permite un mejor llenado de los cilindros

- Los gases no quemados retornan al múltiple de admisión y como resultado obtenemos menos contaminación
- El momento que regresan los gases de escape por el cilindro la cámara de combustión se enfría evitando Nox.

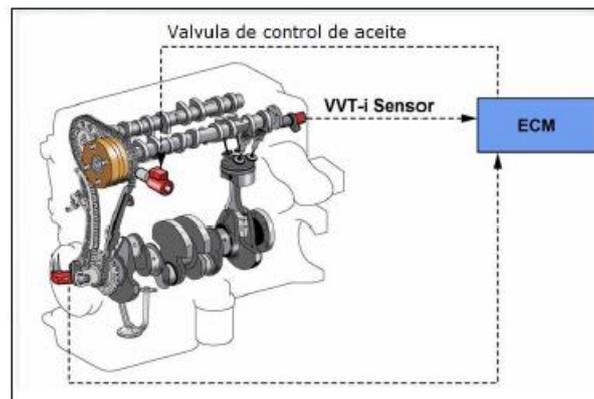


Figura 1.17 Sistema VVT

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.30)

Él explica que básicamente la computadora de este sistema envía señales de posición del cigüeñal, del árbol de levas, flujo de aire, entre otros. Esto permite que esta computadora envíe una señal de activación o desactivación de la válvula de control que permite el adelanto o retraso en la apertura de las válvulas de admisión.

1.11.5.1 Funcionamiento

Para todas estas marcas Ugalde nos enseña que el control VVT es impulsado por la cadena de distribución y una paleta que se encuentra fijada al árbol de levas mediante un tornillo, entre la envoltura y paleta se forman cámaras en las cuales se va a alojar el aceite del motor con motivo de permitir el movimiento longitudinal

del árbol de levas mediante la válvula OCV para de este modo adelantar el tiempo de apertura de las válvulas de admisión.

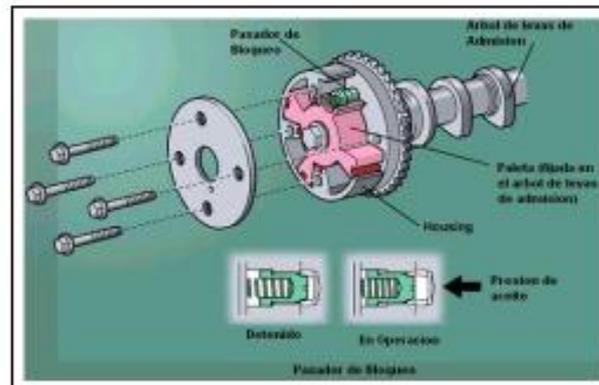


Figura 1.18 Partes del sistema VVT

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.31)

Este sistema tiene un pasador de bloqueo el cual tiene como función como indica su nombre, el bloqueo entre la paleta y la envoltura mientras es llenado por completo todo el circuito. Con esto se obtiene evitar el golpeteo en el arranque del motor.

En el avance las señales enviadas de activación son más amplias que las de desactivación, razón por la cual se adelanta la OCV y es aquí en donde ingresa la presión de aceite a las cámaras del controlador para que la paleta se mueva y es así como el árbol de levas consigue su movimiento.

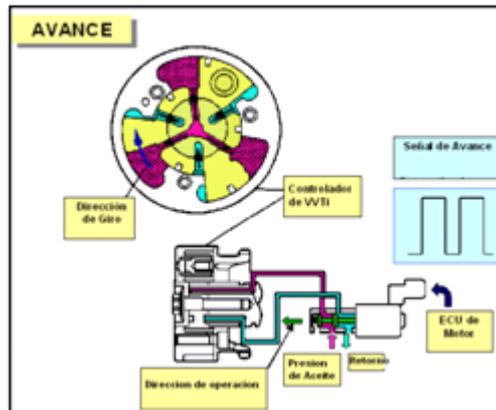


Figura 1.19 Avance del sistema VVT

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.32)

En el retraso las señales de desactivación son angostas en comparación a las de activación, en este momento se retrasa la OCV permitiendo el ingreso de aceite a las cámaras del controlador para que las paletas muevan al árbol de levas pero en dirección contraria al de avance.

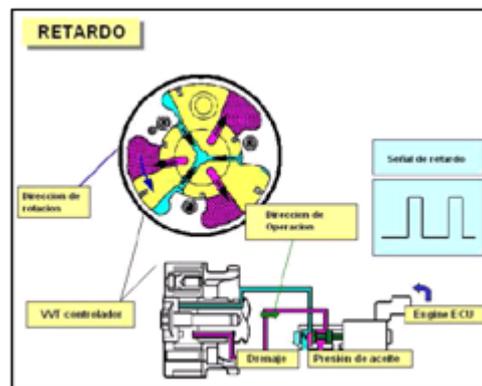


Figura 1.20 Retardo del sistema VVT

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.32)

En el momento de retención las señales de avance y retraso consiguen su equilibrio ya que las presiones son iguales en las cámaras antes mencionadas.

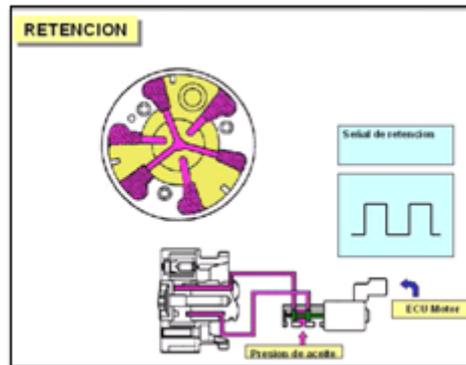


Figura 1.21 Retención del sistema VVT

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.33)

Con el uso del VVT se retrasa la apertura de las válvulas de admisión para evitar que los gases quemados ingresen al múltiple de admisión además de enriquecerla la mezcla durante el ralentí.

La ventaja principal de este sistema es el poco consumo de combustible ya que el motor funciona a bajas RPM.

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p. 30-31-32)

1.11.6 Sistema Vtec Honda (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System)

Alonso menciona que el sistema Vtec denominado también admisión variable, consiste en variar las válvulas de admisión para que en altas rpm el diagrama de distribución quede modificado obteniendo un mayor cruce y más tiempo de apertura de válvulas. Este motor posee un árbol de levas normal para bajos regímenes y uno modificado o rápido para los altos regímenes.

(Alonso Pérez José Manuel, *Técnicas del automóvil, Motores*, 10ma edición 2da reimpresión, España, Thomson Paraninfo. 2000. p. 130)

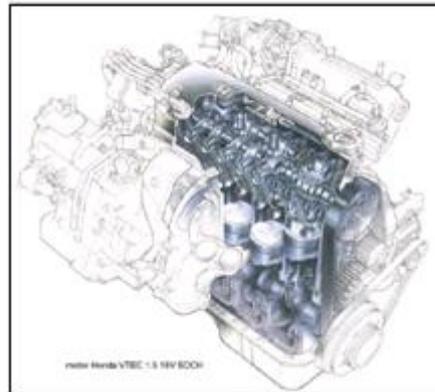


Figura 1.22 Sistema VTEC

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.34)

Ugalde por otro lado nos enseña que desde el año 1989 la compañía Honda lanzo al mercado este sistema que tiene como misión principal la variación de los tiempos de distribución, obteniendo esto sin que los árboles se torsionen, regulando la fase de apertura junto al tiempo y la sección de la misma.

Dependiendo de las revoluciones del motor el sistema de distribución varia la apertura de las válvulas de admisión, En revoluciones medias son más cortos los tiempos de aperturas y la carrera de la válvula menor da como resultado un incremento en la velocidad de ingreso de combustible en el cilindro así como también su par.

El sistema está compuesto de 6 levas y 6 balancines palancas por 4 válvulas en un cilindro, los cuales son de perfiles suaves en el mismo que la leva central poseen tiempos distribución más largos y carrera de la leva más grande.

En revoluciones bajas las levas externas se activan y la leva central funciona en vacío y no posee ningún efecto sobre las válvulas de los balancines de palanca centrales. Un muelle evita que se pierda contacto de leva balancín de palanca, algunos pasadores se desplazan hidráulicamente entre 5000 y 6000 rpm conectando los tres balancines de palanca. La leva central más grande es la encargada de apertura la válvula mediante una señal. Este sistema esta lubricado con el aceite del motor y la base de las levas iguales permite que los pasadores se encuentren alineados.

Debajo de las 2500 rpm los bulones están desactivados y en esta fase el motor funciona normalmente ya que no acciona ninguna válvula

Cuando sobre pasa las 2500 rpm se producen presión al bulón superior activándolo dando como resultado que dos válvulas de admisión se accionen por cada cilindro, este funcionamiento es desde las 2500 hasta las 6000 rpm

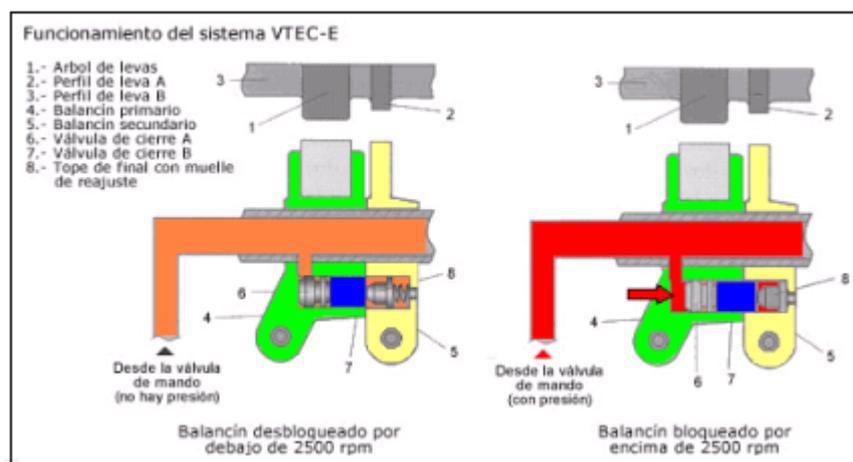


Figura 1.23 Funcionamiento VTEC

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.37)

A partir de los 6000 rpm se acoplan los 3 bulones y por ende los balancines activándolos por la leva de mayor alzada. Que nos da como ventaja una mayor potencia.

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p 33-34-35)

1.11.7 Sistema VVTI-i (Variable Valve Timing & lift – intelligent)

Ugalde menciona que el pionero de este sistema es Toyota y lanza al Mercado el sistema de distribución variable con una mejoría el mismo que controla

- Tiempos de distribución
- Mediante dos estados de funcionamiento de la alzada de la leva
- Árbol de levas de admisión y escape

Este sistema posee un solo balancín el mismo que acciona dos válvulas de admisión a la vez por medio de dos levas de diferente perfil. Un apoyo de perfil de la leva es un bulón el mismo que permite el desplazamiento.

Cuando el motor se encuentra en bajas y medias rpm el tope no se encuentra accionado de esta manera el bulón sube y baja y no acciona el balancín, siendo las válvulas accionadas por el perfil de leva suave.

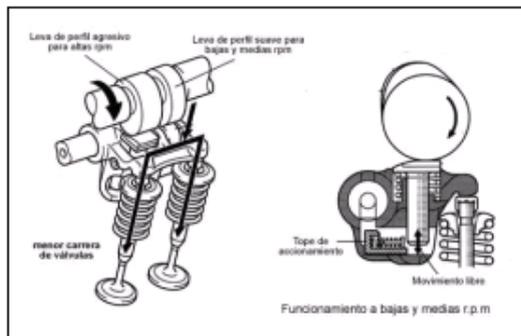


Figura 1.24 Funcionamiento vvt-i en bajas y medias

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.37)

A altas rpm el ecu acciona la válvula hidráulica bloqueando el bulón, de esta manera el perfil de leva agresivo acciona las válvulas consiguiendo una distribución propia de un motor rápido.

(Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.p.p. 36-37-38)

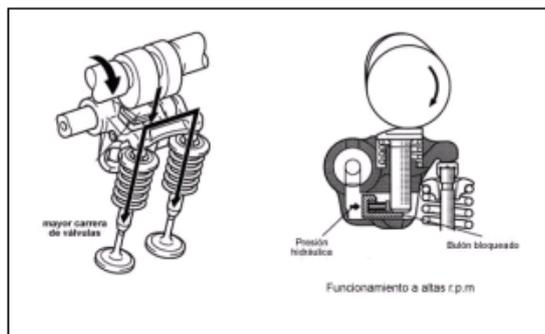


Figura 1.25 Funcionamiento vvt-i en altas

Fuente (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007. p.37)

1.11.8 Cuadro comparativo

Tabla 1.5 Cuadro comparativo de tipos de distribución variable

TIPOS DE DISTRIBUCION VARIABLE	
VANOS	VARIOCAM
BMW	PORSCHE
1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION	1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE
2. DESPLAZA EL CALADO UTILIZANDO PRESION DE ACEITE DEL SISTEMA DE ENGRASE	2. MECANISMO HIDRAULICO CONTROLADO POR LA UNIDAD ELECTRONICA SEGUN LA RPM
3. AUMENTO DE CRUCE DE VALVULAS EN ALTAS RPM	3. SISTEMA CONTROLADO POR LA CENTRALITA DE INYECCION DEL AECU
4. ADELANTO O RETRASO DEL ARBOL DE LEVAS DEPENDE DE CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO	4. BIEN LLEVADO DE CILINDROS Y AUMENTO PAR MOTOR
5. REDUCE EL TIEMPO DE APERTURA DE LAS LEVAS DE ADMISION SIN REDUCIR EL RENDIMIENTO MAXIMO	5. REGULACION CONTINUA LO QUE DA COMO RESULTADO UNA ELEVADA POTENCIA ESPECIFICA Y UN DESARROLLO HOMOGENEO DEL PAR MOTOR
6. REGULACION CONTINUA	
VARIOCAM PLUS	VALVETRONIC
PORSCHE	BMW
1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE	1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE
2. AJUSTE DE CRUCE DE VALVULAS Y MEJORA DE RENDIMIENTO EN BAJAS RPM	2. COMBINA REGULACION VANOS DOBLE Y REGULACION CONTINUA DE LA CARRERA DE LAS VALVULAS DE ADMISION
3. REDUCCION DE EMISIONES CONTAMINANTES EN UN 10%	3. FABRICACION CON VALORES DE TOLERANCIA BAJO
4. RECIRCULACION DE GASES APROVECHADO DEBIDO A UN CRUCE DE VALVULAS MAS AMPLO	4. LLENADO DE AIRE CONTROLADO POR CARRERA VARIABLE DE LAS VALVULAS OBTENIENDO UN 10% DE MEJORA
5. MAYOR POTENCIA Y PAR EN TODOS LOS REGIMENES DE GYRO PESO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	5. SISTEMA DE MONITAJE COMPLEJO Y COSTOS ELEVADOS
6. COSTO DE FABRICACION BAJO, PERO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	6. REDUCCION DE CONSUMO Y MENOS EMISIONES CONTAMINANTES
VARIOCAM PLUS	WT
PORSCHE	TOYOTA
1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE	1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE
2. AJUSTE DE CRUCE DE VALVULAS Y MEJORA DE RENDIMIENTO EN BAJAS RPM	2. COMPUTADORA DE ESTE SISTEMA ENVIA SEÑALES DE POSICION DEL ARBOL DE LEVAS IGUENAL, FLUJO DE AIRE ENTRE OTROS
3. REDUCCION DE EMISIONES CONTAMINANTES EN UN 10%	3. ECONOMIA DE COMBUSTIBLE
4. RECIRCULACION DE GASES APROVECHADO DEBIDO A UN CRUCE DE VALVULAS MAS AMPLO	4. AUMENTO POTENCIA MOTOR DEBIDO A UN MEJOR LLENADO DE CILINDROS
5. MAYOR POTENCIA Y PAR EN TODOS LOS REGIMENES DE GYRO PESO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	5. MEJOR CONTAMINACION AMBIENTAL
6. COSTO DE FABRICACION BAJO, PERO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	
VARIOCAM PLUS	WTI-I
PORSCHE	TOYOTA
1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE	1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE
2. AJUSTE DE CRUCE DE VALVULAS Y MEJORA DE RENDIMIENTO EN BAJAS RPM	2. DEPENDIENDO LAS REVOLUCIONES DEL MOTOR VARIA LA APERTURA DE LAS VALVULAS DE ADMISION
3. REDUCCION DE EMISIONES CONTAMINANTES EN UN 10%	3. ECONOMIA DE COMBUSTIBLE
4. RECIRCULACION DE GASES APROVECHADO DEBIDO A UN CRUCE DE VALVULAS MAS AMPLO	4. AUMENTO POTENCIA MOTOR DEBIDO A UN MEJOR LLENADO DE CILINDROS
5. MAYOR POTENCIA Y PAR EN TODOS LOS REGIMENES DE GYRO PESO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	5. MEJOR CONTAMINACION AMBIENTAL
6. COSTO DE FABRICACION BAJO, PERO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	
VARIOCAM PLUS	VTEC
PORSCHE	HONDA
1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION Y ESCAPE	1. ALZADA DE LEVAS VARIABLE EN EL ARBOL DE LEVAS DE ADMISION
2. AJUSTE DE CRUCE DE VALVULAS Y MEJORA DE RENDIMIENTO EN BAJAS RPM	2. DEPENDIENDO LAS REVOLUCIONES DEL MOTOR VARIA LA APERTURA DE LAS VALVULAS DE ADMISION
3. REDUCCION DE EMISIONES CONTAMINANTES EN UN 10%	3. ECONOMIA DE COMBUSTIBLE
4. RECIRCULACION DE GASES APROVECHADO DEBIDO A UN CRUCE DE VALVULAS MAS AMPLO	4. AUMENTO POTENCIA MOTOR DEBIDO A UN MEJOR LLENADO DE CILINDROS
5. MAYOR POTENCIA Y PAR EN TODOS LOS REGIMENES DE GYRO PESO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	5. MEJOR CONTAMINACION AMBIENTAL
6. COSTO DE FABRICACION BAJO, PERO REDUCIDO Y ESTABILIDAD EN REVOLUCIONES	

Fuente: (Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto

Nacional de aprendizaje, 2007)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

Capítulo 2

2.1 Sistema electrónico

En este capítulo detallaremos los elementos necesarios, así también el funcionamiento de cada uno de ellos para entender de una mejor manera como va a estar constituido el control electrónico, el mismo que realizara el cambio de fase en el árbol de levas.

Es importante mencionar que se desarrollara la descripción del sistema y tener una idea de la conformación de las partes y su diseño

2.2 Descripción del sistema de control electrónico

Para poder describir al sistema de control electrónico debemos tener conocimiento sobre que es un control electrónico, su funcionamiento, su composición y partes que serán de fundamental importancia en el mismo.

2.2.1 Sistemas de control

Espi, Camps y Muñoz señala que los sistemas electrónicos se encuentran formados por un cierto número de dispositivos los cuales operan sobre un conjunto de señales eléctricas. El sistema electrónico es el mismo que procesa o transforma estas señales. Estos sistemas se encuentran formados por un conjunto de dispositivos electrónicos interconectado y alimentados con una o varias fuentes de tensión continua, además cabe mencionar que estos dispositivos son elementos básicos que forman parte del sistema.

Además nos indican que estos dispositivos electrónicos pueden ser pasivos como resistencias, condensadores, transformadores y diodos y a su vez pueden ser activos como los transistores. La diferencia principal de estos es la

necesidad de una alimentación de tensión constante en los sistemas pasivos y en los sistemas activos la forma de alimentación debe ser una fuente de tensión continua y deben tener un punto de referencia del sistema conocido por tierra o masa. Es importante mencionar que estos sistemas operan con señales eléctricas como tensión y corriente

(Espi Lopez Jose, Camps Valls Gustavo, Muñoz Mari Jordi, *Electrónica Analógica, Problemas y Cuestiones*, España, Pearson Prentice Hall, 2006. p. 1)

Por otro lado Ribbens indica que los sistemas de control son utilizados para regular la operación de otros sistemas. El sistema que está controlado se lo conoce como planta del sistema y el sistema controlador se lo denomina controlador electrónico.

La descripción de un sistema de control se la realiza por medio de sus elementos fundamentales, objetivos del control y componentes del sistema así también como sus resultados. El objetivo principal de este sistema es realizar medidas cuantitativas de las tareas que va a desempeñar y se describen por medio de una o varias variables dependiendo de las necesidades del operador. Los resultados son llamadas salidas o variables controladas. El objetivo principal de este sistema es regular los valores de salidas en la entrada determinada por el operador.

El sistema de control debe poseer las siguientes condiciones

- Realizar funciones con exactitud
- Responder rápidamente
- Ser estable

- Responder a entradas válidas.

Ribbens acota que la salida de un sistema de control electrónico es una señal eléctrica que debe convertirse en una acción mecánica. El dispositivo que convierte la señal es conocido como actuador. Este actuador posee terminales eléctricas las mismas que provienen del control electrónico y mediante un proceso interno de conversión electromecánica se obtiene una salida mecánica. Estos controladores electrónicos pueden ser implementados con electrónica analógica o digital.

Existen dos tipos principales de estos sistemas; ciclo abierto o alimentación directa y ciclo cerrado o de retroalimentación.

(Ribbens William B, *Electronica Automotriz*, 1era edición, Mexico, Limusa. 2007. p.p 63-64-65)

2.2.1.1 Control de ciclo abierto

Ribbens menciona que los componentes del ciclo abierto del sistema de control electrónico posee una salida a un actuador, y este regula la planta que está siendo controlada con la relación deseada entre la entrada de referencia y el valor de la variable. En este sistema la entrada de comando se envía al controlador electrónico el mismo que realiza la operación de control sobre la entrada para así generar una señal eléctrica. La misma que es la entrada al actuador que genera una entrada de control a la planta y a su vez regula la salida de la planta al valor deseado. A esto se denomina control de ciclo abierto debido a que la salida del sistema nunca se compara con la entrada de comando para ver si corresponden.

La principal desventaja de este ciclo es la incapacidad para compensar cambios que podrían ocurrir en el controlador o la planta debido a alteraciones.

2.2.1.2 Control de ciclo cerrado

Ribbens indica que el control de ciclo cerrado se obtiene mediante un sensor, una medición de la variable de salida que está siendo controlada y este se retroalimenta al controlador. El valor medido de esta variable se compara con el valor deseado de la variable con base en la entrada de referencia. Si se crea una señal errónea basada en diferencia de valores, el controlador genera una señal en el actuador que tiende a reducir el error a cero. La ventaja de este sistema es mejorar su estabilidad eliminando efectos de alteraciones pero es necesario incorporar uno o más sensores y algunos componentes electrónicos de condicionamiento de señales. La función de este último es transformar la salida del sensor para alcanzar la salida deseada.

Estos sistemas se clasifican por la forma en la cual se procesa la señal de error para generar la señal de control.

(Ribbens William B, *Electronica Automotriz*, 1era edición, Mexico, Limusa. 2007. p.p.p 65-66-67)

2.3 Microprocesadores y microcomputadores

Bosch menciona que un microprocesador consiste en la integración de la unidad central de un ordenador en un chip. Este microprocesador impide la individualización a pesar de su gran integración y adapta a distintos requisitos prácticos mediante la programación de este chip. Se diferencian dos grupos principales de procesadores. para un PC (personal Computers se utilizan procesadores CISC que son versátil y se permiten programar libremente y por otro lado en WS (Work Station) se emplean habitualmente procesadores RISC (Reduced Instruction Set Computing que son mucho más rápidos para realizar

ciertas tareas de WS. Cabe mencionar que estos microprocesadores no funcionan por sí mismo y forman parte de un microcomputador o también conocido como microcontrolador.

Por otro lado un microcontrolador reúne en un chip al menos las funciones de la CPU, de la memoria de disco duro y la operatividad de entradas y salidas además un microcontrolador se rige por un programa preestablecido que proporciona valores de salida e información de entrada.

2.3.1 Elementos de un Microcomputador

Bosch menciona que un microcomputador consta de los siguientes elementos y gracias al microcontrolador se tienen las siguientes ventajas;

- Menor tamaño del producto acabado debido a la integración de un chip
- Aumento de prestaciones debido a un mejor control sobre un elemento y sus funciones
- Aumento de fiabilidad ya que el microcontrolador sustituye un conjunto de elementos y disminuye el riesgo de averías y su instalación es menos compleja.
- Mayor flexibilidad ya que las funciones de este control se encuentran programadas y pueden ser modificadas dependiendo las necesidades.

2.3.1.1 Microprocesador

Bosch señala que el microprocesador contiene su unidad de control (CPU) y su unidad de cálculo la cual tiene como misión principal realizar operaciones

aritméticas lógicas y la unidad de control gestiona la ejecución de instrucciones de la memoria del programa.

2.3.1.2 Unidades de entrada y salida

Bosch menciona que son conocidas también con las siglas (I/O) Input / Output y su función es gestionar el tránsito de datos en la CPU y dispositivos periféricos

2.3.1.3 Memoria

Bosch indica que la memoria es un dispositivo de almacenamiento en el cual se guardan permanentes las operaciones de trabajo y existen los distintos tipos de memoria;

- **RAM:** dispositivos de poca capacidad debido a que contiene solo variables y como existe solo un programa activo no se requiere guardar una copia en la RAM por motivo que se ejecuta directamente desde la ROM.
- **ROM:** memoria no volátil de solo lectura y su información se graba durante su fabricación, es de un elevado coste de diseño y solo se emplea en microcontroladores que van en cantidades de miles.
- **OTP:** (One Time Programmable) conocido también como una vez programable y el usuario es quien describe el programa en el chip por medio de un grabador controlado por un programa desde un PC
- **EPROM:** (Erasable Programmable Read Only Memory) memorias que tiene la característica principal de borrarse por medio de rayos ultravioleta en la ventana de cristal que posee en la superficie y grabarse varias veces

por medio de un PC además su costo es más elevado que el OTP debido al material del cual está fabricado.

- **EEPROM:** (Electrical Erasable Programmable Read Only Memory) como su nombre lo indica la programación y el borrado se lo realiza por medio de un programador de PC, es muy ágil y rápida de operación.
- **FLASH:** es una memoria no volátil de bajo consumo y que se puede borrar y programar, su funcionamiento es similar a la de una ROM o RAM pero su tamaño es más pequeño, esta memoria es más rápida y de mayor densidad que la EEPROM y su uso radica en que puede ser programable en el circuito además de ser utilizado para reprogramaciones de sistemas modificados.

2.3.1.4 Sistemas Bus

Bosch menciona que el sistema bus conecta los distintos elementos del microcomputador y su función es la transferencia de datos y existen los siguientes tipos;

- **UART:** Adaptador de comunicación de serie asincrónica
- **USART:** serie síncrona y asíncrona, es de puerta paralela esclava que puede conectarse con buses de otros microprocesadores
- **USB:** bus serial universal manufacturado para PC
- **BUS I2C:** Interfaz de dos hilos manufacturado por Phillips
- **CAN:** permite su adaptación con redes multiplexadas desarrollado por Intel y Bosch su adaptación es fundamental en el área automotriz

2.3.1.5 Generador de pulsos

Bosch menciona que la función principal de este elemento es para que todas las operaciones del microcomputador se realicen en una secuencia temporal determinada o en un tiempo determinado.

2.3.1.6 Circuitos lógicos

Bosch señala que los circuitos lógicos son componentes designados con tareas principales dentro de un microcomputador.

(Bosch Robert, *Manual de la Técnica del automóvil*, Cuarta edición, Alemania, Bosch, 2005. p.p 94-96)

2.4 Interruptores

Mc Intyre señala que los interruptores son elementos que abren o cierran circuitos electrónicos en otros términos son dispositivos de conexión y desconexión y se clasifican en dos tipos.

- Seleccionador
- Interruptor

2.4.1 Seleccionador

Mc Intyre menciona que este tipo de interruptor se caracteriza por la intensidad y la tensión los mismos que no son usados para la ruptura ni el cierre por carga además no poseen fusible en su gran mayoría.

2.4.2 Interruptores

Mc Intyre señala que la función principal de este interruptor es como su nombre lo menciona interrumpir el paso de corriente a sobrecargas normales y las características son la intensidad o potencia que puede interrumpir o conectar además de poseer por protección un fusible por sistemas.

2.4.3 Interruptores automáticos

Además Mc Intyre indica que existen los interruptores automáticos o también llamados disyuntores que a diferencia del antes mencionado poseen un mecanismo de retención con desenganche mediante un dispositivo que es térmico, ya que el mismo permite conectarse nuevamente después de haber pasado una sobrecarga, este sistema posee una protección contra el cortocircuito que permite que este disyuntor sea más compacta.

