



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y
SISTEMA DE FRENOS PARA UN VEHÍCULO DE LA
FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA (FAU)”**

**FIALLO POALASIN ÁNGEL JAVIER
VACACELA MOROCHO RAÚL FABIÁN**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio 28 del 2010

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

RAÚL FABIÁN VACACELA MOROCHO

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENOS
PARA UN VEHÍCULO DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA
(FAU)”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Decano Facultad de Mecánica

Ing. Washington Zabala

Ing. Celin Padilla

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Julio 28 del 2010

Fecha

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ANGEL JAVIER FIALLO POALASIN

Nombre del Estudiante

Titulada:

**“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENOS
PARA UN VEHÍCULO DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA
(FAU)”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Decano Facultad de Mecánica

Ing. Washington Zabala

Ing. Celin Padilla

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DE LOS ESTUDIANTES: ANGEL JAVIER FIALLO POALASIN

TÍTULO DE LA TESIS:

“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENOS PARA UN VEHÍCULO DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA (FAU)”

Fecha de Examinación: Julio 28 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Carlos Santillán M (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. Washington Zabala (Director de Tesis)			
Ing. Celin Padilla (Asesor de Tesis)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Carlos Santillán M.

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DE LOS ESTUDIANTES: RAÚL FABÍAN VACACELA MOROCHO

TÍTULO DE LA TESIS:

**“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENOS
PARA UN VEHÍCULO DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA
(FAU)”**

Fecha de Examinación: Julio 28 del 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Carlos Santillán M (Presidente Trib. Defensa)			
Ing. Washington Zabala (Director de Tesis)			
Ing. Celin Padilla (Asesor de Tesis)			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Carlos Santillán M.

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Ángel Javier Fiallo Poalasin

Raúl Fabián Vacacela Morocho

AGRADECIMIENTO

Primero y antes que nada, dar gracias a Dios, por estar con nosotros en cada paso que damos, por fortalecer nuestros corazones e iluminar nuestras mentes y por haber puesto en nuestro camino a aquellas personas que han sido soporte y compañía durante todo el periodo de estudio.

Agradecemos de todo corazón a nuestros padres, hermanos y familiares por darnos la estabilidad emocional, económica, sentimental; para poder llegar hasta este logro, que definitivamente no hubiese podido ser realidad sin ustedes.

A las autoridades de la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo en las personas de su señor Rector Doc. Silvio Álvarez Luna, al señor decano de la facultad de Mecánica Ing. Giovanni Novillo, por darnos la oportunidad de prepararnos y formarnos como profesionales de tercer nivel.

A los Ing. Washington Zabala. Director de la Tesis, e Ing. Celin Padilla Asesor de la Tesis ya que gracias a sus conocimientos guiaron el desarrollo de la investigación.

A todos nuestros maestros que en el aula y fuera de ella inculcaron siempre el deseo de seguir adelante hasta conseguir el triunfo.

Ángel Fiallo y Raúl Vacacela

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a los que me dieron ese cariño y calor humano necesario, para cumplir mis metas, los que han velado por mi salud, mis estudios, mi educación, alimentación y sobre todo han sido el ejemplo a seguir, a ustedes papás Luis y Fanny.

Raúl

Dedico este presente trabajo a las personas que admiro por su esfuerzo, cariño y comprensión que me han demostrado durante toda mi existencia y me ayudaron a culminar un peldaño más en la escalera de la vida, a mi madre Patricia.

Ángel

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES	1
1.1	Introducción	1
1.2	Objetivos	1
1.2.1	Objetivo general	2
1.2.2	Objetivos específicos	2
1.3	Justificación	2
2	MARCO TEÓRICO	4
2.1	Tren de potencia y sistema de frenos	4
2.1.1	Motor	4
2.1.2	Trucaje de motores	7
2.1.2.1	Aumento de cilindrada	8
2.1.2.2	Aumento de presión media efectiva	12
2.1.2.3	Aumento del régimen de giro	27
2.2	Transmisión	36
2.3	Sistema de frenos en el automóvil	38
2.3.1	Dinámica de la frenada	47
2.3.1.1	Conversión de energía	47
2.3.1.2	Deceleración de un vehículo en movimiento	49
2.3.1.3	Cinética de un vehículo que experimenta una deceleración	49
2.3.1.4	Determinación de los parámetros relativos a la distribución de pesos estáticos del vehículo	49
2.3.1.5	Consecuencias dinámicas experimentadas en la deceleración de un vehículo	51
2.3.1.6	Efecto de transferencia de peso sobre los neumáticos	52
2.3.1.7	Cálculo del balance óptimo de frenada	54

3	ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENO	55
3.1	Selección del tren de potencia y sistema de freno	55
3.1.1	Plan de pruebas	56
3.1.1.1	Ensayo de la compresión	56
3.1.1.2	Dosificación de la mezcla	57
3.1.1.3	Presión de aceite	58
3.1.2	Análisis de resultados	59
3.2	Medición y análisis	60
3.2.1	Elementos constitutivos del motor	60
3.2.2	Sistema de transmisión	64
3.3	Criterio técnico para el Trucaje del motor	65
3.3.1	Culata	65
3.3.2	Las válvulas	66
3.3.3	La carburación	67
3.3.4	Filtro de aire	67
3.3.5	Colector de admisión	68
3.3.6	Tubos de escape	68
3.3.7	Levas	69
3.3.8	Cilindros vaciados y émbolos	69
3.3.9	Modificación en el encendido	70
3.3.10	Cigüeñal	70
3.3.11	Biela	71
3.4	Criterio técnico para caja de velocidades	71
3.5	Criterio técnico para el sistema de frenado	72
3.5.1	Bomba de freno	72
3.5.2	Pastilla de freno	73
3.5.3	Pedal de freno	73
3.5.4	Repartidor de frenada	74
3.5.5	Pinza de freno	74
3.5.6	Discos de freno	76

4	EJECUCIÓN DE TRUCAJE DEL TREN DE POTENCIA Y ADAPTACION DEL SISTEMA DE FRENOS	78
4.1	Trucaje del tren de potencia	78
4.1.1	Trucaje de la culata	78
4.1.2	Trucaje de las válvulas	79
4.1.3	Adaptación de los filtros de aire	79
4.1.4	Trucaje del colector de admisión	80
4.1.5	Trucaje de tubos de escape	80
4.1.6	Trucaje de cilindros	82
4.1.7	Embolo	84
4.1.8	Modificación en el encendido	85
4.1.9	Modificación de las bielas	85
4.1.10	Trucaje del cigüeñal	88
4.2	Análisis del sistema de frenos	89
4.2.1	Cálculo del diámetro de los discos	89
4.2.2	Cálculo de frenado Neumático-Asfalto	90
4.2.2.1	Determinación de los parámetros relativos a la distribución de los pesos estáticos del vehículo	90
4.2.2.2	Consecuencias dinámicas experimentadas en la deceleración del vehículo	91
4.2.2.3	Efecto de la transferencia de los pesos sobre los neumáticos	92
4.2.2.4	Cálculo del balance óptimo de frenada	93
4.2.3	Cálculo del par de frenado Disco-Pastilla	93
4.2.3.1	Reparto de la fuerza en el pedal de freno y efecto del distribuidor de frenada	94
4.2.3.2	Distribución de presiones generadas por las bombas de freno	95
4.2.3.3	Distribución de presiones en el interior de los conductos	95
4.2.3.4	Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno	96
4.2.3.5	Fuerzas de fricción como consecuencia del contacto Disco-Pastilla	96

4.2.3.6	Pares de frenado generadas por el contacto Disco-Pastilla	96
4.2.3.7	Pares y fuerzas transmitidas a cada uno de los neumáticos	97
4.2.3.8	Deceleración del vehículo	98
4.2.3.9	Distancia de frenado	98
5	MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMAS DE FRENOS	99
5.1	Tren de potencia	99
5.2	Montaje y adaptación del sistema de freno	102
6	PRUEBAS Y RESULTADOS	105
6.1	Tren de potencia	105
6.2	Sistema de frenos	107
7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	108
7.1	Conclusiones	108
7.2	Recomendaciones	109

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	COTAS DE UN PISTÓN	28
2.2	POSIBILIDADES DE CAMBIOS DE POTENCIA TEÓRICO	36
3.1	DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR	55
3.2	VALOR DE LA PRESIÓN EN LOS CILINDROS DEL MOTOR	56
3.3	VOLTAJE EN EL SENSOR DE OXIGENO	58
3.4	VALORES DE LA PRESIÓN DE ACEITE	58
3.5	DESMONTAJE DEL MOTOR	59
3.6	MEDIDAS DE LA CULATA	60
3.7	VALORES DE LAS VÁLVULAS DEL MOTOR	61
3.8	MEDIDAS DEL CARBURADOR	61
3.9	MEDIDAS DEL COLECTOR DE ADMISIÓN	62
3.10	DIÁMETROS DEL TUBO DE ESCAPE	62
3.11	DIÁMETRO DEL ÉMBOLO DE ALTA COMPRESIÓN	63
3.12	VALOR DEL DIÁMETRO DEL CILINDRO	64
3.13	VALORES DE LA CAJA DE CAMBIOS	64
4.1	MEDIDAS DEL NUEVO PISTÓN	85
4.2	ALIVIANAMIENTO DE LA BIELA	88
4.3	VALORES DEL SISTEMA DE FRENO	89
5.1	DIAGRAMA DE PROCESOS PARA EL MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA	101
5.2	DIAGRAMA DE PROCESOS PARA EL MONTAJE SISTEMA DE FRENO	103
6.1	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL TREN DE POTENCIA	105
6.2	ENSAYO DE LA COMPRESION	105
6.3	VOLTAJE DEL SENSOR DE O2	106

6.4	ENSAYO DEL VACIO	106
6.5	CONSUMO	107
6.6	TEMPERATURA DEL MOTOR	107
6.7	INCREMENTO TEÓRICO DE LA POTENCIA DEL MOTOR	107
6.8	DIÁMETRO EFECTIVO DE LOS DISCOS	107
6.9	DISTANCIA DE FRENADO	107

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Motor de cuatro cilindros (HONDA CB550)	7
2.2	Medios para aumentar la potencia del motor	9
2.3	Medidas antes y después del rectificado	10
2.4	Carrera del émbolo	11
2.5	Carrera del émbolo modificada	11
2.6	Culata nivelada	13
2.7	Llenado de la cámara de combustión con aceite	14
2.8	Medición de la cámara de combustión sin desarmar la culata	15
2.9	Volumen de la cámara	15
2.10	Rebajar la culata	17
2.11	Diferencia de émbolos	18
2.12	Émbolos para trucaje de motores	18
2.13	Dosificación de la mezcla	19
2.14	Carburador	20
2.15	Válvula con asiento a 45°	22
2.16	Alzada de la válvula	23
2.17	Formas de válvula	24
2.18	Zona de pulido de los conductos de admisión	25
2.19	Tubos de escape	25
2.20	Émbolo	28
2.21	Lugares en los que es posible aligerar el peso	31
2.22	Cabeza de biela	31
2.23	Pie de biela	33
2.24	Cuerpo de biela	33
2.25	Esfuerzos en la biela	34
2.26	Freno de tambor	38
2.27	Freno de disco	39
2.28	Diagrama de un sistema de freno	39
3.1	Toma de medidas de compresion	56

3.2	Gráfica del sensor de oxígeno	57
3.3	Trabajo del sensor de oxígeno	57
3.4	Medición de la presión de aceite	58
3.5	Medidas en la culata	60
3.6	Medidas de válvulas	61
3.7	Medidas del carburador	62
3.8	Medidas del colector de admisión	62
3.9	Medidas del tubo de escape	63
3.10	Embolo	63
3.11	Medida del cilindro	64
3.12	Sistema de transmisión	65
3.13	Tren de potencia	65
3.14	Culata	66
3.15	Válvula	66
3.16	Despiece del carburador	67
3.17	Filtro de aire	67
3.18	Colector de admisión	68
3.19	Escape	68
3.20	Árbol de levas	69
3.21	Cilindro y émbolo	70
3.22	Cigüeñal	71
3.23	Biela	71
3.24	Transmisión de velocidades	72
3,25	Bomba de freno	73
3.26	Pastillas de freno	73
3.27	Pedal de freno	74
3.28	Repartidor de frenado	74
3.29	Pinza de freno delantera	75
3.30	Pinza de freno posterior	76
3.31	Disco de freno delantero	76
3.32	Disco de freno posterior	77
4.1	Culata armada	78
4.2	Válvulas verificadas	78

4.3	Elemento Filtro	79
4.4	Escape del motor	80
4.5	Cilindros	82
4.6	Porta cilindro	84
4.7	Émbolo de competencia	84
4.8	Sistema eléctrico	85
4.9	Biela alivianada	86
4.10	Rebaje del sombrerete	86
4.11	Rebaje del pie de biela	87
4.12	Pulido de la biela	87
4.13	Cigüeñal pulido	88
5.1	Sistema de freno	105
6.1	Voltaje del sensor de oxígeno después del trucaje	106

LISTA DE ABREVIACIONES

FAU	Fórmula Automovilística Universitaria
<i>Cil</i>	Cilindrada
D	Diámetro del émbolo
π	Número constante 3,1416
C	Carrera del émbolo
n_c	Número de cilindros del motor
V_e	Velocidad lineal del pistón
n	Número de revoluciones a la potencia máxima del motor
R_c	Relación de compresión
V	Volumen del cilindro
v	Volumen de la cámara de combustión
V_t	Volumen total de gas aspirado
d	Diámetro del conducto del asiento
V_p	Velocidad del émbolo
V_g	Velocidad de salida de los gases
L_c	Longitud que debe tener el colector de escape
Ge	Valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape
<i>rpm</i>	Número de revoluciones máximos del motor
\emptyset	Diámetro del tubo
V_c	Volumen unitario del cilindro
$\emptyset T_e$	Diámetro del tubo resultante
(L)	Longitud del cuerpo.
(L1)	Longitud de la falda del émbolo desde su extremo inferior al centro de alojamiento del eje.
(s)	Espesor de la cabeza.
(h)	Altura desde el borde superior del cuerpo hasta la primera garganta
(d)	Diámetro de los alojamientos del eje del émbolo
(l)	Distancia entre los alojamientos del eje de émbolo
Γπιñón	Par que se transmite al eje del piñón.

η_1	Rendimiento estimado de la primera etapa y la reducción de la caja de cambios, que es de 0,95
Γ_{mot}	Par que genera el motor en el eje del cigüeñal
i_{prim}	Relación de transmisión de la primera etapa
i_{marcha}	Relación de reducción de cada marcha
$w_{piñon}$	Velocidad angular del eje del piñón
w_{motor}	Velocidad angular del cigüeñal del motor
X	Número de eslabones
L	Distancia entre ejes
z_1, z_2	Número de dientes del piñón y corona
t	Paso de la cadena
P_b	Presión hidráulica generada por la bomba de freno
A_b	Área efectiva del pistón de la bomba de freno
$F_{s,p}$	Fuerza del pedal
$F_{fricción}$	Fuerza de fricción generada por la oposición a la rotación del disco de freno producido por las pastillas de freno
F_{pinza}	Fuerza de la pinza
$F_{s,p}$	Fuerza a la salida del conjunto del pedal freno
$F_{e,p}$	Fuerza a la entrada aplicada por el conductor en la plataforma del pedal
L_1	Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la articulación del vástago de salida de accionamiento de la bomba
L_2	Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la plataforma de accionamiento
F_{pinza}	Fuerza lineal mecánica generada por la pinza de freno
$A_{pistón}$	Área efectiva del pistón de la cara de la pinza de freno mencionada
$n_{pistones}$	Número de pistones que actúan sobre la pastilla.
$P_{pistón}$	Presión hidráulica transmitida a la pinza de freno
$N_{frenado}$	Esfuerzo de torsión o par generado por el disco de freno
R_{ef}	Radio efectivo del disco

r_e	Radio exterior del disco de freno
r_i	Radio interior del disco de freno
N	Par del conjunto de rotación (rueda)
$N_{\text{neumático}}$	Esfuerzo de rotación en el neumático.
N_{rueda}	Esfuerzo de rotación en la rueda
N_d	Momento sufrido en la rueda delantera
N_t	Momento sufrido en la rueda trasera
R_d	Radio efectivo del neumático delantero (brazo del momento)
R_t	Radio efectivo del neumático trasero (brazo del momento)
μ	Coefficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.
WB	Distancia entre ejes (Batalla)
P_d	Fuerza vertical del eje delantero
P_t	Fuerza vertical del eje trasero
P	Fuerza vertical total del vehículo
g	Aceleración de la gravedad
a_v	Aceleración del vehículo
$N_{\text{frenado,d}}$	Par de frenado delantero del contacto disco pastilla
$N_{\text{frenado,t}}$	Par de frenado trasero del contacto disco pastilla
n_{pistones}	Número de pistones
$P_{\text{pistón}}$	Presión del pistón
$A_{\text{pistón}}$	Área del pistón
$R_{\text{efec,d}}$	Radio efectivo del disco delantero
$R_{\text{efec,t}}$	Radio efectivo del disco posterior
μ_{pad}	Coefficiente de fricción entre las pastillas y el disco de freno
F_{ep}	Fuerza a la entrada aplicada por el conductor en la plataforma del pedal
L_1	Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la articulación del vástago de salida de accionamiento de la bomba
L_2	Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la plataforma de accionamiento
P_d	Fuerza vertical del eje delantero
P_t	Fuerza vertical del eje trasero
P	Fuerza vertical total del vehículo

R_d	Radio efectivo del neumático delantero
R_t	Radio efectivo del neumático trasero
h_{cg}	Distancia vertical del CG al suelo
m_v	Masa del vehículo en movimiento
v_v	Velocidad del vehículo en movimiento
$m_{componentes}$	Masa de los componentes del sistema de freno que absorben la energía (Kg).
C_p	Calor específico de los componentes del sistema de freno que absorben la energía
$\Delta T_{componentes}$	Incremento de temperatura experimentado por los componentes del sistema de freno que absorben la energía
a_v	Deceleración del vehículo
F_{total}	Fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada
D_f	Distancia de frenada
$CG_{d,x}$	Distancia desde el eje delantero al CG
$CG_{t,x}$	Distancia desde el eje trasero al CG
$CG_{d,x}$	Distancia desde el eje delantero al CG
$CG_{t,x}$	Distancia desde el eje trasero al CG
$P_{d,d}$	Peso sufrido por el eje delantero durante la deceleración
$P_{t,d}$	Peso sufrido por el eje trasero durante la deceleración
$F_{f,d}$	Fuerzas combinadas de frenada en los neumáticos delanteros
$F_{f,t}$	Fuerzas combinadas de frenada en los neumáticos traseros.
R_d	Radio efectivo del neumático delantero
R_t	Radio efectivo del neumático trasero

LISTA DE ANEXOS

- Anexo 1:** Reglamento FAU
- Anexo 2:** Figuras del desmontaje del motor
- Anexo 3:** Piedras Abrasivas
- Anexo 4:** Planos
- Anexo 5:** Torques y especificaciones del motor

RESUMEN

En la presentes tesis se centra, a título genérico y coincidiendo con el objetivo del mismo, en el trucaje del tren de potencia, adaptación de un sistema de frenos para un prototipo de vehículo tipo buggy , atendiendo a criterios de máxima fiabilidad, altas prestaciones y viabilidad económica, finalidad a participar en la Fórmula Automovilística Universitaria (FAU). Se realiza un estudio del tren de Potencia y el fenómeno del “mecanismo de la frenada” analizando los conceptos fundamentales relacionados con el frenado y el trucaje de los vehículos convencionales, y especialmente centrándonos en los aspectos relacionados con el reparto óptimo de frenada y el incremento teórico de la potencia de un motor en el tren de potencia. Así posteriormente se ha realizado un rápido recorrido por los elementos que componen los sistemas de freno utilizados actualmente en la industria de la automoción, y los elementos del tren de potencia. Enfocando inmediatamente dicha tarea hacia el estudio de los sistemas de freno mediante disco, debido a su perfecta y óptima utilización como solución al proyecto.