(Mc Intyre R. L, *Control de Motores Eléctricos*, México, Alfaomega, 1992. p.p 46-47)

2.5 Motor a pasos

Rashid indica que los motores a pasos son dispositivos electromecánicos que convierten la información digital en un movimiento mecánico, los mismos que giran a un desplazamiento angular predeterminado como respuesta a una señal lógica. Los cuales requieren un paso de una posición a otra razón por la cual a su nombre se lo refiere así. Estos motores existen de dos clases

- Motor a pasos de Reluctancia Variable
- Motor a pasos de imán permanente

2.5.1 Motor a pasos de reluctancia variable

Rashid menciona que este motor se puede usar como una unida o en una pila con varios. Su operación en una pila se monta tres o más motores monofásicos en un eje común con sus ejes magnéticos de estator desplazados entre sí. Los tres rotores con dos polos en cascada con una trayectoria de reluctancia mínima y cada uno se encuentra alineado con el desplazamiento angular, además cada uno de estos rotores posee un estator monofásico separado y los ejes magnéticos están desplazados entre sí. Cada estator posee dos polos y el devanado se encuentra embobinado en los dos polos y la corriente positiva entra y sale por los lados del devanado. Estos devanados pueden tener varias vueltas y son las mismas que el devanado que se encuentra al otro lado. El ángulo se encuentra referido a la trayectoria de la reluctancia mínima a partir del eje principal.

Si el devanado primario del motor dos y tres están en circuito abierto el devanado primario del motor uno se excito con un voltaje de corriente directa y se establece con corriente constante. Este motor es un dispositivo discreto operado por la conmutación de un voltaje de corriente directa de una a otro devanado del estator.

A cada pila se le llama con frecuencia una fase. Y cuando se encuentran en una pila se llama una maquina trifásica.

El paso de diente T_p es la distancia entre los puntos de dos dientes consecutivos y se relaciona con dientes de engrane del rotor R_T por pila mediante

$$T_p = 2\pi / R_T$$

Si se energiza por separado cada pila es así que al ir de 1 a 2 y regresar al 1 el rotor debe girar un paso de diente. Si N es el número de pilas, S_L se relaciona con T_p mediante

$$SL = T_p / N = 2\pi / N RT$$

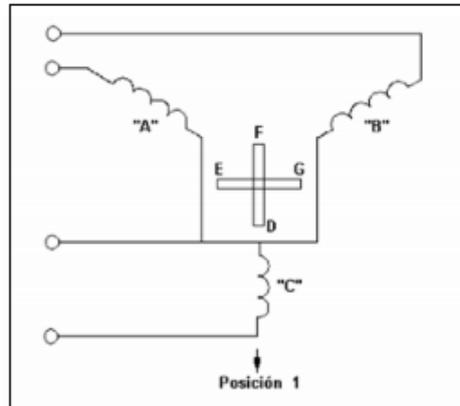


Figura 2.1 Diagrama de motor a pasos de reluctancia variable

Fuente: (Rashid Muhammad H, *Electrónica de potencia, Circuitos dispositivos y aplicaciones*, 3era Edición, México, Pearson Educación, 2004 p. 750)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

2.5.2 Motor a pasos de imán permanente

Rashid indica que el motor a paso de imán permanente es bastante común debido a que es una máquina síncrona de imán permanente el mismo que funciona como motor a pasos o a su vez como un dispositivo de velocidad constante. Un motor a pasos de dos polos, dos fases e imán permanente. Es así como el devanado 1 está en circuito abierto y se aplica corriente positiva por el devanado 2 como resultado de este paso de corriente se establece que el polo norte del estator en el diente en el que está devanado 2'. El rotor se colocaría en 0 y se desenergiza el devanado 1 al mismo que se energiza el devanado 2 con una corriente positiva. El rotor se mueve la longitud de un paso en dirección contraria a las manecillas del reloj y para continuar con los pasos es esa dirección se desenergiza el devanado 2 y se energiza el 1 con una corriente negativa es así como se realizan los pasos en sentido contrario a las manecillas del reloj con la

secuencia de corriente 1',2-1-21',2 y la rotación de las manecillas del reloj se logra con una secuencia de corriente 1'2-1'21'-2'.

Para realizar un paso en el rotor se necesitan cuatro conmutaciones, en donde N es la cantidad de fases, SL longitud de paso que se relaciona con el paso del diente T_p. RT son los dientes de engrande del rotor

$$SL = T_p / 2N = \pi / N RT$$

Al aumentar cantidad de gases los dientes del rotor se reduce la longitud del paso. Las longitudes típicas de paso son de 2° a 15°. La gran mayoría de estos motores poseen dos polos y más de 5 dientes en el rotor y otros tienen hasta ocho polos y 50 dientes en el rotor.

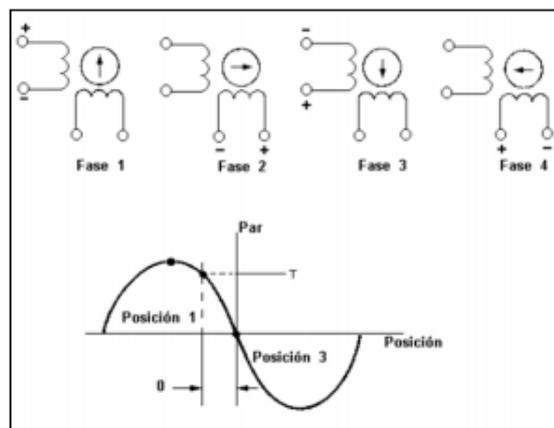


Figura 2.2 Diagrama de motor a pasos de imán permanente

Fuente: (Rashid Muhammad H, *Electrónica de potencia, Circuitos dispositivos y aplicaciones*, 3era Edición, México, Pearson Educación, 2004 p. 753)

Elaborado por: (García Marcelo 2013)

(Rashid Muhammad H, *Electrónica de potencia, Circuitos dispositivos y aplicaciones*, 3era Edición, Mexico, Pearson Educacion, 2004. p.p.p.p.p 749-750-752-753-754)

2.6 Modelos de displays

En la actualidad se encuentran algunos modelos de display o LCD también conocidos como Liquid Crystal Display y son utilizados como indicadores de información de un circuito electrónico.

2.6.1 LCD TN

Bosch señala que la tecnología de este LCD llamado display de cristal líquido por twisted nematic es la más sofisticada y extendida, el termino viene de la disposición retorcida de las moléculas de cristal líquido entre placa de cristal delimitadas con electrodos transparentes. Esta capa forma una válvula de luz y su función es bloquear o dejar pasar la luz polarizada y esto depende si hay tensión o no en él y su aplicación se encuentra entre -40 C y + 85C. Los mismos que pueden funcionar en contraste positivo o negativo además las celdillas de contraste positivo son ideales para el funcionamiento con luz incidente o transmitida y las celdilla de contraste negativo solo se pueden leer con un contraste satisfactorio con fuerte iluminación trasera. Este tipo de LCD TN es perfecta para un cuadro de instrumentos.

2.6.2 LCD STN y DSTN

Bosch indica que la estructura molecular de Super Twisted Nematic es más retorcida que la anterior debido a que en su interior solo permite representación monocromática y usa un contraste azul amarillo. La neutralidad cromática se lleva a cabo con una lámina retardadora pero no un intercalo de temperaturas completo del vehículo. Por otro lado la STN de doble capa o llamada DSTN posee mejores

propiedades es así que permite la reproducción en blanco y negro en varios intervalos de temperatura con representación negativa y positiva. Este color se crea con luces traseras procedentes de diodos luminosos de colores y la variedad cromática se crea empleando filtros de color rojos verdes y azules con substratos cristalinos. En las escalas de gris están restringidas condiciones del vehículo de manera que se limita negro blanco y colores puros.

2.6.3 LCD AM

Bosch indica que son llamadas pantallas de cristal líquido de matriz activa y su utilización es apropiada para información compleja en el cuadro de instrumentos y en la consola central de forma exigente con una respuesta rápida y alta resolución además de ser capaces de reproducir video. Es así como se han desarrollado las pantallas LCD TFT Thin Film Transistor que vienen en pantallas de 4'' y 7'' para vehículos que posean consola central y la temperatura va de -25 C a + 85 C por otro parte para una cuadro de instrumentos programable las pantallas son de 10'' a 14'' con una temperatura entre -40 C a + 95 C. Estas LCD están compuestas por un substrato de cristal activo que poseen electrodos de pixeles compuestos de estaño de óxido de indio y los conductores metálicos de filas y columnas además de los semiconductores. En los puntos de cruce de estos se encuentra un transistor de efecto de campo u y así se genera cada pixel un condensador. En la placa de cristal opuesta están los filtros de color y una matriz negra que ayuda en el contraste de la pantalla y para esto se utiliza una secuencia de procesos fotolitográficos y sobre ella va una contra placa continua para todos los pixeles. Estos filtros de color se aplican como líneas continuas que ayudan a una buna

reproducción de la información gráfica o como filtro mosaico para una reproducción de secuencia de video.

2.6.4 HUD

Por ultimo Bosch señala que este Display HUD es conocido como Proyección de la Imagen sobre el Parabrisas y es un sistema óptico que genera una imagen virtual a una distancia de observación de tal manera que la visión puede permanecer adaptada al infinito. La información requerida por el usuario puede consultarse sin desviar la vista del cuadro de instrumentos y con una distracción mínima. La estructura de este novedoso sistema está compuesta por un display con activación de generación de imágenes, la iluminación y una óptica de presentación y un combinador que es el elemento que se refleja la imagen al ojo del conductor. Los displays utilizados en este sistema son VFD, fluorescentes de vacío y para una visualización de mayor calidad TFT de tecnología de silicio poli cristalino que ayudan a un mayor ángulo de visión y permiten avanzar la representación análoga del contacto.

(Bosch Robert, *Manual de la Técnica del automóvil*, Cuarta edición, Alemania, Bosch, 2005. p.p. 1080-1081)

2.7 Actuadores

Bosch señala que los actuadores constituyen la interfaz entre el procesamiento de información y el proceso mecánico. Estas señales aportan la información de ajuste de baja potencia en señales potentes que son la energía necesaria para intervenir en el proceso. Los convertidores de señal con los elementos

amplificadores se apoyan en el principio de transformación física entre distintas formas de energía.

- **Reguladores:** son elementos que poseen una entrada electrónica de señal de regulación energía auxiliar y salida de energía
- **Elementos de ajuste:** son similares a los reguladores pero la señal puede ser por una distinta vía de la eléctrica. La formación de un regulador y un elemento de ajuste es un DISPOSITIVO DE AJUSTE.
- **Convertidor:** también conocido como transductor y no poseen entrada de señal de regulación tan solo con aporte de energía.
- **Actuador:** es una cadena de reguladores y convertidores. Se denomina un actuador a un elemento de ajuste sin convertidor.

2.7.1 Actuadores electromecánicos

Bosch menciona que estos actuadores pueden clasificarse en función del tipo de transformación de energía ya sea de campo magnético o eléctrico o en forma de calor. A partir de estas formas de energía se generan distintos principios de generación de fuerzas que se basan en las fuerzas de campo o en propiedades de la materia. Además de que los materiales magneto resistivos proporcionan a los actuadores distintas aplicaciones en el campo de los micro reguladores y entre ellos los actuadores piezoeléctricos y en los actuadores de multicapa son utilizados como actuadores de válvulas de inyección de inmediata conexión.

En el sector automotriz estos actuadores integrados son convertidores electromagnetomecánicos y servomotores eléctricos derivados así también reguladores magnéticos de traslación o de rotación. Estos reguladores

magnéticos son elementos de ajuste o accionamiento de un amplificador pos conectado a excepción del airbag.

2.7.2 Actuadores hidráulico - mecánicos

Bosch señala que los principios de regulación y transformación de la energía de los elementos hidráulicos y neumáticos son similares. Es así como los accionamientos de regulación hidráulico mecánicos se emplean sobre todo convertidores de energía hidrostáticos que funcionan al principio de impulsión transformando la energía de presión del fluido en un trabajo mecánico y viceversa. Por otra parte los convertidores hidrodinámicos sirven para la transformación de energía de una corriente en un trabajo mecánico y las pérdidas durante la transformación de energía producen en forma de fugas y rozamiento. Las pérdidas hidráulicas térmicas se producen por resistencia de corriente y transforman la energía hidráulica en calor por medio de un estrangulamiento de la corriente lo que ocasiona que este calor sea liberado al entorno y en una pequeña parte sea absorbido por el fluido.

$$Q_{\text{calor}} = Q_1 \cdot p_1 - Q_2 \cdot p_2$$

Y para los casos de fluidos incompresibles

$$Q_{\text{calor}} = Q_1 (p_1 - p_2)$$

(Bosch Robert, *Manual de la Técnica del automóvil*, Cuarta edición, Alemania, Bosch, 2005. p.p.p p. 140-141-145-146)

2.8 Funcionamiento del control electrónico de árbol de levas

El funcionamiento de este control electrónico y sus elementos son:

- 1 Interruptor
- 1 Display LCD
- 1 Microprocesador / circuito electrónico
- 1 Motor a pasos
- 2 Motores DC

Cabe señalar que para realizar los cambios de fase el vehículo debe estar apagado y sin movimiento alguno. Se describe el funcionamiento del sistema de la siguiente manera; un interruptor de dos posiciones O/I es el que da corriente a todo el sistema electrónico el mismo que debe estar en posición I. Por otra parte un actuador es el ordenador de cambio de fase. El momento de presionar el mismo la pantalla LED indica el mensaje “presione para modificar”, el momento que presionamos el sistema mecánico y electrónico realizaran el cambio de fase en donde actúan la placa del motor A y el motor DC A que posee un acople con un tornillo sin fin, el mismo que da el movimiento longitudinal al motor DC B. En este momento actúa la placa del motor B y el motor B para desacoplar el perno de la polea del árbol de levas. Cabe señalar que para atornillar y desatornillar este perno los motores A y B actúan consecutivamente ya que si esto no sucede el perno se remuerde. Para culminar este proceso la placa del motor a pasos y el motor a pasos actúan con un movimiento de 90 grados en movimiento horario y por último se atornilla nuevamente el perno de la polea del árbol de levas y en la pantalla indicara “Cambiando a modo modificado”. Para realizar nuevamente el cambio de fase a estándar presionamos nuevamente el actuador y el sistema mecánico y electrónico realizaran el mismo proceso antes mencionado con la

única diferencia que el motor a pasos realizara un movimiento anti horario. En la pantalla indicara “cambiando a modo estándar”.

2.9 Descripción y características del vehículo

Tabla 2.1 Características del vehículo

ESPECIFICACIONES CHEVROLET CORSA 1.4 (1998-2007)		
Datos de Fabricación	Fabricante	GM Colmotores
	Ensamble Final en	Bogotá, Colombia
Pesos	Bruto sin A/A (3P/4P/5P)	1320 kg / 1320 kg / 1320 kg
	Bruto con A/A (3P/4P/5P)	1375 kg / 1463 kg / 1395 kg
	Permisible en el eje delantero sin A/A (3P/4P/5P)	675 kg / 740 kg / 675 kg
	Permisible en el eje delantero con A/A (3P/4P/5P)	715 kg / 770 kg / 770 kg
	Permisible en el eje trasero sin A/A (3P/4P/5P)	660 kg / 705 kg / 680 kg
	Permisible en el eje trasero con A/A (3P/4P/5P)	660 kg / 705 kg / 680 kg
Capacidades de Carga	Volúmen Baúl (3P/4P/5P)	260 L / 390 L / 280 L
	V. Baúl con el asiento trasero plegado (3P/4P/5P)	650 L / 542 L / 680 L
	Carga Útil (pasajeros y carga)* (3P/4P/5P)	470 kg / 450 kg / 423 kg
	Capacidad de Remolque con Frenos (3P**/4P/5P**)	900 kg / 850 kg / 900 kg
Dimensiones	Capacidad de Remolque sin Frenos (3P/4P/5P)	450 kg / 450 kg / 450 kg
	Ancho con Espejos (mm)	1768
	Largo / Ancho / Alto / Distancia entre ejes (mm) 3P	3729 / 1608 / 1388 / 2443
	Largo / Ancho / Alto / Distancia entre ejes (mm) 4P	4026 / 1608 / 1388 / 2443
Motor	Largo / Ancho / Alto / Distancia entre ejes (mm) 5P	3729 / 1608 / 1388 / 2443
	Código	1J MPFI X14XE
	Tipo	Longitudinal Delantero
	Número de Cilindros y válvulas por cilindro	4 en línea 2 válvulas por cilindro (S)
	Ordende Encendido	1 - 3 - 4 - 2
	Diámetro del pistón	77,6 mm
	Carrera del pistón	73,4 mm
	Relación de Compresión	9,5 a 1
	Cilindrada	1368cc
	Revoluciones de ralentí	150 ± 50 rpm
Caja de Cambios	Potencia Máxima Neta***	83, HP a 6000 rpm
	Torque Máximo Neto***	113,6 Nm a 3000 rpm
	Relaciones	1a - 3,73:1
		2a - 2,14:1
		3a - 1,41:1
		4a - 1,12:1
		5a - 0,89:1
		R - 3,31:1
	Velocidades recomendadas para cambio de marcha (hasta 1500 msnm / sobre 1500 msnm)	1a a 2a - 15 km/h / 20 km/h
		2a a 3a - 30 km/h / 35 km/h
		3a a 4a - 40 km/h / 60 km/h
		4a a 5a - 65 km/h / 75 km/h
Diámetro de Giro	Pared a Pared	10,45 m
	Andén a Andén	9,9 m
Llantas	Rin 13	165/70
Tanque de Combustible	Capacidad	46 Litros ó 12,15 Galones
Frenos	Discos Adelante	Tambores Atrás
Suspensión	Delantera: Independiente, Mcpherson con brazo transversal y tensor longitudinal	
	Trasera: Semi-independiente con eje de torsión Barras estabilizadoras en ambos ejes	
Desempeño:	0 a 100 km/h	12,5 segundos
	Velocidad Máxima	173 km/h
	Consumo Mixto	6,8l/100km ó 55,6 km/gal

(Fuente : Manual de Taller Corsa, 2005. p. 2068)

2.10 Ángulos de las levas estándar versus sistema de control electrónico

El manual de kent cams menciona que el árbol de levas estándar de un motor corsa 1.3L 1.4L 1.6L tiene las mismas características técnicas del árbol de levas debido a que usan el mismo cabezote su diferencia radica en el block de motor y en la caja de cambios:

Según Las mediciones pertinentes del caso el árbol de levas es 6/40 32/5

Admisión	Escape
6/40	32/5

Cars by simon indica que debemos realizar los siguientes cálculos. Para calcular el cruce de válvulas sumamos los grados de inicio de la apertura de la válvula de admisión y cierre de la de escape

$$6+5= 11$$

Kindler por otro lado indica que para el angulo de apertura de las válvulas se aplica la siguiente formula

$$\alpha_{VA} = \alpha_{AAA} + 180 + \alpha_{RCA}$$

$$\alpha_{VE} = \alpha_{AAE} + 180 + \alpha_{RCE}$$

Ángulo de abertura de válvulas será.

$$6+180+40=226 \text{ Duración para admisión}$$

$$32+180+5=217 \text{ Duración para escape}$$

Para el punto en que la válvula de admisión se encuentra más abierta se debe realizar lo siguiente;

Angulo de abertura de válvulas / 2 – apertura de válvula admisión o cierre de
válvula de escape

$$226/2-6=107$$

$$217/2-5=103.5$$

En resumen;

Cruce de válvulas 11

Angulo de abertura de válvula de admisión 226

Angulo de abertura de válvula de escape 217

Punto de alzada admisión 107

Punto de alzada escape 103.5

Cabe señalar que cuando se incrementa la alzada de válvulas y a su vez la duración se obtiene una mayor potencia por otra parte cuando se incrementa la duración sin incrementar la separación entre lóbulos hay un mayor cruce de válvulas se obtiene mayor potencia a altas revoluciones e inestabilidad a bajas revoluciones debido a un retroceso de gases del cilindro hacia el múltiple de admisión lo que da como resultado una mezcla muy rica consumiendo más combustible y más emisiones de gases combustionados. En este caso y conociendo que nuestro árbol de levas es un solo cuerpo, levas de admisión y escape en el mismo, se realizara la modificación de todos los ángulos.

Lo que se quiere obtener con este control electrónico es lo siguiente

Retrasando 4 grados con el control electrónico

2/44 28/9

Cruce de válvulas

$$2+9= 11$$

Para el tiempo total de las válvulas abiertas en el ciclo será.

$$2+180+44=226 \text{ Duración para admisión}$$

$$28+180+9=217 \text{ Duración para escape}$$

Para obtener el punto en que la válvula de admisión este más abierta es

Duración / 2 – apertura de válvula admisión o cierre de válvula de escape

$$226/2-2=111$$

$$217/2-9=99.5$$

Cruce de válvulas 11

Angulo de abertura de válvula de admisión 226

Angulo de abertura de válvula de escape 217

Punto de alzada admisión 111

Punto de alzada escape 99.5

Obteniendo el punto de alzada en admisión sea mayor de acuerdo al original el ralentí es inestables debido a que hay una mezcla muy rica y esto se debe a que el punto de alzada de escape es menor al original lo que ocasiona que los gases no se expulsan de una manera adecuada ocasionando la mezcla rica en la cámara. Cabe mencionar que esto sucede en rpm bajas y por otro lado en rpm altas el vehículo obtendrá un mejor desarrollo que en bajas debido a que a mayor giro mejor se expulsan los gases.

Adelantando 4 grados con el control electrónico

10/36 36/1

Cruce de válvulas

$$10+1= 11$$

Para el tiempo total de las válvulas abiertas en el ciclo será.

$$10+180+36=226 \text{ Duración para admisión}$$

$$1+180+36=217 \text{ Duración para escape}$$

Para obtener el punto en que la válvula de admisión este más abierta es

Duración / 2 – apertura de válvula admisión o cierre de válvula de escape

$$226/2-10=103$$

$$217/2-1=107.5$$

Cruce de válvulas 11

Angulo de abertura de válvula de admisión 226

Angulo de abertura de válvula de escape 217

Punto de alzada admisión 103

Punto de alzada escape 107.5

Este punto es el ideal ya que obteniendo un punto de alzada de admisión menor a la original la mezcla es pobre y gracias a que la alzada de escape es mayor a la original los gases se expulsan de mejor manera. Obteniendo una economía de combustible considerable y en bajas revoluciones un motor más estable.

(Manual de árbol de levas, Estados Unidos, Kent Cams 2008. p. 27)

(Manual de Árbol de levas, 1 edición, España, Cars by simon, 2007 p. 4)

(Kindler H. Kynast H, GTZ. Matemática aplicada para la técnica del automóvil, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p.p. 136-137)

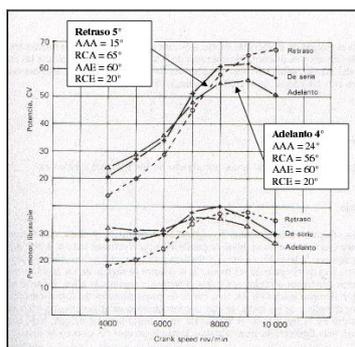


Figura 2.3 Curvas de adelanto y retraso de levas

Fuente: (recuperado el 14/04/2013 de

http://www.fceia.unr.edu.ar/fceia1/mecanica/Automotores/Desarrollo_Arboles_de_levas.pdf)

2.11 En donde se puede implementar

Este sistema está diseñado para implementarlo en motores corsa con una cilindrada de 1400 cm³. Cabe mencionar que se ha realizado la presente tesis en base a los ángulos ideales para obtener una distribución la cual cumpla con los objetivos mencionados inicialmente.

2.12 Qué objetivo tiene este control electrónico

El objetivo principal de este control electrónico se basa en la modificación de fase del árbol de levas. Su activación se la realiza por medio de un interruptor ubicado dentro de la cabina lo que permite una comodidad y confort del usuario además de un costo de fabricación bajo se aprovecha el consumo de combustible del vehículo.

2.13 Características

Las características de este sistema se basan en su rendimiento del motor debido a que es más eficiente respecto a su consumo, emisiones y potencia. Cabe señalar que se ha realizado este control electrónico a un costo de fabricación

relativamente medio bajo y algo muy importante es realizado con calidad debido a los estudios pertinentes realizados.

2.14 Objetivo

Obtener el punto ideal de variación del árbol de levas para realizar la modificación adecuada por medio del control electrónico a un bajo costo con una mejoría en consumo de combustible además de reducir emisiones de gases contaminantes.

Capítulo 3

En este capítulo realizaremos el estudio de los metales, sus propiedades clasificación, la elección del mismo y por último el diseño y ensamblaje.

3.1 Clasificación de metales y aleaciones

Mott indica que algunas asociaciones industriales como THE ALUMINIUM ASSOCIATION (AA), AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE (AISI), COPPER DEVELOPMENT ASSOCIATION (CDA), SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE) se han encargado de establecer un sistema de numeración para metales y aleaciones las cuales contribuyan con la identificación de los mismos y de esta manera identificarlos.

3.1.1 Acero

Mott menciona que el acero se refiere a aleaciones de hierro y carbón y otros elementos dando como resultados varios tipos de acero y aleaciones los cuales se detallan.

Cabe mencionar que los aceros al carbón y aleados utilizan un código

AISI **X X X X** → contenido de carbon



Numero de aleación, indica los principales elementos de aleación

Los aceros son sensibles a la manera en que se forman y procesos de tratamiento térmico. De esta manera decimos que las propiedades de material dependen de factores tales como temperatura sección de tamaño, composición

real y variables de procesamiento así como también las técnicas de fabricación. En general mientras más se trabaje un acero más fuerte será según los tres tipos de fabricación del mismo. La forma de estirado en frío CD (Cold-Drawn) tiene una resistencia elevada que el estirado en frío CR (Cold-Rolled) y laminado en caliente HR (Hot-Rolled).

Por último se da un tratamiento térmico al acero que consiste en calentarlo a una temperatura de 288C y enfriándolo en aceite o agua y de esta manera se obtiene una resistencia alta y dureza pero ocasiona que el material sea frágil. Por otro lado el temple también es usado, es así que el acero se lo calienta nuevamente a una temperatura entre 200C a 700C y se lo enfría. Es importante mencionar que el temple no se lo debe realizar a menos de 370C debido a que el material tiende a ser muy frágil. Otros tipos de tratamientos son el recocido y la normalización las cuales ayudan a obtener propiedades más uniformes como fácil de formar o aliviar esfuerzos desarrollados para soldadura maquinado o formado. Cabe mencionar que la normalización del acero se la realiza calentando el mismo a una temperatura crítica alta y enfriándolo a temperatura ambiente mejorando la ductilidad una mejor resistencia al impacto y mejor maquinabilidad.

- Acero Inoxidable: su nombre se debe ya que es resistente a la corrosión u oxido del mismo, está compuesto por cromo entre un 10.5% a 27%.
- Acero Estructural: se utilizan para realizar construcciones de casas o edificios vienen en forma de vigas, tubería, vigas, canales, ángulos, lamina, placa, barras.

3.1.2 Hierro

Mott menciona que el hierro posee varias propiedades como un bajo costo, buena maquinabilidad, resistencia al desgaste, y habilidad para ser moldeado.

- Hierro Gris: Este hierro es un poco frágil de tal modo que su resistencia a la cedencia no es una propiedad, al contrario su alta compresión y su resistencia a la tensión son su fuerte. Utilizado en bloques de motor, bases de maquinaria, tambores de freno, engranes
- Hierro dúctil: por otra parte este hierro posee resistencia a la cedencia lo cual ayuda a su alargamiento y resistencia a la tensión más alta. Se designan mediante tres número 80-55-6. En donde el primer número indica el la resistencia a la tensión máxima mínima en ksi, el segundo es la resistencia a la cedencia en ksi y el tercero es el porcentaje de alargamiento. Utilizado en cigüeñales, árboles de levas y engranes para trabajo pesado.
- Hierro dúctil con templado austenítico: este tipo de hierro posee una resistencia más alta y mejor ductilidad lo que permite que las partes sean más pequeñas y livianas razón por lo cual se utilizan para engranes automotrices, cigüeñales. Se obtienen calentando el hierro entre 816C a 927C y se mantiene para obtener una estructura uniforme después se lo enfría a temperatura ambiente, se lo calienta nuevamente de 232C a 400C y se lo enfría a temperatura ambiente.
- Hierro blanco: se lo obtiene enfriando una pieza fundida de hierro gris o dúctil durante el proceso de solidificación y obtiene una alta resistencia al desgaste pero es muy frágil.

- Hierro maleable: la resistencia a la tensión es similar a la del hierro dúctil y sus resistencias a la compresión máxima son más altas. Se lo identifica con 5 dígitos 40010 lo que indica que posee 40000 psi de resistencia a la cedencia y un 10% de alargamiento.