Los resultados obtenidos del trucaje y la adaptación demuestran en el motor un aumento de la potencia teórica de 7 CV y justificada por el ensayo de compresión el mismo que tuvo un aumento de 29 Psi, el rendimiento térmico aumento en 0,3, por el consumo de combustible y la distancia de frenado en carretera es 5.01m con el bloqueo de las cuatro ruedas en el test de frenada.

Se recomienda realizar estudios, en el sistema de frenos, en aspectos tan importantes como son los fenómenos de transferencia de cargas laterales y diagonales que se manifiestan cuando el vehículo frene y gira al mismo tiempo, situación que modifica considerablemente la capacidad de frenada del vehículo.

SUMMARY

The present thesis is focused, to a generic title and matching its objective, in the power train tampering, adaptation of a braking system for a buggy prototype vehicle, taking into account maximum reliability standards, high benefits and economic feasibility, with the purpose to participate in the University Automobile Formula (UAF) (FAU in Spanish). A power train study and the “Braking Mechanism” phenomenon are carried out by analyzing the fundamental concepts related to the braking and tampering of conventional vehicles, especially focusing on the aspects related to the optimum brake allotment and the theoretical motor power increasing in the power train. In this way, a fast overhauling in the elements which constitute the braking systems used in the present-day industry of automation, and the train power elements have been carried out. This is carried out by focusing immediately this task to the study of disk braking systems, due to their perfect and optimum use as a solution to the Project.

The obtained results of the tampering and the adaptation show an increase of the theoretical power of 7CV in the motor and justified by the compression rehearsal which had an increase of 29 PSI, the thermal performance increased in 0,3 because of the gas consumption and the road braking distance is 5,01m with the four wheel locking in the braking test.

It is recommended to carry out the research, in the braking system, in so important aspects as the lateral and diagonal burden transference phenomena which are manifested when the vehicle brakes and turns at the same time, this situation considerably modifies the braking capacity of the vehicle.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES.

1.1 Introducción.

El presente trabajo investigativo trata del Trucaje y Adaptación del Tren de Potencia y Sistema de Frenos para un prototipo de un vehículo Tipo Buggy para participar en la competencia automovilística universitaria a realizarse en el país con la participación de las Escuelas de Ingeniería Automotriz.

En relación al trucaje del tren de potencia, se realizó el estudio teórico de las diferentes variables que influyen sobre la potencia del motor y se efectuaron las siguientes tareas: rectificando de los cilindros, reducción de las cámaras de combustión, aligeramiento de las masas de los elementos móviles del motor, permitiendo el aumento de la cilindrada, presión media efectiva, relación de compresión y aumento del régimen de giro.

En la adaptación del sistema de frenos se realizó un estudio del mecanismo de frenada centrándonos en el reparto óptimo de frenada y en el proceso de deceleración.

El tren de potencia constituye un motor encendido por chispa modelo HONDA CB 550, de cuatro tiempos, cuatro cilindros en línea con una cilindrada de 544 cm³ que incorpora la primera etapa de reducción y la caja de cambios secuencial de cinco velocidades.

El sistema de frenos es un sistema de freno de discos, constituido por dos sistemas hidráulicos independientes dos discos delanteros y un disco posterior con su respectiva mordaza.

Los resultados obtenidos del trucaje y la adaptación demuestran en el motor un aumento de la potencia teórica de 7 CV y justificada por el ensayo de compresión el mismo que tuvo un aumento de 29 Psi, el rendimiento térmico aumento en 0,3, por el consumo de combustible y la distancia de frenado en carretera es 5.01m con el bloqueo de las cuatro ruedas en el test de frenada.

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo general.

Estudiar, analizar e implementar el trucaje del Tren de Potencia y adaptación del Sistema de Frenos.

1.2.2 Objetivos específicos.

- Establecer un marco de referencia conceptual sobre los parámetros que influyen en la potencia del motor y mecanismo de frenada.
- Analizar y desarrollar alternativas para el trucaje, adaptación y construcción del tren de potencia y sistema de frenos.
- Ejecutar el trucaje y adaptación del sistema de frenos.
- Ejecutar el montaje y la puesta a punto de los sistemas de tren de potencia y frenos.
- Evaluar el comportamiento de los sistemas a través de pruebas de campo.

1.3 Justificación.

En la actualidad, en el país el trucaje de vehículos para competición en rally, circuito, etc., se efectúan de manera artesanal, no existen empresas que se dediquen técnicamente al trucaje y apliquen herramientas de cálculo que consideren en su construcción y adaptación criterios que garanticen que estos vehículos sean fiables durante la competencia.

El aumento de la demanda por los autos para competencia ya sea en rally o circuito ha fomentado el estudio por mejorar la potencia y rendimiento de un motor, sin recurrir a una cuantiosa inversión, pero si, con técnicas como el trucaje y adaptación a los componentes de los sistemas de potencia y de freno.

En este contexto, se plantea la siguiente investigación que consiste en el trucaje y adaptación del motor y sistema de frenos aplicando los fundamentos de la Ingeniería Automotriz.

Este trabajo de investigación servirá de base y sustentación técnica para futuras investigaciones sobre el trucaje del tren de potencia y sistema de frenos para vehículos que participen en competencias a nivel Universitario.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Tren de potencia y sistema de frenos.

Son sistemas del vehículo constituido por el motor, transmisión y frenos, que tiene como misión transformar la energía química contenida en el combustible, en energía mecánica, transmitir esta energía hacia las ruedas del vehículo para su desplazamiento y reducir la velocidad, hasta llegar a detenerlo.

2.1.1 Motor. [1]

Los motores de explosión, clasificados dentro del grupo de transformación endotérmica por combustión interna, son los que realizan su combustión a volumen constante y, como todos los de su grupo, funcionan transformando la energía potencial calorífica que posee el combustible en energía mecánica que se aprovecha en su árbol motriz o cigüeñal.

Las características esenciales que definen a estos motores son las siguientes:

- Forma de realizar la carburación.- El llenado de los cilindros se realiza por la aspiración de la mezcla aire-combustible, la cual se prepara en el exterior de los cilindros por medio del carburador, para ser después comprimida en el interior de los mismos. Debido a esta forma de carburación los motores necesitan consumir combustibles ligeros y fácilmente vaporisables, para que la mezcla se realice en óptimas condiciones de carburación y obtener rápida combustión.
- Relación de compresión y potencia.- Debido a que los combustibles utilizados (gasolinas y gas licuado de petróleo), la relación de compresión de estos motores no puede ser elevada, ya que está limitada por la temperatura alcanzada por la mezcla durante la compresión en el interior

del cilindro, la cual no puede ser superior a la temperatura de autoinflamación de la mezcla.

- Estas relaciones de compresión limitan la potencia alcanzada por estos motores, sin embargo, la preparación de la mezcla fuera del cilindro, con tiempo suficiente durante la aspiración y compresión para obtener una buena carburación de la misma, permite una rápida combustión, con lo que se puede obtener un elevado número de revoluciones del motor.
- Se pueden alcanzar potencias medias con presiones moderadas en el interior de los cilindros, lo cual permite que sus elementos móviles sean ligeros con el objeto de obtener en su árbol un elevado número de revoluciones. Se emplean generalmente en vehículos de tracción ligeros.
- Forma de realizar la combustión.- Otra de las características esenciales de estos motores es la forma de realizar su combustión (volumen constante). Esta se produce cuando el émbolo se encuentra en el punto de máxima compresión y se realiza de una forma rápida, por capas, como si fuera una explosión (de donde reciben su nombre), pero sin que los gases puedan expansionarse o sea aumentar de volumen. Esto hace que la presión y temperatura interna se eleven extraordinariamente al final de la combustión y se alcancen presiones considerables de (40 a 70 kgf/cm²) que ejercen un empuje notable sobre el pistón, desplazándolo para realizar el trabajo motriz.
- Forma del encendido.- Estos motores se caracterizan también por la forma de encendido, el cual se produce por ignición de la mezcla a través de una chispa eléctrica, que la hace explotar una vez comprimida.

Según el funcionamiento y la realización de su ciclo de trabajo, estos motores se clasifican en:

- Motores alternativos de cuatro tiempos.
- Motores alternativos de dos tiempos.
- Motores rotativos.

Motor de explosión alternativo de cuatro tiempos.

Este motor, con funcionamiento alternativo de su émbolo en un ciclo de cuatro tiempos, es el más empleado en la actualidad para vehículos de turismo. La transformación de energía se realiza en cuatro fases de trabajo, durante las cuales el émbolo efectúa cuatro desplazamientos o carreras alternativas. Un sistema mecánico de biela-manivela, situado entre el pistón o árbol motriz, transforma el movimiento lineal del émbolo en movimiento de rotación del árbol, produciendo dos vueltas completas del cigüeñal o árbol motriz en cada ciclo de funcionamiento.

La entrada y salida de los gases en el cilindro es controlada por dos válvulas situadas en la cámara de combustión. La apertura y cierre de las mismas la realiza un sistema de distribución sincronizado con el movimiento del árbol motriz o cigüeñal.

Este motor cumple los siguientes principios:

- Relación superficie/volumen del cilindro mínima.
- Proceso de expansión a velocidad máxima.
- Expansión máxima posible.
- Presión al iniciarse la expansión máxima posible.

Realizado según el siguiente método:

- Admisión durante la carrera desde el punto muerto superior y termina en punto muerto inferior.
- Compresión durante la carrera desde el punto muerto inferior y finaliza en el punto muerto superior.
- Encendido de la carga en el punto muerto superior, seguido de expansión hacia el punto muerto inferior.
- Escape durante la carrera desde el punto muerto inferior hacia el punto muerto superior.



Figura 2.1: Motor de cuatro cilindros (HONDA CB550)

2.1.2 Trucaje de motores.

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

Por lo general, el trucaje suele realizarse en motores cuya mecánica es manipulable y permiten con cierta facilidad aumentar las prestaciones de la máquina, cambiando o simplemente retocando alguno de sus elementos.

Los medios para lograr que un motor proporcione una potencia mayor son varios y se fundamentan en:

- Aumentar la cilindrada.
- Aumentar la presión media efectiva.
- Aumentar el régimen de giro.

La figura 2.2 expone el proceso para el incremento de la potencia del motor, comprendiendo que no se trata de variar uno solo de los componentes porque todo tiene un funcionamiento sistémico. Es decir un ajuste técnico conduce obligadamente a otro ajuste para que el sistema funcione.

2.1.2.1 Aumento de cilindrada. [2]

La cilindrada es el volumen en cm^3 , que tiene los cilindros de un motor, viene determinada por la siguiente relación:

$$Cil = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C \cdot n_c \quad (2.1)$$

Donde:

Cil = Cilindrada (cm^3)

D = Es el diámetro del émbolo (cm)

π = El número constante 3,1416

C = La carrera del émbolo (cm)

n_c = El número de cilindros del motor

Los factores que influyen sobre la potencia desarrollada en los motores térmicos, dependen de las características volumétricas del mismo ya que, a mayor cilindrada, mayor es el calor aportado al ciclo y también es la energía térmica transformada en trabajo.[3]

Para aumentar la cilindrada de un motor hay dos maneras:

- Aumentar el diámetro del cilindro.
- Aumentar la carrera.

Incrementar unos pocos milímetros en el diámetro de los cilindros proporciona una buena base para conseguir motores consistentemente de mayor potencia que los originales. El sistema consiste, sencillamente, en rebajar las paredes del cilindro por medio de una rectificadora, la cantidad de milímetros o fracción que sea posible, tal como se muestra en la figura (2.3). Si la cota original (A) del cilindro corresponde, a un diámetro dado y se calcula poder ganar un milímetro por banda, se tendrá un cilindro con una cota (B) de diámetro mayor.

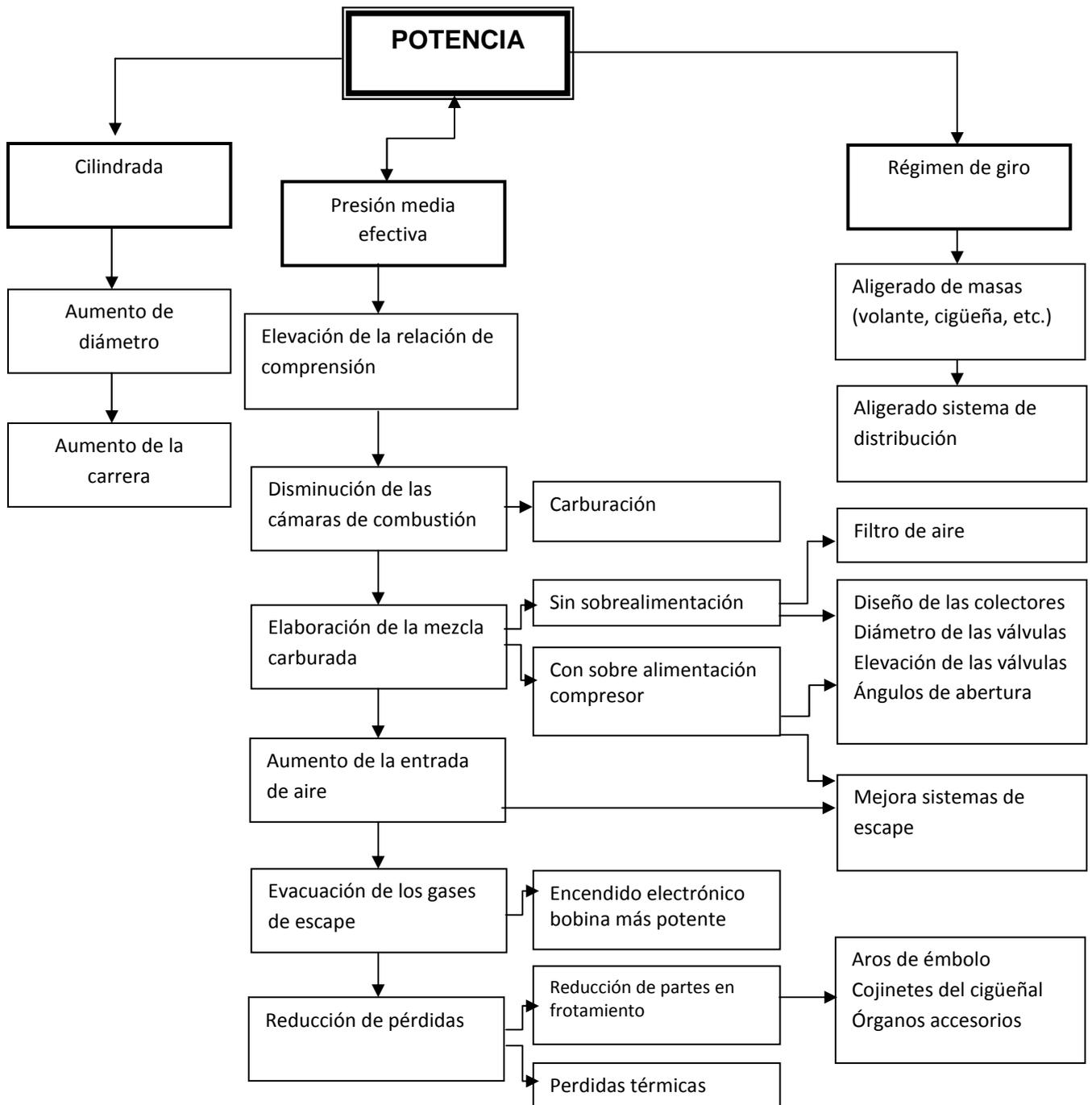


Figura 2.2: Medios para aumentar la potencia del motor

El émbolo debe ser 0,035 mm más pequeño que el cilindro.