3.1.3 Aluminio

Mott menciona que las aleaciones de aluminio son utilizadas para usos específicos y varía en aleaciones para forja. su designación es de cuatro números, el primero indica el grupo de aleación, el segundo la modificación de la aleación básica y los dos últimos la aleación específica dentro del grupo.

Tabla 3.1 Tabla de aleaciones, porcentajes y usos

SERIE	ALEACION	PROPIEDADES	USOS
1000	99% DE ALUMINIO O MAS	EXCELENTE RESISTENCIA A LA CORROSION MANEJABILIDAD CONDUCTIVIDAD TERMICA Y ELECTRICA	CAMPOS QUIMICOS Y ELECTRICO MOLDURAS AUTOMOTRICES ALETAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
2000	COBRE	RESISTENCIA A LA CORROSION MAS BAJA	REVESTIMIENTOS ESTRUCTURALES DE AVIONES PANELES DE CARROCERIA AUTOMOTRIZ MAQUINAS DE FABRICAS TORNILLOS SUJETADORES Y CASCOS DE ASIENTO
3000	MANGANESO	BUENA RESISTENCIA A LA CORROSION MANEJABILIDAD	EQUIPO QUIMICO UTENSILIOS DE COCINA REVESTIMIENTOS RESIDENCIALES

			TANQUES DE ALMACENAMIENTO RADIADORES AUTOMOTRICES NUCLEOS DE CALENTADORES MOLDURAS Y TUBOS DE CONDENSADOR
4000	SILICIO	BAJO PUNTO DE FUSION	ALAMBRE DE SOLDAR SOLDADURA DE LATON
5000	MAGNESIO	BUENA RESISTENCIA A LA CORROSION SOLDABILIDAD	SERVICIO MARINO RECIPIENTES SUJETOS A PRESION MOLDURAS AUTOMOTRICES HERRAJES PARA EL CONSTRUCTOR ESTRUCTURAS SOLDADAS TORRES DE TV DEFENSAS DE CAMION RUEDAS Y VARIOS SOPORTES DE MOTORES
6000	SILICIO Y MAGNESIO	BUENA RESISTENCIA A LA CORROSION FORMABILIDAD SOLDABILIDAD	ESTRUCTURAS DE SERVICIO PESADO EQUPO FERROCARRILERO EXTRUSIONES ARQUITECTONICAS PIEZAS MAQUINADAS Y FORJAS PARTES DE SUSPENSION ENSAMBLE DE DEFENSAS TRANSMISIONES CILINDROS Y PISTONES DE FRENOS SUJETADORES Y PORTAEQUIPAJES
7000	ZINC	ESCASA RESISTENCIA A LA CORROSION ESCASA RESISTENCIA A LA SOLDABILIDAD	MIEMBROS ESTRUCTURALES DE AVIONES FORMA LAMINADA ESTIRADA Y FORJAS CORREDERAS DE ASIENTOS REFUERZOS DE DEFENSAS BARRAS DE SOPORTE DE

			CABECERAS
			ALETAS DE CONDENSADOR

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p.79)

3.1.4 Cobre

Mott señala que se utiliza este nombre para decir que un metal puro tiene un 99% o mas cobre. Sus usos son conectores eléctricos, partes de motor de conducción eléctrica, accesorios de plomería y regaderas automáticos. Por otra parte el cobre al berilio posee un 98.1 de cobre y 1.9 de berilio, este último metal agrega resistencia razón por la cual se utiliza en pinzas de contacto, sujetadores, tubería para manómetros, partes de bomba, válvulas y gran variedad de componentes maquinados resortes y forjas.

3.1.5 Latón

Mott indica que los latones están compuesto de aleaciones de cobre y zinc y en ciertos casos también plomo por motive de mejorar la maquinabilidad. Se realizan partes como termostatos, conectores de fluidos y cuerpos de sensores además de sus usos industriales y aplicaciones marinas.

3.1.6 Bronce

Según Mott, el bronce son las aleaciones de cobre, plomo, zinc, fosforo y estaño. El bronce al fosforo posee 4% de plomo, zinc y estaño, 88% de cobre y 0.25% de fosforo. Este material tiene una buena resistencia, ductilidad y desgaste mínimo, se realizan engranajes, cojinetes, rondanas de empuje o presión, conductores eléctricos y partes de válvulas.

3.1.7 Zinc

Mott indica que este material posee una moderada Resistencia, tenacidad y una excelente Resistencia a corrosión. Son utilizados en forma forjada como chapas, hojas laminadas, varillas o alambre estirado. Algunas aplicaciones son baterías de celda seca, placas para fotograbado.

El punto de fusión de este material es menos de 427C, razón por la cual se fabrican piezas por moldeado a presión, algunos trabajos que se realizan son cajas de motor, cuerpos de bombas, armazones de maquinas. Estos trabajos pueden ser decorados con electrodeposición con níquel y cromo, tales como porta faros molduras de carrocería.

3.1.8 Magnesio

Mott menciona que este metal es el más ligero utilizado en partes que soportan cargas, posee resistencia moderada, razón por la cual se fabrican elementos como: escaleras, piezas transportadoras de bandas, carretillas, piezas de carrocería, ruedas de ventilador, cuerpos de bomba, o soportes. La ligereza y rigidez es una propiedad de este material, la cual es una ventaja para piezas de impacto.

3.1.9 Titanio

Mott indica que este material posee una resistencia muy alta la densidad es la mitad del acero además tiene una Resistencia contrapeso al del aluminio, puede utilizarse hasta temperaturas de 538C.

Sus aplicaciones se encuentran en la industria aeroespacial, principalmente en motor, revestimiento de fuselaje, ductos, y recipientes a presión, además debido a la Resistencia a la corrosión y altas temperaturas las industrias utilizan este metal en intercambiadores de calor así también como forro de equipo de procesamiento y debido a su alto costo.

Dependiendo del tipo de titanio como alfa puro, alfa, beta y alfa beta pueden obtener propiedades como formabilidad, maquinabilidad, forjabilidad y soldabilidad, resistencia a alta temperatura, resistencia a la fluencia, rigidez y ductilidad.

3.1.10 Niquel

Mott señala que las aleaciones de este material son aplicadas cuando se requiere una alta resistencia a la corrosión o resistencia alta a temperaturas elevadas, se realizan partes como motor de turbinas, piezas de horno, sistemas de procesamiento químico, energía nuclear, farmacéutica y equipo contra contaminación del aire.

Un modo de falla posible es la fluencia ya que a menudo este material opera bajo cargas y esfuerzos significativos a altas temperaturas, cabe mencionar que el módulo de elasticidad se reduce mientras incrementa la temperatura.

(Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p.p. 71-82)

3.2 Materiales

Un material es un elemento con una propiedad útil el mismo que puede transformarse y agruparse en conjunto. Es importante mencionar que para la selección del material hay que tomar en consideración los siguientes factores

Resistencia

Tenacidad a la fractura

Apariencia

Rigidez

Maquinabilidad

Estabilidad

Ductilidad

Manejabilidad

Costo

Peso

Soldabilidad

Disponibilidad

3.2.1 Propiedades de los materiales

Mott menciona que es de suma importancia conocer las propiedades de los materiales para la aplicación de los mismos

3.2.1.1 Resistencia a la tensión y a la cedencia

Mott indica que la comparación de los esfuerzos reales en una pieza con la resistencia a la tensión o a la cedencia del material es el método para evaluar la conveniencia del material a soportar una carga con seguridad. Se determina por medio de una máquina de ensayo de tensión la cual realiza una comparación entre el esfuerzo y la deformación hasta la ruptura de la misma.

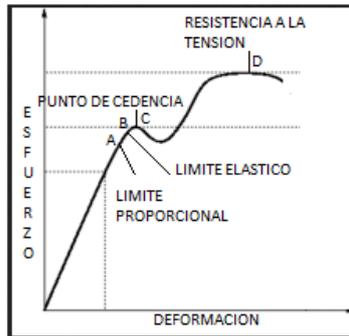


Figura 3.1 Curva esfuerzo deformación para un acero

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p. 57)

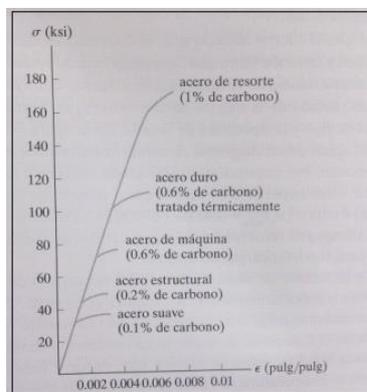


Figura 3.2 Curva limite de proporcionalidad para aceros

Fuente (Hibbeler Russell C., *mecánica de materiales*, octava edición, Pearson, 2011. p. 90)

En la primera fase del proceso la gráfica muestra una línea recta, esto indica que el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación. Después del punto A en la gráfica el inicio de la curva se lo conoce como límite proporcional y a medida que la carga aumenta se llega al punto B que se lo conoce como límite elástico y si no pasa de esa carga el material regresa a su forma original y si la carga es aún mayor llega al punto C conocido como Punto de cedencia que es el esfuerzo con el cual se produce un alargamiento notable desde aquí si se excede la carga la gráfica indica nuevamente una línea recta

hasta que llega a un pico y la curva cae un poco hasta que llega a su ruptura. El esfuerzo más alto se lo conoce como resistencia a la tensión.

3.2.1.2 Resistencia a la compresión

Además Mott señala que este comportamiento es similar al de esfuerzo deformación en los metales forjados ya que el material posee una estructura casi uniforme y homogénea en su totalidad.

Existen dos tipos de materiales y depende de su comportamiento es así que si un material tiene un comportamiento de forma similar sin importar la dirección de las cargas es conocido como isotrópico y un material que se comportan de diferente manera y tienen resistencia a compresión que a tensión se conoce como anisotrópico.

3.2.1.3 Rigidez

Mott indica que la rigidez se determina en proporción a cuanto se deformara una parte del material sometido a carga y así garantizar que la deformación excesiva deje inutilizable al material o parte realizada del mismo. Esto ocurre con esfuerzos por debajo de la resistencia a la cedencia del material y en partes muy largas o de alta precisión. La rigidez es una función de su módulo de elasticidad llamada módulo de Young.

Por otra parte el módulo de elasticidad es una medida de rigidez de un material determinado por una pendiente de la parte de la línea recta del gráfico esfuerzo deformación y se define por la relación del cambio de esfuerzo al cambio de deformación cabe mencionar que son directamente proporcionales.

$$E = \sigma / \epsilon$$

Por último se dice que el material será más rígido y tendrá una deformación mínima cuando la pendiente es más pronunciada.

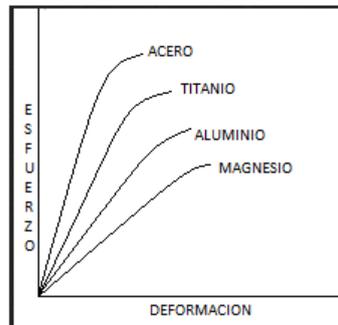


Figura 3.3 Modulo de elasticidad de diferentes metales

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p. 59)

3.2.1.4 Ductilidad

Mott menciona que la ductilidad es la fractura de los metales y se la clasifica como dúctil o frágil. La diferencia radica en que en un material que es dúctil se alargara y cederá antes de llegar a la fractura el área de la sección transversal se reducirá y un material frágil llega a la fractura con poco o ningún cambio en el área fracturada.

Esta ductilidad se la mide durante la prueba de tensión y consiste en observar cuanto se alargó el material después de la fractura. Es así que el porcentaje de alargamiento se obtiene

Porcentaje de alargamiento = $(\text{Long. Final} - \text{Long de calibración} / \text{Long de calibración}) 100\%$

Un metal dúctil es considerado cuando el porcentaje de alargamiento es superior al 5% y un material frágil es menor al 5%. Cabe mencionar que las

formas de acero forjado y aleaciones de aluminio son dúctiles por ende cuando la resistencia de un material es alta tienen una menor ductilidad.

3.2.1.5 Relación de Poisson

Mott indica que la relación de Poisson es la diferencia de la cantidad de deformación lateral y deformación axial

$$V = -\epsilon_L / \epsilon_A$$

Esta relación es un valor absoluto de la relación de deformación y los materiales poseen un valor entre 0.25 y 0.35.

3.2.1.6 Resistencia a la flexión y módulo de flexión

Mott menciona que para realizar la prueba de esta resistencia se carga una probeta del material que se desea realizar la prueba como una viga de flexión, de esta manera se calcula el esfuerzo y la deformación. Estos datos son útiles para realizar la comparación de resistencia y rigidez cuando una pieza se somete a flexión en servicio

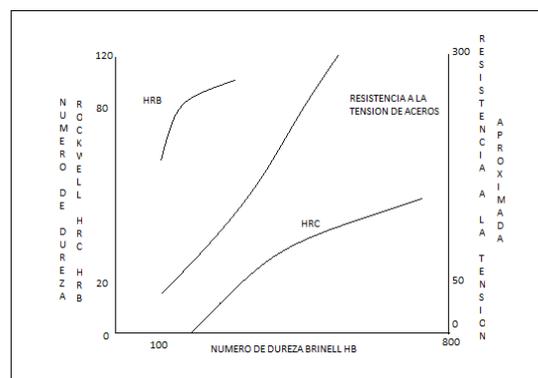


Figura 3.4 Conversiones de dureza y relaciones con resistencia

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p. 64)

3.2.1.7 Dureza

Mott indica que la dureza es la resistencia de material y se realiza por medio de un comprobador de dureza Brinell y un probador Rockwell. El Brinell utiliza una bola de acero endurecido de 10mm de diámetro y en este se ejerce una carga de 3000kg y según el diámetro de la huella y la huella permanente del material se determina la dureza del mismo, es conocida como HB y dependiendo de la cantidad se determina la dureza es así como 100 es para acero al bajo carbón y 700 para aceros de alta resistencia y para aceros blandos se utiliza una carga de 500kg.

Por otra parte para el comprobador de dureza Rockwell se utiliza una bola de acero endurecido de 1/16 in de diámetro bajo carga de 100kg de fuerza para metales blandos y se reporta este tipo de comprobador como B RB o HRB y para aceros aleados se utiliza la escala C.

Debido a que estos métodos son diferentes existe una correlación entre ellos, es importante señalar que para aceros aleados altamente endurecidos existe una relación casi lineal entre estas durezas y la resistencia a la tensión del acero según la ecuación

$$0.50 (HB) = \text{resistencia a la tensión aproximada (Ksi)}$$

Para comparar escalas de dureza con resistencia a la tensión podemos considerar la siguiente tabla en donde HRB se utiliza para metales blando y varia de 60 a 100 y HRC para metales duros y desde 20 hasta 65, no es recomendable utilizar número para HRC por encima de 100 y debajo de 20

Tabla 3.2 Tabla de comparación de escalas de dureza con resistencia a la tensión

MATERIAL Y CONDICION	DUREZA			RESISTENCIA A LA TENSION	
	HB	HRB	HRC	ksi	Mpa
1020 recocido	121	70		60	414
1040 laminado en caliente	144	79		72	496
4140 recocido	197	93	13	95	655
4140 OQT 1000	341	109	37	168	1160
4140 OQT 700	461		49	231	1590

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p. 65)

3.2.1.8 Tenacidad y energía de impacto

Mott indica que la tenacidad es la capacidad que posee un material para absorber la energía aplicada sin falla alguna. Los elementos o partes que están sometidos a cargas, choques o impactos requieren un alto nivel de tenacidad y se utilizan varios métodos para medir la cantidad de energía requerida para romper el material.

Para metales y plásticos se utilizan métodos para determinar la energía de impacto y consisten en dejar caer un péndulo en el material que se requiere comprobar y durante esta prueba si el plástico o un metal dúctil no se rompe se reporta un resultado como sin ruptura, por otra parte el otro método es dejar caer un peso verticalmente de una altura específica obteniendo una energía potencial la cual permite que la masa caiga libremente y se imparte una energía cinética.

3.2.1.9 Resistencia a la fatiga o bajo cargas repetidas

Mott señala que las partes sometidas a cargas repetidas o condiciones de esfuerzo varían con el tiempo y fallan por el fenómeno de fatiga ya que los materiales se prueban bajo cargas cíclicas controladas para determinar su resistencia bajo cargas repetidas de material.

3.2.1.10 Fluencia

Mott menciona que la fluencia es un alargamiento progresivo producido porque un material está sometido a cargas altas continuamente.

La fluencia se mide por medio de una probeta a carga constante y a una temperatura uniforme, es aquí en donde se toman lecturas de deformación contra tiempo hasta su ruptura.

3.2.1.11 Densidad

Mott define a la densidad como la masa por unidad de volumen de material y sus unidades más utilizadas son kg/m³ y lb/in³. En otras aplicaciones se utiliza como densidad de peso o peso específico.

3.2.1.12 Coeficiente de dilatación térmica

Según Mott señala que el coeficiente de dilatación térmica es el cambio de longitud superficial y volumétrica de un material sometido a un cambio de temperatura.

$$A = \text{Cambio de longitud} / L_o (\Delta T) = \text{Deformación} / (\Delta T) = E / (\Delta T)$$

En donde;

L_o = Longitud original

ΔT = Cambio de temperatura

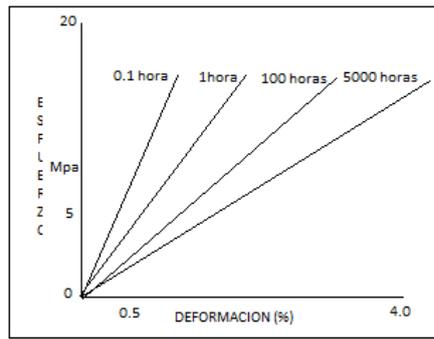


Figura 3.5 Esfuerzo contra deformación para nylon

Fuente (Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p. 70)

(Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009. p.p. 55-70)

3.3 Selección de material

Para la fabricación de toda la estructura y la polea se ha utilizado el acero debido a su bajo costo y a su alta resistencia, para la estructura se utilizó acero en chapa S235 y sus propiedades se encuentran detalladas a continuación por otra parte para la polea variable se utilizó Acero 1018 el mismo que tiene características como buena soldabilidad, es su maquinabilidad es mejor que los aceros con grados menores de carbono. Su acabado es en frío por motivo de su alta tenacidad y baja resistencia mecánica cabe recalcar que este acero es adecuado para componentes de maquinaria tales como cuñas, remaches, rodillos, piñones, pasadores, tornillos.

Tabla 3.3 Características del acero 1018

NORMAS INVOLUCRADAS	
ASTM A108 especificación estándar para barras de acero carbono y de aleación acabadas en frío	
PROPIEDADES MECANICAS	
DUREZA	126 HB (71HRb)
ESFUERZO DE FLUENCIA	370 MPa (53700 PSI)
ESFUERZO MAXIMO	440 Mpa (63800 PSI)
ELONGACION MAXIMA	15% (en 50mm)
REDUCCION DE AREA	40%
MODULO DE ELASTICIDAD	205GPa (29700 KSI)
MAQUINABILIDAD	76% (AISI 1212 = 100%)
PROPIEDADES FISICAS	
DENSIDAD	7.87 g/cm ³
PROPIEDADES QUIMICAS	
0.15-0.20 % C	

Recuperada el 20/08/2013 de

<http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/AISI%201018.pdf>

publicada el 25/06/2011

3.4 Propiedades del acero

El acero es aquel material en el que el hierro es el elemento predominante, el contenido en carbono es, generalmente inferior al 2% y otros elementos

El límite superior del 2% en el contenido de carbono (C) es el límite que separa al acero de la fundición. En general, un aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, pero como contrapartida incrementa su fragilidad en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad. En función de este porcentaje, los aceros se pueden clasificar de la siguiente manera:

- **Aceros dulce:** Cuando el porcentaje de carbono es del 0,25% máximo.

Estos aceros tienen una resistencia última de rotura en el rango de 48-55

kg/mm² y una dureza Brinell en el entorno de 135-160 HB. Son aceros que presentan una buena soldabilidad aplicando la técnica adecuada.

Aplicaciones: Piezas de resistencia media de buena tenacidad, deformación en frío, embutición, plegado, herrajes, etc.

- **Aceros semidulce:** El porcentaje de carbono está en el entorno del 0,35%. Tiene una resistencia última a la rotura de 55-62 kg/mm² y una dureza Brinell de 150-170 HB. Estos aceros bajo un tratamiento térmico por templado pueden alcanzar una resistencia mecánica de hasta 80 kg/mm² y una dureza de 215-245 HB.

Aplicaciones: Ejes, elementos de maquinaria, piezas resistentes y tenaces, pernos, tornillos, herrajes.

- **Aceros semiduro:** Si el porcentaje de carbono es del 0,45%. Tienen una resistencia a la rotura de 62-70 kg/mm² y una dureza de 280 HB. Después de someterlos a un tratamiento de templado su resistencia mecánica puede aumentar hasta alcanzar los 90 kg/mm².

Aplicaciones: Ejes y elementos de máquinas, piezas bastante resistentes, cilindros de motores de explosión, transmisiones, etc.

- **Aceros duro:** El porcentaje de carbono es del 0,55%. Tienen una resistencia mecánica de 70-75 kg/mm², y una dureza Brinell de 200-220 HB. Bajo un tratamiento de templado estos aceros pueden alcanzar un valor de resistencia de 100 kg/mm² y una dureza de 275-300 HB.

Aplicaciones: Ejes, transmisiones, tensores y piezas regularmente cargadas y de espesores no muy elevados.

Diagrama Tensión-Deformación

El diagrama tensión-deformación resulta de la representación gráfica del ensayo de tracción, normalizado en UNE-EN 10002-1, y que consiste en someter a una probeta de acero normalizada a un esfuerzo creciente de tracción según su eje hasta la rotura de la misma. El ensayo de tracción permite el cálculo de diversas propiedades mecánicas del acero.

La probeta de acero empleada en el ensayo consiste en una pieza cilíndrica cuyas dimensiones guardan la siguiente relación de proporcionalidad:

$$L_0 = 5.65 \times \sqrt{S_0}$$

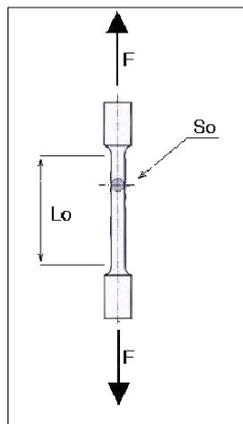


Figura 3.6 Diagrama de Tensión – Deformación

Fuente : (<http://ingemecanica.com> p.4 10/03/2010)

Donde L_0 es la longitud inicial, S_0 es la sección inicial y D_0 es el diámetro inicial de la probeta. Para llevar a cabo el ensayo de tracción, las anteriores variables pueden tomar los siguientes valores:

$D_0 = 20$ mm, $L_0 = 100$ mm, o bien,

$D_0 = 10$ mm, $L_0 = 50$ mm.

Límite elástico y Resistencia a la tracción

La determinación de las propiedades mecánicas en el acero, como el límite elástico (f_y), la resistencia a tracción (f_u), así como de otras características mecánicas del acero como el Módulo de Elasticidad (E), o el alargamiento máximo que se produce en la rotura, se efectuará mediante el anteriormente definido ensayo de tracción normalizado en la UNE-EN 10002-1.

Tabla 3.4 Aceros no aleados laminados en caliente

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 235	235	360 < f_u < 510	215	360 < f_u < 510
S 275	275	430 < f_u < 580	255	410 < f_u < 560
S 355	355	490 < f_u < 680	335	470 < f_u < 630

Fuente; (www.ingemecanica.com p-8 10/03/2010)

En los siguientes apartados se definen las características resistentes para los aceros con características especiales:

Tabla 3.5 Aceros soldables de grano fino, en la condición de normalizado

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, <i>fy</i>	Resistencia a tracción, <i>fu</i>	Límite elástico, <i>fy</i>	Resistencia a tracción, <i>fu</i>
S 275 N/NL	275	370 < <i>fu</i> < 510	255	370 < <i>fu</i> < 510
S 355 N/NL	355	470 < <i>fu</i> < 630	335	470 < <i>fu</i> < 630
S 420 N/NL	420	520 < <i>fu</i> < 680	390	520 < <i>fu</i> < 680
S 460 N/NL	460	540 < <i>fu</i> < 720	430	540 < <i>fu</i> < 720

Fuente: (www.ingemecanica.com p-9 10/03/2010)

Tabla 3.6 Aceros soldables de grano fino, laminados termomecánicamente

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, <i>fy</i>	Resistencia a tracción, <i>fu</i>	Límite elástico, <i>fy</i>	Resistencia a tracción, <i>fu</i>
S 275 M/ML	275	370 < <i>fu</i> < 530	255	360 < <i>fu</i> < 520
S 355 M/ML	355	470 < <i>fu</i> < 630	335	450 < <i>fu</i> < 610

S 420 M/ML	420	520 < f_u < 680	390	500 < f_u < 660
S 460 M/ML	460	540 < f_u < 720	430	530 < f_u < 710

Fuente; (www.ingemecanica.com p-10 10/03/2010)

Tabla 3.7 Aceros con resistencia mejorada a la corrosión atmosférica

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u	Límite elástico, f_y	Resistencia a tracción, f_u
S 235 J0W	235	360 < f_u < 510	215	360 < f_u < 510
S 235 J2W	235	360 < f_u < 510	215	360 < f_u < 510
S 355 J0W	355	490 < f_u < 680	335	470 < f_u < 630
S 355 J2W	355	490 < f_u < 680	335	470 < f_u < 630
S 355 K2W	355	490 < f_u < 680	335	470 < f_u < 630

Fuente; (www.ingemecanica.com p-11 10/03/2010)

Tabla 3.8 Aceros de alto límite elástico, en la condición de templado y revenido

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm ²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, <i>f_y</i>	Resistencia a tracción, <i>f_u</i>	Límite elástico, <i>f_y</i>	Resistencia a tracción, <i>f_u</i>
S 460 Q	460	550 < <i>f_u</i> < 720	440	550 < <i>f_u</i> < 720
S 460 QL				
S 460 QL1				

Fuente; (www.ingemecanica.com p-13 10/03/2010)

Módulo de elasticidad longitudinal o Módulo de Young

Sobre una probeta cilíndrica de acero de sección transversal A y longitud inicial L_0 se le someta a una tracción F que actúa a lo largo de su eje, ésta sufrirá, por efecto de la sollicitación, un alargamiento de magnitud ΔL .

Para los estados iniciales donde la deformación es pequeña, $\Delta L/L_0 \ll 1$, se obtiene experimentalmente que hasta que la fuerza aplicada F no alcance un rango limitado, éste incremento ΔL de la probeta es proporcional a la fuerza aplicada (F), a su longitud original (L_0) e inversamente proporcional al área de su sección transversal (A), es decir que:

ΔL es proporcional $F \cdot L_0 / A$

A esta constante de proporcionalidad, o más bien a su inversa, se designan con las letras E , o también con Y , y se les denomina Módulo de Young o Módulo de Elasticidad longitudinal, y es una propiedad intrínseca de cada material.

Sustituyendo en la expresión anterior, ésta quedaría como sigue:

$$\Delta L = (1 / E) (F \cdot L_0 / A)$$

Por otro lado, el cociente F/A representa el nivel tensional o la tensión normal de la pieza σ , y el cociente $\Delta L/L_0$ es la deformación unitaria, ϵ , con lo que la expresión anterior también puede escribirse de la forma siguiente,

$$\sigma = E \cdot \epsilon$$

que es la expresión conocida como Ley de Hooke.

El Módulo de Elasticidad o Módulo de Young, para el cálculo y diseño de estructuras de acero en el rango elástico, toma convencionalmente el siguiente valor:

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2$$

A continuación, en la tabla siguiente se indica el Módulo de Elasticidad o Módulo de Young para otros distintos metales,

Tabla 3.9 Modulo de Young

Metal	Módulo de Young, $Y \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
Cobre estirado en frío	12.7
Cobre, fundición	8.2
Cobre laminado	10.8

Aluminio	6.3-7.0
Acero al carbono	19.5-20.5
Acero aleado	20.6
Acero, fundición	17.0
Cinc laminado	8.2
Latón estirado en frío	8.9-9.7
Latón naval laminado	9.8
Bronce de aluminio	10.3
Titanio	11.6
Níquel	20.4
Plata	8.27

Fuente; (www.ingemecanica.com p-15 10/03/2010)

Módulo de elasticidad transversal

El módulo de elasticidad transversal, módulo de cortante o módulo de cizalla G , para la mayoría de los materiales, y en concreto para los materiales isótropos, guarda una relación fija con el módulo de elasticidad longitudinal y el coeficiente de Poisson, según la siguiente expresión:

$$G = E / (2 (1+\nu))$$

En la siguiente tabla se indica los valores para el Módulo de elasticidad transversal, G , para distintos materiales:

Tabla 3.10 Modulo de elasticidad

Material	G (MPa)
Acero	81.000
Aluminio	26.300
Bronce	41.000
Cobre	42.500
Fundición Gris (4.5 %C)	41.000
Hierro Colado	< 65.000
Hierro Forjado	73.000
Latón	39.200

Fuente; (www.ingemecanica.com p-18 10/03/2010)

Los valores para los Módulos de Elasticidad, E y G , son valores constantes e iguales a los ya señalados dentro del rango de comportamiento elástico del acero.