Normalmente pueden encontrarse émbolos de los denominados de «sobremedida», los cuales son fabricados por las mismas marcas de fabricantes de vehículos con el fin de reajustar los motores en caso de ovalización de los cilindros en virtud del uso y los muchos kilómetros, o para

salvar y poder seguir utilizando los motores en el caso de ralladuras y desgarros producidos por algún gripaje de consideración. Cuando tiene lugar cualquiera de estas averías se puede acudir a rectificar el cilindro para corregir la ovalización o la ralladura de un gripaje de modo que el cilindro aumenta su diámetro y precisa por ello de émbolos de mayor tamaño.

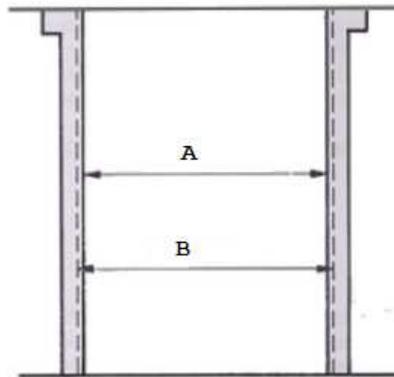


Figura 2.3: Medidas antes y después del rectificado

Los émbolos sobremedida son ligeramente más grandes que los originales del motor, pero con una diferencia muy pequeña, de modo que la ganancia en el aumento de la cilindrada suele ser mínima y a veces incluso despreciable. Lo correcto es, por supuesto, encontrar émbolos con sustanciales valores de sobremedida. En este caso hay que acudir a producciones especiales que se encuentran muchas veces en las casas constructoras de kits de trucaje. [4]

Otro sistema para aumentar la cilindrada puede llevarse a cabo también por el aumento de la carrera del émbolo. Para aumentar la carrera hemos de conseguir, sencillamente, que el émbolo suba y baje más milímetros de los habituales, y como que la carrera de un émbolo depende de la distancia a que está colocada, en la muñequilla del cigüeñal, tal como muestra la figura (2.4) (en donde la distancia A que constituye la carrera es la misma que la distancia B), modificando esta distancia podemos obtener una mayor carrera del émbolo.

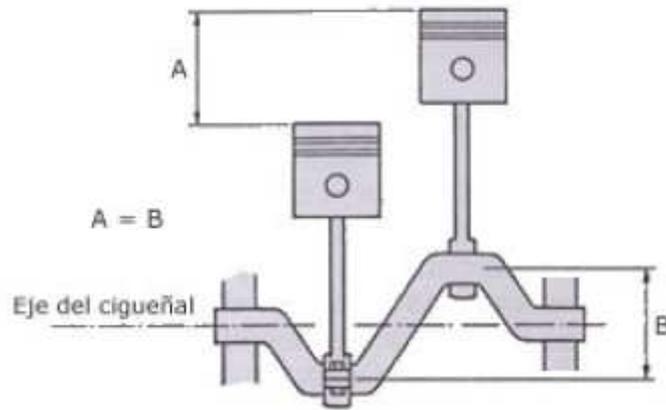


Figura 2.4: Carrera del émbolo.

Una solución es la dada en la figura (2.5). Aquí se puede obtener un aumento de la cota (A) (lo que significa el mayor aumento de la carrera) por la aplicación de un gorrón postizo excéntrico que desplace a la biela hacia el exterior de los contrapesos.

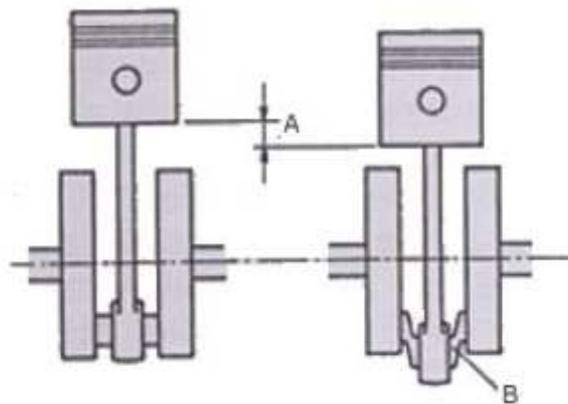


Figura 2.5: Carrera del émbolo modificada.

Un aumento de la carrera del émbolo significa automáticamente un aumento de la velocidad del émbolo. Si sube la velocidad del émbolo por encima de los 20 m/s se presentan problemas de temperatura y por lo tanto el desgaste prematuro de los órganos del motor. La velocidad del émbolo viene determinada por:

$$V_e = \frac{n \cdot C \cdot 2}{60 \times 1000} \quad (2.2)$$

Donde:

V_e = Velocidad lineal del pistón (m/s).

n = Número de revoluciones a la potencia máxima del motor (rpm).

C = Carrera del émbolo (mm).

2.1.2.2 Aumento de presión media efectiva.

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

De la relación de compresión y del grado de calidad del ciclo. Cuantos mayores sean estos rendimientos, mayor es la energía útil aprovechada del combustible. [5]

La realidad es que, dadas las características básicas que determinan el funcionamiento de un motor de explosión, la cantidad de energía calorífica liberada en el momento de la explosión es tanto mayor cuanto mayor es la temperatura absoluta alcanzada en el momento del encendido de la mezcla. [6]

Si se obtiene una elevación importante de los valores de presión en el interior de la cámara de combustión, se consigue un aumento considerable de la potencia del motor.

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

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

La relación de compresión es la presión final alcanzada en el interior de la cámara (Rc) se rige ahora por la siguiente fórmula, en la que interviene el volumen de la cámara de combustión.

$$Rc = \frac{V+v}{v} \quad (2.3)$$

Donde:

Rc = Relación de compresión

V = Volumen del cilindro (cm^3)

v = Volumen de la cámara de combustión (cm^3)

Se tiene que si, el volumen de la cámara de combustión (v) está dado por:

$$v = \frac{V}{Rc-1} \quad (2.4)$$

El procedimiento para medir el volumen de la cámara de combustión consiste en desmontar la culata de su fijación al motor y colocarla boca arriba provista de las correspondientes válvulas en posición del tiempo de compresión, es decir, con las válvulas completamente cerradas y con la bujía roscada, y colocarla sobre una mesa bien plana cerciorándonos de la perfecta horizontalidad de la culata utilizando, si es preciso, la ayuda de un nivel de burbuja de aire, todo tal como muestra la figura (2.6).

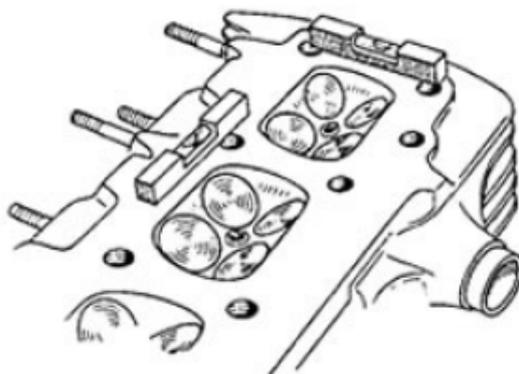


Figura 2.6: Culata nivelada.

Cuando el líquido alcanza este nivel se deja de echar aceite y se pasa a comprobar el volumen de aceite que falta en la probeta con respecto al que había inicialmente, de cuya resta saldrá el volumen del líquido vertido y, consecuentemente, el volumen de la cámara.

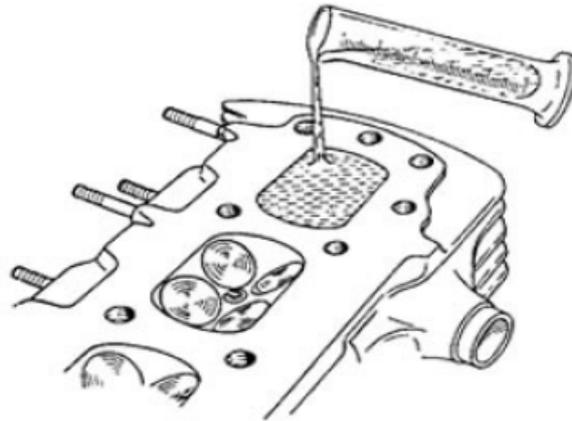


Figura 2.7: Llenado de la cámara de combustión con aceite.

Este sencillo procedimiento no es sin embargo aplicable a todo tipo de cámaras.

Uno de ellos puede ser el mostrado en la figura (2.8). Aquí no ha sido necesario desmontar la culata, y por el orificio de la bujía se vierte el aceite de medición, previa comprobación de que el émbolo esté en su exacto P.M.S (Punto Muerto Superior).

Y en el tiempo de compresión en los motores de cuatro tiempos para lo cual hay que comprobar que las dos válvulas estén cerradas.

Es conveniente que el motor se encuentre algo caliente para que el émbolo se haya dilatado y ajustado al cilindro y evitar posibles fugas del aceite a través de los aros. En cuanto a la medición se efectúa del mismo modo que hemos visto anteriormente, es decir, por diferencia entre lo que había y lo que queda en la probeta.

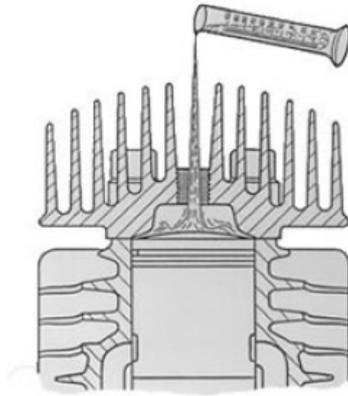


Figura 2.8: Medición de la cámara de combustión sin desarmar la culata.

La fórmula que determina la cilindrada unitaria de un motor, o sea la cilindrada de cada uno de sus cilindros aisladamente, es la siguiente:

$$V = \frac{\pi D^2 C}{4} \quad (2.5)$$

Donde:

V= Volumen del cilindro ()

D= Es el diámetro del cilindro ()

C= La carrera del émbolo ()

π = Equivale al número constante 3,1416

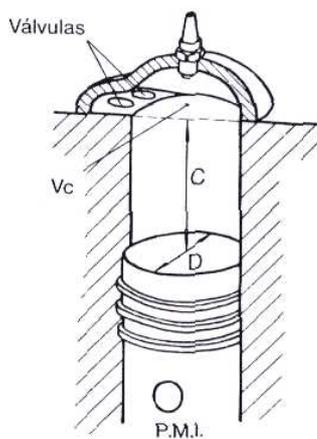


Figura 2.9: Volumen de la cámara

Como puede apreciarse esta fórmula es, sencillamente, la fórmula geométrica del volumen del cilindro.

Para conocer el volumen total de mezcla que puede entrar en el cilindro, cada vez que se abre la válvula de admisión y se produce la carrera de este mismo nombre, hay que añadirle al resultado anterior, el volumen de la cámara de combustión que podemos denominar v . (De hecho es una pretensión teórica, pues los motores atmosféricos nunca logran llenarse totalmente de gas a la presión de 1 atmósfera o bar). El volumen total de gas aspirado será pues:

$$Vt = V + v \quad (2.6)$$

Donde:

Vt = Volumen total de gas aspirado (cm^3)

V = Volumen de la cámara (cm^3)

v = Volumen de la cámara de combustión (cm^3)

$$v = \frac{V}{Rc - 1}$$

El único procedimiento para aumentar la relación de compresión de un motor consiste en disminuir el volumen de la cámara.

Para ello existen varios procedimientos que son:

- Rebajar la culata
- Colocar émbolos más altos
- Levantar el émbolo
- Rebajar el bloque

El rebaje de la culata consiste, en quitarle material de su superficie en la parte que se halla en contacto con el bloque. Este trabajo se efectúa en

talleres especializados y con la ayuda de rectificadoras y otras máquinas especiales.

Hay que proporcionar al rectificador la medida exacta a que hay que rebajar la culata, y esta medida hemos de conocerla de antemano por medio de la fórmula de la relación de compresión. [7]

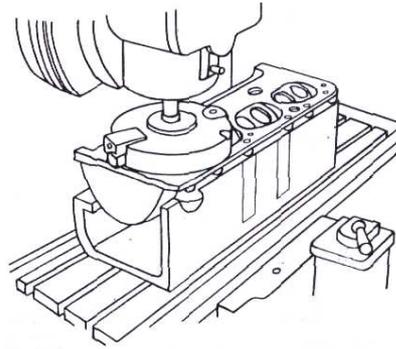


Figura 2.10: Rebajar la culata

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

El aumento de la relación de compresión por el procedimiento de rebajar la culata puede presentar a veces algunos problemas que pueden llegar a ser muy importantes.

El fenómeno de la detonación que pudiera aparecer fácilmente si exageramos el rebaje de la culata, y que hemos de cuidar siempre, por supuesto, mucho, prefiriendo siempre aumentos de compresión muy discretos del 0,2 al 0,5:1 adicionales a los que lleva el motor.

También se puede acudir, en teoría, al sistema de cambiar los émbolos por otros ligeramente más altos, tal como muestra la figura (2.11).

O bien ya preparados para el trucaje de un motor determinado y dotados de un suplemento de material en su cabeza, perfectamente estudiados para reducir el volumen de la cámara y adecuados a la luz de todas las piezas móviles del interior de la misma. [8], tales como los que muestra la figura (2.12)

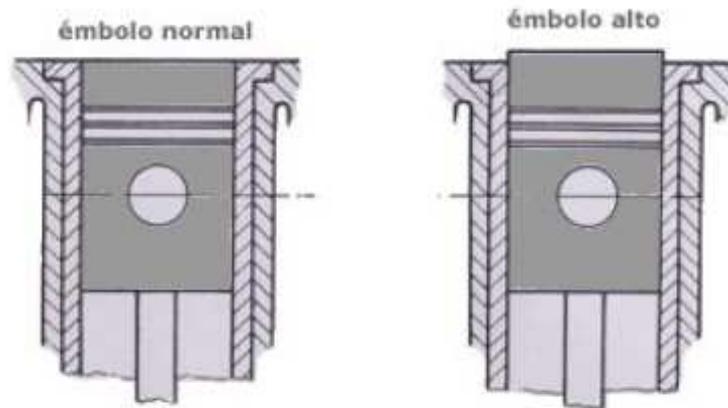


Figura 2.11: Diferencia de émbolos.

Todo motor puede aumentar su potencia en la medida en que puede consumir mayor cantidad de mezcla, no cabe duda que la elaboración de la mezcla, tiene una gran importancia para llevar a cabo un buen trucaje.



Figura 2.12: Émbolos para trucaje de motores

Existen dos sistemas de elaboración de la mezcla por carburación e inyección.

Por carburador lo que hay que tener claro es la función que cada uno de sus componentes en el carburador y las necesidades que el motor tiene de conseguir mezclas correctas para cada uno de sus regímenes de giro, necesidades que en ciertos momentos pueden cambiar de 200 en 200 rpm.

El primer concepto que hay que tener muy claro es, el de la dosificación de la mezcla. La relación que existe entre la cantidad en peso del aire con respecto a la cantidad en peso de combustible.

(2.7)

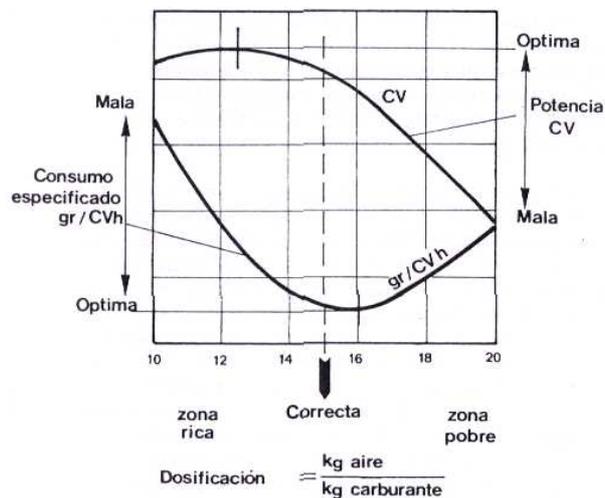


Figura 2.13: Dosificación de la mezcla. [9]

Si conseguimos que el carburador sea más sensible a la depresión que se crea en el interior del cilindro, y si proporciona una mezcla más rica dentro de los límites de una mezcla correcta podremos también contar con unos resultados de cierta importancia en los motores de máquinas potentes.

En estas últimas, por el solo hecho de cambiar el carburador por otro de un tamaño inmediatamente superior ya se obtienen resultados muy satisfactorios en el aumento de potencia. Las modificaciones que pueden realizarse en un carburador podemos establecerlas las siguientes:

Cambio del carburador

- Cambio de los surtidores (calibres), difusor, tubos de emulsión y otros ajustes.

Por inyección, al revisar el sistema de alimentación de casi todos los vehículos modernos, se observa que están utilizando un sistema de inyección electrónico, con inyectores individuales, inyectores únicos de inyección simultánea o secuencial, basadas todas ellas en la aplicación de la electrónica para controlar las válvulas electromagnéticas, que en este caso son los inyectores, los cuales permiten un paso exacto de combustible en el múltiple de admisión.



Figura 2.14: Carburador.

Para ello se ha diseñado en el Computador un programa en un microprocesador, el cual suministra el combustible exacto al motor, de acuerdo a sus necesidades, pero también limita revoluciones máximas de seguridad, evitando así que el motor se desboque y puedan recibir daños sus partes mecánicas.

Será importante realizar determinados trabajos en los órganos de la distribución que intervienen en el paso de los gases, por ejemplo, en las válvulas y los conductos que intervienen para dirigir el paso de los chorros de

gas. Ello puede provocar varios cambios importantes en la parte superior de la culata, donde se encuentran los árboles de levas, las válvulas y los conductos de admisión.

- Dimensión de la válvula de admisión.
- Inclinación de los asientos.
- Altura de alzada de las válvulas.
- Formas características de las copas.

Las dimensiones de la cabeza influyen directamente sobre la temperatura de trabajo en las válvulas, ya que a mayor superficie el calor que incide sobre ella es mayor y, por tanto, existe una elevada acumulación térmica. [10]

Para conseguir mejorar la entrada de mezcla hacía el interior de la cámara de combustión, la primera idea consiste en utilizar válvulas de mayor diámetro.

La fórmula es la siguiente: [11]

$$D = \sqrt{\frac{V \cdot rpm}{\pi \cdot v \cdot 750}} \quad (2.8)$$

Donde:

D = Diámetro de la válvula de admisión

V = Volumen del cilindro

rpm = Revoluciones por minuto máximas que se pretende alcance el motor.

π = Equivale al número de constante 3,1416

v = velocidad del aire en metros por segundo (m/s).

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

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

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

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

Para el diámetro de la válvula de escape debemos multiplicar el diámetro de la válvula de admisión por un coeficiente que puede oscilar entre 0.8 y 0.9. La inclinación de los asientos es el lugar donde todo el bisel de la cabeza de la válvula se apoya contra el asiento y puede estar labrado de formas diversas. Sin embargo, el sistema más utilizado es aquel en el que se establece un ángulo de 45° entre el bisel de la válvula y su asiento (figura 2.15). La inclinación del asiento a 45° tiene, en principio, la ventaja de ofrecer un cierre de la válvula mucho más completo que cualquier tipo de ángulo posible. La válvula, al apoyarse sobre su asiento, tiene la tendencia de autocentrarse y, además, el bisel tiene mayor espesor o zona de contacto, de modo que existe mayor refrigeración de la válvula y menor riesgo de deformación de la misma a elevadas temperaturas. De este modo, las válvulas pueden ser de menor calidad y aun así, su duración queda garantizada.

Para conocer la altura de alzada de la válvula debemos calcular las medidas de una válvula, lo primero que se precisa es conocer el diámetro del conducto (figura 2.16). También se deberá conocer el diámetro del cilindro, la velocidad del pistón y la velocidad de salida de los gases.

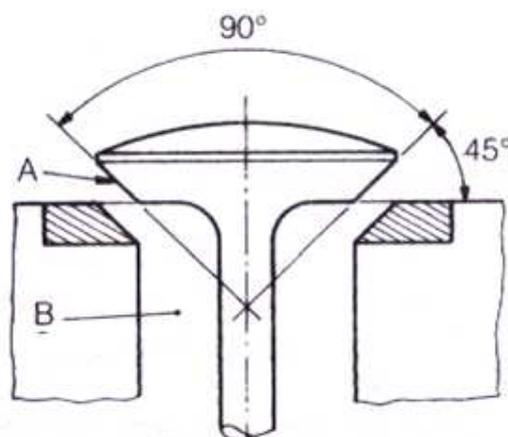


Figura 2.15: Válvula con asiento a 45°

(A) Zona del asiento (B) conducto de paso de los gases.

Conociendo todos estos datos podemos deducir el valor correcto del diámetro del conducto del asiento con el auxilio de la siguiente fórmula:

$$\frac{D^2 v_p}{4 v_g} = d_c^2 \quad (2.9)$$

Donde:

d_c = Diámetro del conducto del asiento

D = Diámetro del cilindro

v_p = Velocidad del pistón (m/s)

v_g = Velocidad de salida de los gases (m/s)

Partiendo del conocimiento del conducto podremos considerar el valor de la alzada de la válvula:

$$a = \frac{D^2 v_p}{4 v_g} \quad (2.10)$$

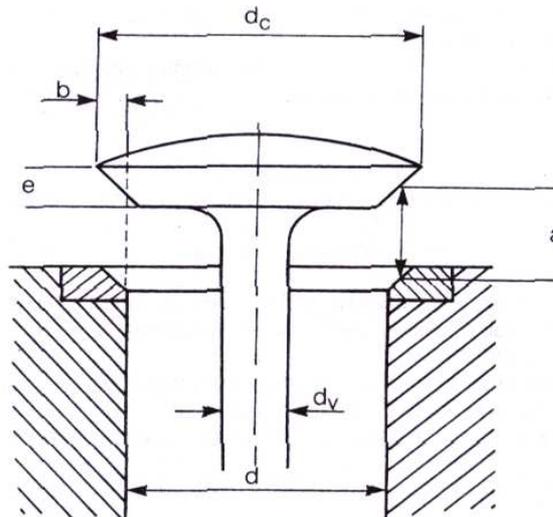


Figura 2.16: Alzada de la válvula

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

Las cabezas de las válvulas empleadas en los motores de combustión interna pueden adoptar, tres formas típicas diferentes, representadas en las siguientes figuras.

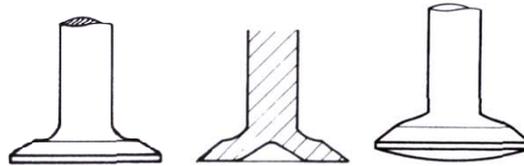


Figura 2.17: Formas de válvula.

Ahora para conseguir el mejor llenado del cilindro, en lo que respecta a los pasajes de gas a su interior hemos de conseguir:

- La mayor superficie de las válvulas
- El mayor tiempo de abertura de las válvulas
- Los conductos más grandes y pulidos

Estas tres mejoras pueden realizarse por medio del eje de levas y por el perfil que las levas presenten.

Para facilitar el paso de la mezcla figura (2.18), además de las válvulas, también hay que contar con los conductos que llevan la mezcla desde el carburador, es decir, los conductos de admisión, tanto exteriores como interiores de la culata. Para conseguir el libre paso del gas los conductos han de ofrecer la menor cantidad posible de obstáculos y tener las paredes lo más lisas posible, ya que el aire y la mezcla es muy susceptible de efectuar remolinos que engendran contracorrientes ante las más pequeñas irregularidades de la superficie por la que se deslizan.

Aquí vemos también cómo la propia guía de válvula ha sido recortada para facilitar el paso del gas, solución muy corriente aun cuando perjudica la refrigeración de la propia válvula que evacua la mayor parte de su calor a través de la guía.

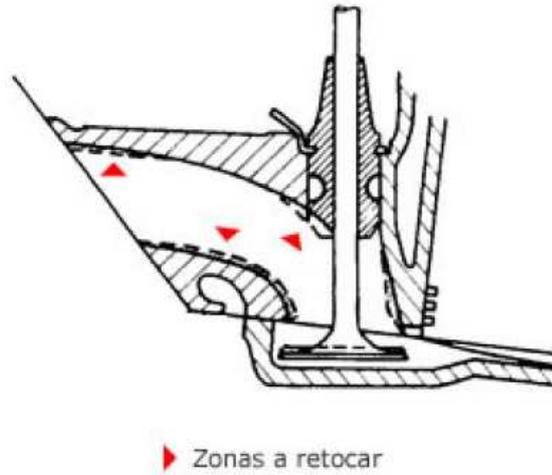


Figura 2.18: Zona de pulido de los conductos de admisión.

Para conseguir que el motor expulse los gases de escape, encontrando la menor resistencia posible y con ello evitando las contrapresiones en el escape que frenan el movimiento del pistón dentro del cilindro, se pueden usar colectores de escape de alto rendimiento como el que se ve en la figura (2.19). Se trata de un colector construido de acero fino. Este colector une los tubos A de los cilindros 1 y 4 por un lado (B) y por el otro los tubos de los cilindros 2 y 3.

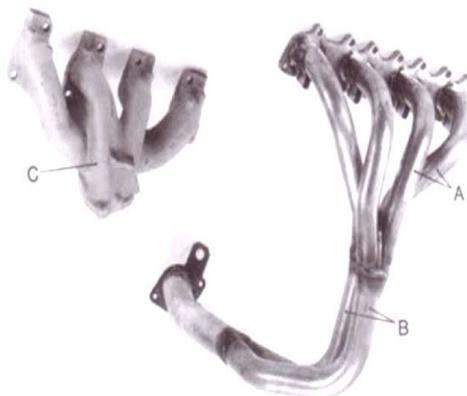


Figura 2.19: Tubos de escape.

Las dimensiones y otros parámetros de los tubos del colector como son la longitud, el diámetro, el grosor de la pared y el ángulo de entrada se diseñan teniendo en cuenta distintos valores como son la potencia, par motor, acústica y comportamiento de calentamiento del catalizador.

En (C) tenemos un colector de escape construido con hierro fundido y de pequeñas dimensiones que dará un rendimiento mucho menor que el anterior. Fórmulas empíricas y sencillas para el cálculo de colectores de escape para un motor modificado. Estas fórmulas son las siguientes:

$$Lc = \frac{13.000 \cdot Ge}{rpm \cdot 6} \quad (2.11)$$

Donde:

Lc = Longitud que debe tener el colector de escape

Ge = El valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape

rpm = El número de revoluciones máximos del motor

Para el cálculo del diámetro del tubo tenemos:

$$\emptyset = 2 \cdot \sqrt{\frac{Vc \cdot 2}{Lc \cdot 3,1416}} \quad (2.12)$$

Donde:

\emptyset = Diámetro del tubo (cm)

Vc = Volumen unitario del cilindro (cm³)

Lc = Longitud del colector (cm)

Como sabemos el colector no es recto debemos añadir un 10% de la cifra calculada. Además debemos saber el diámetro del tubo resultante es decir donde se unen todos los tubos que salen de cada uno de los cilindros y utilizamos la siguiente fórmula:

$$\emptyset Te = 2 \cdot \sqrt{\frac{Vt}{Lc \cdot 3,1416}} \quad (2.13)$$

Donde:

$\emptyset Te$ = Diámetro del tubo resultante

Vt = Cilindrada del motor

Lc = Longitud del colector. [12]

2.1.2.3 Aumento del régimen de giro.

Otra de las posibilidades que nos queda para llevar a cabo el trucaje de un motor es el de acudir al aumento del número de revoluciones. Evidentemente, si lográramos que un motor gire más deprisa, mayor será, en una unidad de tiempo el consumo de aire. Y si todos los requisitos de alimentación están en consonancia (carburación, válvulas, etc.) mayor será la potencia obtenida.

Para que un motor pueda elevar su régimen de giro de una manera sustancial necesita aligerar las masas que están en movimiento.

Los contrapesos del cigüeñal debieran pesar menos, las bielas ser más ligeras; el émbolo, con su bulón, debiera ser también más ligero, y el volante motor también debería reducir su peso para eliminar en parte la inercia que estas masas presentan en su giro.

- Émbolo
- Bielas
- Cigüeñal y volante de inercia

El émbolo constituye el elemento móvil que se desplaza en el interior del cilindro para realizar el ciclo de funcionamiento. Recibe directamente la fuerza de expansión de los gases durante la combustión fuerza que le obliga a desplazarse para realizar un trabajo mecánico.

En la Tabla I vemos una serie de dimensiones que constituyen la armónica distribución de las medidas en los émbolos diseñados para los vehículos comerciales de serie. Como se observa en la Tabla I, todas las cifras están relacionadas con el diámetro del émbolo.

En el caso de intervenir en los émbolos para un motor preparado, se recurre generalmente a trucos para conseguir que un émbolo disminuya de

peso y aumente su refrigeración sin que pierda resistencia ni efectividad, o hasta incluso que mejore sus condiciones de rendimiento mecánico y térmico.

En la figura (2.20) el dibujo de un émbolo en el que se han indicado todas las cotas a que se hace referencia en la siguiente tabla:

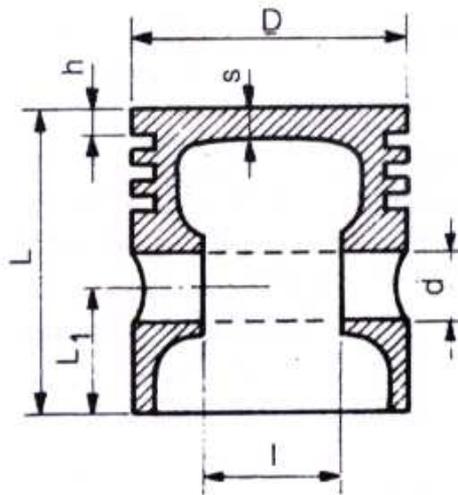


Figura 2.20: Émbolo

TABLA 2.1: COTAS DE UN PISTÓN

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

Donde:

(L) = Longitud del cuerpo.

(L1)= Longitud de la falda del émbolo desde su extremo inferior al centro de alojamiento del eje.

(s)= Espesor de la cabeza.

(h)= Altura desde el borde superior del cuerpo hasta la primera garganta

(d)= Diámetro de los alojamientos del eje del émbolo

(l) = Distancia entre los alojamientos del eje de émbolo

Al émbolo se lo puede bajar de peso, retirando el material a los costados de la falda hasta el cubo del **bulón**, sin bajar la resistencia del mismo. Algunos preparadores acostumbran también tornearse toda la falda, pero se quitan totalmente las características de centrado en el cilindro que debe realizar esta, lo cual perjudica al trabajo que debe realizar.

Otra modificación posible es trabajar en los costados del alojamiento del bulón o pasador del émbolo, incluyendo también una ranura para los seguros; al realizar esta modificación se consigue aliviar el peso del bulón, ya que se lo debería recortar de su medida original y también porque se lo convierte en un bulón flotante en la biela, debido a que se implanta en el ojo de biela un buje o bocín de deslizamiento.

En las paredes laterales del émbolo, las cuales están dirigidas hacia la falda, se pueden taladrar con orificios de lubricación, mejorándola notablemente. Estos orificios deberán ser cuidadosamente estudiados, para evitar quitar la resistencia del pistón y que no permitan producir fisuras durante su trabajo.

Hay dos sistemas de actuar con los émbolos:

Un primer sistema que podríamos denominar casero en el que vamos a hacerle perder peso a base de rebajarle material, especialmente de la falda, o a veces recortar éstas sencillamente.

Y un segundo sistema más eficaz, que consiste en comprar y aplicar émbolos de competición, con menos número de aros, y ya aligerados de peso por el fabricante. [13]

La biela es el elemento de unión entre el émbolo y el cigüeñal, transforma el movimiento lineal del émbolo en un movimiento de rotación del cigüeñal. Se trata de una pieza de suma importancia, tanto para la transmisión de potencia como para la transformación del movimiento. Existen dos estrategias que son muy utilizadas para el trucaje de las bielas.

- Bielas nuevas forjadas
- Aligeramiento de las bielas

Cabe resaltar que en todos los trabajos para la mejora de los motores se debe utilizar elementos nuevos, la adquisición de bielas forjadas es una de las más utilizadas.

Por lo tanto, y en lo que respecta a los motores de competición, hemos de considerar que las bielas están, de origen sin hallarse sometidas a deformaciones ni desalineaciones, lo cual comportaría un trabajo de alineación y aprovechamiento que nunca es aconsejable en un motor que se piensa dedicar exclusivamente a la competición.

Uno de los trabajos más delicados a la vez que más corrientes a la hora de actuar en las bielas para un motor de competición es, sin duda, el de rebajar el peso de las bielas, comprometiendo lo menos posible su resistencia. Aligerar las masas del tren alternativo es una condición indispensable para conseguir reducir las fuerzas de inercia que impiden al motor alcanzar regímenes de giro elevados, y en este trabajo la biela es uno de los principales elementos.

En los motores de serie, se suele dotar la biela de una cantidad excesiva de material, en principio, puede decirse que los puntos en los que conviene disminuir, de una forma menos comprometida. Ver Figura (2.21).

- Zona del sombrerete (1), ejerce la función de contrapeso que tiende a regularizar el giro del cigüeñal.
- Partes laterales del pie de biela (2).

- Zona caña del cuerpo de la biela (3).

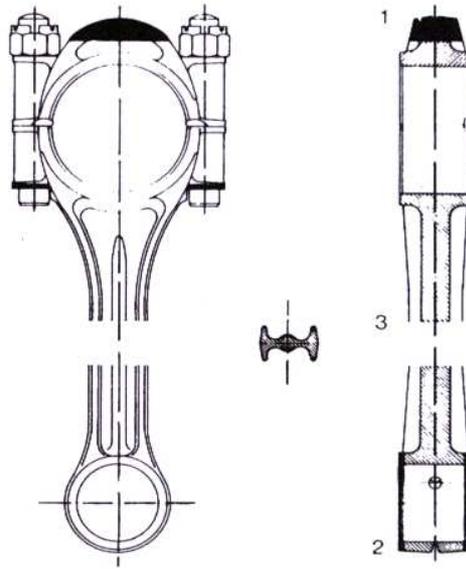


Figura 2.21: Lugares en los que es posible aligerar el peso.

Todas estas operaciones son bastante delicadas y han de realizarse con la máxima precisión pues una rotura en marcha de este elemento ocasiona un verdadero desastre mecánico en el motor.

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

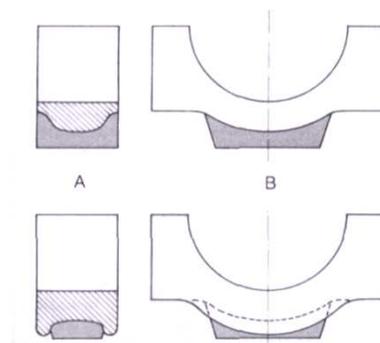


Figura 2.22: Cabeza de biela

La parte tramada es la parte que es posible aligerar. El espesor depende del diseño de la biela y también, por supuesto, del tamaño de la misma pero, en general, puede sacarse varios milímetros sin que ello ocasione problemas en la robustez y la viabilidad de la biela.

Es importante dejar redondeada la parte de la que se ha quitado el material pues la forma de puente es la que ofrece la garantía necesaria para conseguir la mayor resistencia del sombrerete.

Otro punto importante a tener en cuenta en la zona de la cabeza de biela es el material que queda en los alrededores del alojamiento de cada uno de los pernos.