Coefficiente de Poisson

El coeficiente de Poisson corresponde a la razón entre la elongación longitudinal y a la deformación transversal en el ensayo de tracción. Alternativamente el coeficiente de Poisson puede calcularse a partir de los módulos de elasticidad longitudinal y transversal, según la expresión siguiente:

$$\nu = (E / 2 \cdot G) - 1$$

Para el acero, toma el siguiente valor:

$$\nu = 0,3$$

ν , son valores constantes siempre dentro del rango de comportamiento elástico del acero

Resiliencia

Mediante la Resiliencia se mide el grado de tenacidad o de ductilidad del acero a una determinada temperatura (generalmente, se establecen valores de resiliencia a temperatura ambiente, a 0°C, o a temperatura de -20°C).

Frecuentemente, las normas de producto exigen que las probetas absorban una energía de impacto mayor que 27 J a una temperatura de ensayo prefijada. A dicha temperatura se le denomina entonces T27J.

De tal forma, los aceros se suelen designar identificando su tipo mediante la siguiente nomenclatura que hace referencia a su límite elástico y grado (referencia a la resiliencia), según el formato siguiente:

S YYY XX,

donde,

YYY indica el límite elástico (en N/mm²)

XX indica las especificaciones de resiliencia de los distintos grados de acero de acuerdo a la siguiente tabla

Tabla 3.11 Grado de Resiliencia

Grado	Temperatura de ensayo (°C)	Resiliencia (J)		
		$t \leq 150$	$150 < t \leq 250$	$250 < t \leq 400$
JR	20	27	27	-
J0	0	27	27	-
J2	-20	27	27	27
K2	-20	40	33	33

Fuente; (www.ingemecanica.com p-21 10/03/2010)

siendo t , el espesor nominal de la pieza en mm.

Ejemplo de denominación de acero según el criterio anterior es el S 275 JR.

Tenacidad a la fractura

La tenacidad a la fractura del acero define su capacidad a soportar cualquier sollicitación exterior sin que se origine ningún tipo de fractura en el interior del material.

En efecto, supongamos una pieza sección A_0 sometida a un esfuerzo F . El valor de la tensión normal media en cualquier sección perpendicular al esfuerzo sería $\sigma = F/A_0$. Pues bien, si la pieza presenta una pequeña grieta o defecto, como puedan ser inclusiones de elementos extraños, ocurre entonces que alrededor de esta discontinuidad se produce un efecto amplificador, un aumento del nivel de tensiones normal a que estaría sometida la pieza.

Para calibrar cuánto se amplifica los niveles de tensiones alrededor de una grieta o discontinuidad se define el Factor de Intensidad de Tensiones, K , mediante la siguiente expresión general:

$$K = f \cdot \sigma \cdot \sqrt{(\pi \cdot a)}$$

donde:

f = coeficiente adimensional o factor geométrico, que depende de la fuerza aplicada y la geometría de la pieza;

σ = es el valor de la tensión normal aplicada;

a = es el tamaño del defecto. Si el defecto es superficial representa la longitud total de la grieta, mientras que si la grieta es interior, representa la mitad de su longitud.

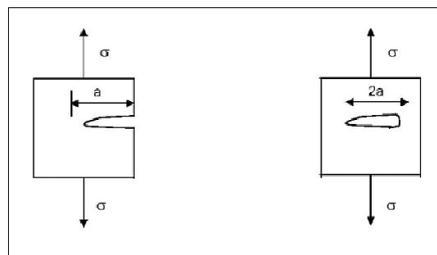


Figura 3 7 Diagrama de tenacidad a fractura

Fuente: (www.ingemecanica.com pag 22 10/03/2010)

Se denomina Tenacidad a la Fractura o intensidad del esfuerzo crítico, K_c , al valor de K requerido que origina el proceso de fractura en el interior del material, comenzando en el extremo de la grieta y propagándose hasta alcanzar la superficie de la pieza ocasionando su fractura. Es decir, que la fractura ocurre cuando $K > K_c$. El valor numérico de K_c dependerá del espesor de la pieza considerada.

Dureza Brinell

El método Brinell (ASTM E10) es un tipo de ensayo utilizado para calcular la dureza de los materiales. Consiste en una esfera de 10 mm de diámetro, usualmente de un acero endurecido, que se presiona contra la superficie del material objeto de estudio bajo una carga estática de 3.000 kg. El tamaño de la huella nos proporcionará una medida de la dureza, denominada dureza Brinell, bajo estas condiciones del ensayo.

Para determinar el valor de la dureza Brinell se emplea la ecuación mostrada en la figura siguiente:

$$HB = \frac{2F}{\pi D^2} \left(\frac{1}{1 - \sqrt{1 - \frac{d^2}{D^2}}} \right)$$

donde:

F , es la carga a utilizar, en Kp

D , es el diámetro de la bola (indentador), en mm

d , es el diámetro de la huella dejada en superficie, en mm

Tabla 3.12 Características mecánicas del acero

Características Mecánicas				
AISI	Resistencia a la Tracción	Límite Elástico	Dureza	
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	H R _b Máx.	Brinell Máx.
201	70-80	30	95	201
301	52-75	21	88	185
302	52-70	21	88	183
302 B	55-75	21	88	183
303	52-70	21	90	180
304	50-70	21	88	183
304 L	50-65	18	88	183
304 H	75	30	92	183
304 LN	75	30	92	202
305	50-70	20	88	183
308	50-70	21	88	183
309	50-75	25	95	217
309 S	50-75	25	95	217
310	50-75	25	95	217
310 S	50-75	25	95	217
314	50-75	25	95	217
316	50-75	21	95	217
316 L	50-70	18	95	217
316 N	80	35	95	217
316 LN	75	30	95	217
316 Ti	50-78	25	95	217
317	55-75	25	90	217
317 L	80	35	95	217
321	55-75	25	88	183
321 H	75	30	95	217
347	55-75	25	92	201
348	55-75	25	92	201
403-410 S	45-60	24	90	183
405	42-53	25	88	183
410	45-88	30	95	217
416	45-74	24	98	215
420	55-77	33	95	220
430	45-62	25	90	185
430 F	45-63	25	-	185
431	84-92	65	-	270
440 A	65-80	30	95	-
440 B	75-85	40	-	-
446	52-60	31	90	185

Fuente; (www.ingemecanica.com p-23 10/03/2010)

Soldabilidad

La soldabilidad mide la capacidad de un acero que tiene a ser soldado, y que va a depender tanto de las características del metal base, como del material de aporte empleado.

Un parámetro útil para evaluar la soldabilidad de los aceros es el concepto de CARBONO EQUIVALENTE (CEV), que equipara las soldabilidades relativas de diferentes aleaciones de acero y las compara con las propiedades de un acero al carbono simple.

El Código API 1104- A B presenta la ecuación desarrollada por el Instituto Internacional de Soldadura, y cuya expresión es la siguiente, donde los contenidos de los elementos químicos se expresan en tanto por ciento (%):

$$CEV = (C + Mn / 6) + (CR + Mo + V / 6) + (Ni + Cu / 15)$$

A medida que se eleva el contenido equivalente de carbono, la soldabilidad de la aleación de acero que se trate decrece.

Aunque esta ecuación fue inicialmente desarrollada para caracterizar la tendencia a la fisuración por hidrógeno en chapas de acero, también se ha venido utilizando para evaluar el endurecimiento del acero basado en su composición química.

Como regla general, un acero se considera soldable si el carbono equivalente, obtenido según la fórmula anterior, es menor a 0,4%.

No obstante, este parámetro no es suficiente para evaluar la soldabilidad de los distintos aceros, dado que la soldabilidad no depende sólo de la composición química del acero, sino que existen otros factores como puede ser el espesor de la junta, un factor que va a condicionar la elección de la temperatura de precalentamiento y/o tratamientos térmicos post-soldadura, o la adecuada

elección del material de aporte. Otros aspectos como la historia térmica del material y tensiones mecánicas desarrolladas antes, durante y después de realizada la unión, van a influir también en la soldabilidad del acero.

Tablas de Perfiles

En función en qué zona se encuentre el metal base objeto de soldadura, se pueden considerar tres zonas distintas, a saber:

- Zona I: Aceros de bajo carbono y bajo endurecimiento no susceptibles a fisuras, y por lo tanto de fácil soldabilidad.
- Zona II: Aceros con mayor porcentaje de carbono y bajo endurecimiento. En esta zona el riesgo a fisuras en la ZAC es mayor, pero en parte puede ser evitado mediante el control de la velocidad de enfriamiento, gracias a que se realice un aporte térmico después de realizada la soldadura, o bien, se realice un precalentamiento previo más ligero.
- Zona III: Es la zona de más difícil soldabilidad. La ocupa los aceros con elevado porcentaje de carbono y alto endurecimiento, lo que origina la formación de microestructuras susceptibles a fisuras.

Resistencia al desgarro

Resistencia a la aparición de fisuras en piezas soldadas sometidas a tensiones de Aceros que cumplen con unos valores mínimos de estricción mostrados en la siguiente tabla, y que han sido obtenidos sometiendo al producto a un ensayo de tracción en la dirección del espesor.

Tabla de Grados y Valores mínimos de estricción

Tabla 3.13 Porcentaje de estricción

Grado	Estricción (%)	
	Valor mínimo medio de tres ensayos	Valor mínimo individual
Z 15	15	10
Z 25	25	15
Z 35	35	25

Fuente; (www.ingemecanica.com p-25 10/03/2010)

Aptitud al doblado

La aptitud al doblado es un índice de la ductilidad del material, y se define por la ausencia o presencia de fisuras en el ensayo de doblado.

La determinación de la aptitud al doblado se efectuará comprobando la ausencia de fisuras en el ensayo de doblado simple, normalizado en UNE-EN ISO 7438.

Otros datos de diseño

Para el diseño de estructuras de acero se toman, para las características siguientes, los valores que a continuación se indican:

- Punto de fusión:

El punto de fusión depende del tipo de aleación que se trate y de las concentraciones de los distintos elementos aleantes. El punto de fusión del hierro puro es de 1.510 °C, sin embargo el del acero está entorno a los 1.400 °C,

aunque esta temperatura varía con el contenido de carbono en la siguiente manera:

- Acero de bajo carbono: 1.510 °C
- Acero de medio carbono: 1.430 °C
- Acero de alto carbono: 1.370 °C

- Punto de ebullición: 2.500 °C
- Calor específico: 0.11 Kcal / Kg °C
- Coeficiente de dilatación lineal: $\alpha = 1,2 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
- Densidad: $\gamma = 7.850 \text{ Kg/m}^3$

Tabla 3.14 Propiedades mecánicas de aceros estructurales según norma americana

Normas Standards	Calidades Grades	Límite elástico R_e Yield strength R_e	Resistencia a la tracción R_m Tensile strength R_m	Ratio R_e/R_m Ratio R_e/R_m	Alargamiento mínimo A Minimum elongation A		Ensayo de flexión por choque Notch impact test	
					min. 200 mm [8 in.]	min. 50 mm [2 in.]	ASTM A673, standard position ala longitudinal longitudinal, flange	
		MPa [ksi]	MPa [ksi]		%	%	Temperatura Temperature °C (°F)	Media de energía Energy average J [ft-lbf]
A36-05	Grade 36*	≥250 [36]	400-550 [58-80]		20	21		
A572-07	Grade 42*	≥290 [42]	≥415 [60]		20	24		
	Grade 50	≥345 [50]	≥450 [65]		18	21		
	Grade 55*	≥380 [55]	≥485 [70]		17	20		
	Grade 60*	≥415 [60]	≥520 [75]		16	18		
	Grade 65*	≥450 [65]	≥550 [80]		15	17		
A588-05	Grade B*	≥345 [50]	≥485 [70]		18	21		
	Grade C*	≥345 [50]	≥485 [70]		18	21		
A709-07	Grade 36*	≥250 [36]	400-550 [58-80]		20	21		
	Grade 50	≥345 [50]	≥450 [65]		18	21		
	Grade 50S	345-450 [50-65]	≥450 [65]	≤0,85	18	21		
A913-04	Grade 50	≥345 [50]	≥450 [65]	≤0,85	18	21	21 [70]	≥54 [40]
	Grade 65	≥450 [65]	≥550 [80]		15	17	21 [70]	≥54 [40]
A992-06a	Grade 50	345-450 [50-65]	≥450 [65]	≤0,85	18	21		

Fuente; (www.ingemecanica.com p-25 10/03/2010)

Tabla 3.15 Composición química de aceros estructurales según norma americana

Normas Standards	Calidades Grades	Análisis de colada Ladle analysis													
		C max. %	Mn %	S max. %	P max. %	Si %	Cu %	Ni %	Cr %	Mo max. %	Nb max. %	V %	CE max. %	Otros elementos Other elements	
A36-05	Grade 36*	0,26		0,05	0,04	≤0,40									
A572-07	Grade 42*	0,21	≤1,35	0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 50	0,23	≤1,35	0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 55*	0,25	≤1,35	0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 60*	0,26	≤1,35	0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 65*	0,23	≤1,65	0,05	0,04	≤0,40									
A588-05	Grade B*	0,20	0,75-1,35	0,05	0,04	0,15-0,50	0,20-0,40	≤0,5	0,40-0,70			0,01-0,10			
	Grade C*	0,15	0,80-1,35	0,05	0,04	0,15-0,40	0,20-0,50	0,25-0,50	0,30-0,50			0,01-0,10			
A709-07	Grade 36*	0,26		0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 50	0,23	≤1,35	0,05	0,04	≤0,40									
	Grade 50S	0,23	0,50-1,60	0,045	0,035	≤0,40	≤0,60	≤0,45	≤0,35	0,15	0,05	≤0,15	0,45		
A913-04	Grade 50	0,12	≤1,60	0,030	0,040	≤0,40	≤0,45	≤0,25	≤0,25	0,07	0,05	≤0,06	0,38		
	Grade 65	0,16	≤1,60	0,030	0,030	≤0,40	≤0,35	≤0,25	≤0,25	0,07	0,05	≤0,06	0,43		
A992-06a	Grade 50	0,23	0,50-1,60	0,045	0,035	≤0,40	≤0,60	≤0,45	≤0,35	0,15	0,05	≤0,15	0,45		

Fuente; (www.ingemecanica.com p-27 10/03/2010)

Recuperado de: <http://ingemecanica.com>, p.p. 1- 30 el 10/09/2013

Publicado el: 10/03/2010

3.5 Cálculo de estructura y tornillos

Para el cálculo, diseño y ensamblaje de la estructura se ha tomado los siguientes datos de los tornillos.

3.5.1 Resistencia a la rotura y límite elástico de pernos

Los tornillos poseen dos números impresos en la cabeza del mismo, separados por un punto, el primero de ellos indica el valor nominal del límite de rotura por 100 (fub) en N/mm^2 , y el segundo el valor nominal del límite elástico (fyb) en N/mm^2 , siendo éste valor el producto del límite de rotura por este segundo número dividido por 10.

Es así

Para un tornillo 8.8

$$f_{ub} = 8 (100) \text{ N/mm}^2$$

$$f_{ub} = 800 \text{ N/mm}^2$$

$$f_{yb} = 800 \text{ N/mm}^2 (8) / 10$$

$$f_{yb} = 640 \text{ N/mm}^2$$

Para un tornillo 12.9

$$f_{ub} = 12 (100) \text{ N/mm}^2$$

$$f_{ub} = 1200 \text{ N/mm}^2$$

$$f_{yb} = 1200 \text{ N/mm}^2 (9) / 10$$

$$f_{yb} = 1080 \text{ N/mm}^2$$

Tabla 3.16 Resistencia a la tracción y límite elástico de pernos

TORNILLO	ESPECIFICACION	RESISTENCIA A LA TRACCION f_{ub} [N/mm²]	LIMITE ELASTICO f_{yb} [N/mm²]
ACERO M5	8.8	800	640
ACERO M6	8.8	800	640
ACERO M16	8.8	800	640
ALLEN M4	12.9	1200	1080
ALLEN M5	12.9	1200	1080
ALLEN M6	12.9	1200	1080

(Autor: García Marcelo 2013)

Tabla 3.17 Par de apriete de pernos 8.8 hexagonales

DESIGNACIÓN		COEFICIENTE DE ROZAMIENTO μ					
ROSCA	PASO	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14
		Momentos de apriete (da Nm)					
M 1,6	0,35	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016
M 2	0,4	0,022	0,024	0,028	0,029	0,031	0,033
M 2,5	0,45	0,045	0,049	0,056	0,060	0,063	0,069
M 3	0,5	0,078	0,084	0,096	0,10	0,11	0,12
M 3,5	0,6	0,12	0,13	0,15	0,16	0,17	0,18
M 4	0,7	0,18	0,19	0,22	0,24	0,25	0,27
M 5	0,8	0,35	0,38	0,44	0,47	0,49	0,54
M 6	1	0,60	0,66	0,76	0,80	0,85	0,93
M 8	1,25	1,4	1,6	1,8	1,9	2,0	2,2
M 10	1,5	2,9	3,2	3,7	3,9	4,1	4,5
M 12	1,75	4,9	5,4	6,2	6,6	7,0	7,7
M 14	2	7,8	8,6	9,9	10,5	11,0	12,5
M 16	2	12,0	13,0	15,0	16,0	17,0	19,0
M 18	2,5	17,0	18,5	21,5	23,0	24,5	27,0
M 20	2,5	24,0	26,0	30,5	32,5	34,5	38,0
M 22	2,5	32,0	35,0	41,0	44,0	46,5	51,5
M 24	3	41,5	45,5	53,0	56,0	59,5	65,5

Fuente: (Manual de apriete, tornillería, dislas, España, 2011 pag 3-4)

Tabla 3.18 Par de apriete de pernos 12.9 hexagonales

DESIGNACIÓN		COEFICIENTE DE ROZAMIENTO μ					
ROSCA	PASO	0,07	0,08	0,10	0,11	0,12	0,14
		Momentos de apriete (da Nm)					
M 1,6	0,35	0,019	0,020	0,023	0,024	0,026	0,028
M 2	0,4	0,038	0,041	0,047	0,050	0,052	0,057
M 2,5	0,45	0,077	0,084	0,097	0,10	0,11	0,12
M 3	0,5	0,13	0,15	0,17	0,18	0,19	0,20
M 3,5	0,6	0,21	0,22	0,26	0,27	0,29	0,31
M 4	0,7	0,31	0,33	0,38	0,41	0,43	0,47
M 5	0,8	0,60	0,66	0,76	0,80	0,85	0,93
M 6	1	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6
M 8	1,25	2,5	2,7	3,1	3,3	3,5	3,8
M 10	1,5	5,0	5,4	6,3	6,7	7,0	7,7
M 12	1,75	8,5	9,3	10,5	11,5	12,0	13,0
M 14	2	13,5	14,5	17,0	18,0	19,0	21,0
M 16	2	20,5	22,5	26,0	28,0	29,5	32,5
M 18	2,5	28,5	31,0	36,0	38,5	40,5	44,5
M 20	2,5	40,0	43,5	51,0	54,5	57,5	63,5
M 22	2,5	53,5	58,5	68,5	73,0	77,5	85,5
M 24	3	69,0	75,5	88,0	93,5	99,0	109,0

Fuente: (Manual de apriete, tornillería, dislas, España, 2011 pag 3-4)

Para realizar los cálculos se debe mencionar los coeficientes parciales de seguridad para determinar la resistencia del acero

$\gamma_{mo} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la plastificación del material

$\gamma_{m1} = 1,05$ coeficiente parcial de seguridad relativo a los fenómenos inestables

$\gamma_{m2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

$\gamma_{m3} = 1,1$ coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Servicio

$\gamma_{m3} = 1,25$ coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados en Estado Límite de Último

$\gamma_{m3} = 1,4$ coeficiente parcial para la resistencia al deslizamiento de uniones con tornillos pretensados y agujeros rasgados o con sobre medida

3.5.2 Distancia a extremo frontal y borde lateral

La distancia e_1 desde el centro del agujero al extremo frontal según la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $1,2 \cdot d_0$

$$e_1 \geq 1,2 \cdot d_0$$

$$e_1 \geq 1,2(5)$$

$$e_1 \geq 6 \text{ mm}$$

En donde;

e_1 ; distancia 1

d_0 ; diámetro de perno en mm

La distancia e_2 del centro del agujero al borde lateral medida normalmente a la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $1,5 \cdot d_0$

$$e_2 \geq 1,5 * d_0$$

$$e_2 \geq 1,5(5)$$

$$e_2 \geq 7,5$$

En donde;

e_2 ; distancia 2

d_0 ; diámetro de perno en mm

Si las piezas están expuestas a un ambiente agresivo u otras influencias corrosivas, entonces las máximas distancias e_1 y e_2 serán al menos: $40\text{mm} + 4 * t$ (siendo t el espesor más estrecho).

$$e_1 \text{ y } e_2 \geq 40\text{mm} + 4(t)$$

$$e_1 \text{ y } e_2 \geq 40\text{mm} + 4(3)$$

$$e_1 \text{ y } e_2 \geq 40\text{mm} + 12$$

$$e_1 \text{ y } e_2 \geq 52\text{mm}$$

Para otros casos tomar e_1 y $e_2 \leq 12 * t$

$$e_1 \text{ y } e_2 \leq 12(3)$$

$$e_1 \text{ y } e_2 \leq 36\text{mm}$$

En donde;

e_1 ; distancia 1

e_2 ; distancia 2

t ; espesor más estrecho

3.5.3 Separaciones entre agujeros (uniones múltiples)

La distancia p_1 entre centro de tornillos en la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $2,2 * d_0$

$$p_1 \geq 2,2 * d_0$$

$$p_1 \geq 2,2(5)$$

$$p_1 \geq 11\text{mm}$$

En donde;

p_1 ; distancia 1

d_0 ; diámetro de perno en mm

La separación p_2 entre filas de tornillos, medidos perpendicularmente a la dirección de la transmisión de la carga será al menos de $3,0 * d_0$

$$p_2 \geq 3,0 * d_0$$

$$p_2 \geq 3,0(5)$$

$$p_2 \geq 15\text{mm}$$

En donde;

p_2 ; distancia 2

d_0 ; diámetro de perno en mm

En el caso de elementos comprimidos, las separaciones p_1 y p_2 no deberán superar al menor valor de $14 * t$ ó 200 mm.

$$p_1 ; p_2 \leq 14 * t \text{ ó } 200 \text{ mm}$$

$$p_1 ; p_2 \leq 14(3)$$

$$p_1 ; p_2 \leq 42\text{mm}$$

En donde;

p_1 ; distancia 1

p_2 ; distancia 2

t ; espesor más estrecho

En el caso de elementos traccionados la separación $p_{1,i}$ entre centros de tornillos en filas interiores puede ser doble del valor dado para elementos comprimidos, siempre que la separación $p_{1,0}$ en la fila exterior en cada borde no supere el valor dado para los elementos a compresión,

$$p_{1,i} \leq 28*t \text{ ó } 400 \text{ mm, si se cumple que } p_{1,0} \leq 14*t \text{ ó } 200 \text{ mm}$$

$$p_{1,i} \leq 28*t \text{ ó } 400 \text{ mm}$$

$$p_{1,i} \leq 28(3)$$

$$p_{1,i} \leq 84 \text{ mm}$$

En donde;

p_1 ; distancia 1

p_2 ; distancia 2

d_0 ; diámetro de perno en mm

t ; espesor más estrecho

3.5.4 Comprobación a corte

La condición que debe cumplir es que la sollicitación de la chapa $F_v, E_d \leq F_v, R_d$ que es la resistencia a cortante de un tornillo,

$$F_v, R_d = n * 0.5 * f_{ub} * A / \gamma_{m2}$$

$$F_v, R_d = 1 (0.5)(800) (133.5) / 1.25$$

$$F_v, R_d = 53400 / 1.25$$

$$F_v, R_d = 42720$$

$$A = 2 \pi r (h + r)$$

$$A = 2 \pi (2.5) (6 + 2.5)$$

$$A = 133.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 42720 / 133.5$$

$$\sigma_z = 320 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

Fv, Rd; resistencia cortante del tornillo

fub : tensión última de los tornillos 8.8 (800 N/mm²)

n; número de planos de corte 1 dos uniones y 2 para tres uniones

A o As; área

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

r; radio perno o sección

h; altura perno o sección

σ_z ; tensión a tracción

F; fuerza a tracción

$$F_v, E_d = n * 0.5 * f_u * A / \gamma_m$$

$$F_v, E_d = 1 (0.5)(360) (133.5) / 1,25$$

$$F_v, E_d = 24030 / 1,25$$

$$F_v, E_d = 19224$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 19224 / 133.5$$

$$\sigma_z = 144 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

Fv, Ed; resistencia cortante de chapa

fu : tensión última del acero en las chapas para acero S 235 (360 N/mm²)

n; número de planos de corte 1 dos uniones y 2 para tres uniones

A o As; área

γm2; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σz; tensión a tracción

F; fuerza a tracción

3.5.5 Resistencia a aplastamiento

La condición que debe cumplir es la sollicitación de la chapa $F_b, E_d \leq F_b, R_d$ a la del tornillo, que es la resistencia a aplastamiento de la chapa contra el tornillo o viceversa.

$$F_b R_d = 2,5 * \alpha * f_u * d * t / \gamma_{m2}$$

$$F_b R_d = 2,5(0,4)(800)(5)(3) / 1,25$$

$$F_b R_d = 9600$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 9600 / 133.5$$

$$\sigma_z = 71.9 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

Fb, Rd; resistencia al aplastamiento del tornillo

α: coeficiente de acero 0.4

fu; resistencia a la tracción del tornillo

d; diámetro del tronillo

t; espesor de la chapa

$\gamma_{m2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia ultima del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; tensión a tracción

F= fuerza a tracción

$$F_b E_d = 2,5 * \alpha * f_u * d * t / \gamma_{m2}$$

$$F_b E_d = 2,5(0,4)(360)(5)(3) / 1,25$$

$$F_b E_d = 4320$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 4320 / 133.5$$

$$\sigma_z = 32.35 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

F_b, E_d ; resistencia al aplastamiento de la chapa

α : coeficiente de 0.4

f_u ; resistencia a la tracción de la chapa

d; diámetro del tronillo

t; espesor de la chapa

$\gamma_{m2} = 1,25$ coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia ultima del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; tensión a tracción

F= fuerza a tracción

Siendo α el menor valor de

$$e_1/3*d_0 = 6 / 15 = 0,4$$

$$p_1/3*d_0 - 1/4 = 11/15 - 1/4 = 0,48$$

$$F_{ub} / f_u = 800 / 360 = 2,2$$

En donde;

d : diámetro del tornillo;

t : espesor de la chapa;

e_1 : distancia al extremo frontal;

d_0 : diámetro del agujero;

p_1 : separación entre tornillos;

A_s : área resistente a tracción;

A : área de la sección transversal

f_u : tensión última del acero en las chapas para acero S 235 (360 N/mm²)

3.5.6 Comprobación a tracción

Para esta comprobación la condición que debe cumplirse es que la sollicitación de la chapa $F_t, E_d \leq F_t R_d$ a la del tornillo.

$$F_t, R_d = 0.9 * f_{ub} * A_s / \gamma_{m2}$$

$$F_t, R_d = 0.9 (800) 133.5 / 1.25$$

$$F_t, R_d = 96120 / 1,25$$

$$F_t, R_d = 76896$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 76896 / 133.5$$

$$\sigma_z = 576 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

Ft, Rd; comprobación a tracción del tornillo

fub : tensión ultima de los tornillos 8.8 (800 N/mm²)

A o As; área

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia ultima del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; tensión a tracción

F; fuerza a tracción

$$F_t, E_d = 0.9 * f_u * A_s / \gamma_m$$

$$F_t, E_d = 0.9 (360) (133.5) / 1.25$$

$$F_t, E_d = 43254 / 1,25$$

$$F_t, E_d = 34603$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 34603 / 133.5$$

$$\sigma_z = 259 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

En donde;

Ft, Ed; comprobación a tracción de la chapa

f_u : tensión ultima del acero en las chapas para acero S 235 (360 N/mm²)

A o As; área

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia ultima del

material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; tensión a tracción

F; fuerza a tracción

3.6 Cálculos y dimensionamiento de polea variable

Para realizar los cálculos de acuerdo a la separación entre centros de agujeros se ha utilizado la tabla de factores

Tabla 3.19 Tabla de separación entre centros de agujeros

ORIFICIOS	FACTOR
3	0.866
4	0.707
5	0.588
6	0.5
7	0.434
8	0.383
9	0.342
10	0.309
11	0.282
12	0.259

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p. 28)

$$s = d \cdot F$$

En donde;

s; cuerda (separación entre centros)

d; diámetro del círculo de orificios

F; Factor

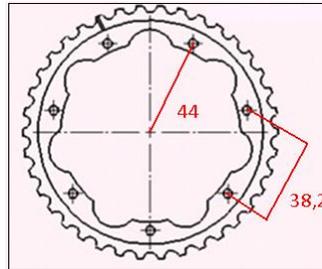


Figura 3.8 Orificios de polea original

(Autor: García Marcelo 2013)

$$d = 88$$

$$F = 0,434$$

$$s = 88 (0,434)$$

$$s = 38,19\text{mm}$$

En donde;

s; cuerda (separación entre centros)

d; diámetro del círculo de orificios

F; Factor

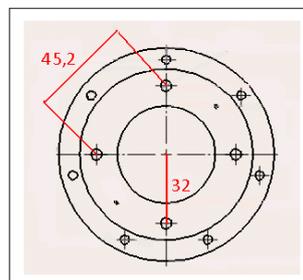


Figura 3.9 Orificios Unión de polea

(Autor: García Marcelo 2013)

$$d = 64$$

$$F = 0,707$$

$$s = 64 (0,707)$$

$$s = 45,2 \text{ mm}$$

En donde;

s; cuerda (separación entre centros)

d; diámetro del circulo de orificios

F; Factor

Rueda dentada

Kindler menciona que para realizar los cálculos de la rueda dentada se realizaran los siguientes cálculos

Paso

$$P = m \cdot \pi \text{ [mm]}$$

En donde;

P; paso

m; modulo

Diámetro circulo primitivo

$$d_o = m \cdot z \text{ [mm]}$$

En donde;

d_o; diámetro circulo primitivo

m; modulo

z; número de dientes

Diámetro circulo de cabeza

$$d_c = d_o + 2 \cdot m \text{ [mm]}$$

En donde;

d_c ; diámetro circulo de cabeza

d_o ; diámetro circulo primitivo

m ; modulo

Diámetro de circulo de pie

$$d_p = d_o - 2,4 \cdot m \text{ [mm]}$$

En donde;

d_p ; diámetro circulo de pie

d_o ; diámetro circulo primitivo

m ; modulo

Altura de cabeza

$$h_c = m \text{ [mm]}$$

En donde;

h_c ; altura de cabeza

m ; modulo

Altura de pie

$$h_p = 1,2 \cdot m \text{ [mm]}$$

En donde;

h_p ; altura de pie

m ; modulo

Altura de diente

$$h = h_c + h_p \text{ [mm]}$$

En donde;

hc; altura de cabeza

hp; altura de pie

La distancia entre ruedas de un engranaje de dos ruedas es igual a la semisuma de los dos diámetros primitivos

$$a = m/2 \cdot (z_1 + z_2) \text{ [mm]}$$

Además cabe mencionar que los números de módulos están normalizados por DIN y se expresan por unidades modulares

Tabla 3.20 Tabla de módulos normalizados

0,1	0,12	0,20	0,25	0,32	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,25	1,5	2	3	4	5	6	8

(Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984. p. 176)

Es así que realizamos los siguientes cálculos

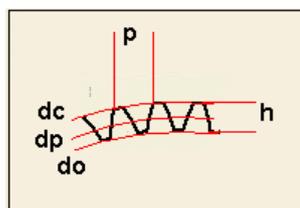


Figura 3.10 Grafico para Cálculos de dientes

(Autor: García Marcelo 2013)

Número de dientes

$$z = 45$$

Paso

$$m = P / \pi$$

$$m = 6.6 / \pi$$

$$m = 2,1 \text{ mm}$$

En donde;

P; paso

m; modulo

Diámetro círculo primitivo

$$d_o = m \cdot z$$

$$d_o = 2,1(45)$$

$$d_o = 95 \text{ mm}$$

En donde;

d_o; diámetro círculo primitivo

m; modulo

z; número de dientes

Diámetro círculo de cabeza

$$d_c = d_o + 2 \cdot m$$

$$d_c = 95 + 4,2$$

$$d_c = 99,2 \text{ mm}$$

En donde;

dc; diámetro círculo de cabeza

do; diámetro círculo primitivo

m; modulo

Diámetro de círculo de pie

$$dp = do - 2,4 (m)$$

$$dp = 95 - 5$$

$$dp = 90 \text{ mm}$$

En donde;

dp; diámetro círculo de pie

do; diámetro círculo primitivo

m; modulo

Altura de cabeza

$$hc = m$$

$$hc = 2,1 \text{ mm}$$

En donde;

hc; altura de cabeza

m; modulo

Altura de pie

$$hp = 1,2 \cdot m$$

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

En donde;

hp; altura de pie

m; modulo

Altura de diente

$$h = hc + hp$$

$$h = 2 + 2,$$

$$h = 4,6 \text{ mm}$$

En donde;

hc; altura de cabeza

hp; altura de pie

3.6.1 Tensión a la tracción de polea

Tensión a la tracción de pernos

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$F = 0.9 (F_{ub}) (A_s) / \gamma_m$$

En donde para pernos de polea m5

$$F = 0.9 (F_{ub}) (A_s) / \gamma_m$$

$$F = 0.9 (800) (196.3) / 1.25$$

$$F = 113068 \text{ N}$$

$$A_s = 2 \pi r (h + r)$$

$$A_s = 2 \pi (2.5) (10 + 2.5)$$

$$A_s = 196.3 \text{ mm}$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 113068 / 196.3$$

$$\sigma_z = 576 \text{ N/mm}^2 \text{ o } 576 \text{ mPa}$$

En donde;

Fub: resistencia a la tracción

As; área de sección

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; Tensión a tracción

F= Fuerza a tracción

En donde para pernos de polea m4

$$F = 0.9 (F_{ub}) (A_s) / \gamma_m$$

$$F = 0.9 (800) (100) / 1.25$$

$$F = 57600 \text{ N}$$

$$A_s = 2 \pi r (h + r)$$

$$A_s = 2 \pi (2) (6 + 2)$$

$$A_s = 100 \text{ mm}$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 57600 / 100$$

$$\sigma_z = 576 \text{ N/mm}^2 \text{ o } 576 \text{ mPa}$$

En donde;

Fub: resistencia a la tracción

As; área de sección

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; Tensión a tracción

F= Fuerza a tracción

Tensión a la tracción de polea para sección de perno central

$$F = 0.9 (F_{ub}) (A_s) / \gamma_m$$

$$F = 0.9 (440) (251) / 1.25$$

$$F = 79516 \text{ N}$$

$$A_s = 2 \pi r (h + r)$$

$$A_s = 2 \pi (5) (3+5)$$

$$A_s = 251 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 79516 / 251$$

$$\sigma_z = 316 \text{ N/mm}^2 \text{ o } 316 \text{ mPa}$$

En donde;

Fub: resistencia a la tracción

As; área de sección

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; Tensión a tracción

F= Fuerza a tracción

Tensión a la tracción de polea para sección de ojo de buey

$$F = 0.9 (F_{ub}) (A_s) / \gamma_m$$

$$F = 0.9 (440) (86) / 1.25$$

$$F = 27244 \text{ N}$$

$$A_s = 2 \pi r (h + r)$$

$$A_s = 2 \pi (2.5) (3 + 2.5)$$

$$A_s = 86.3 \text{ mm}$$

$$\sigma_z = F / A_s$$

$$\sigma_z = 27244 / 86.3$$

$$\sigma_z = 316 \text{ N/mm}^2 \text{ o mPa}$$

En donde;

Fub: resistencia a la tracción

As; área de sección

γ_m ; 1,25 coeficiente parcial de seguridad relativo a la resistencia última del material o sección y a la resistencia de los medios de unión

σ_z ; Tensión a tracción

F= Fuerza a tracción

3.6.2 Fuerza tangencial y fuerza radial de polea variable

$$F = 10 p A_e$$

$$F = 10 (24) (47.29)$$

$$F = 11349 \text{ N}$$

$$A_e = d^2 \pi / 4$$

$$A_e = 7.76^2 \pi / 4$$

$$A_e = 47.29$$

En donde;

F; fuerza pistón

P; presión máxima de trabajo

Ae; superficie de la cabeza del embolo

$$F_t = F \cdot \cos \Phi$$

$$F_t = 11349 (\cos 60)$$

$$F_t = 5674 \text{ N}$$

En donde;

Ft; fuerza tangencial

F; fuerza piston

$$F_r = F \cdot \text{sen } \Phi$$

$$Fr = 11349 (\text{sen } 30)$$

$$Fr = 5674 \text{ N}$$

En donde;

Fr; fuerza radial

F; fuerza pistón

3.7 Calculo de motores

A continuación se detallara los cálculos de los motores y las funciones de los mismos.

En primera instancia es importante mencionar que el motor DC que posee el dado 17mm ajustara y desajustara con un torque de 4 Nm. Por otra parte el motor a pasos realizara 50 pasos en 90 grados, esto realizara en forma horaria y anti horaria con una fuerza de 8 Nm. Y por último la fuerza del motor DC con el acople de perno sin fin para poder realizar el movimiento del motor DC con copa 17mm realizamos los siguientes cálculos.

Datos

Peso de la mesa y del objeto = 0.50 Kg

Ángulo de inclinación = 0°

Fuerza externa de la carga= 0

Diámetro del tornillo = 16 mm

Longitud del tornillo = 78 mm

Material del tornillo = acero

Resolución deseada = 0,0254 mm/paso

Reductor de engranaje = 218:4

Movimiento = 20 mm

Paso del tornillo = 16 mm/rev (pitch = 0,0625 rev/mm o 62,5 rev/m)

Coefficiente de fricción de superficies que se deslizan = 0,05

Tiempo de movimiento = 30 segundos

Tiempo de aceleración: 25% del tiempo total = 7.5 s.

Frecuencia inicial en la partida = 40 Hz

Determine la resolución de la posición de la carga resolución requerida del accionamiento:

$$\text{paso} = (d_{\text{carga}} \div i) \div L_{\text{paso}}$$

$$= (16 \div 54) \div 0,0254[\text{mm/pulso}]$$

$$= 11.66 \text{ pulsos/rev}$$

d_{carga} = desplazamiento o distancia que se mueve la carga por rotación del eje del actuador

$$(P=\text{pitch}=1/d_{\text{carga}})$$

D_{total} = distancia total del movimiento

Paso = resolución del paso del accionamiento (pasos/revmotor)

i = razón de reducción del reductor de velocidad (revmotor/revejereductor)

T_{acel} = torque requerido para acelerar y desacelerar la inercia total del sistema (incluye la inercia del motor)

T_{resist} = torque resistivo de la carga cuando se opera el actuador a velocidad constante por la fricción,

fuerzas externas a la carga, etc.

t_{total} = tiempo del movimiento

Determine el perfil del movimiento

De la Fórmula, los pulsos totales necesarios para hacer el movimiento son:

$$P_{total} = (D_{total} \div (d_{carga} \div i)) * \text{paso}$$

$$= (20 \div (16 \div 54)) * 12 = 827 \text{ pulsos}$$

Desde la Fórmula, la frecuencia máxima del tren de pulsos a ser generado para un movimiento trapezoidal es:

$$f_{Trapez} = (P_{total} - (f_0 * t_{acel})) \div (t_{total} - t_{acel})$$

$$= (827 - (40 * 7.5)) \div (30 - 7.5)$$

$$= 23.42 \text{ Hz} * (60 \text{ sec}/1 \text{ min}) \div 12 \text{ pasos/rev}$$

117 RPM de velocidad del eje del motor

Determine el torque necesario para mover la carga

Usando las fórmulas en la Tabla 1:

$$J_{total} = J_{motor} + J_{reductor} + ((J_{acoplamiento} + J_{tornillo} + J_W) \div i^2)$$

Para este ejemplo, digamos que la inercia del reductor de engranajes y del acoplamiento es cero.

$$J_W = (\text{Peso} \div e) * (1 \div (2 \pi P))^2$$

$$= (0.50[\text{Kg}] \div 0,9) * (1 \div (2 * 3,1416 * 62,5[\text{rev}/\text{m}]))^2$$

$$= 0,019 [\text{Kg}\cdot\text{m}^2]$$

$$J_{tornillo} = (\pi * L * \rho * r^4) \div 2$$

$$= (3,1416 * 0,078 [\text{m}] * 7700 [\text{kg}/\text{m}^3] * 0,008^4[\text{m}]) \div 2$$

$$= 3.86 \times 10^{-6} [\text{Kg}\cdot\text{m}^2]$$

La inercia de la carga y el tornillo reflejados al eje del motor es:

$$J(\text{tornillo+carga})/\text{motor}[\text{Kg-m}^2]= ((J_{\text{tornillo}} + J_W) \div i^2)$$

$$= ((0,019 + 0,0000036) \div 54^2) = 6.15 \times 10^{-6} [\text{Kg-m}^2]$$

El torque requerido para acelerar la inercia es:

$$T_{\text{acel}} = J_{\text{total}}[\text{Kg-m}^2] * (\text{velocidad}[\text{RPM}] \div \text{tiempo}[\text{s}]) * 2\pi \div 60 [\text{N-m}]$$

$$= 0,00000615[\text{Kg-m}^2] * (117 \text{ RPM} \div 7.5[\text{s}]) * 2\pi \div 60 = 9.97 \times 10^{-6} [\text{N-m}]$$

Después, necesitamos determinar el torque resistivo en la operación de movimiento. Si existe la máquina es a veces posible medir realmente el torque resistivo. De otra forma, es necesario estimar este valor por experiencias similares o por fórmulas similares a la siguiente:

$$T_{\text{resist}} = ((F_{\text{total}} \div (2 \pi P)) + T_{\text{preload}}) \div i$$

$$F_{\text{total}} = F_{\text{ext}} + F_{\text{fricción}} + F_{\text{gravedad}}$$

$$= 0 + \mu * \text{Peso} * \cos 0 * 9,81 + 0 = 0 + 0,05 * 0.50 * 9,81 = 49.29 [\text{N}]$$

$$T_{\text{resist}} = (49,29 [\text{N}] \div (2 * 3,1416 * 62,5[\text{rev/m}])) \div 2 = 0.062 [\text{N-m}]$$

donde hemos asumido que el torque de carga y de precarga sea cero.

De la Fórmula __, el torque a ser suministrado por el motor es:

$$T_{\text{movimiento}} = T_{\text{acel}} + T_{\text{resist}} = 0.062 + 0,00000997 = 0.0620097[\text{N-m}]$$

(Manual del sistema *SureStep*™ A-11, Apéndice A: Selección del sistema *SureStep*™, 2b Ed. español 03/07)

3.8 Diseño esquemático

En este tema se desarrollara el diseño de todas las partes que conforman la estructura, la polea variable y por ende el diseño de la parte electrónica.

3.8.1 Diseño esquemático de la estructura y polea variable

En primera instancia realizaremos una modificación a la polea original teniendo los datos

$$d = 88$$

$F = 0,434$ según la tabla 3.3 el factor es 0,434 para realizar 7 perforaciones

$$S = d (F)$$

$$s = 88 (0,434)$$

$$s = 38,19\text{mm}$$

Según estos datos a la polea original se le realizaran 7 perforaciones de 4mm con rosca a una distancia de 44mm de radio y 38.19 de cuerda, por último el diámetro interior debe quedar en 80mm.

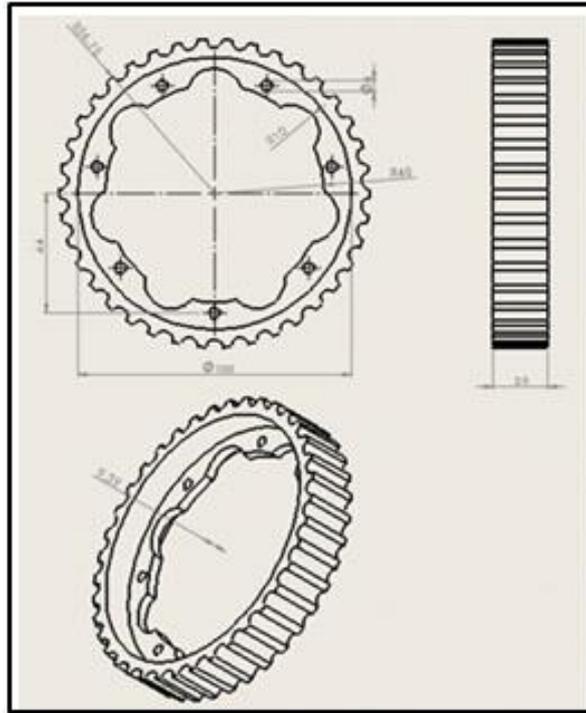


Figura 3.11 Diseño de polea original

(Autor: García Marcelo 2013)

La siguiente parte la llamaremos Unión de polea y como su nombre lo indica su función es juntar la polea original con la polea variable. A esta polea se realizarán 7 perforaciones de 4 mm a una distancia de 44mm de radio debido a que son las mismas medidas que se obtuvieron de la polea original. Para realizar las perforaciones que serán utilizadas para juntar la polea original con la polea variable se utilizan los siguientes datos

$$d = 64$$

$F = 0,707$ según la tabla 3.3 el factor es 0,707 para realizar 4 perforaciones

$$s = 64 (0,707)$$

$$s = 45,2 \text{ mm}$$

Se realizaron 4 perforaciones de 5mm con rosca a 32mm de radio con una cuerda de 45.2mm. Por último se realizó un diámetro interior de 45mm de diámetro.

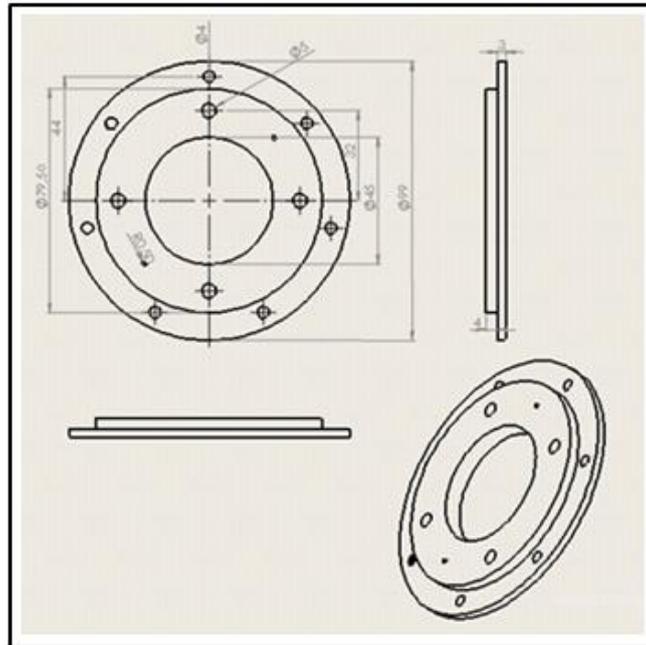


Figura 3.12 Diseño unión de polea

(Autor: García Marcelo 2013)

Para finalizar el diseño de la polea, realizaremos las perforaciones de igual manera que la anterior

$$d = 64$$

$F = 0,707$ según la tabla 3.3 el factor es 0,707 para realizar 4 perforaciones

$$s = 64 (0,707)$$

$$s = 45,2 \text{ mm}$$

Se realizaron 4 perforaciones de 5mm en forma de ojo de buey a 32mm de radio con una cuerda de 45.2mm y dos pines de 1 mm de diámetro a la distancia de 32mm de radio.

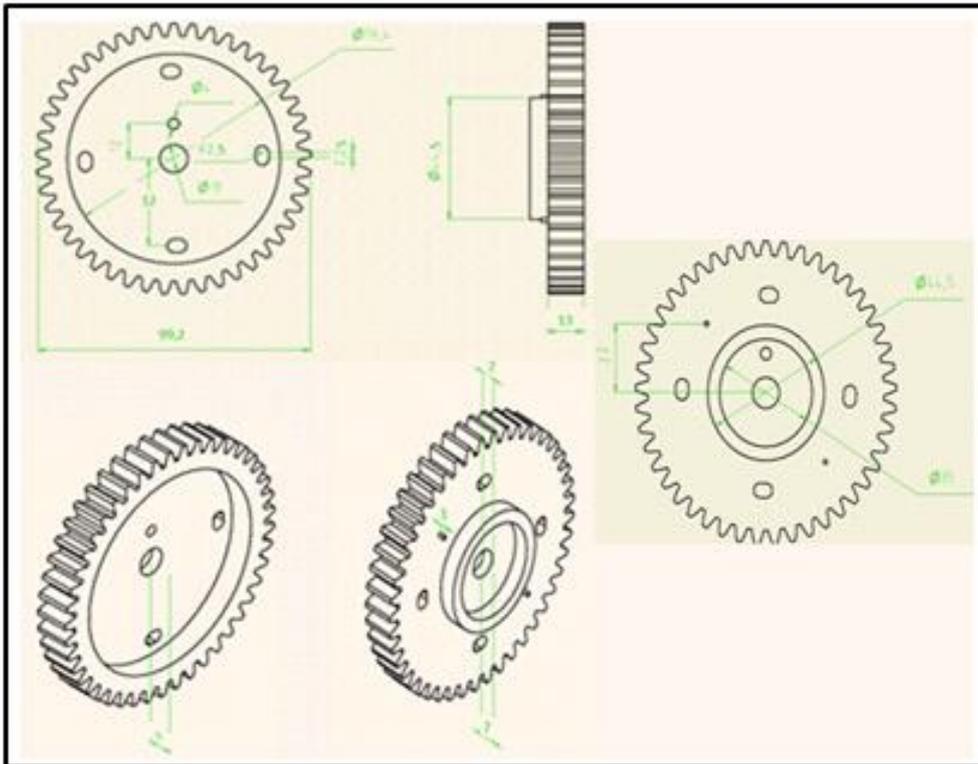


Figura 3.13 Diseño polea variable

(Autor: García Marcelo 2013)

Para poder ensamblar la estructura debemos realizar el diseño de la misma. A continuación se realizara la descripción de lo necesario para esto.

Se realizaran dos placas en forma de U con las medidas detalladas y en ángulos de 90 grados con perforaciones de 5 mm.

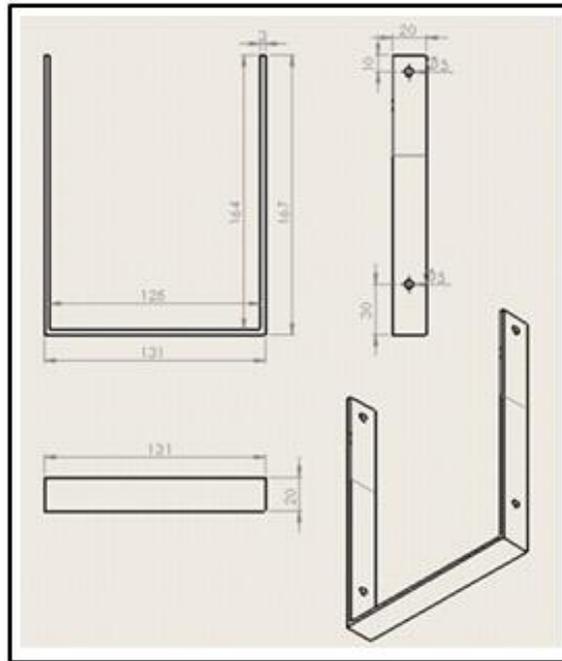


Figura 3.14 Diseño de U de estructura delantero

(Autor: García Marcelo 2013)

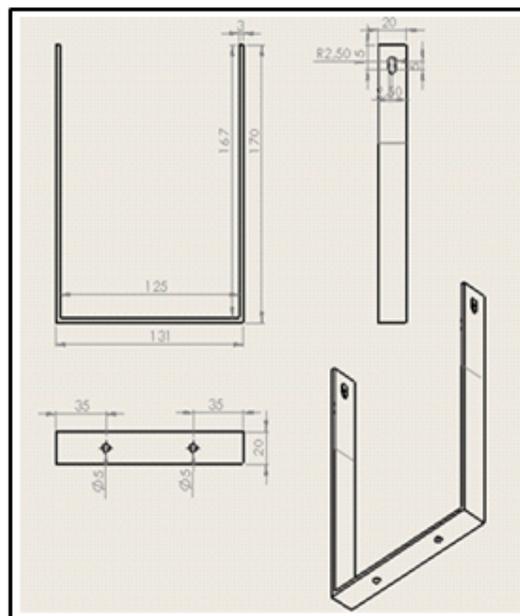


Figura 3.15 Diseño de U de estructura posterior

(Autor: García Marcelo 2013)

Se realiza dos placas a 90 grados con perforaciones en el centro, las mismas que se van a juntar con los dos diseños anteriormente mencionados

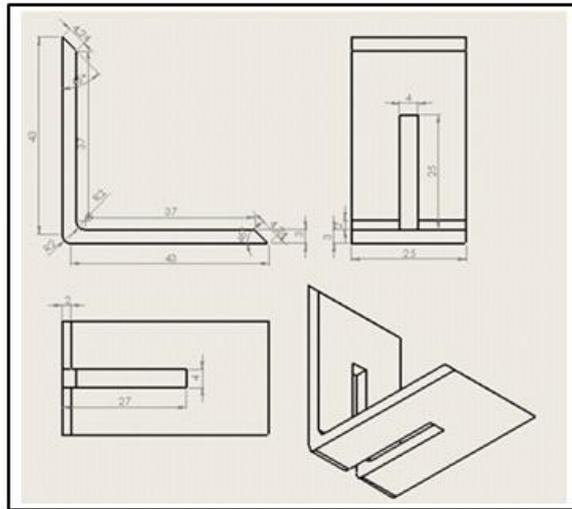


Figura 3.16 Diseño de guía de estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Se realiza dos placas con las medidas detalladas. Se debe tener en cuenta los diámetros de las perforaciones ya que aquí varía una de ellas.

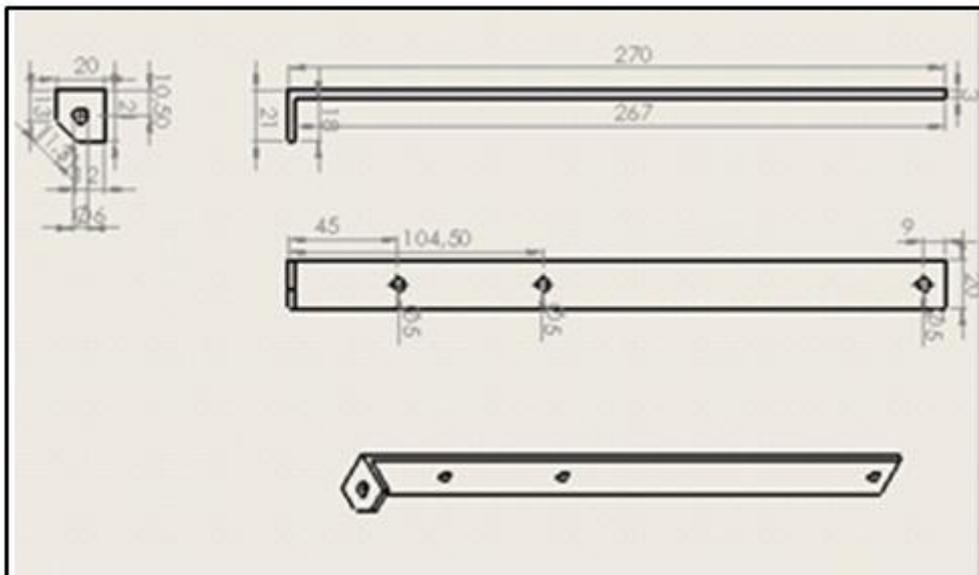


Figura 3.17 Diseño de bases superiores de estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Realizamos una placa en forma de U con las medidas detalladas.