Es importante que el orificio se mantenga perfectamente perpendicular al esfuerzo de tracción que ejercerá, durante la marcha, el bulón.

También es importante redondear las zonas de apoyo de la cabeza de los pernos o de su tuerca de sujeción en las partes indicadas (2) en la figura (2.23), para evitar los cantos vivos a través de los cuales podría ser el inicio de una fisura que acabara con la rotura de la biela.

Los puntos más conflictivos en los que se detecta la mayor cantidad de las roturas de las bielas son los señalados con flechas en la figura (2.25).

Éstas son zonas en donde se debilita el material cuando una biela es sometida a un esfuerzo muy superior al que le corresponde en un motor de serie. Por esta razón se ha de evitar en estas zonas la presencia de cantos vivos.

Pie de biela: El rebaje del pie de biela lo consideramos en la figura (2.23). Las zonas tramadas son aquellas de las que se ha de sacar el material para conseguir el aligeramiento de esta parte de la biela.

La parte del contrapeso superior (1) puede ser eliminada por completo dejando que el refuerzo que forma el pie de biela tenga una forma completamente redondeada. (2) redondeado del pie de la biela. La parte tramada corresponde al material eliminado. (A) y (B) son vistas de un mismo pie de biela.

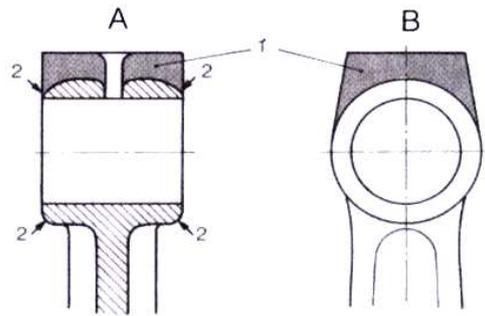


Figura 2.23: Pie de biela

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

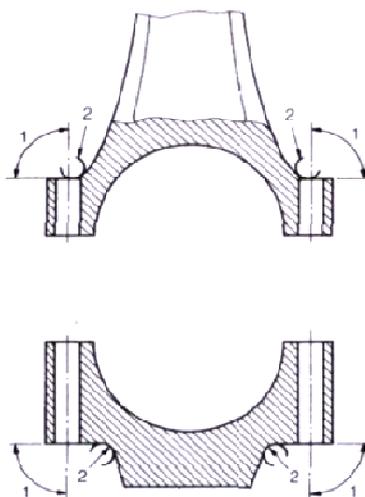


Figura 2.24: Cuerpo de biela

Las flechas indican los lugares en los que más frecuentemente se originan grietas que acaba con la rotura de la biela.

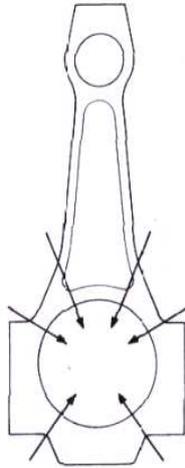


Figura 2.25: Esfuerzos en la biela.

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

La práctica ha demostrado que las fisuras que se producen en una biela están originadas en el punto donde existe la cavidad de una rugosidad.

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

Equilibrado de bielas: Para que el giro del motor sea lo más «redondo» posible es necesario que todos los órganos de su tren alternativo pesen lo mismo, regla que se refiere tanto a los émbolos como a las bielas, bulones y contrapesos del cigüeñal. La biela tiene considerable responsabilidad en las

vibraciones transversales al acelerar el motor a altos regímenes de giro; por ello hay que vigilar su igualdad de peso. Existiendo una cierta tolerancia de 2 gramos entre biela más pesada y menos pesada, es preferible que pesen exactamente lo mismo.

El cigüeñal es el encargado de la transformación final del movimiento lineal del pistón en movimiento rotativo; una operación que permite transmitir el par motor originado a los restantes elementos mecánicos del motor.

Una de las funciones encomendadas al cigüeñal y de las que participa también en gran medida el volante, es la de regularizar la forma como recibe la energía desde los émbolos. Es un problema de inercia. Al acelerar el motor, la masa del cigüeñal y su volante ejercen un efecto retardador, pues parte de la energía puesta en juego para la aceleración será necesaria para vencer la inercia de estos órganos.

Debido a ello, si deseamos que nuestro motor preparado disponga de una gran aceleración deberemos reducir la masa del cigüeñal.[14]

Función de los contrapesos y posibilidad de aligeramiento: La principal función de los contrapesos es la de conseguir el equilibrio dinámico. Si al efectuar la modificación de un motor se aligera las piezas del tren alternativo y se aumenta el régimen de giro, pueden modificarse los contrapesos variando su forma, despojándolos de parte de su material y haciéndoles perder parte de su peso.

El aligeramiento de los contrapesos, puede llevarse a cabo por la eliminación de material por torneado de las caras laterales o por recortado del perfil; y también, naturalmente, por la unión de ambos procedimientos.

El recortado del perfil puede realizarse mediante amolado o por corte con sierra de cinta. En cualquiera de los casos es conveniente determinar previamente la forma final que se desea para los contrapesos resultantes y

proveerse de una plantilla de corte que asegure un rebaje exactamente igual para todos los contrapesos.

Una vez terminado este trabajo, todo cigüeñal retocado deberá someterse a un riguroso examen de equilibrado, tanto estático como dinámico, para ello se es muy indispensable un estudio minucioso y maquinaria especializada.

Dada la variación en los tres componentes que permiten mejorar la potencia es necesario presentar la siguiente tabla.

TABLA 2.2: POSIBILIDADES DE CAMBIOS DE POTENCIA TEÓRICO [15]

Cambio	Incremento (%)	Problemas
Mejoras sin modificaciones estructurales	0 a 5	Disponibilidad de piezas
Entrada/filtro de aire	0 a 15	Más ruido, menos potencia a regímenes medios
Escape	-10 a +10	Más ruido, menos potencia a regímenes medios
Levas	5 a 10	Pérdida de potencia por debajo del régimen punta
Subida de calibre de cilindro	5	Pérdida de revoluciones máximas, vibraciones, pérdidas de aceite
Incremento de relación de compresión	5	Detonaciones
Carburador	5	Poca potencia a regímenes bajos
Modificación general para carreras	30 a 50	La moto no se podrá usar en la vía pública. Pérdida de flexibilidad y de fiabilidad.

2.2 Transmisión.

La transmisión son todos aquellos componentes que se encargan de transmitir el movimiento desde la salida del bloque motor hasta las ruedas posteriores.

La transmisión del vehículo está constituida por una primera etapa de reducción, el embrague, la caja de cambios, la transmisión secundaria (transmisión por cadena).

El embrague es el sistema encargado de transmitir o interrumpir el movimiento del motor a través del cigüeñal a la caja de velocidades.

El accionamiento se realiza mediante un pedal por el propio conductor desde el interior del vehículo. Cuando el pedal está sin pisar, el movimiento de giro se transmite íntegramente (embragado); cuando es accionado totalmente, el desacople es completo (desembragado).

La caja de cambios es el elemento de transmisión que se interpone entre el motor y el resto de los elementos de transmisión en un vehículo para modificar el número de revoluciones en las ruedas.

Para calcular la curva de par del motor, el par que se transmite (Nm) y la velocidad angular (rad/s) en el eje de salida de la caja de cambios, es decir en el piñón de la transmisión. Se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$\Gamma_{\text{piñón}} = \eta_1 \cdot \Gamma_{\text{mot}} \cdot i_{\text{prim}} \cdot i_{\text{marcha}} \quad (2.14)$$

$$w_{\text{piñón}} = \frac{w_{\text{motor}}}{i_{\text{prim}} \cdot i_{\text{marcha}}} \quad (2.15)$$

Donde:

$\Gamma_{\text{piñón}}$ = Par que se transmite al eje del piñón. (Nm)

η_1 = Rendimiento estimado de la primera etapa y la reducción de la caja de cambios, que es de 0,95.

Γ_{mot} = Par que genera el motor en el eje del cigüeñal. [Nm]

i_{prim} = Relación de transmisión de la primera etapa.

i_{marcha} = Relación de reducción de cada marcha.

$w_{\text{piñón}}$ = Velocidad angular del eje del piñón. (Rad/s)

w_{motor} = Velocidad angular del cigüeñal del motor. (Rad/s)

Transmisión secundaria: El número de eslabones de la cadena, depende de la distancia entre ejes l (mm), el paso de la cadena t (mm) y el número de dientes del piñón z_1 y la corona z_2 . El cálculo de los eslabones se hace con la siguiente ecuación.

$$x = \frac{2l}{t} + \frac{z_1+z_2}{2} + \left(\frac{z_1-z_2}{2\cdot\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{l} \quad (2.16)$$

Donde:

- x = Número de eslabones
- l = Distancia entre ejes (mm)
- z_1, z_2 = Número de dientes del piñón y corona
- t = Paso de la cadena (mm)

2.3 Sistema de frenos en el automóvil.

La finalidad de los frenos en un automóvil es la de conseguir detener o aminorar la marcha del mismo en la condiciones que determine su conductor. Los sistemas de frenado más comunes son los frenos de tambor y de disco.

El freno de tambor es un tipo de freno en el que la fricción se causa por un par de zapatas o pastillas que presionan contra la superficie interior de un tambor giratorio, el cual está conectado al eje o la rueda.



Figura 2.26: Freno de tambor

Un freno de disco es un dispositivo cuya función es detener o reducir la velocidad de rotación de una rueda. Hecho normalmente de acero, está unido a la rueda o al eje. Para detener la rueda dispone de unas pastillas que son presionadas mecánica o hidráulicamente contra los laterales de los discos. La fricción entre el disco y las pastillas hace que la rueda se frene.



Figura 2.27: Freno de disco

El sistema de freno está compuesto por los siguientes elementos:

Bomba de freno

La bomba de freno o cilindro principal, es el encargado de presurizar el líquido por todo el circuito hidráulico. Como la legislación actual obliga a los fabricantes de vehículos a que estos vayan provistos de doble circuito de freno, las bombas de freno son de tipo tandem.

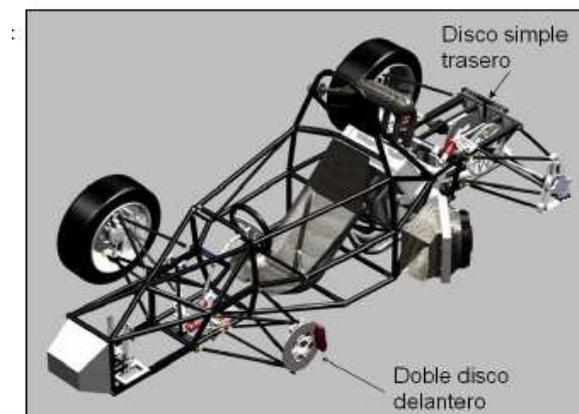


Figura 2.28: Diagrama de un sistema de freno.

La principal responsabilidad de la bomba de freno es transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno al sistema hidráulico en forma de presión. Si asumimos la condición de incompresibilidad de los líquidos y rigidez infinita en los conductos hidráulicos, la presión generada por la bomba de freno será igual a:

$$P_b = \frac{F_{s,p}}{A_b} \quad (2.17)$$

Donde:

P_b = Presión hidráulica generada por la bomba de freno (N/mm²).

A_b = Área efectiva del pistón de la bomba de freno (mm²).

$F_{s,p}$ = Fuerza del pedal

Así esta relación presupone un 100% de eficiencia hidráulica de todos los componentes del conjunto de la bomba de freno. En realidad, las propiedades físicas y condiciones térmicas de los fluidos, retenes y compresibilidad influirían en este proceso.

Pastillas de freno

Los requerimientos básicos del material de fricción son los que establece la propia aplicación del producto. Los más relevantes son:

- Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión.
- Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste. Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto.
- Una buena resistencia al choque y al cizallamiento.
- Su responsabilidad es generar una fuerza de fricción en oposición a la rotación del disco de freno. Esta fuerza de fricción se relaciona con la fuerza de mordaza creada por la pinza de freno de la siguiente forma:

$$F_{\text{fricción}} = F_{\text{pinza}} \times U_{\text{pad}} \quad (2.18)$$

Donde:

$F_{\text{fricción}}$ = Fuerza de fricción generada por la oposición a la rotación del disco de freno producido por las pastillas de freno (N).

U_{pad} = Coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco de freno.

F_{pinza} = Fuerza de la pinza

Debemos reseñar que aparte de asumir un 100% de eficacia de funcionamiento, los componentes y la superficie de las pastillas, el coeficiente de fricción entre dichos elementos no es un valor estable sino que cambia en función de las condiciones de funcionamiento, tales como temperatura, tiempo de funcionamiento, presión, humedad. A su vez la presión que ejerce la pastilla sobre el disco suponiendo que no sufre deformación alguna durante el proceso sería la siguiente:

$$P_{\text{pad}} = \frac{F_{\text{pinza}}}{A_{\text{pad}}} \quad (2.19)$$

Pedal de freno

El pedal de freno sirve para multiplicar la fuerza ejercida por el pie del conductor. El incremento de la fuerza será igual a la fuerza aplicada por el conductor multiplicado por la relación del pedal de freno:

$$F_{s,p} = F_{e,p} \times \frac{L_2}{L_1} \quad (2.20)$$

Donde:

$F_{s,p}$ = Fuerza a la salida del conjunto del pedal freno (N).

$F_{e,p}$ = Fuerza a la entrada aplicada por el conductor en la plataforma del pedal (N).

L_1 = Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la articulación del vástago de salida de accionamiento de la bomba (mm).

L_2 = Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la plataforma de accionamiento (mm).

El pedal de freno aunque pudiera parecer irrelevante, juega un papel fundamental en el sistema, a través de él, el conductor accionará el sistema de frenos y éste a su vez le comunicará a través de su tacto una serie de sensaciones de control y seguridad o percibirá si su funcionamiento es correcto o no. Además la dureza del pedal debe ser tal, que sea lo suficientemente dura para poder modular correctamente la fuerza que queremos aplicar en cada instante, pero que en ningún momento exceda unos límites que consigan fatigar al conductor.

Corrector de frenada

Los limitadores de frenada o correctores de presión tienen la función de reducir la presión que llega al tren trasero con el fin de que no se llegue al bloqueo en esas ruedas. Existen diferentes modos de funcionamiento de los correctores.

Pinzas de freno

La pinza de freno es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. La pinza es un elemento crítico del sistema de freno y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos.

Existen diferentes tipos de caliper (pinzas) de freno según el sistema de freno y el fabricante. Sin embargo todas se basan en el hecho de que después de liberar la presión del circuito, permiten que la pastilla de freno, continúe en contacto con el disco de freno, de forma que en la próxima frenada, el efecto de esta sea inmediato sin necesitar un tiempo de aproximación entre la pastilla y el disco de freno. Este contacto queda garantizado por los retenes del pistón del caliper, por el propio sistema hidráulico y lógicamente genera un efecto permanente de frenado (residual torque) cuyo valor es crítico para el buen funcionamiento del sistema.

La principal función de la pinza de freno es transformar la presión hidráulica transmitida a través de los conductos en una fuerza mecánica lineal.

$$F_{\text{pinza}} = n_{\text{pistones}} \times P_{\text{pistón}} \times A_{\text{pistón}} \quad (2.21)$$

Donde:

F_{pinza} = Fuerza lineal mecánica generada por la pinza de freno (N).

$A_{\text{pistón}}$ = Área efectiva del pistón de la cara de la pinza de freno mencionada (mm^2).

n_{pistones} = Número de pistones que actúan sobre la pastilla.

$P_{\text{pistón}}$ = Presión hidráulica transmitida a la pinza de freno (caliper) (N/mm^2).

Disco de freno

Los discos de freno son la superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que el disco gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben de conseguir que el calor producido sea transmitido a la atmósfera lo más rápidamente posible, ya que sino, las temperaturas a las que operaría el sistema serían muy elevadas llegando incluso al colapso del sistema.

El disco de freno constituye el principal disipador de calor del sistema de freno. Pero además una de sus principales responsabilidades es la de generar un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción creada en las superficie de las pastillas de freno. Este esfuerzo está relacionado con la fuerza de fricción a través de la siguiente expresión:

$$N_{\text{frenado}} = 2 \times F_{\text{fricción}} \times R_{\text{ef}} \quad (2.22)$$

Donde:

N_{frenado} = Esfuerzo de torsión o par generado por el disco de freno (Nm).

2 = Dos pastillas en posición opuesta.

R_{ef} = Radio efectivo del disco (m). Distancia comprendida entre el centro de rotación del disco al centro de presión de los pistones.

$$R_{\text{ef}} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_e^3 - r_i^3)}{(r_e^2 - r_i^2)} \quad (2.23)$$

Donde:

r_e = Radio exterior del disco de freno (m)

r_i = Radio interior del disco de freno (m)

Debido a que el rotor está mecánicamente unido a la rueda, y considerando que el neumático se encuentra rígidamente unido a está, el par será constante a través del conjunto de elementos de rotación:

$$N = N_{\text{rueda}} = N_{\text{neumático}} \quad (2.24)$$

Donde:

N = Par del conjunto de rotación (rueda)

$N_{\text{neumático}}$ = Esfuerzo de rotación en el neumático.

N_{rueda} = Esfuerzo de rotación en la rueda

Dimensionamiento del sistema de freno

Para llevar a cabo el dimensionamiento del sistema se ha de tener un absoluto conocimiento en todo momento de las fuerzas y pares que actúan a lo largo de los componentes que lo forman.

El par máximo de frenado vendrá determinado por el contacto neumático-asfalto, justo en el momento inmediatamente anterior a su deslizamiento, por tanto el máximo valor de par de frenado generado por el rozamiento entre el disco y la pastilla podrá alcanzar como máximo dicho valor

para no provocar el bloqueo de las ruedas, y en consecuencia la total inestabilidad del vehículo.