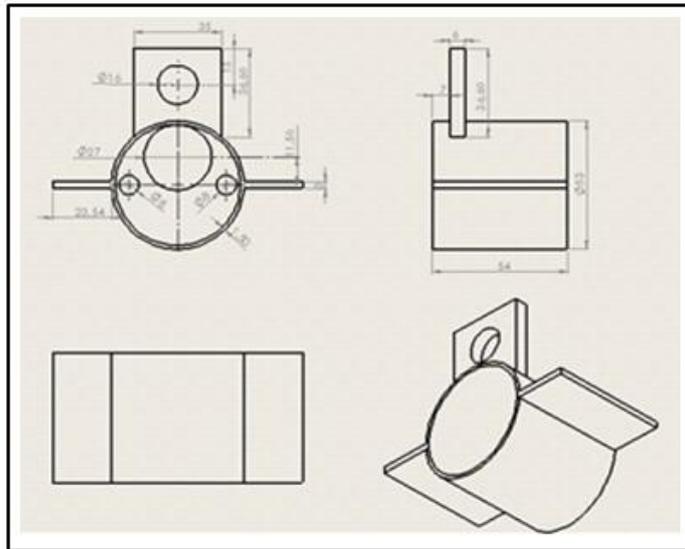


Figura 3.20 Diseño de base de motor DC

(Autor: García Marcelo 2013)

Se realiza un perno sin fin con las medidas detalladas

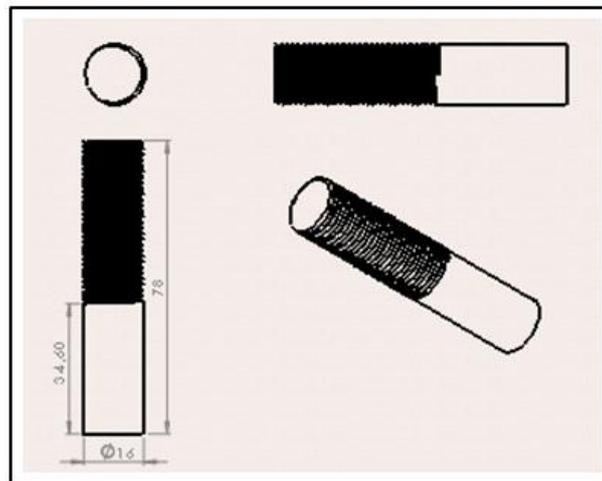


Figura 3.21 Diseño perno sin fin

(Autor: García Marcelo 2013)

Diseño del motor a pasos con un acople

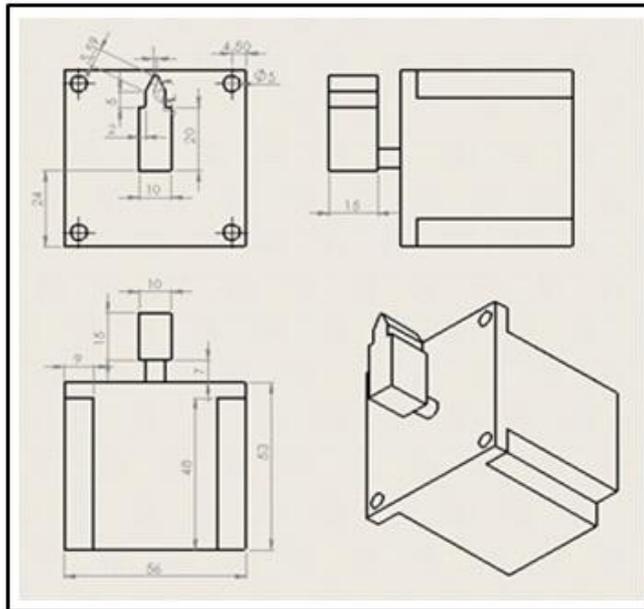


Figura 3.22 Diseño motor a pasos y guía.

(Autor: García Marcelo 2013)

Diseño de un motor DC al cual se acopla el perno sin fin

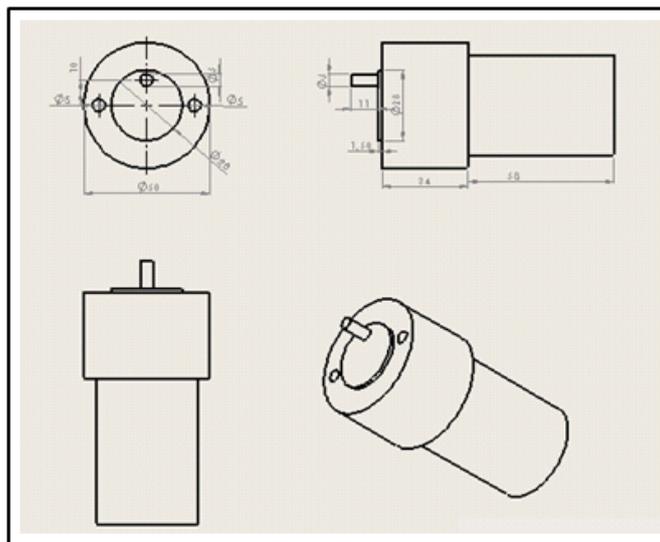


Figura 3.23 Diseño motor DC

(Autor: García Marcelo 2013)

Diseño de un motor DC al cual se acopla un dado 17

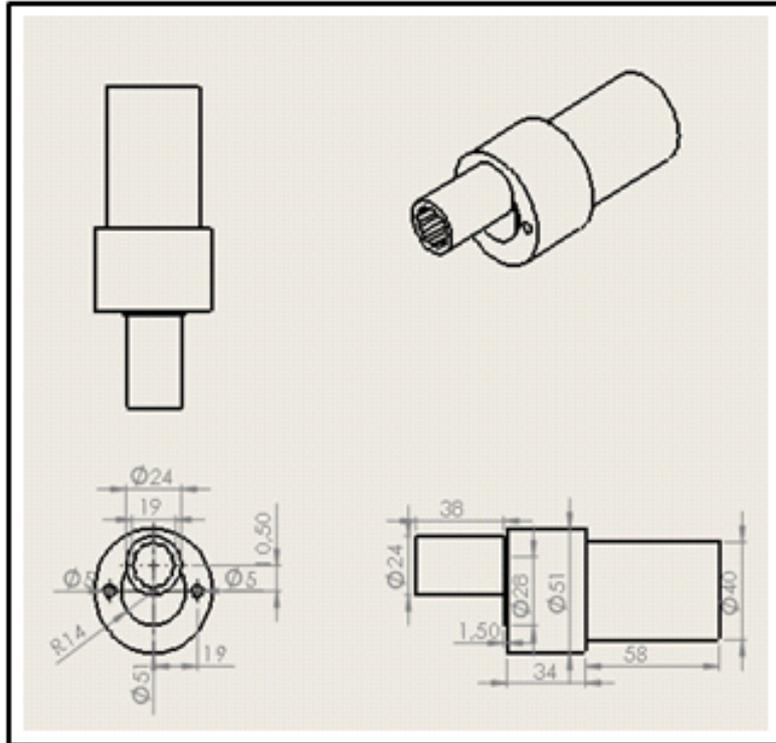


Figura 3.24 Diseño motor DC con copa 17mm

(Autor: García Marcelo 2013)

El resultado final de la estructura con los motores instalados será la siguiente.

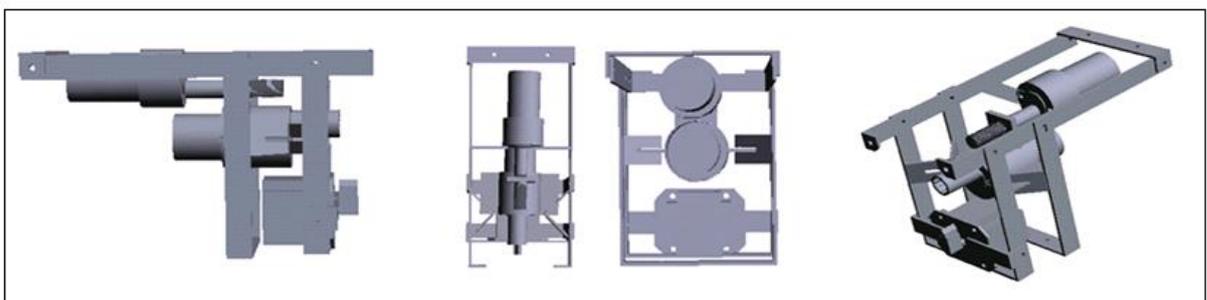


Figura 3.25 Diseño estructura completa

(Autor: García Marcelo 2013)

3.8.2 Diseño electrónico

Tabla 3. Especificaciones batería corsa 1.4

Denominación comercial	Código Bosch	Descarga (Amp)			Dimensiones				Características de tapa				Polo Positivo	Peso
		CCA 18° SAE	Res. Cap. Minutos	Ah	Largo	Ancho	Alto	Alto total	Ojo visor	Manija	Tapa SMS II	Prot. Anti explosiva		
S648 D	0092 S68 010	350	65	45	210	175	175	175	Si	No	Si	Si	Derecha	11,40

Fuente: Bosch Robert, *Manual de la baterías Alemania*, Bosch, 2008

$$P = V I$$

$$P = 12 (45)$$

$$P = 540 \text{ watts}$$

En donde;

P; Potencia

V; voltaje

I; intensidad

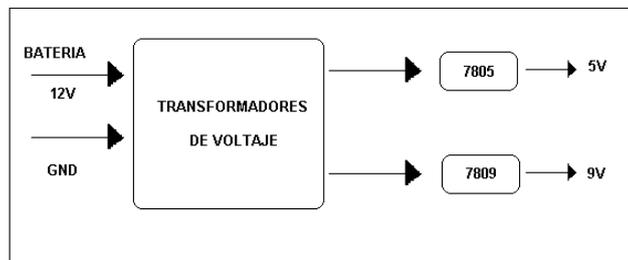


Figura 3.26 Diagrama inicial de corriente

(Autor: García Marcelo 2013)

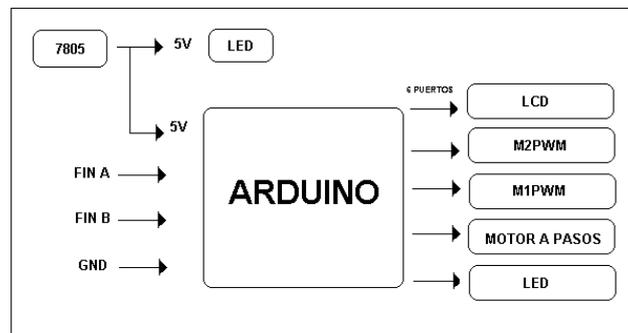


Figura 3.27 Diagrama Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)

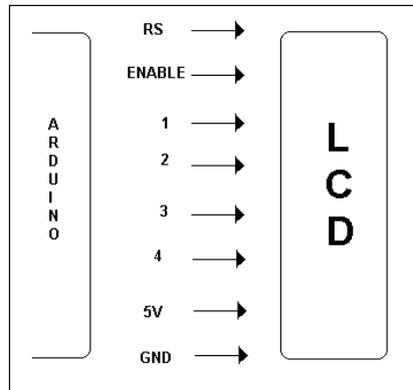


Figura 3.28 Diagrama LCD

(Autor: García Marcelo 2013)

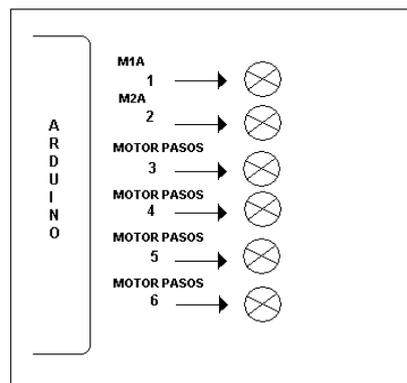


Figura 3.29 Diagrama Leds

(Autor: García Marcelo 2013)

Tabla 3 Especificaciones motor a pasos

MODEL	STEP ANGLE	RESISTANCE	HOLDING TORQUE Nm	mass
23KM-K036	1.8	1.7	0.73	680

Fuente; recuperado el 08/08/2013 <http://astrosyn.com>

$$P = V^2 / R$$

$$P = 9^2 / 1,7$$

$$P = 47,64 \text{ watts}$$

En donde;

P; Potencia

V; voltaje

I; intensidad

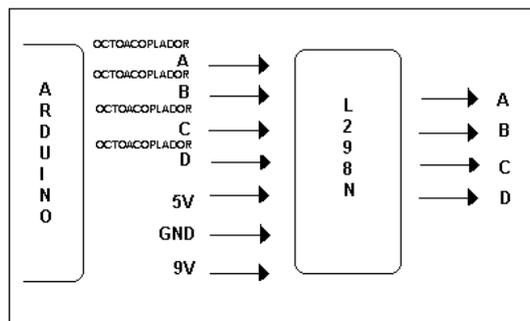


Figura 3.30 Diagrama Motor pasos

(Autor: García Marcelo 2013)

Tabla 3.21 Especificaciones motor DC

Assembly Data	Symbol	Units	Value
Reference Voltage	E	V	12
No-Load Speed	S_{NL}	rpm (rad/s)	21 (2.2)
Continuous Torque (Max.) ¹	T_C	oz-in (N-m)	500 (3.5E+00)
Peak Torque (Stall) ²	T_{PK}	oz-in (N-m)	4199 (3.0E+01)
Weight	W_M	oz (g)	17.3 (492)
Motor Data			
Torque Constant	K_T	oz-in/A (N-m/A)	3.29 (2.32E-02)
Back-EMF Constant	K_E	V/krpm (V/rad/s)	2.43 (2.32E-02)
Resistance	R_T	Ω	1.26
Inductance	L	mH	1.02
No-Load Current	I_{NL}	A	0.26
Peak Current (Stall) ²	I_P	A	9.52
Motor Constant	K_M	oz-in/ \sqrt{W} (N-m/ \sqrt{W})	3.01 (2.13E-02)
Friction Torque	T_F	oz-in (N-m)	0.60 (4.2E-03)
Rotor Inertia	J_M	oz-in-s ² (kg-m ²)	5.9E-04 (4.2E-06)
Electrical Time Constant	τ_E	ms	0.85
Mechanical Time Constant	τ_M	ms	9.3
Viscous Damping	D	oz-in/krpm (N-m-s)	0.039 (2.6E-06)
Damping Constant	K_D	oz-in/krpm (N-m-s)	6.7 (4.5E-04)
Maximum Winding Temperature	θ_{MAX}	$^{\circ}F$ ($^{\circ}C$)	311 (155)
Thermal Impedance	R_{TH}	$^{\circ}F/watt$ ($^{\circ}C/watt$)	62.8 (17.1)
Thermal Time Constant	τ_{TH}	min	12.0

Fuente; recuperado el 08/08/2013 de <http://www.pittman-motors.com/>

$$P = V^2 / R$$

$$P = 12^2 / 1.26$$

$$P = 114.3 \text{ watts}$$

En donde;

P; Potencia

V; voltaje

I; intensidad

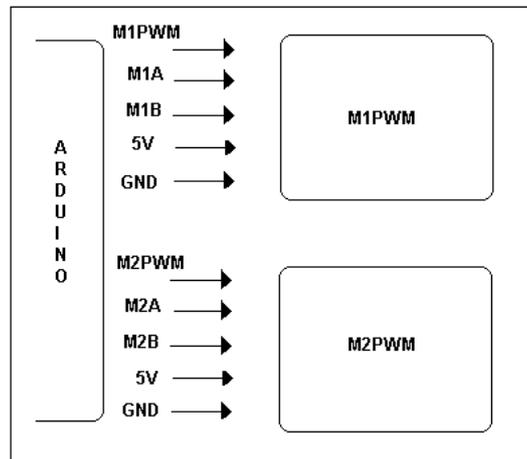


Figura 3.31 Diagrama de motores DC

(Autor: García Marcelo 2013)

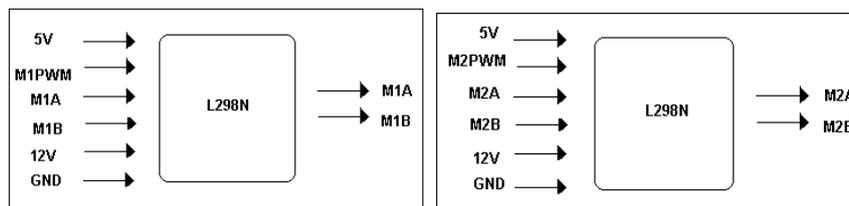


Figura 3.32 Diagrama de Motor DC A y motor B

(Autor: García Marcelo 2013)

3.9 Instrumentos

Los instrumentos son elementos que se han utilizado en toda la parte electrónica y que se detalla.

Placas motores DC

- Pbc
- Resistencias de 250
- CC100NF
- L298
- 4N25
- Zocalo 6P
- 1N4007
- Portafusibles
- Fusible 5amp
- Molex 5P
- Borneras 2p
- Espadin Hembra simple

Placas motor paso a paso

- Resistencias 250
- CC100FN
- L298

- 4N25
- Zocalo 6P
- 1N4007
- Portafusibles
- Fusible 5amp
- Molex 5P
- Bornera 2P
- Bornera 3P
- Espadín macho simple
- Espadín hembra simple
- Jumpers
- PBC

Placa Arduino

- Arduinio Mega
- Resistencia 250
- CE4700
- CE470UF
- LM7809
- LM7805
- LED
- Bornera 2P
- Molex 2P
- Molex 5P

- Molex 6 P
- Bobina
- Molex 16P
- LCD 16x2
- Cable 40H
- PUL 5mm
- Potencia precisión 10k
- Espadin macho simple
- Espadín macho doble
- CC100NF
- Fin de carrera
- Pulsador
- Terminales
- Bornera eléctrica
- PBC

3.10 Programación control electrónico

La programación se ha realizado en arduino, el mismo que es una herramienta para hacer que los ordenadores puedan sentir y controlar el mundo físico a través de un ordenador personal. Es importante mencionar que este sistema es una plataforma de desarrollo de computación física de código abierto basada en una placa con un sencillo microcontrolador y un entorno de desarrollo para crear programas para la placa.

Se ha realizado el uso de este sistema debido a que son más asequibles comparadas con otras plataformas, funciona en sistemas operativos Windows, Macintosh OSX y Linux, el entorno de programación es fácil de usar para principiantes y por último está basado en microcontroladores ARMEGA168, ATMEGA1280 razón por la cual los diseñadores de circuitos pueden hacer su propia versión del módulo ampliándola u optimizándola.

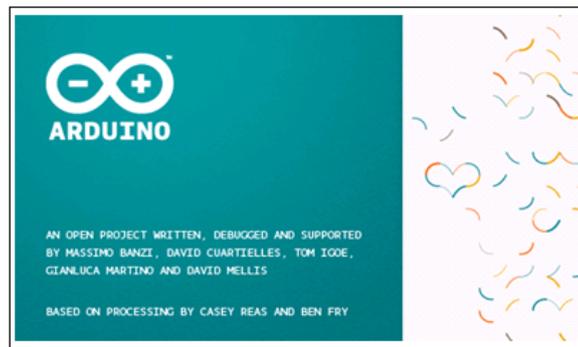


Figura 3.33 Programa Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)

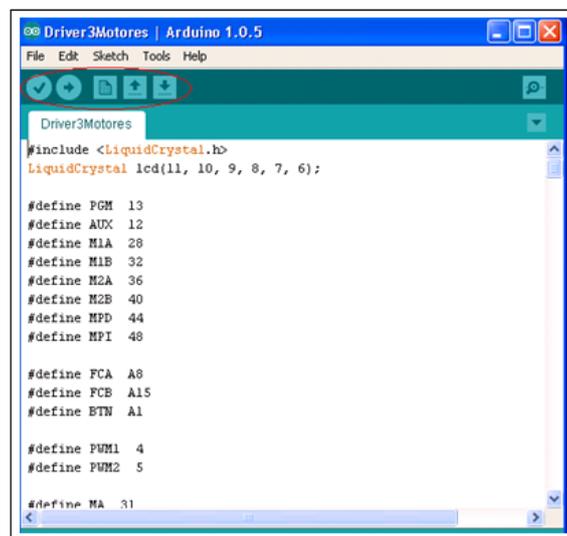


Figura 3.34 Driver programación Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)

3.11 Selección de equipos

Se ha realizado la selección de equipos teniendo en cuenta los valores, calidad y disponibilidad en el mercado de los mismos.

MOTOR A PASOS

MARCA: astrosyn

TIPO: 23KM-K036-P5V

VOLTAJE: 9V

SERIE: T1711-01

ECHO EN TAILANDIA

COSTO: 100

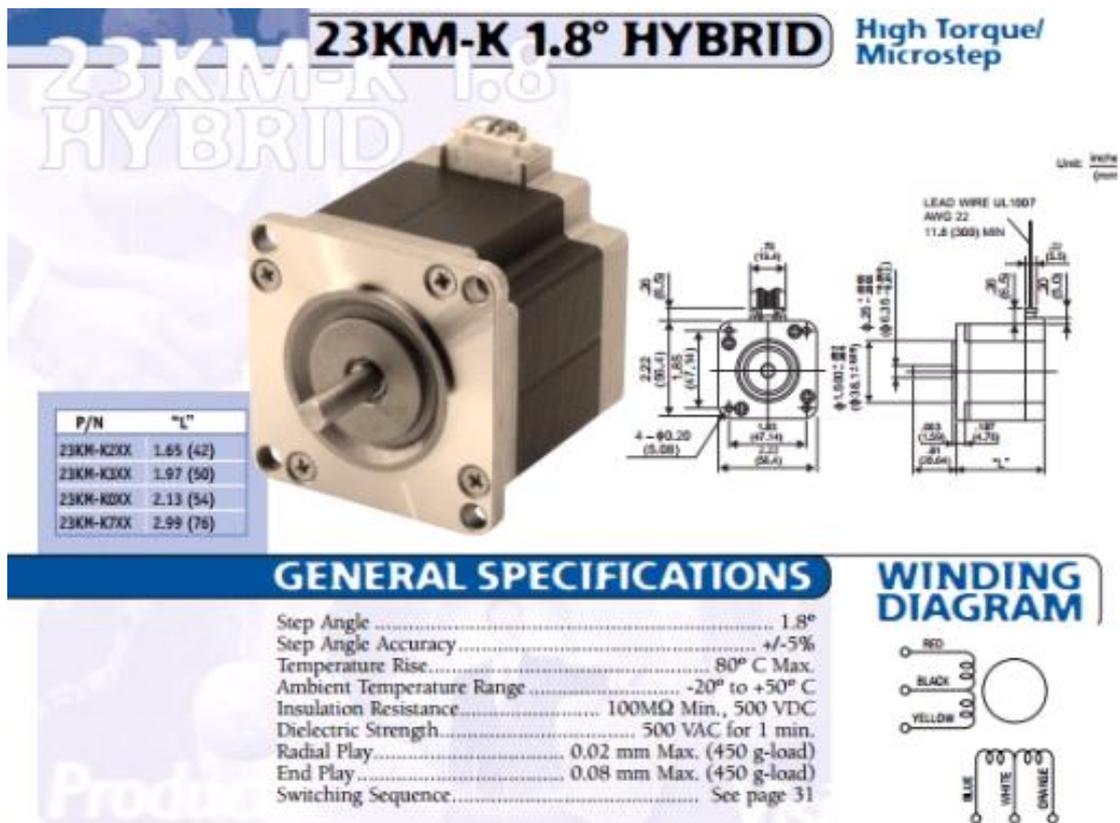


Figura 3.35 Datasheet motor a pasos

Fuente: recuperado el 08/08/2013 de

(http://cnc25.free.fr/documentation/moteurs%20pap/pap_nmb.pdf)

MOTOR DC

MARCA: PITTMAN

TIPO: 218.5:1

VOLTAJE: 12VDC

SERIE: GM9214E091

ECHO EN ESTADOS UNIDOS

COSTO: 130

Assembly Data	Symbol	Units	Value
Reference Voltage	E	V	12
No-Load Speed	S_{NL}	rpm (rad/s)	21 (2.2)
Continuous Torque (Max.) ¹	T_C	oz-in (N-m)	500 (3.5E+00)
Peak Torque (Stall) ²	T_{PK}	oz-in (N-m)	4199 (3.0E+01)
Weight	W_M	oz (g)	17.3 (492)
Motor Data			
Torque Constant	K_T	oz-in/A (N-m/A)	3.29 (2.32E-02)
Back-EMF Constant	K_E	V/krpm (V/rad/s)	2.43 (2.32E-02)
Resistance	R_T	Ω	1.26
Inductance	L	mH	1.02
No-Load Current	I_{NL}	A	0.26
Peak Current (Stall) ²	I_P	A	9.52
Motor Constant	K_M	oz-in/ \sqrt{W} (N-m/ \sqrt{W})	3.01 (2.13E-02)
Friction Torque	T_F	oz-in (N-m)	0.60 (4.2E-03)
Rotor Inertia	J_M	oz-in-s ² (kg-m ²)	5.9E-04 (4.2E-06)
Electrical Time Constant	τ_E	ms	0.85
Mechanical Time Constant	τ_M	ms	9.3
Viscous Damping	D	oz-in/krpm (N-m-s)	0.039 (2.6E-06)
Damping Constant	K_D	oz-in/krpm (N-m-s)	6.7 (4.5E-04)
Maximum Winding Temperature	θ_{MAX}	$^{\circ}F$ ($^{\circ}C$)	311 (155)
Thermal Impedance	R_{TH}	$^{\circ}F/watt$ ($^{\circ}C/watt$)	62.8 (17.1)
Thermal Time Constant	τ_{TH}	min	12.0
Gearbox Data			
Reduction Ratio			218.4
Efficiency ³			0.73
Maximum Allowable Torque		oz-in (N-m)	500 (3.53)



Figura 3.36 Datasheet Motor DC

Feunte recuperado el 08/08/2013 <http://www.clickautomation.com/o/pittman-motors.php>)

3.12 Ensamblaje

Es importante mencionar que se usaran los pernos que se encuentran detallados en los cálculos de la estructura 3.5

3.12.1 Ensamblaje de polea variable.

En primera instancia se detallara los componentes de la polea variable, la misma que está conformada por tres cuerpos y se realizara las uniones con LOCTITE rojo, 7 pernos Allen M4 y 4 pernos Allen M5.

Polea original

Unión de polea

Polea variable 4

grados

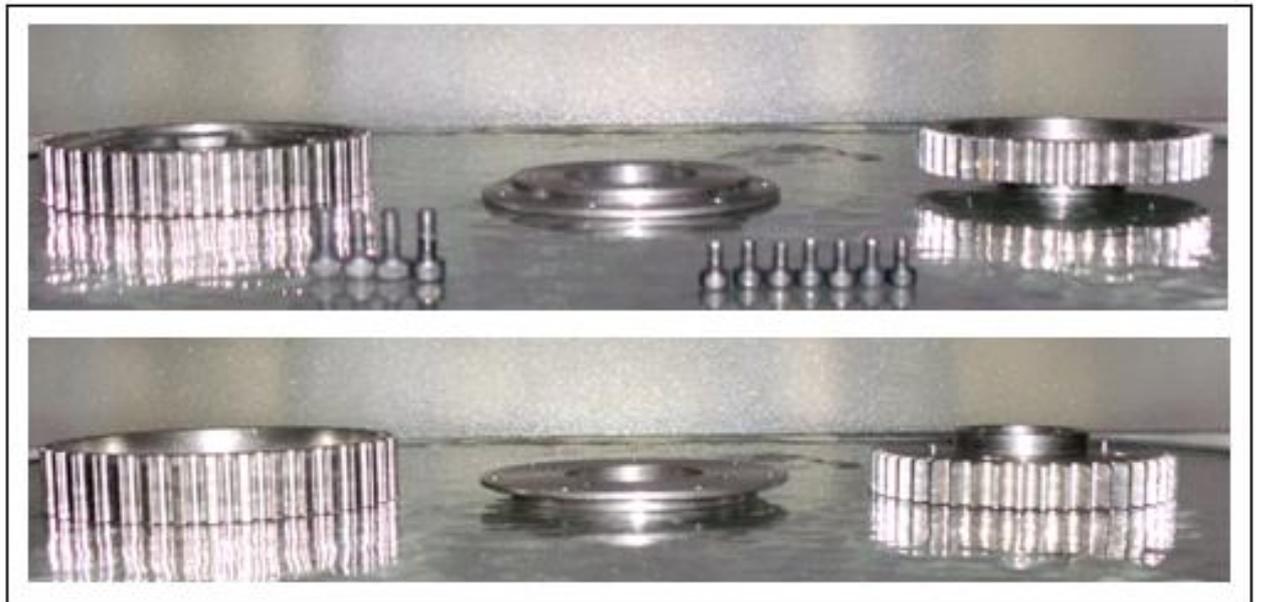


Figura 3.37 Partes de la polea variable

(Autor: García Marcelo 2013)

Unimos la polea original con la unión de polea, en esta ultima debemos tomar en cuenta las dos perforaciones que están detalladas para unir con la polea original con su guía y su perforación. Los pernos allen M4 son ajustados por su parte posterior, en cruz.