De esta forma el dimensionamiento de los elementos del sistema de freno a instalar en un vehículo vendrá determinado a través de la igualdad establecida entre ambas expresiones de par de frenado obtenidos por caminos diferentes, y que nos permitirán determinar el radio óptimo de los discos de freno así como de los diámetros convenientes de los pistones de las bombas hidráulicas y de las pinzas de freno. [16]

Las expresiones de los pares de frenado como consecuencia del contacto neumático-asfalto son:

$$N_d = F_{d,d} \cdot R_d = \mu \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_d \quad (2.25)$$

$$N_t = F_{t,d} \cdot R_t = \mu \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_t \quad (2.26)$$

Donde:

N_d = momento sufrido en la rueda delantera

N_t = momento sufrido en la rueda trasera

R_d = Radio efectivo del neumático delantero (brazo del momento) (m).

R_t = Radio efectivo del neumático trasero (brazo del momento) (m)

μ = Coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

WB = Distancia entre ejes (Batalla) (mm)

P_d = Fuerza vertical del eje delantero (kg)

P_t = Fuerza vertical del eje trasero (kg)

P = Fuerza vertical total del vehículo

g = Aceleración de la gravedad (9,8 m/s²)

a_v = Aceleración del vehículo.

h_{cg} = Distancia vertical del CG al suelo (mm)

A su vez los pares de frenado como consecuencia del contacto disco-pastilla son:

$$N_{\text{frenado,d}} = 2 \cdot \mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot P_{\text{piston}} \cdot A_{\text{piston}} \cdot R_{\text{efec,d}} \quad (2.27)$$

$$N_{\text{frenado,t}} = 2 \cdot \mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot P_{\text{piston}} \cdot A_{\text{piston}} \cdot R_{\text{efec,t}} \quad (2.28)$$

Donde:

$N_{\text{frenado,d}}$ = Par de frenado delantero del contacto disco pastilla (N)

$N_{\text{frenado,t}}$ = Par de frenado trasero del contacto disco pastilla (N)

μ_{pad} = Coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco de freno

n_{pistones} = Número de pistones

$P_{\text{pistón}}$ = Presión del pistón (N/mm^2)

$A_{\text{pistón}}$ = Área del pistón (mm^2)

$R_{\text{efec,d}}$ = Radio efectivo del disco delantero (mm)

$R_{\text{efec,t}}$ = Radio efectivo del disco posterior (mm)

Igualando las expresiones correspondientes para un mismo eje, y sabiendo que nuestro vehículo posee dos discos delanteros y un único disco trasero, estaremos por tanto obligados, en esta situación, a distribuir de forma equilibrada el par de frenada creado por el contacto neumático-asfalto en el eje delantero a cada uno de los discos delanteros, luego tendremos que dividir por 2 dicho valor. Por el contrario el disco trasero tendrá que igualar la totalidad del par de frenado creado en el eje trasero.

Y por tanto sus diámetros serán:

$$D_{\text{efec,d}} = \frac{\mu D_{b,d}^2 \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2 \cdot \mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{e,p}}{2} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{\text{piston}}^2} \quad (2.29)$$

$$D_{\text{efec,t}} = \frac{\mu \cdot D_{b,t}^2 \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{e,p}}{2} \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{\text{piston}}^2} \quad (2.30)$$

Donde:

μ_{pad} = Coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco de freno

μ = Coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

WB = Distancia entre ejes (mm)

F_{ep} = Fuerza a la entrada aplicada por el conductor en la plataforma del pedal (N).

L_1 = Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la articulación del vástago de salida de accionamiento de la bomba (mm).

L_2 = Distancia comprendida entre la articulación del pedal de freno hasta la plataforma de accionamiento (mm).

P_d = Fuerza vertical del eje delantero (kg)

P_t = Fuerza vertical del eje trasero (kg)

P = Fuerza vertical total del vehículo (Kg)

g = Aceleración de la gravedad ($9,8 \text{ m/s}^2$)

R_d = Radio efectivo del neumático delantero (m).

R_t = Radio efectivo del neumático trasero (m)

a_v = Aceleración máxima.

h_{cg} = Distancia vertical del CG al suelo (mm)

2.3.1 Dinámica de la frenada.

2.3 .1.1 Conversión de energía.

Es bien conocido que el sistema de freno convierte la energía cinética de un vehículo en movimiento en energía térmica.

La energía cinética de un cuerpo en movimiento es definida de la siguiente forma:

$$Energía_{cinética} = \frac{1}{2} \times m_v \times v_v^2 \quad (2.31)$$

Donde:

m_v = Masa del vehículo en movimiento (kg).

v_v = Velocidad del vehículo en movimiento (m/s^2).

Idealmente consideraremos que esta energía es completamente absorbida por el sistema de freno y convertida íntegramente en energía térmica de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2} \times m_v \times v_v^2 \Rightarrow m_{componentes} \times C_p \times \Delta T_{componentes} \quad (2.32)$$

Donde:

$m_{componentes}$ = Masa de los componentes del sistema de freno que absorben la energía (Kg).

C_p = Calor específico de los componentes del sistema de freno que absorben la energía (una constante basada en las propiedades del material).

$\Delta T_{componentes}$ = Incremento de temperatura experimentado por los componentes del sistema de freno que absorben la energía.

Debemos resaltar que habitualmente los discos de freno son los principales elementos que absorben energía en situaciones de frenadas aisladas y temporales.

De esta forma vemos como el incremento de la temperatura es directamente proporcional a la masa del vehículo en movimiento. Más importante es, quizás, el hecho de que dicho incremento sea proporcional al cuadrado de la velocidad del vehículo.

En otras palabras, a doble velocidad, teóricamente le corresponde el cuádruple de incremento en la temperatura. Por tanto pequeños incrementos de velocidad pueden producir grandes efectos en la temperatura de los frenos.

En aplicaciones prácticas, la resistencia a la rodadura, resistencia aerodinámica, aceleración de la gravedad y otras pérdidas mecánicas juegan también un papel importante en la absorción de energía, pero para establecer

estas relaciones fundamentales debemos limitar nuestro estudio despreciando dichos efectos.

2.3.1.2 Deceleración de un vehículo en movimiento.

Basándonos en las leyes de Isaac Newton, si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo este experimenta una aceleración. Si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento se denomina deceleración. En el caso de un vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la deceleración será igual al siguiente factor:

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} \quad (2.33)$$

Donde:

a_v = Deceleración del vehículo (m/s²).

F_{total} = Fuerza total de reacción entre el vehículo y la calzada (N).

2.3.1.3 Cinética de un vehículo que experimenta una deceleración.

Integrando la deceleración de un cuerpo en movimiento con respecto al tiempo nos permite determinar su velocidad. Integrando de nuevo dicha expresión podemos determinar su posición. Aplicando esta relación a un vehículo que experimenta una deceleración lineal, la distancia de frenada teórica de un vehículo en movimiento puede ser calculada de la siguiente forma:

$$D_f = \frac{V_v^2}{2 \times a_v} \quad (2.34)$$

Donde:

D_f = Distancia de frenada.

2.3.1.4 Determinación de los parámetros relativos a la distribución de pesos estáticos del vehículo

Bajo condiciones de aceleración nula, un vehículo posee una distribución de pesos constante que se distribuye como un porcentaje establecido del total a las cuatro ruedas del vehículo. En una vista lateral, la suma del peso de la rueda delantera izquierda y derecha será igual al soportado por el eje delantero, y de igual forma sucederá con el eje posterior. Si estos valores son conocidos, entonces podemos rápidamente calcular la distribución estática de pesos en el vehículo:

$$\text{Distribución peso delantero} = \frac{P_d}{P} \times 100 \quad (2.35)$$

$$\text{Distribución peso trasero} = \frac{P_t}{P} \times 100 \quad (2.36)$$

Donde:

P_d = Fuerza vertical del eje delantero (kg)

P_t = Fuerza vertical del eje trasero (kg)

P = Fuerza vertical total del vehículo (kg)

Si la distribución de pesos estática es conocida, entonces el cálculo de la posición horizontal del centro de gravedad (CG) es simplemente función de la geometría del vehículo:

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \times WB \quad (2.37)$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \times WB \quad (2.38)$$

Donde:

$CG_{d,x}$ = Distancia desde el eje delantero al CG (mm).

$CG_{t,x}$ = Distancia desde el eje trasero al CG (mm).

WB = Distancia entre ejes (mm)

De estas relaciones es naturalmente demostrable que:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = WB \quad (2.39)$$

2.3.1.5 Consecuencias dinámicas experimentadas en la deceleración de un vehículo.

Siempre que un vehículo experimenta una deceleración, la fuerza efectiva neta o peso ejercido en cada rueda cambiará. Mientras que el peso total del vehículo permanece constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un incremento mientras que el eje trasero decrecerá en la misma medida. Como podemos seguir en la siguiente relación, dicha magnitud es función de la deceleración y geometría del vehículo:

$$TP = \left(\frac{a_x}{g}\right) \times \left(\frac{h_{cg}}{WB}\right) \times P \quad (2.40)$$

Donde:

TP = Peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero (N).

g = Aceleración de la gravedad (9,8 m/s²)

h_{cg} = Distancia vertical del CG al suelo.

Para calcular la distribución real de fuerzas sobre los ejes delanteros y traseros debemos seguir las siguientes expresiones:

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad (2.41)$$

$$P_{t,d} = P_t + TP \quad (2.42)$$

Donde:

$P_{d,d}$ = Peso sufrido por el eje delantero durante la deceleración.

$P_{t,d}$ = Peso sufrido por el eje trasero durante la deceleración.

De estas expresiones es sencillo comprobar que para una determinada deceleración se cumple que:

$$P_{d,d} + P_{t,d} = P \quad (2.43)$$

2.3.1.6 Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

Cuando un vehículo experimenta una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada. Bajo condiciones estáticas, la fuerza máxima de frenado que un eje es capaz de producir está definida por la siguiente expresión:

$$F_{f,d} = \mu \times P_d \quad (2.44)$$

$$F_{f,t} = \mu \times P_t \quad (2.45)$$

Donde:

$F_{f,d}$ = Fuerzas combinadas de frenada en los neumáticos delanteros (N).

$F_{f,t}$ = Fuerzas combinadas de frenada en los neumáticos traseros. (N)

μ = Coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

Sin embargo, como resultado de la transferencia de peso durante la deceleración, la máxima fuerza de frenada que un eje es capaz de producir se ve modificada de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu \times P_{d,d} = \mu \times (P_d + TP) \quad (2.46)$$

$$F_{f,t} = \mu \times P_{t,d} = \mu \times (P_t + TP) \quad (2.47)$$

Como se puede comprobar en las expresiones anteriores, la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenada del eje delantero mientras que disminuye la del eje trasero. Este análisis asume que μ es constante durante la deceleración.

De esta forma la fuerza total máxima de frenada vendrá determinada por la suma de las fuerzas desarrolladas por el eje delantero y trasero del vehículo:

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} \quad (2.48)$$

A su vez, podemos relacionar dicha fuerza máxima con el peso del vehículo a través del coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

$$F_{max} = (F_{d,d} + F_{t,d}) \times \mu = P \times \mu \quad (2.49)$$

En el caso de un vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la deceleración será igual al siguiente factor:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} \quad (2.50)$$

Donde:

a_v = deceleración del vehículo.

Basándonos en ambas expresiones se obtiene que:

$$F_{max} = P \cdot \mu = m_v \cdot a_v \quad (2.51)$$

$$\mu = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g} \quad (2.52)$$

De donde concluimos que la máxima aceleración esperada que puede obtenerse en el proceso de frenada del vehículo coincide con el coeficiente de fricción entre neumático y asfalto.

Así, el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \times \left(\frac{h_{cg}}{WB} \right) \times P \right] \cdot R_d \quad (2.53)$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \times \left(\frac{h_{cg}}{WB} \right) \times P \right] \cdot R_t \quad (2.54)$$

Donde:

R_d = Radio efectivo del neumático delantero (m).

R_t = Radio efectivo del neumático trasero (m)

2.3.1.7 Cálculo del balance óptimo de frenada.

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente de fuerzas de frenado delanteras y traseras deberá ser igual al cociente de fuerzas verticales delanteras y traseras. Bajo condiciones estáticas, esto implica que:

$$\frac{F_{tren,d}}{P_d} = \frac{F_{tren,t}}{P_t} \quad (2.55)$$

Sin embargo, debido a la transferencia de pesos producida durante la frenada:

$$\frac{F_{tren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{tren,t}}{P_{t,d}} \quad (2.56)$$

En base a esta relación podemos llegar a la conclusión de que el cociente de las fuerzas de frenadas delanteras y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los componentes del sistema, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y traseras es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo.

Esto indica que la relación puede solo ser optimizada para una determinada deceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

CAPÍTULO III

3 ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMA DE FRENO.

3.1 Selección del tren de potencia y sistema de freno.

El tren de potencia a ser utilizado pertenece al modelo HONDA CB 550, que cumple con las especificaciones del reglamento FAU (Anexo 1), se trata de un motor con cuatro cilindros en línea de 544 cm³ que ya incorpora la primera etapa de reducción y la caja de cambios secuencial de cinco velocidades.

TABLA 3.1: DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR

Fabricante	Honda
Motor	544 cc refrigerado por aire de 8 válvulas SOHC cuatro transversal diámetro x carrera: 58,5 x 50,6mm CR:9,0:1
Velocidad máxima	102 mph (164 km/h)
Poder	50 CV (37 kW) @ 8.500 rpm
Par	30,4 pies (41,2 N m) @ 7.500 rpm
Transmisión	5-velocidad Frente: 35 mm de las horquillas

Sistema de frenos

Al no existir un sistema de frenos se vio la necesidad de implementar un sistema adecuado y eficaz que cumpla con los requisitos del reglamento FAU (Anexo 1).

Los componentes del sistema de freno constarán de los siguientes elementos a seleccionar, en cuanto a longitudes, diámetros, áreas o coeficientes de fricción, buscando determinar las variables fundamentales que caracterizan cada uno de ellos:

- Bomba de freno delantera y trasera

- Pastillas de freno
- Pedal de freno
- Repartidor de frenado
- Pinzas de freno
- Discos de freno delanteros y trasero

3.1.1 Plan de pruebas.

El plan de pruebas consiste en la toma de datos del tren de potencia a temperatura normal de funcionamiento (90 °C).

3.1.1.1 Ensayo de compresión.

Se mide la presión en cada uno de los cilindros mediante la utilización del compresómetro.

TABLA 3.2: VALOR DE LA PRESIÓN EN LOS CILINDROS DEL MOTOR

Número de cilindro	Psi
Cilindro 1:	145
Cilindro 2:	150
Cilindro 3:	154
Cilindro 4:	160
Promedio	152,25



Figura 3.1: Toma de medidas de compresión

3.1.1.2 Dosificación de la mezcla.

Los gases emitidos por el motor son medidos por un sensor de oxígeno, mediante este instrumento podemos establecer qué tipo de combustión se está realizando en el interior del cilindro.

Si el voltaje está entre 0.1- 0.5 la mezcla es pobre y si el voltaje está entre 0.5-0.9 la mezcla en el interior del cilindro es rica, la combustión ideal se realiza cuando el voltaje del sensor varía de 0.1 a 0.9.



Figura 3.2: Trabajo del sensor de oxígeno

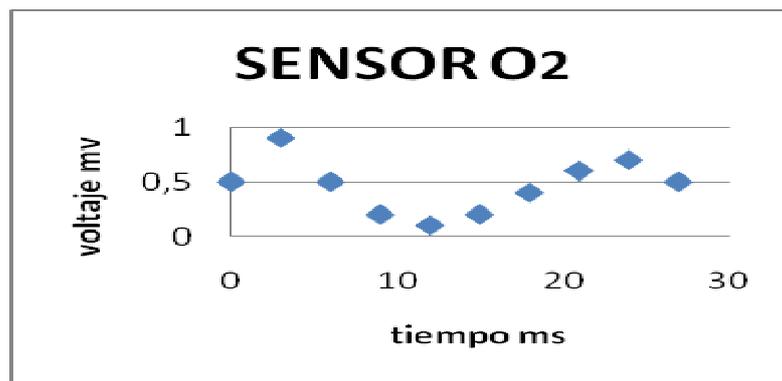


Figura 3.3: Gráfica del sensor de oxígeno

TABLA 3.3: VOLTAJE EN EL SENSOR DE OXÍGENO

Tiempo(ms)	Voltaje (v)
0	0,5
3	0,9
6	0,5
9	0,2
12	0,1
15	0,2
18	0,4
21	0,6
24	0,7

3.1.1.3 Presión de aceite.

La presión de aceite es medida por un manómetro, el cual nos indica la presión que existe en el riel de lubricación indicándonos si satisface la película de aceite en el momento de la fricción.



Figura 3.4: Medición de la presión de aceite

TABLA 3.4: VALORES DE LA PRESIÓN DE ACEITE

Presión(psi)	Tiempo (ms)
0	0,05
0	0,10
0,5	0,15
0,5	0,2
1,5	0,25
1,5	0,3
2	0,35
2	0,4

TABLA 3.5: DESMONTAJE DEL MOTOR

N°	Actividades	Simbología	Tiempo (h)	Observaciones
1	Inspeccionar el estado completo del motor y proveer de todas las herramientas	○ ■ ⇒ D △	0,5	Identificar fugas o posibles desperfectos externos
2	Desconectar el sistema eléctrico	● □ ⇒ D △	0,2	Ejecutar en el orden de encendido
3	Desmontaje del tren de potencia	● □ ⇒ D △	0,5	
4	Desmontaje del colector de admisión y escape	● □ ⇒ D △	0,3	
5	Inspección de los puntos de sincronización	○ ■ ⇒ D △	0,2	Prever que el émbolo 1 esté ubicado en el punto muerto superior
6	Desmontaje de la distribución, árbol de levas y culata.	● □ ⇒ D △	0,7	Ejecutar en orden
7	Desmontaje de la caja de cambios y embrague	● □ ⇒ D △	0,4	
8	Desmontaje del cigüeñal	● □ ⇒ D △	0,3	
9	Ubicación ordenada de las partes	○ □ ⇒ D ▲	0,2	
TOTAL			3,3	

3.1.2 Análisis de resultados.

Luego de encender el motor por un tiempo de 10 minutos y alcanzar la temperatura ideal. Se procedió a realizar las pruebas, durando un tiempo de 45 minutos, obteniendo una compresión de 152.25 Psi el cual nos indica que esta en un parámetro normal de funcionamiento, la mezcla en el interior del cilindro es ideal y la presión de aceite es baja a las características que presenta este motor.

3.2 Medición y análisis.

Una vez verificados los valores del tren de potencia se procede al desmontaje del motor, siguiendo el siguiente proceso Tabla 3.5. Las figuras del proceso real de desmontaje del motor mostrado paso a paso están detalladas en Anexo 2.

3.2.1 Elementos constitutivos del motor.

- **CULATA**

TABLA 3.6: MEDIDAS DE LA CULATA

CILINDRO	1	2	3	4	UNIDAD
TOBERA DE ADMISION	26,04	26,01	26,01	26,03	Mm
ESCAPE	28,99	29	29,01	28,99	Mm
SUPERFICIE	86,27	86,27	86,27	86,27	Mm
VOLUMEN	16,99	16,996	16,99	16,99	Cc



Figura 3.5: Medidas en la culata

- **VÁLVULAS**

TABLA 3.7: VALORES DE LAS VÁLVULAS DEL MOTOR

	DIÁMETRO	ASIENTO	ALTURA	GUIA	UNIDAD	CABEZA	ANGULO
ADMISION	26,19	3,8	92,17	5,44	mm	Cóncava	45°
ESCAPE	24,9	3,8	92,17	5,44	mm	Cóncava	45°



Figura 3.6: Medidas de válvula

- CARBURADOR**

TABLA 3.8: MEDIDAS DEL CARBURADOR

CARBURADOR	DIÁMETRO DE ENTRADA	DIÁMETRO DE SALIDA	UNIDAD
individual por cilindro	35,6	26,9	Mm



Figura 3.7: Medidas del carburador

- **COLECTOR DE ADMISIÓN**

TABLA 3.9: MEDIDAS DEL COLECTOR DE ADMISIÓN

TIPO	LONGITUD	DIÁMETRO DE ENTRADA	DIÁMETRO DE SALIDA	UNIDAD
SIMPLE	77,11	35,6	24,15	Mm



Figura 3.8: Medidas del colector de admisión

- **TUBO DE ESCAPE**

TABLA 3.10: DIÁMETROS DEL TUBO DE ESCAPE

TIPO	SECUENCIA	DIÁMETRO DE ENTRADA	DIÁMETRO DE SALIDA	UNIDAD
NORMAL	4-1	26,73	44,69	Mm



Figura 3.9: Medidas del tubo de escape

- **ÉMBOLO**

TABLA 3.11: DIÁMETRO DEL ÉMBOLO DE ALTA COMPRESIÓN

Cota	Dimensiones(mm)
D	59.86
h.	4.5
L	51.8
L1	28.8
d.	15
l	22.2
s.	3.5



Figura 3.10: Émbolo

- **CILINDROS**

TABLA 3.12: VALOR DEL DIÁMETRO DEL CILINDRO

TIPO	DIÁMETRO	UNIDAD
1	60.2	Mm
2	60.1	Mm
3	60.1	mm
4	60	mm



Figura 3.11: Medida del cilindro

3.2.2 Sistema de transmisión.

TABLA 3.13: VALORES DE LA CAJA DE CAMBIOS

	EJE 1	UNIDAD	DIENTES		EJE 2	UNIDAD	DIENTES
PIÑON 1	38,9	mm	17	PIÑON 1	84,7	mm	40
PIÑON 2	60,8	mm	28	PIÑON 2	62,7	mm	29
PIÑON 3	55,2	mm	26	PIÑON 3	68,5	mm	33
PIÑON 4	48,4	mm	22	PIÑON 4	75,4	mm	36
PIÑON 5	64,5	mm	30	PIÑON 5	58,9	mm	27



Figura 3.12: Sistema de transmisión

3.3 Criterios técnicos para el trucaje del motor.

Determinados los valores de los diferentes elementos que constituyen el tren de potencia se procede al estudio para establecer las modificaciones y mejoras a realizar.



Figura 3.13: Tren de potencia

3.3.1 Culata.

A pesar de que los sistemas de succión y expulsión son diseñadas por sus constructores, pensando en todas las posibilidades y en dar al mismo las mejoras características podemos mencionar que es posible modificarlo en

pequeños aspectos, mejorando el sistema de respiración del motor con el pulido, retirando las asperezas de la fundición original, evitando dejar ralladuras transversales y manteniendo un radio de curvatura, de tal manera que el aire no choque, su pulido no es al límite de brillo, ya que una superficie un tanto rugosa mejora notablemente la mezcla de las partículas de aire y combustible en su camino al cilindro.



Figura 3.14: Culata

3.3.2 Las válvulas.

Al estar expuestas a mayores esfuerzos térmicos debido a la alta temperatura ocasionada en la combustión en un motor modificado, todo motor está diseñado para dar los mejores resultados y dando a las partes móviles mayor duración posible, al no existir en el medio un kit nuevo, las válvulas no admiten su modificación.



Figura 3.15: Válvula

3.3.3 La carburación.

Al encontrar una alimentación individual por cilindro, que es de gran eficiencia para un incremento y notable potencia, no existe la necesidad de alguna modificación.



Figura 3.16: Despiece del carburador

3.3.4 Filtro de aire.

Al no existir a un inicio la presencia de un purificador de aire se ve la necesidad de estudiar en el medio la forma de acoplar un sistema de filtrado. El filtro de aire a utilizar está diseñado para alcanzar un flujo de aire alto y virtualmente sin restricciones, mientras se mantienen los niveles críticos de filtrado para garantizar una vida prolongada del motor. Un filtro individual para cada carburador es el medio más eficaz para purificar el flujo de aire.



Figura 3.17: Filtro de aire

3.3.5 Colector de admisión.

El sistemas de succión es simple y directa en este caso, la única modificación es mejorar la entrada de la mezcla hacia el motor con el pulido y retirada de las asperezas de la fundición original, facilitando la circulación de flujo de mezcla con mayor rapidez y eficiencia hacia la cámara, logrando así un mayor y mejor llenado para su combustión.



Figura 3.18: Colector de admisión

3.3.6 Tubos de escape.

Sistema header permite al motor evacuar rápidamente los gases quemados, permitiendo a su vez el ingreso rápido de la mezcla fresca de admisión, con ello se logra mejorar la respiración efectiva del motor y consecuentemente el incremento de la potencia entregada.

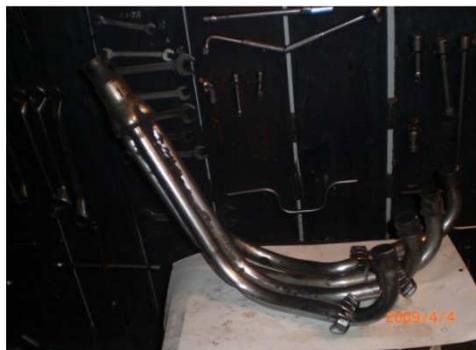


Figura 3.19: Escape

3.3.7 Levas.

El árbol de levas se encontró con desgaste por el uso, presenta ralladuras en los puntos de apoyo y desgaste de las levas, se debe cambiar para lograr excelente funcionalidad en el sistema, pero al no existir disponible en el mercado, tampoco es posible repararlo, ni existe la maquinaria apropiada en el medio para fabricarlo; en consecuencia no se procede a su modificación, pero tomando en cuenta que con un pulido en las partes ásperas de éste, se lograra una mejor refrigeración en el árbol de levas.



Figura 3.20: Árbol de levas

3.3.8 Cilindros vaciados y émbolos.

Para un mejor proceso de combustión se estimó la rectificación y bruñido de los cilindros, mejorando así la eficiencia del motor.

El émbolo al ser el elemento del motor que está expuesto a los mayores esfuerzos tanto térmico como mecánico (dilatación y resistencia), son elementos que requieren de un alto diseño y calidad de material.

Por ello la utilización de émbolos nuevos mejoraría notoriamente la potencia y por consiguiente se rectificaría el cilindro.



Figura 3.21: Cilindros y émbolos

3.3.9 Modificación en el encendido.

El motor original ha sido diseñado con un sistema de encendido por contactos o platinos, luego de un estudio en el medio se concluyó que es indispensable instalarlo con un sistema de encendido electrónico, ya que sus características ofrecen una gran seguridad y eficiencia de funcionamiento, destacando el sistema de encendido HALL (bujía, cables, bobina, modulo, magnetos, automático).

3.3.10 Cigüeñal.

Un asunto muy importante es el de mantener al eje cigüeñal con idénticas características o mejores si fuera posible, de las que tiene un cigüeñal estándar, por ello se estima un rectificado a los codos de biela y bancada, ayudándonos siempre con el pulido de las paredes ásperas que nos van ayudar en la refrigeración del mismo.



Figura 3.22: Cigüeñal

3.3.11 Bielas.

Es otro de los elementos muy importantes del motor, que es posible modificarlo, especialmente en lo que se refiere a su peso y a las mejoras de lubricación, las bielas son diseñadas originalmente para un desempeño eficaz, pero aun permitiendo un trucaje a la cabeza, pie y cuerpo de la biela, aportando así al régimen de giro.



Figura 3.23: Biela

3.4 Criterio técnico para caja de velocidades.

El sistema de transmisión de las motocicletas es de diente recto, es un sistema integrado, el beneficio que brinda es eficaz y suficiente al prestar cinco marchas, que permite revolucionar y alcanzar altas velocidades en pocos segundos, cubriendo las expectativas para dicho propósito.



Figura 3.24: Transmisión de velocidades

3.5 Criterio técnico para el sistema de freno.

Los elementos a seleccionar para la adaptación del sistema de freno de acuerdo a las características de funcionamiento y el desempeño eficaz, son los que seguidamente se describe, con los cuales se verificara si estos elementos cumplen los requisitos para el frenado óptimo del buggy.

3.5.1 Bomba de freno.

La bomba de freno es la utilizada en un vehículo Lada con las siguientes características:

Dimensiones compactas

Rápido accionamiento (Corta distancia de cierre)

Brida de montaje.

Especificaciones técnicas:

Peso: 0.3 Kg.

Movimiento completo: 25.4mm

Diámetro pistón: 15.8mm (5/8 in)



Figura 3.25: Bomba de freno

3.5.2 Pastilla de freno.

Pastilla de freno con las siguientes características:

Material de fricción: 400F

Coefficiente fricción: 0.45

Área material fricción: 22.4cm²



Figura 3.26: Pastilla de freno

3.5.3 Pedal de freno.

Pedal de freno de las siguientes características:

Material: AINSI 1020

Radio pedal: 4.8:1

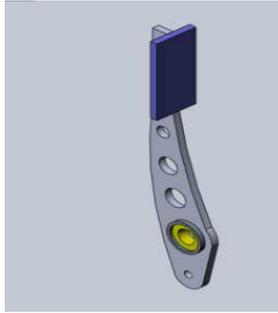


Figura 3.27: Pedal de freno

3.5.4 Repartidor de frenado.

Repartidor de frenada construida:

Material AINSI 1020

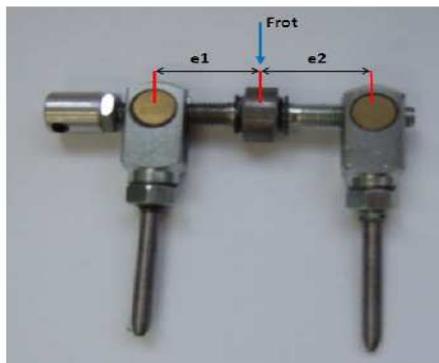


Figura 3.28: Repartidor de frenada

3.5.5 Pinza de freno.

Pinza de doble pistón modelo GY6 200 para las ruedas delanteras y para las ruedas posteriores pinza de doble pistón modelo Traxx 150, con las siguientes características y especificaciones técnicas.

Pinzas utilizadas en las ruedas delanteras

Doble pistón en aleación de aluminio.

Doble cuerpo independiente en aleación de aluminio.

Ensamblaje por medio de tornillos

Retenes de alta resistencia a la temperatura.

Tratamiento superficial anodizado de alta calidad.

Clips de retención de pastillas de freno R Clip.

Utilizable en ambas posiciones, rueda derecha e izquierda.

Especificaciones técnicas:

Tamaño pistón: 25mm x 2

Área pistón: 490.87 mm²

Peso (sin pastillas): 800g



Figura 3.29: Pinza de freno delantera

Pinza utilizada en la rueda trasera

Doble pistón en aleación de aluminio.

Doble cuerpo independiente en aleación de aluminio.

Ensamblaje por medio de tornillos hexagonales

Retenes de alta resistencia a la temperatura.

Tratamiento superficial anodizado de alta calidad.

Clips de retención de pastillas de freno R Clip.

Utilizable en ambas posiciones, rueda derecha e izquierda.

Especificaciones técnicas:

Tamaño pistón: 30mm x 2

Área pistón: 706.85 mm²

Peso (sin pastillas): 1 kg



Figura 3.30: Pinza de freno posterior

3.5.6 Discos de freno.

Disco sólido de hierro fundido, que utiliza un vehículo Chevrolet Corsa para las ruedas delanteras y un disco ventilado modelo GY 200 para las ruedas posteriores con las siguientes características:

Disco delantero

Diámetro exterior: 190 mm

Diámetro efectivo: 177.5mm

Diámetro interior: 120 mm

Espesor: 7 mm

Diámetro agujeros montaje: 10mm

Número agujeros montaje: 4

Temperatura máxima trabajo: 600 °C

Peso: 1.5 Kg.



Figura 3.31: Disco de freno delantero

Disco posterior

Diámetro exterior: 260mm

Diámetro efectivo: 245mm

Diámetro interior: 130mm

Espesor: 5mm

Diámetro agujeros montaje: 8mm

Número agujeros montaje: 4

Temperatura máxima trabajo: 600 °C

Peso: 1Kg.



Figura 3.32: Disco de freno posterior

CAPÍTULO IV

4 EJECUCIÓN DE TRUCAJE DEL TREN DE POTENCIA Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA FRENOS.

4.1 Trucaje del tren de potencia.

4.1.1 Trucaje de la culata.

Se utiliza una piedra abrasiva de oxido de aluminio color blanco para materiales de acero y otras aleaciones, modelo RSC 950 para cepillar la superficie de la culata eliminando 0.3 mm logrando minorar la cámara de combustión.

$$v = \frac{V}{Rc - 1}$$

Donde:

Rc = relación de compresión del motor = 9

V = volumen del cilindro unitario (cc)= 135,93

v= volumen de la cámara de combustión (cc)

Sustituyendo datos:

$$v = \frac{135,93}{9 - 1} = 16,99 \text{ cc}$$



Figura 4.1: Culata armada

4.1.2 Trucaje de las válvulas.

Para esta operación se utiliza una fresa de corte en ángulo a 45° de 22 mm de níquel cromado modelo SX545NC con su respectivo portafresas que sirve para un centrado automático de dicha herramienta, además se realiza la limpieza, cambio de sellos, guías y asientos de válvulas, con esto ayudamos a mejorar el flujo de aire que ingresa y el hermetismo que debe existir en cada uno de los ciclos. Una vez terminado el trabajo en todos los asientos de válvulas se realiza el esmerilado de las válvulas.



Figura 4.2: Válvulas verificadas

4.1.3 Adaptación de los filtros de aire.

La adquisición de un filtro de alto rendimiento de fácil acople al carburador ayudará a aumentar el flujo de aire, mejorando la combustión y en consecuencia la potencia.



Figura 4.3: Elemento filtro

4.1.4 Trucaje del colector de admisión.

Consiste en un retoque mediante el pulido de las paredes de los conductos con la finalidad de tener una superficie pulida que evite turbulencias en el momento de llenado del cilindro, para lo cual se utiliza un cepillo y piedras abrasivas GM3, GM236, GM31. (Anexo 3).

4.1.5 Trucaje del colector del escape.

Consiste en la elaboración de un nuevo tubo de escape, con el siguiente procedimiento:

- El diámetro se fija en base a la tobera de admisión.
- La longitud está dada por el análisis de la disponibilidad estructural.
- Otro factor que determina el nuevo diámetro es la disposición del árbol de levas.
- La inclinación está dada para permitir el desfogue adecuado.
- Con esto se logra el máximo rendimiento de expulsión de los gases quemados.

Los elementos son mostrados en el siguiente grafico:

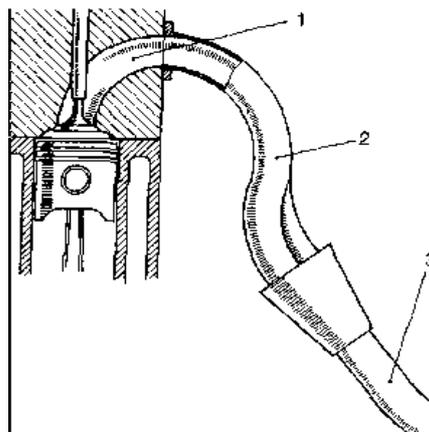


Figura 4.4: Escape del motor.

La salida de los gases por el conducto de escape de la culata (1), lo que entendemos por colector de escape (2) y por tubo de escape primario (3).