Figura 3.38 Ensamblaje polea variable

(Autor: García Marcelo 2013)

Al cuerpo anterior, debemos conectar la polea variable de 4 grados con las guías que se muestran, ajustamos con pernos allen M5 en cruz hasta que se muestre como la ultima figura.

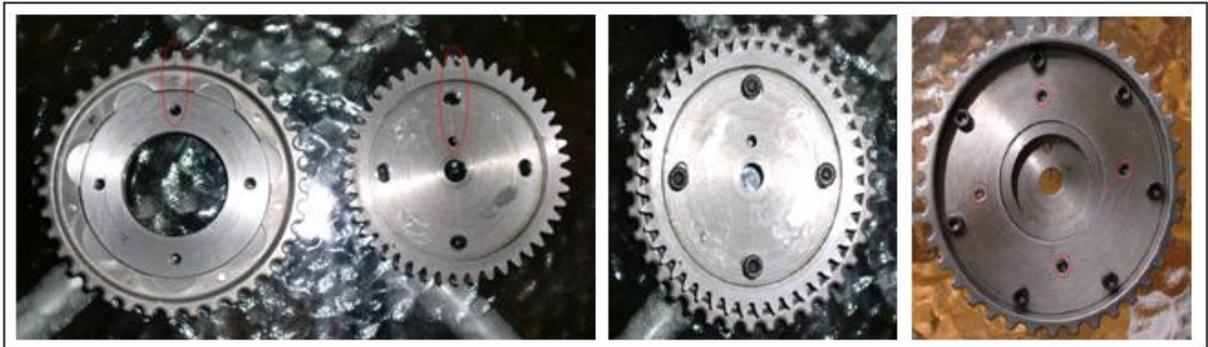


Figura 3.39 Ensamblaje polea variable

(Autor: García Marcelo 2013)

3.12.2 Ensamblaje de estructura.

Para realizar en ensamble de la estructura necesitaremos los siguientes materiales

- Todas las partes que se realizaron en el diseño
- 4 pernos M6 x 25mm

- 12 pernos M5 x 15mm
- 1 perno Allen M4 x 5mm
- 4 pernos Allen M5 x 15mm
- 2 pernos Allen M6 x 20mm
- 2 rodela de acero 20mm
- 6 rodela de caucho de 20 mm
- 4 rodela de caucho de 10mm
- 2 seguros de presión 2mm
- 1 cauchos de 110mm x 5mm
- 12 tuercas para pernos M5



Figura 3.40 kit de instalación estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Para realizar la estructura debemos en primer lugar soldar con oxiacetileno y material de aporte de bronce, las placas de 90 grados detalladas en el diseño con las dos placas en U de tal manera que queden de la siguiente manera.

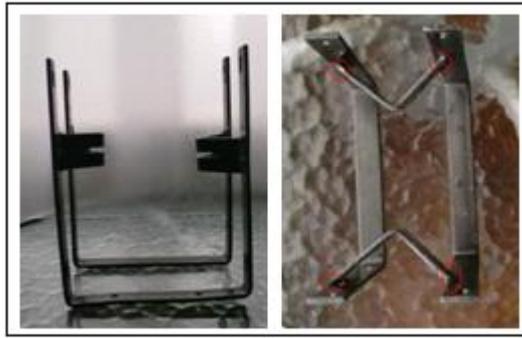


Figura 3.41 Ensamblaje de guías con U

(Autor: García Marcelo 2013)

Siguiente a esto debemos armar las placas laterales con la placa en u. esto se debe realizar con un dos pernos M5 ajustados con las tuerca de presión y entre las placas laterales y la u deben ir rodela de caucho de 20mm.

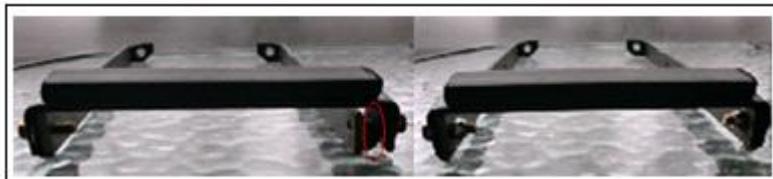


Figura 3.42 Ensamblaje de estructura a base de chasis

(Autor: García Marcelo 2013)

En esta fase juntamos la primera estructura con la segunda, con pernos M5 y entre los laterales y las u con rodela de caucho de 20mm y por último ajustamos solo las tuercas que se encuentran frente a la polea. Las tuercas que se encuentran en la parte posterior solo se usaran como guías hasta ajustar en el vehículo toda la estructura. Además colocamos el caucho de 110mm x 5mm en la parte posterior de la u que posee agujeros ya que esto nos ayudara a contrarrestar las vibraciones.



Figura 3.43 Ensamblaje de la estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Acoplamos a los motores DC el perno sin fin y un dado 17 mm, estos dos acoples son ajustados con un seguro de presión de 2mm



Figura 3.44 Ensamblaje de motores DC con dado y perno

(Autor: García Marcelo 2013)

Al motor DC que se encuentra con el dado 17mm instalamos la estructura del mismo y ajustados con dos pernos M5



Figura 3.45 Ensamblaje de motor DC con dado y base.

(Autor: García Marcelo 2013)

Al motor a pasos le instalamos la base del mismo, entre la base y el motor colocamos las rodela de caucho de 10mm y colocamos el acople del mismo ajustado con 1 perno Allen M4 x 5mm, a todo esto por la parte posterior del motor ajustamos a la base con los pernos Allen M5 x 15mm.

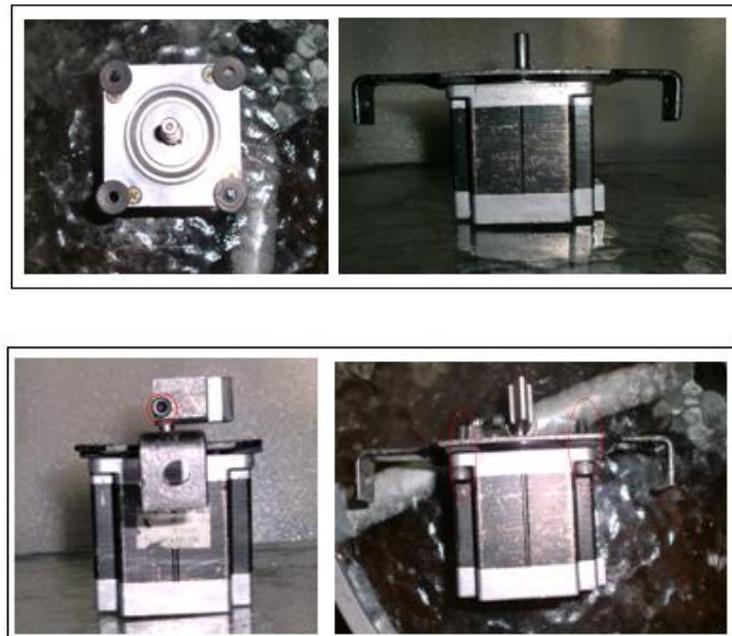


Figura 3.46 Ensamblaje de motor a pasos con leva.

(Autor: García Marcelo 2013)

Instalamos el motor a pasos en la U que se encuentra en la parte frontal de la estructura, el ajuste debe ser realizado con dos pernos M5 y dos tuercas de presión.

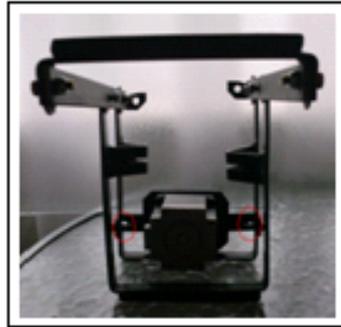


Figura 3.47 Instalación de motor a pasos en estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Instalamos el motor DC con acople de dado 17mm en las guías de la estructura

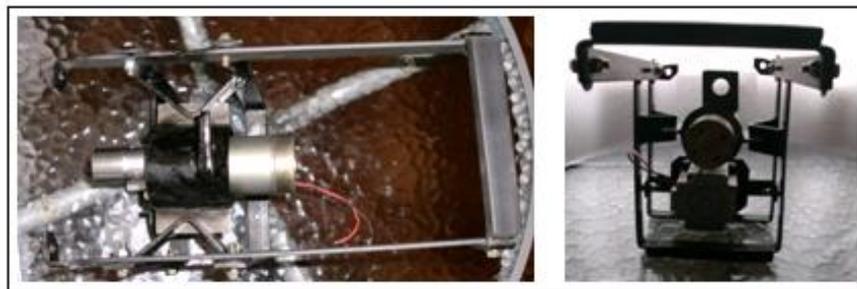


Figura 3.48 Instalación de motor DC y dado con estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Por último instalamos el motor DC con acople de perno sin fin en la base del motor DC e ingresamos el perno en la mitad de la rosca.

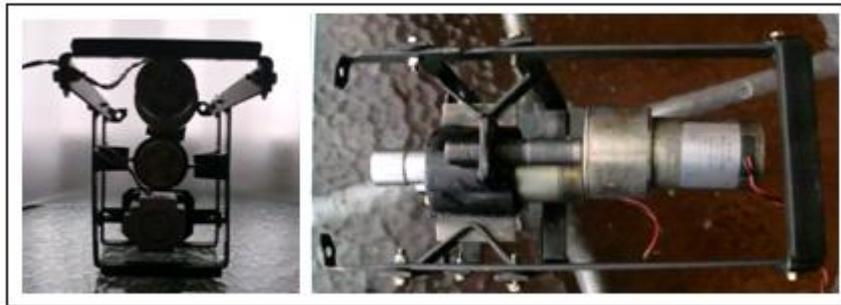


Figura 3.49 Instalación de motor DC y perno sin fin con estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

3.12.3 Ensamblaje del control electrónico

Después de ensamblar las placas que se encuentran en el diseño. Tenemos como resultado las placas listas para realizar las instalaciones que a continuación se detallan.

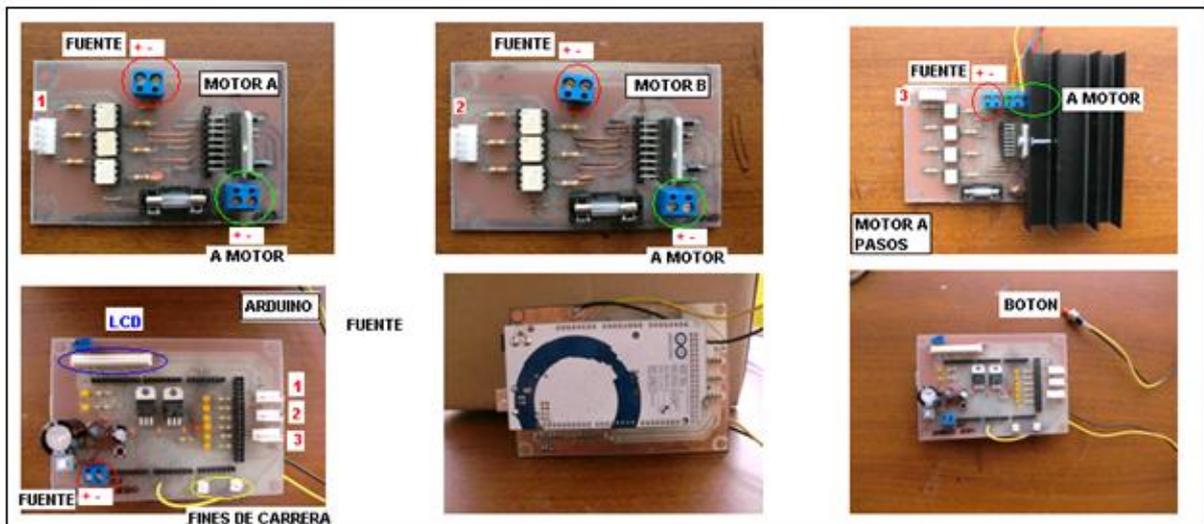


Figura 3.50 Partes del sistema electrónico

(Autor: García Marcelo 2013)

Se realizan las conexiones como indicamos anteriormente, el LCD le ponemos en una caja y todos los cables deben estar protegidos por un protector de cables. En la bornera se encuentra la conexión de las fuentes de las placas.

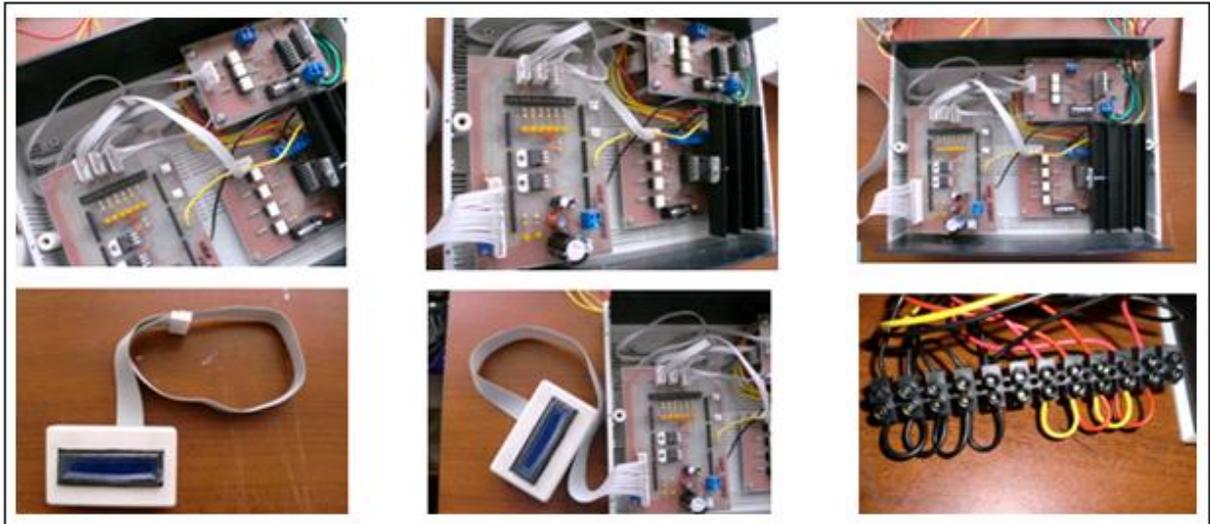


Figura 3.51 Instalación del sistema electrónico

(Autor: García Marcelo 2013)

Por último ponemos el botón de activación y prendido en otra caja y el sistema está listo para instalarlo en el vehículo. Debemos tomar en cuenta que los cables que van hacia los motores, fines de carrera y fuente para todo el sistema deben tener una longitud de 1,5 metros.



Figura 3.52 Sistema electrónico

(Autor: García Marcelo 2013)

3.13 Presupuesto

Tabla 3.22 Tabla de presupuesto de gastos

PRESUPUESTO DE GASTOS	
GASTOS ADMINISTRATIVOS	500
GASTOS DE SISTEMA	700
GASTOS DE ESTRUCTURA	793.00
TOTAL	1993

Fuente (García Marcelo, 2013)

Capítulo 4

En este capítulo se realizara el análisis de las pruebas de ruta, análisis de gases, consumo de combustible, manuales de instalación y por ultimo realizaremos las conclusiones y recomendaciones de todo el proyecto basados en la fase ideal para que este control sea óptimo y cumpla con los objetivos planteados inicialmente.

4.1 Pruebas

RETRASANDO 18.8 GRADOS

El vehículo enciende con dificultad

Ralentí inestable

Bajas rpm inestables

Altas rpm inestables

El vehículo no desarrolla en bajas y en altas revoluciones

RETRASANDO 9.4 GRADOS

El vehículo enciende normalmente

Ralentí estable

Bajas rpm estables y desarrolla bien

Altas rpm inestables

El vehículo en bajas revoluciones se desarrolla bien pero en altas se queda y desarrolla con mucha dificultad.

ADELANTANDO 9.4 GRADOS

El vehículo enciende normalmente

Ralentí estable

Bajas rpm estable

Altas rpm estable

El vehículo desarrolla normalmente en altas y en bajas, no ocurre ninguna falla

ADELANTANDO 18.8 GRADOS

El vehículo enciende con mucha dificultad

Ralentí muy inestable

Vehículo se apaga

4.2 Manual de usuario

Se detalla cómo será el uso del sistema correcto.

- Vehículo apagado y estacionado
- Poner en posición ON o I el botón rojo de poder, esto dará energía al sistema electrónico
- En la pantalla aparecerá el mensaje "Presione para modificar"
- Presionamos el actuador una vez por dos segundos
- Es sistema electrónico-mecánico realizará el cambio de fase y en la pantalla aparecerá el mensaje "cambiando a modo modificado"
- La fase se encuentra cambiada ha modo modificado, el proceso tarda 45 segundos aproximadamente.
- El vehículo puede utilizarse.

- Para realizar el cambio nuevamente el vehículo debe estar apagado y estacionado.
- Para realizar el cambio de fase a estándar
- Aparecerá el mensaje “presione para modificar”
- Presionamos el actuador una vez por dos segundos
- Es sistema electrónico-mecánico realizará el cambio de fase y en la pantalla aparecerá el mensaje “cambiando a modo estándar”
- La fase se encuentra cambiada ha modo estándar, el proceso dura aproximadamente 45 segundo
- ***Nota: el sistema debe apagarse únicamente cuando se haya realizado el cambio de las dos fases completamente.

4.3 Manual de instalación

Antes de realizar la instalación de la estructura y la parte electrónica por motivo de espacio que los mismos antes mencionados ocupan es importante mencionar que primero se debe realizar la instalación y reubicación del filtro de aire, para lo cual son necesarios los siguientes elementos;



Figura 4.1 Kit de instalación filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

- 1 filtro de aire cónico
- 5 abrazaderas de 2.5 pulgadas
- 1 abrazadera de 3 pulgadas
- 1 tubo de acero inoxidable de 2.5 pulgadas de 33 cm doblado en sus 15 cm 30 grados con una platina soldada a sus 17 grados de 3 cm y un agujero para un perno M6
- 1 tubo de acero inoxidable de 2.5 pulgadas y 13 cm
- 1 manguera de 2.5 pulgadas de 9 cm
- 1 manguera original de 2.5 pulgadas con su sensor de masa de aire de 6 cm
- 1 manguera de 2.5 pulgadas para depurador de 24 cm
- 1 perno M6 x 25 mm de acero

Con estos elementos realizamos la instalación de la siguiente manera;

Ponemos dos abrazaderas de 2.5 pulgadas en los extremos del tubo de 6 cm y acoplamos el tubo de 13 cm.

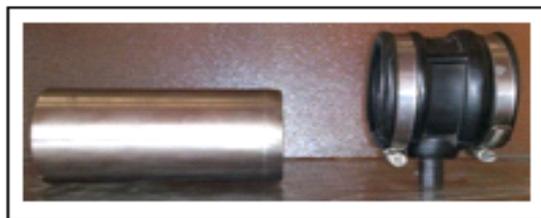


Figura 4.2 Instalación tubo con sensor

(Autor: García Marcelo 2013)

Acoplamos a lo anterior la manguera para depurador con una abrazadera de 2.5 pulgadas.

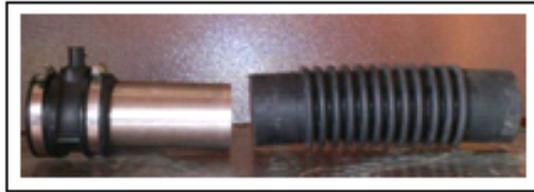


Figura 4.3 Instalación tubo con manguera flexible

(Autor: García Marcelo 2013)

En todas las conexiones se debe ingresar 3 cm de manguera o tubo.



Figura 4.4 Instalación de tubo con manguera flexible

(Autor: García Marcelo 2013)

Por otra parte acoplamos el filtro de aire con la manguera de 9 cm y la ajustamos con la abrazadera de 3 pulgadas



Figura 4.5 Instalación de acople para filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

A lo anterior conectamos el tubo de 33 cm y ajustamos con una abrazadera de 2.5 pulgadas



Figura 4.6 Instalación de tubo con filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

Para poder instalar en el vehículo este sistema de filtro de aire, lo que debemos realizar en primera instancia es quitar la primera vincha del guardapolvo rh, y sujetarla a un lado para poder ingresar el filtro por la parte inferior.



Figura 4.7 Instalación de filtro de aire en el vehículo

(Autor: García Marcelo 2013)

En la base negra colocamos una rodela de plástico para que absorba las vibraciones y ajustamos la platina del tubo junto con la base con un perno M6 de 1 pulgada.

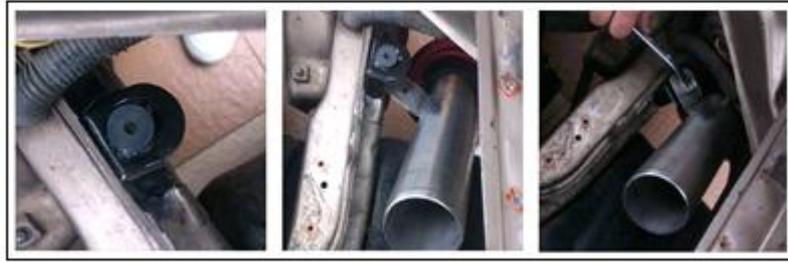


Figura 4.8 Instalación y fijación de filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

Por otra parte realizamos la conexión del tubo con sensor de masa de aire con el múltiple de admisión, ajustamos la abrazadera de 2.5 pulgadas y conectamos el socket del sensor.



Figura 4.9 Instalacion y conexión de sensor de masa de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

Con la última abrazadera que nos queda de 2.5 pulgadas conectamos el tubo de 33 cm con la manguera para depurador de 25 cm y la ajustamos.



Figura 4.10 Instalación y conexión de mangueras de filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

Por último quitamos la tapa del neblinero rh del guardachoque frontal y ponemos la vincha en el guardapolvo rh.



Figura 4.11 Apertura para ingreso de filtro de aire

(Autor: García Marcelo 2013)

Después de realizar la instalación del filtro de aire, procedemos a realizar la instalación de una base que resista la estructura que lleva los motores. La misma que debe ser instalada con el perno de masa del alternador y un perno de la base plástica que protege a la polea ingresada por el exterior. Además de 8 remaches.



Figura 4.12 Instalación de base para estructura

(Autor: García Marcelo 2013)

Se procederá a realizar la instalación de la polea variable por lo cual se retirara la polea original y se instalara la nueva verificando que el calaje árbol de levas – cigüeñal se encuentre en la posición correcta.



Figura 4.13 Instalación de polea variable.

(Autor: García Marcelo 2013)

Colocamos la estructura y guiamos a los pernos inferiores para que ingresen



Figura 4.14 Instalación de estructura en el vehículo

(Autor: García Marcelo 2013)

Ajustamos los pernos M6 que se encuentran fijados en la base del guardachoque rh, parte lh en la figura con dos rodela de acero de 20mm y dos tuercas de presión por su parte inferior.

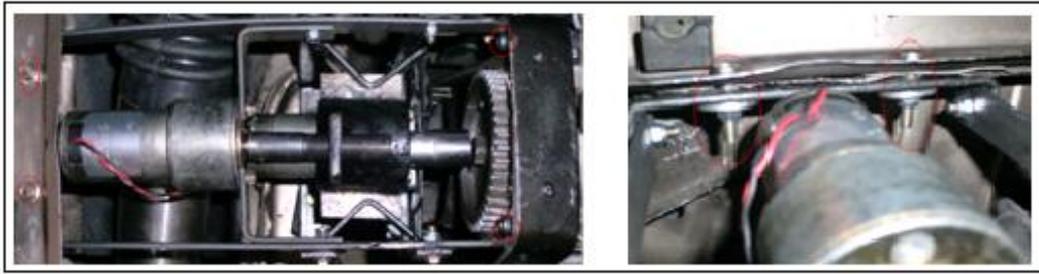


Figura 4.15 Instalación y ajuste de pernos de la estructura en el vehículo

(Autor: García Marcelo 2013)

Ajustamos los pernos Allen M6 en los tornillos de la base plástica del protector de la polea.



Figura 4.16 Instalación de pernos en la base posterior a la polea variable

(Autor: García Marcelo 2013)

Y por ultimo ajustamos los pernos que se encuentran fijados al chasis.



Figura 4.17 Instalación de pernos en el chasis del vehículo

(Autor: García Marcelo 2013)

La instalación de la estructura esta lista



Figura 4.18 Instalación de la estructura en el vehículo

(Autor: García Marcelo 2013)

Siguiente a esto, se realizara la instalación de la parte electrónica. Y lo que realizamos dentro de la cabina es retirar la gaveta desde los puntos indicados y el plástico protector de la ECU. Y de la gaveta retiramos los pines que son para retirar la puerta de la misma.



Figura 4.19 Instalación sistema electrónica en la cabina

(Autor: García Marcelo 2013)

En la parte superior derecha se encuentra un espacio por el cual pasaremos los cables de nuestro sistema.



Figura 4.20 Instalación del cableado dentro y fuera de la cabina

(Autor: García Marcelo 2013)

Ubicamos nuestra pantalla y nuestros switches. En la gaveta. Y ajustamos la misma.



Figura 4.21 Instalación de botones y caja de sistema electrónico

(Autor: García Marcelo 2013)

Por último realizamos las instalaciones a la batería, a los motores y ubicamos los fines de carrera.



Figura 4.22 Instalación del cableado en motores DC y a pasos dentro del motor

(Autor: García Marcelo 2013)

4.4 Resultados

4.4.1 Resultados de emisiones de gases

Tabla 4.1 Resultados de análisis de gases, vehículo estándar

RESULTADOS DEL ANALIZADOR DE GASES CON VEHICULO ESTANDAR			
	MEDICION EN BAJAS	MEDICION EN ALTAS	PARAMETROS
CO	0.57	0.41	$0.00 \leq X \leq 0.59$ % vol
HC	134	127	$0.00 \leq X \leq 159.99$ ppm
O2	1.33	0.36	$0.00 \leq X \leq 3.00$ % vol
Lambda	1.04	1.00	$0.13 \leq X \leq 999.99$
RPM	890	2500	$0 \leq X \leq 1200$

(Autor: García Marcelo 2013)

Tabla 4.2 Resultado de análisis de gases, vehículo modificado

RESULTADOS DEL ANALIZADOR DE GASES CON VEHICULO MODIFICADO LA FASE DEL ARBOL DE LEVAS			
	MEDICION EN BAJAS	MEDICION EN ALTAS	PARAMETROS
CO	0.67	0.87	$0.00 \leq X \leq 0.59$ % vol
HC	125	94	$0.00 \leq X \leq 159.99$ ppm
O2	1.27	1.02	$0.00 \leq X \leq 3.00$ % vol
Lambda	1.03	1.01	$0.13 \leq X \leq 999.99$
RPM	890	2500	$0 \leq X \leq 1200$

(Autor: García Marcelo 2013)

En estos resultados de emisiones de gases podemos observar que los HC, O2 han disminuido por otro lado el CO y lambda han aumentado pero se encuentra

dentro de los parámetros de la CORPAIRE esto se ha realizado comparando la fase de modificación de fase del árbol de levas vs a los resultados de emisiones de gases con el vehículo estándar, razón por la cual se ha determinado que hay un consumo menor y una mejor combustión de combustible con el vehículo modificado, los resultados que se determina en el punto 4.3.2.

4.4.2 Resultados de consumo de combustible

Consumo en carretera = Combustible consumido . 110 / trayecto de medición

$$K_s = k . 100 / s \text{ [l/100km)}$$

Vehículo modificado

$$K_s = 9,45 (100) / 100 = 9,45 \text{ [l / 100km]} \text{ o } 2,5 \text{ [gal / 100km]}$$

En 12,5 gal recorrerá 500 km o 40 [km/gal]

Vehículo estándar

$$K_s = 11.81 (100) / 100 = 11,81 \text{ [l / 100km]} \text{ o } 3,12 \text{ [gal / 100 km]}$$

En 12,5 gal recorrerá 400 km o 32 [km/gal]

Consumo normal = combustible consumido (l) . 110 / trayecto de medición

$$k = K . 110 / s \text{ [l/100 km]}$$

Vehículo modificado

$$K = 0,945 (110) / 10 = 10.39 \text{ [l/100 km]}$$

Vehículo estándar

$$K = 0,945 (110) / 8 = 12.99 \text{ [l/100 km]}$$

Consumo por hora = Combustible consumido [cm³] . Densidad . 3600 / duración
de la prueba [s]

$$B = k \cdot \rho \cdot 3600 / t \text{ [g / h]}$$

Vehículo modificado

$$B = 945 (0.76) (3600) / 3210 = 805 \text{ [g / h]}$$

Vehículo estandar

$$B = 945 (0.76) (3600) / 3000 = 861 \text{ [g / h]}$$

Consumo específico = consumo de combustible [g/h] / potencia del motor [kW]

$$b = B / P_e \text{ [g / kWh]}$$

Vehículo modificado

$$b = 805 / 58.8 = 13.69 \text{ [g / kWh]}$$

Vehículo estándar

$$b = 861 / 55.1 = 15.61 \text{ [g / kWh]}$$

Tabla 4.3 Consumo de combustible

TABLA DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE		
CONSUMOS	VEHICULO ESTANDAR	VEHICULO MODIFICADO
CONSUMO EN CARRETERA [l/100km]	11.81	9.45
CONSUMO NORMAL [l/100km]	12.99	10.39
CONSUMO POR HORA [g/h]	861	805
CONSUMO ESPECIFICO [g/kWh]	13.99	13.08

Fuente (García Marcelo, 2013)

Realizando las pruebas de consumo de combustible hemos determinado que se ha ahorrado en un 20% en consumo del mismo, debido a esta variación de

fase de árbol de levas. Es importante recalcar que se ha cumplido con uno de los objetivos mencionados al inicio.

4.4.3 Resultados de potencia

Potencia con vehículo estándar.



Figura 4.23 Resultados de potencia con vehículo estándar

(Autor: García Marcelo 2013)

Vehículo variado la fase de árbol de levas.



Figura 4.24 Resultados de potencia con vehículo modificado la fase del árbol de levas

(Autor: García Marcelo 2013)

En la prueba de potencia se ha determinado que el vehículo con este sistema de control electrónico ha mejorado un 6 % lo que equivale a 5 caballos de potencia, esto se debe a que se ha mejorado el diagrama de distribución cumpliendo otro de los objetivos mencionados inicialmente.

4.5 Conclusiones

- Los objetivos planteados inicialmente se han cumplido debido a que los resultados sobre consumo de combustible, emisiones de gases han disminuido además de aumentar la potencia del vehículo.
- El sistema de control electrónico es viable utilizando los componentes que vienen en el vehículo, esto quiere decir que no se realizó ningún trabajo a las principales partes del motor. Es un vehículo estándar.
- El sistema de control electrónico ha mejorado en un 6% la potencia del vehículo, además ha ahorrado en un 20 % el consumo de combustible respetando los márgenes permitidos por la CORPAIRE.
- La estructura está diseñada para soportar los esfuerzos y diferentes cargas que van a estar presentes cuando el vehículo esté en funcionamiento, además se ha realizado el diseño según el espacio disponible en el vehículo.
- Es un sistema el cual tiene un costo medio bajo debido a que la misión es que esté al alcance de los usuarios.
- Debido a que este sistema se encuentra instalado en un vehículo que posee un solo árbol de levas estamos restringidos en realizar una gran variación en la distribución debido a que en este cuerpo se encuentran las levas de admisión y de escape.

4.6 Recomendaciones

- Realizar la instalación como se indica en el manual, utilizando las partes indicadas en el mismo, debido a que el mecanismo está expuesto a vibraciones.

- Revisar las conexiones de todo el sistema periódicamente
- Realizar ajustes y mantenimientos trimestrales de la estructura y de los motores.
- Este sistema solo se puede instalar en un vehículo Chevrolet corsa de 1.4L con un árbol de levas debido a que se ha realizado los cálculos para este vehículo.
- Realizar la programación de control electrónico tal como se indica, debido a que si existe alguna falla podemos afectar las partes del motor.

Bibliografía

Kindler H. Kynast H, GTZ. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil*, 8va edición, España, Editorial REVERTE. 1984.

Gil Martínez D. Hermogenes, *Manual del Automóvil Reparación y Mantenimiento, El Motor a Gasolina*, España, Cultural S.A, 2002

Salinas Villar Antonio, *Electromecánica de Vehículos, Motores*, 1era edición 2da impresión, España, Thomson Paraninfo. 2008

Ugalde Marvin Lepiz, *Electrónica aplicada al vehículo liviano*, Costa Rica, Instituto Nacional de aprendizaje, 2007

Alonso Pérez José Manuel, *Técnicas del automóvil, Motores*, 10ma edición 2da reimpresión, España, Thomson Paraninfo. 2000

Tomo 4, *Técnico en mecánica y electrónica automotriz*, CODESIS LTDA, COLOMBIA, 2002

Espi Lopez Jose, Camps Valls Gustavo, Muñoz Mari Jordi, *Electrónica Analógica, Problemas y Cuestiones*, España, Pearson Prentice Hall, 2006

Águeda Casado Eduardo, Navarro José Martín, García Jiménez José Luis, Gracia Joaquín Gonzalo, Gómez Molares Tomas, *Operación Auxiliares en Mantenimiento de Vehículos, Técnicas Básicas de Mecánica y Electricidad*, España, Paraninfo, 2009

Hayt William H, Kemmerly Jack E, Durbin Steven M, *Análisis de circuitos en ingeniería*, 7ma edición, Mexico, McGraw Hill, 2007

San Miguel Pablo Alcalde, *Instalaciones de Telecomunicaciones, Electrónica Aplicada*, 1ra edición, España, Paraninfo, 2010

Ribbens William B, *Electronica Automotriz*, 1era edición, Mexico, Limusa. 2007

Espi Lopez Jose, Camps Valls Gustavo, Muñoz Mari Jordi, *Electrónica Analógica, Problemas y Cuestiones*, España, Pearson Prentice Hall, 2006

Bosch Robert, *Manual de la Técnica del automóvil*, Cuarta edición, Alemania, Bosch, 2005

Mc Intyre R. L, *Control de Motores Eléctricos*, México, Alfaomega, 1992

Rashid Muhammad H, *Electrónica de potencia, Circuitos dispositivos y aplicaciones*, 3era Edición, Mexico, Pearson Educacion, 2004

Manual de Taller Corsa, 2005

Mott Robert L, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición, México, Pearson, 2009

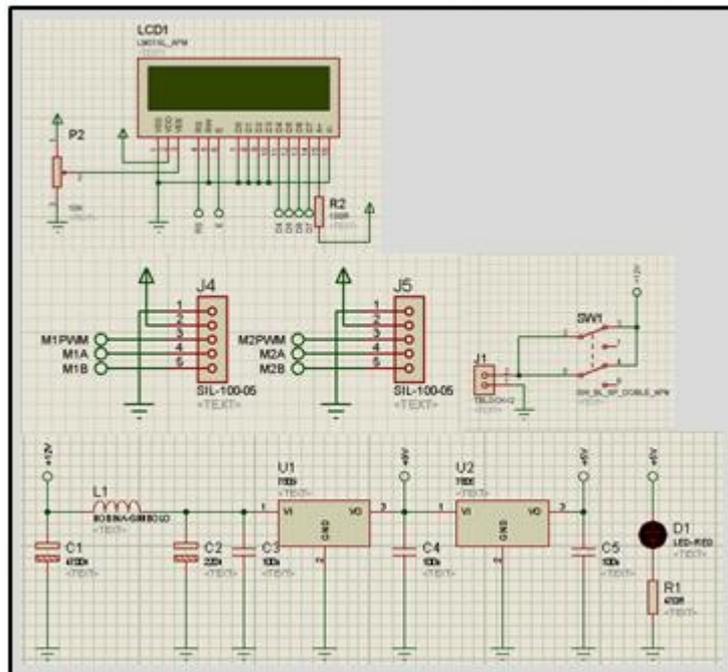
Anexos

Placas de control electrónico

Datos ATmega arduino 1290

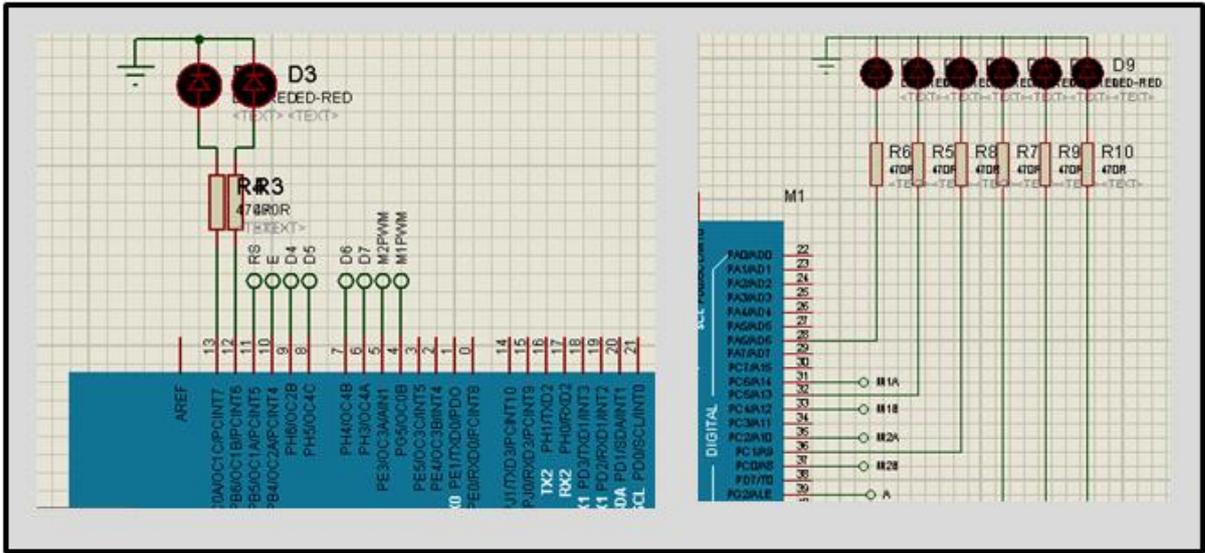
Microcontroller	ATmega1280
Operating Voltage	5V
Input Voltage (recommended)	7-12V
Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	54 (of which 15 provide PWM output)
Analog Input Pins	16
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	128 KB of which 4 KB used by bootloader
SRAM	8 KB
EEPROM	4 KB
Clock Speed	16 MHz

Conexión de placas a LCD y fuente



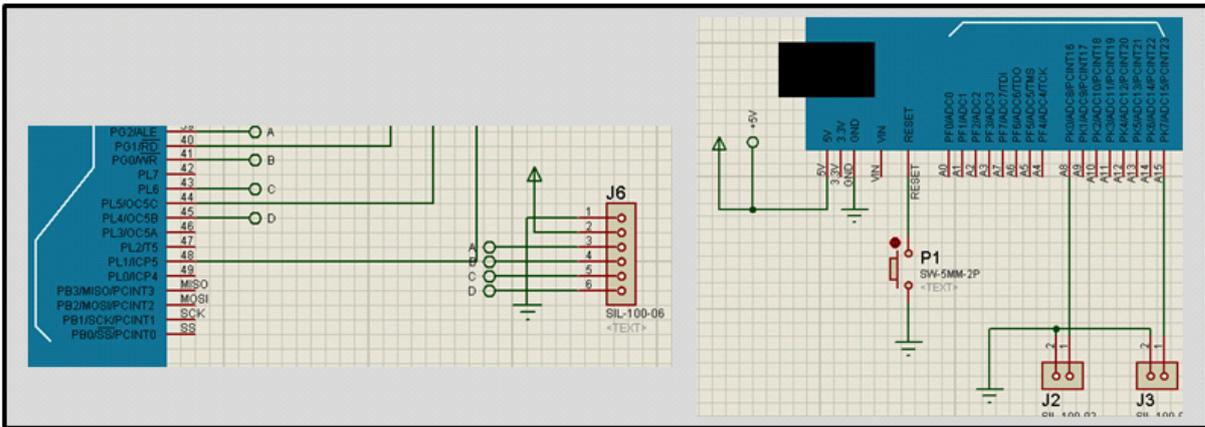
Diseño placa Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)



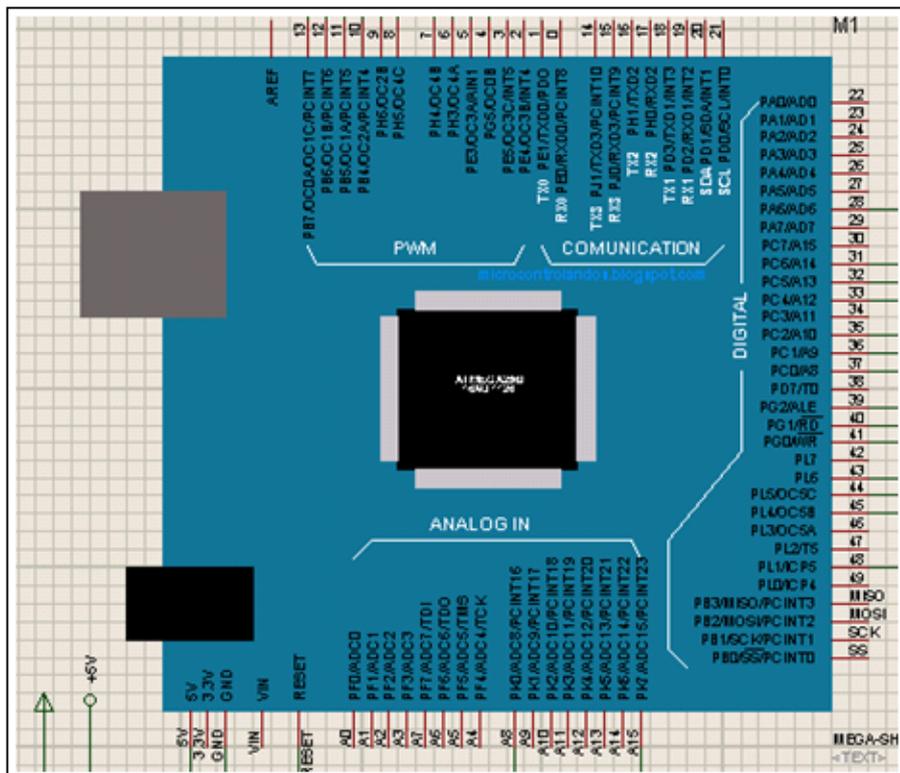
Diseño conexión Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)



Diseño conexión Arduino

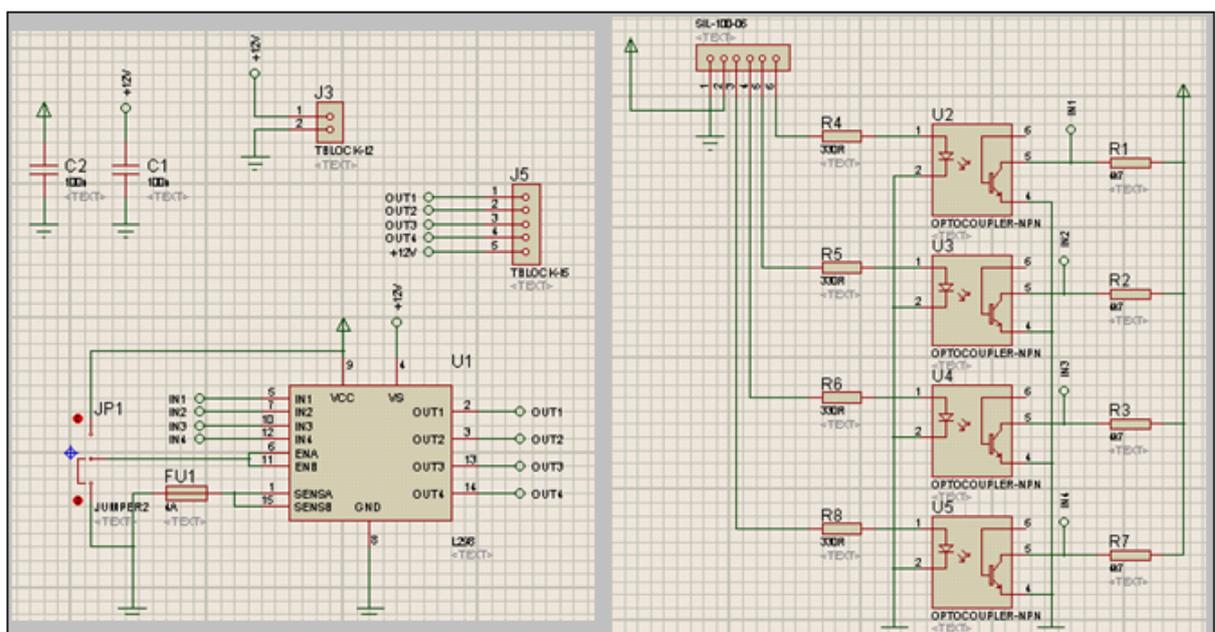
(Autor: García Marcelo 2013)



Diseño conexión Arduino

(Autor: García Marcelo 2013)

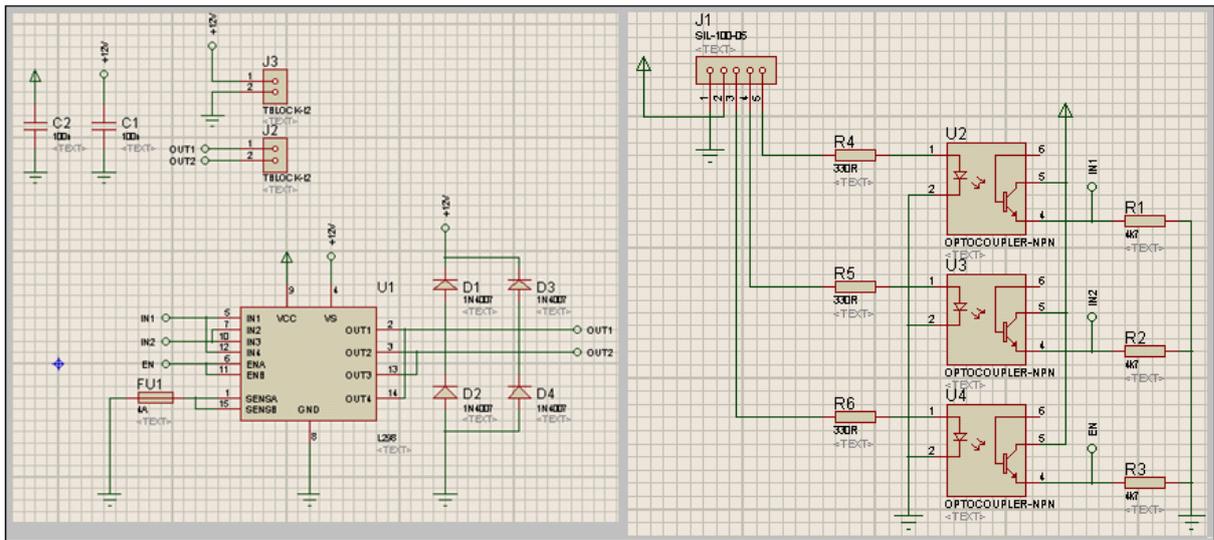
Diseño placa motor a pasos



Diseño placa motor a pasos

(Autor: García Marcelo 2013)

Diseño placas motor DC



Diseño placas motor DC

(Autor: García Marcelo 2013)

Programación de control electrónico que debe estar ingresada en el arduino.

```
#include <LiquidCrystal.h>
```

```
LiquidCrystal lcd(11, 10, 9, 8, 7, 6);
```

```
#define PGM 13
```

```
#define AUX 12
```

```
#define M1A 28
```

```
#define M1B 32
```

```
#define M2A 36
```

```
#define M2B 40
```

```
#define MPD 44
```

```
#define MPI 48
```

```
#define FCA A8
```

```
#define FCB A15
```

```
#define BTN A1
```

```
#define PWM1 4
```

```
#define PWM2 5
```

```
#define MA 31
```

```
#define MB 33
```

```
#define MC 35
```

```
#define MD 37
```

```
#define PA 39
```

```
#define PB 41
```

```
#define PC 43
```

```
#define PD 45
```

```
boolean ffc1;
```

```
boolean ffc2;
```

```
boolean fbtn;
```

```
boolean fmpa;
```

```
boolean fmpb;
```

```
int contbtn=2;

int aux=2;

int contador=0;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  lcd.begin(16, 2);
  lcd.print("Inicializando...");

  pinMode(PGM,OUTPUT);
  pinMode(AUX,OUTPUT);
  pinMode(M1A,OUTPUT);
  pinMode(M1B,OUTPUT);
  pinMode(M2A,OUTPUT);
  pinMode(M2B,OUTPUT);
  pinMode(MPD,OUTPUT);
  pinMode(MPI,OUTPUT);
  pinMode(PWM1,OUTPUT);
  pinMode(PWM2,OUTPUT);
  pinMode(MA,OUTPUT);
  pinMode(MB,OUTPUT);
  pinMode(MC,OUTPUT);
  pinMode(MD,OUTPUT);
  pinMode(PA,OUTPUT);
```

```
pinMode(PB,OUTPUT);
```

```
pinMode(PC,OUTPUT);
```

```
pinMode(PD,OUTPUT);
```

```
pinMode(FCA,INPUT);
```

```
pinMode(FCB,INPUT);
```

```
pinMode(BTN,INPUT);
```

```
digitalWrite(FCA,1);
```

```
digitalWrite(FCB,1);
```

```
digitalWrite(BTN,1);
```

```
digitalWrite(PGM,0);
```

```
digitalWrite(AUX,0);
```

```
digitalWrite(M1A,0);
```

```
digitalWrite(M1B,0);
```

```
digitalWrite(M2A,0);
```

```
digitalWrite(M2B,0);
```

```
digitalWrite(MPD,0);
```

```
digitalWrite(MPI,0);
```

```
digitalWrite(PWM1,1);
```

```
digitalWrite(PWM2,1);
```

```
digitalWrite(MA,0);
```

```
digitalWrite(MB,0);
```

```
digitalWrite(MC,0);
```

```

digitalWrite(MD,0);
digitalWrite(PA,0);
digitalWrite(PB,0);
digitalWrite(PC,0);
digitalWrite(PD,0);

delay(2000);
lcd.clear();

}

void loop()
{
ffc1=digitalRead(FCA);
ffc2=digitalRead(FCB);
fbtn=digitalRead(BTN);
if(contbtn==2)
{
lcd.setCursor(1,0);
lcd.print("PULSE PARA  ");
lcd.setCursor(1,1);
lcd.print("MODIFICAR  ");
}
}

```

```

if(ffc1==0 && fbtn==0 && aux==2)
{
  fmpa=1;

  lcd.clear();
  lcd.setCursor(1,0);
  lcd.print("CAMBIANDO A MODO");
  lcd.setCursor(1,1);
  lcd.print("MODIFICADO   ");

  while(ffc2==1)
  {
    ffc1=digitalRead(FCA);
    ffc2=digitalRead(FCB);
    fbtn=digitalRead(BTN);
    izquierdaM1();
    delay(1000);
    M1paro();
    delay(10);
  }
  while(fmpa==1)
  {

    ffc1=digitalRead(FCA);

```

```
ffc2=digitalRead(FCB);
```

```
fbtn=digitalRead(BTN);
```

```
for (int i=0; i <= 2; i++){
```

```
    izquierdaM2();
```

```
    delay(400);
```

```
    M2paro();
```

```
    derechaM1();
```

```
    delay(2300);
```

```
    M1paro();
```

```
    delay(10);
```

```
}
```

```
for (int i=0; i <= 20; i++){
```

```
    izquierdaPAP();
```

```
    contador++;
```

```
    delay(100);
```

```
    if(contador>20)
```

```
    {
```

```
        contador=0;
```

```
    }
```

```
    PAPparo();
```

```
}
```

```
for (int i=0; i <= 2; i++){
```

```
  derechaM2();
```

```
  delay(400);
```

```
  M2paro();
```

```
  izquierdaM1();
```

```
  delay(2300);
```

```
  M1paro();
```

```
  delay(10);
```

```
}
```

```
fmpb=1;
```

```
while(fmpb==1){
```

```
  ffc1=digitalRead(FCA);
```

```
  ffc2=digitalRead(FCB);
```

```
  fbtn=digitalRead(BTN);
```

```
  derechaM1();
```

```
  delay(100);
```

```
  if(ffc1==0){
```

```
M1paro();  
fmpb=0;  
  
}  
  
}  
  
fmpa=0;  
  
aux=1;  
  
}  
  
}  
  
if(ffc1==0 && fbtn==0 && aux==1)  
{  
fmpa=1;  
  
lcd.clear();  
lcd.setCursor(1,0);  
lcd.print("CAMBIANDO A MODO");  
lcd.setCursor(1,1);  
lcd.print("ESTANDAR    ");
```

```

while(ffc2==1)
{
    ffc1=digitalRead(FCA);
    ffc2=digitalRead(FCB);
    fbtn=digitalRead(BTN);
    izquierdaM1();
    delay(1000);
    M1paro();
    delay(10);
}
while(fmpa==1)
{

    ffc1=digitalRead(FCA);
    ffc2=digitalRead(FCB);
    fbtn=digitalRead(BTN);

    for (int i=0; i <= 2; i++){
        izquierdaM2();
        delay(400);
        M2paro();
        derechaM1();
        delay(2300);
        M1paro();
        delay(10);
    }
}

```

```
}
```

```
for (int i=0; i <= 20; i++){
```

```
  derechaPAP();
```

```
  contador++;
```

```
  delay(100);
```

```
  if(contador>20)
```

```
  {
```

```
    contador=0;
```

```
  }
```

```
  PAPparo();
```

```
}
```

```
for (int i=0; i <= 2; i++){
```

```
  derechaM2();
```

```
  delay(400);
```

```
  M2paro();
```

```
  izquierdaM1();
```

```
  delay(2300);
```

```
  M1paro();
```

```
  delay(10);
```

```
}
```

```
fmpb=1;
```

```
while(fmpb==1){
```

```
ffc1=digitalRead(FCA);
```

```
ffc2=digitalRead(FCB);
```

```
fbtn=digitalRead(BTN);
```

```
derechaM1();
```

```
delay(100);
```

```
if(ffc1==0){
```

```
M1paro();
```

```
fmpb=0;
```

```
}
```

```
}
```

```
fmpa=0;
```

```
aux=2;
```

```
}
```

```
}
```

```
}
```

```
void derechaM1()
```

```
{
```

```
    digitalWrite(M1A,1);
```

```
    digitalWrite(M1B,0);
```

```
    digitalWrite(M2A,0);
```

```
    digitalWrite(M2B,0);
```

```
    digitalWrite(MA,1);
```

```
    digitalWrite(MB,0);
```

```
}
```

```
void izquierdaM1()
```

```
{
```

```
    digitalWrite(M1A,0);
```

```
    digitalWrite(M1B,1);
```

```
    digitalWrite(M2A,0);
```

```
    digitalWrite(M2B,0);
```

```
    digitalWrite(MA,0);
```

```
    digitalWrite(MB,1);
```

```
}
```

```
void derechaM2()
```

```
{
```

```
digitalWrite(M1A,0);
```

```
digitalWrite(M1B,0);
```

```
digitalWrite(M2A,1);
```

```
digitalWrite(M2B,0);
```

```
digitalWrite(MC,1);
```

```
digitalWrite(MD,0);
```

```
}
```

```
void izquierdaM2()
```

```
{
```

```
digitalWrite(M1A,0);
```

```
digitalWrite(M1B,0);
```

```
digitalWrite(M2A,0);
```

```
digitalWrite(M2B,1);
```

```
digitalWrite(MC,0);
```

```
digitalWrite(MD,1);
```

```
}
```

```
void derechaPAP()
```

```
{
```

```
digitalWrite(MPD,1);
```

```
digitalWrite(PD,1);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,0);
```

```
delay(15);
```

```
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,1);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,0);
```

```

delay(15);
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,1);digitalWrite(PA,0);
delay(15);
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,1);
delay(15);
digitalWrite(MPD,0);
}
void izquierdaPAP()
{
digitalWrite(MPI,1);
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,1);
delay(15);
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,1);digitalWrite(PA,0);
delay(15);
digitalWrite(PD,0);digitalWrite(PB,1);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,0);
delay(15);
digitalWrite(PD,1);digitalWrite(PB,0);digitalWrite(PC,0);digitalWrite(PA,0);
delay(15);
digitalWrite(MPI,0);
}

void M1paro()
{
digitalWrite(MA,0);
digitalWrite(MB,0);

```

```
digitalWrite(M1A,0);  
digitalWrite(M1B,0);  
digitalWrite(M2A,0);  
digitalWrite(M2B,0);  
}
```

```
void M2paro()
```

```
{  
digitalWrite(MC,0);  
digitalWrite(MD,0);  
digitalWrite(M1A,0);  
digitalWrite(M1B,0);  
digitalWrite(M2A,0);  
digitalWrite(M2B,0);  
}
```

```
void PAPparo()
```

```
{  
digitalWrite(PA,0);  
digitalWrite(PB,0);  
digitalWrite(PC,0);  
digitalWrite(PD,0);  
digitalWrite(MPD,0);  
digitalWrite(MPI,0);  
}
```

Ángulos de árbol de levas estándar (1) v.s ángulos de árbol de levas modificado (2).