Datos del motor

Lc, es la longitud que debe tener el colector de escape

Ge (tiempo de abertura de la válvula de escape) = $80^{\circ}+180^{\circ}+40^{\circ}= 300^{\circ}$

Rpm = 8500

Longitud del colector

$$Lc = \frac{13000 \times Ge}{rpm \times 6}$$

$$Lc = \frac{13000 \times 300}{8500 \times 6} = 76.47 \text{ cm}$$

Diámetro de los tubos

Se utiliza la siguiente fórmula:

$$\emptyset = 2 \times \sqrt{\frac{Vc \times 2}{Lc \times 3,1416}}$$

Donde:

\emptyset = Diámetro de los tubos

Vc = 136 cc

Lc= 76.47cm

$$\emptyset = 2 \times \sqrt{\frac{136 \times 2}{76,47 \times 3,1416}} = 2,128\text{cm}$$

Añadir al \emptyset un 10 % más, el diámetro es 2,34 cm.

Diámetro resultante del tubo

$\emptyset Te$ = El diámetro resultante del tubo

Cil= 544cc

Lc =76.47cm

$$\emptyset Te = 2 \times \sqrt{\frac{cil}{Lc \times 3,1416}}$$

$$\emptyset Te = 2 \times \sqrt{\frac{544}{76,47 \times 3,1416}} = 3 \text{ cm}$$

Para mayor detalle del colector de escape ver plano N°3 en Anexo 4.

4.1.6 Trucaje de cilindros.

Para el rectificado se utiliza la piedra abrasiva carbono siliconada de color Dk. Gray para materiales de aluminio y aceros modelo GS-RGS. La rectificación aproxima el diámetro del cilindro terminado a 1.0 mm (0.040 pulg) de la original y con la bruñida se da el acabado y la medida exacta.

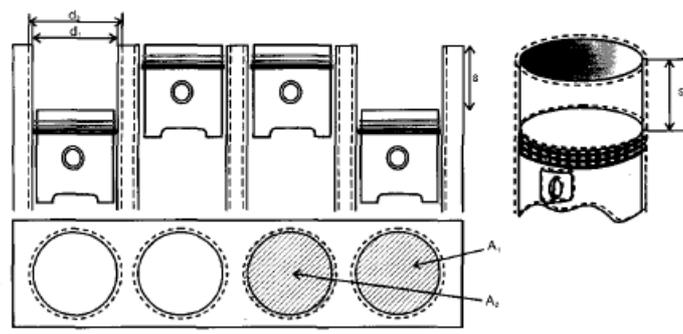


Figura 4.5: Cilindros

Datos:

Diámetro inicial STANDAR = 58,5 mm

Carrera(c) = 50,6mm

$$V = A \times c$$

$$V = \frac{D^2}{4} \times \pi \times c$$

$$V = \frac{58,5^2}{4} \times 3,1416 \times 5,06 = 135,93cc$$

$$Cil = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C \cdot n_c$$

$$Cil = \frac{58,5^2}{4} \times 3,1416 \times 5,06 \times 4 = 543,74cc$$

$$Cil = 543,74cc \approx 544cc$$

Datos del trucaje de los cilindros:

Diámetro final = 60,5 mm

Carrera(c) = 50,6mm

$$V = A \times c$$

$$V = \frac{D^2}{4} \times \pi \times c$$

$$V = \frac{60,5^2}{4} \times 3,1416 \times 5,06 = 145,38cc$$

$$Cil = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C \cdot n_c$$

$$Cil = \frac{60,5^2}{4} \times 3,1416 \times 5,06 \times 4 = 581,55cc$$

$$Cil = 581,55cc \approx 582cc$$



Figura 4.6: Porta cilindro

4.1.7 Émbolos.

Se instalo émbolos convexos (alto rendimiento), los cuales están sobresaliendo del final del cilindro y se adentran en la cámara del cabezote con lo cual cambia automáticamente la relación de compresión.

Debe verificarse que la velocidad del pistón no sobrepase los 20 m/s para que no sufra daños.

Velocidad media máxima

V_e , velocidad del émbolo

n es el número de rpm = 8500 rpm

c la carrera en mm = 50,6 mm

$$V_e = \frac{n \times c \times 2}{60 \times 1000}$$

$$V_e = \frac{8500 \times 50,6 \times 2}{60000} = 14,33 \text{ m/seg}$$



Figura 4.7: Émbolo de competencia

TABLA 4.1: MEDIDAS DEL NUEVO PISTÓN

Cota	Dimensiones(mm)
D	60,3
h.	4.5
L	51.8
L1	28.8
d.	15
l	22.2
s.	3.5

4.1.8 Adaptación del encendido.

Consiste en la adaptación de un nuevo sistema de encendido, compuesto por un generador inductivo tipo Hall el cual envía la señal para el salto de chispa en cada uno de los cilindros, una bobina, bujías de alto rendimiento así como cables con lo cual se garantiza un elevado número de revoluciones de trabajo, gran seguridad y una alta potencia en la chispa de encendido, que a diferencia del platino, no lo conseguía.



Figura 4.8: Sistema electrico

4.1.9 Modificación de las bielas.

Retiramos el material de rugosidad de las bielas para luego pulirlas y lograr que la biela gire a mayor número de revoluciones, los puntos en los que se rebajo en una forma menos comprometida son:

- Zona del sombrerete (Fig. 4.11).
- Partes laterales del pie de biela (2).
- Zona caña del cuerpo de la biela (3).

Ahora bien: todas estas operaciones son bastante delicadas y han de realizarse con la máxima precisión.

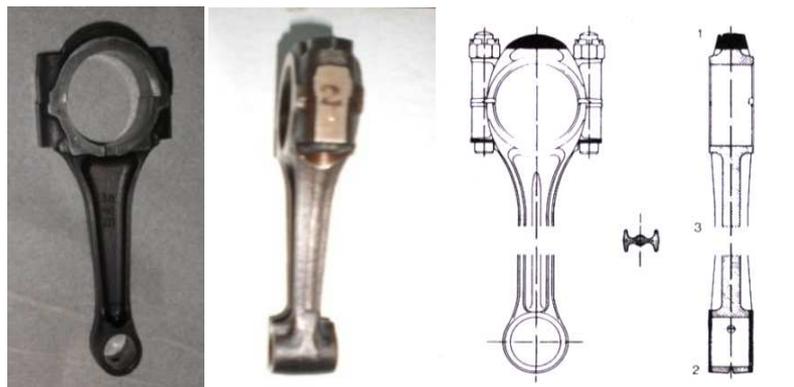


Figura 4.9: Biela alivianada

Sombrerete de biela: Aligerado y pulido de las bielas

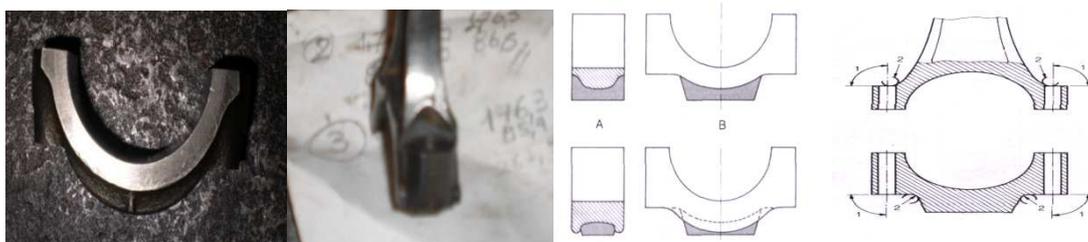


Figura 4.10: Rebaje del sombrerete

Pie de biela

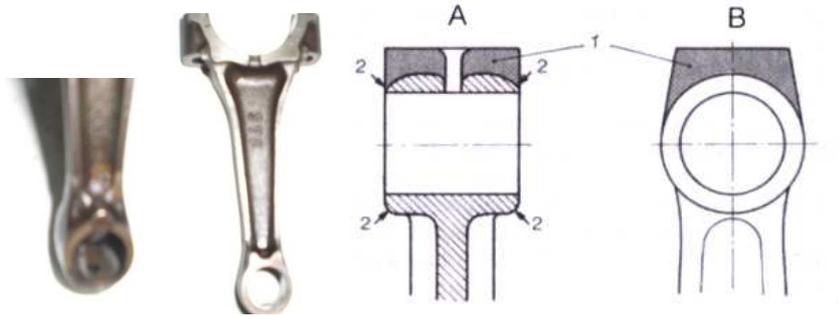


Figura 4.11: Rebaje del pie de biela.

Rebaje en el cuerpo de la biela



Figura 4.12: Pulido de la biela.

En la gran mayoría de los casos lo que se efectúa es, pulir el cuerpo de la biela a base de eliminar de ella todas las rugosidades para asegurarse de que no va a producirse, a través de ellas, puntos donde sea fácil que se inicien grietas en el material, las cuales serían sin duda el origen de una fractura posterior de la biela. Para todos estos procedimientos se ha utilizado piedras abrasivas GM1, GM3, GM15, GM31, GGM112. (Anexo 3).

Con lo cual tenemos la siguiente tabla:

TABLA 4.2: ALIVIANAMIENTO DE LA BIELA

PESO DE LA BIELA (gr)

NÚMERO	CUERPO	SOMBRETERE	CONJUNTO
1	174,1	84,2	258,3
2	174,2	84,4	258,6
3	174,4	84	258,4
4	174,3	84	258,3
Peso total			1033,6

PESO DE LA BIELA ALIVIANADA (gr)

NÚMERO	CUERPO	SOMBRETERE	CONJUNTO
1	172,3	82,9	255,2
2	172,8	82,2	255
3	172,5	82,6	255,1
4	172,7	82,4	255,1
Peso total			1020,4

4.1.10 Trucaje del cigüeñal.

Al encontrar al cigüeñal en condiciones aceptables se realiza el pulido del mismo, para este trabajo se utiliza cintas de lija carbón siliconada de 40 granos en un determinado tiempo, hasta presentar una superficie espejo. Además el pulido de los contrapesos para obtener una mejor lubricación el cigüeñal.



Figura 4.13: Cigüeñal pulido

4.1 Análisis del sistema de frenos.

4.2.1 Cálculo del diámetro de los discos.

Con los datos expuestos anteriormente de los elementos del sistema de frenos, realizar un análisis para verificar el diámetro de los discos de freno mediante las siguientes expresiones:

$$D_{\text{efec,d}} = \frac{\mu D_{b,d}^2 \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_d}{2 \cdot \mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot (1 + \alpha) \frac{F_{e,p}}{2} \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{\text{piston}}^2}$$

$$D_{\text{efec,t}} = \frac{\mu \cdot D_{b,t}^2 \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h_g}{WB} \right) \cdot P \right] \cdot R_t}{\mu_{\text{pad}} \cdot n_{\text{pistones}} \cdot (1 + \alpha) \frac{F_{e,p}}{2} \left(\frac{L_2}{L_1} \right) \cdot D_{\text{piston}}^2}$$

Datos específicos del buggy:

Peso del vehículo= 336 Kg.

Distribución de peso (d, t)= 157 Kg/179 Kg.

Diámetro neumático (d, t)= 533mm/589mm.

Diámetro llanta= 254mm

Coefficiente fricción neumático-asfalto= 1.4

Aceleración máxima= 1.6 g

Batalla= 1900mm

Altura del CG con conductor= 390mm

Recopilando dichos valores característicos de nuestros elementos en una hoja de cálculo EXCEL tenemos la siguiente tabla:

TABLA 4.3: VALORES DEL SISTEMA DE FRENO

	SIGLAS	VALORES
Ø Efectivo Disco Delantero	Def,d	176,24825
Ø Efectivo Disco Posterior	Def,t	243,070295

El diámetro efectivo del disco delantero es **176.2 mm** y del posterior **243,07mm**.

4.2.2 Cálculo par de frenado neumático-asfalto.

4.2.2.1 Determinación de los parámetros relativos a la distribución de pesos estáticos del vehículo.

La distribución de pesos delantero y trasero viene determinadas por las relaciones:

$$Distribución\ peso\ delantero = \frac{P_d}{P} \times 100 = \frac{157}{336} \times 100 = 46.72\%$$

$$Distribución\ peso\ trasero = \frac{P_t}{P} \times 100 = \frac{179}{336} \times 100 = 53.28\%$$

Si la distribución de pesos estática es conocida, entonces el cálculo de la posición horizontal del centro de gravedad (CG) es simplemente función de la geometría del vehículo:

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \times WB = \frac{157}{336} \times 1900mm = 887.8mm$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \times WB = \frac{179}{336} \times 1900mm = 1012.2mm$$

De estas relaciones es naturalmente demostrable que:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = WB$$

$$887.8 + 1012.2 = 1900mm$$

4.2.2.2 Consecuencias dinámicas experimentadas en la deceleración del vehículo.

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \times WB = \frac{157}{336} \times 1900mm = 887.8mm$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \times WB = \frac{179}{336} \times 1900mm = 1012.2mm$$

Mientras que el peso total del vehículo permanece constante, la fuerza ejercida sobre el eje delantero experimentará un incremento mientras que el eje posterior decrecerá en la misma medida.

Como podemos seguir en la siguiente relación, dicha magnitud es función de la deceleración y geometría del vehículo:

$$TP = \left(\frac{a_v}{g}\right) \times \left(\frac{h_{cg}}{WB}\right) \times P = \left(\frac{13,72}{9.8}\right) \cdot \left(\frac{390}{1900}\right) \cdot 336 \cdot 9.8 = 946,24N$$

Para calcular la distribución real de fuerzas sobre los ejes delanteros y posteriores debemos seguir las siguientes expresiones:

$$P_{d,d} = P_d + TP = 157 \cdot 9.8 + 946,24 = 2484.84N$$

$$P_{t,d} = P_t + TP = 179 \cdot 9.8 - 946,24 = 807.96N$$

De estas expresiones es sencillo comprobar que para una determinada deceleración se cumple que:

$$P_{d,d} + P_{t,d} = P$$

$$2484.84 + 807.96 = 3292.8 N$$

4.2.2.3 Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos.

Cuando un vehículo experimenta una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada, Así la máxima fuerza de frenada que un eje es capaz de producir se ve modificada de la siguiente manera:

$$F_{f,d} = \mu \times P_d = 1.4 \times 2816.9 = 3943,66N$$

$$F_{f,t} = \mu \times P_t = 1.4 \times 475.9 = 666,26N$$

Como se puede comprobar en las expresiones anteriores, la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenada del eje delantero mientras que disminuye la del eje posterior.

Tener en cuenta que este análisis asume que μ es constante durante la deceleración. De esta forma la fuerza total máxima de frenada vendrá determinada por la suma de las fuerzas desarrolladas por el eje delantero y posterior:

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} = 3943,66 + 666,26 = 4609.92N$$

Si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo este experimenta una aceleración. Si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento se denomina deceleración. En el caso de nuestro vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la deceleración será igual al siguiente factor:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} = \frac{4609.92}{336} = 13,72 \text{ m/s}^2$$

Así, el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos:

$$N_d = F_{f,d} \cdot R_d = 3943,66 \cdot 230 \cdot 10^{-3} = 907,04 \text{ Nm}$$

$$N_t = F_{f,t} \cdot R_t = 666,26 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 159,90 \text{ Nm}$$

4.2.2.4 Cálculo del balance óptimo de frenada.

Para alcanzar el equilibrio óptimo de frenada, o alcanzar una eficacia del 100%, el cociente de fuerzas de frenado delanteras y posteriores deberá ser igual al cociente de fuerzas verticales delanteras y posteriores.

Bajo condiciones dinámicas, esto implica que:

$$\frac{F_{tren,d}}{P_{d,d}} = \frac{F_{tren,t}}{P_{t,d}}$$

$$\frac{3943,66}{2816,9} = \frac{666,26}{475,9}$$

En base a esta relación podemos llegar a la conclusión de que el cociente de las fuerzas de frenada delantera y traseras es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los componentes del sistema, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y posteriores es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo.

Esto indica que la relación puede solo ser optimizada para una determinada deceleración del vehículo y unas condiciones determinadas.

4.2.3 Cálculo par de frenado disco-pastilla.

Con el sistema de frenos adoptado y perfectamente definido, podemos pasar a estudiar y calcular cuales son las fuerzas, momentos y presiones que se desencadenan a lo largo de nuestro sistema de frenos hasta alcanzar el disco de freno, provocando así un par de frenado, valor que no debe exceder el máximo esperado por el contacto neumático asfalto como ya se ha comentado.

Por tanto, basándonos en las características de nuestro vehículo, y que son presentadas a continuación, obtendremos el par de frenado disco-pastilla:

Peso delantero: 157kg

Peso trasero: 176kg

Def disco: 176mm 243mm

Dbd: 15.8mm

Dp,b: 25mm 30mm

μ_{pad} : 0.45

$\mu_{asfalto}$: 1.4

Fe, p max: 281N

Relación pedal: 4.8:1

Altura CG: 390mm

Batalla (WB): 1900mm

Radio neumático: 230mm 240mm

Repartidor de frenada: +57.5%

4.2.3.1 Reparto de fuerzas en el pedal de freno y efecto del distribuidor de frenada.

El pedal de freno sirve para multiplicar la fuerza ejercida por el pie del conductor. De la estática elemental podemos comprobar cómo el incremento de la fuerza será igual a la fuerza aplicada por el conductor multiplicado por la relación del pedal de freno:

$$F_{s,p} = F_{e,p} \times \frac{L_2}{L_1} = 281 \cdot 4.8 = 1348,8N$$

Valor que será repartido a partes iguales a cada una de las bombas de freno si el repartidor de frenada se encuentra en posición de equilibrio, en nuestro caso particular debido al diseño del sistema debemos posicionar dicho repartidor de tal forma que incremente en un 0.575 la fuerza ejercida sobre el sistema hidráulico delantero.

$$F_{s,rf,d} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 + 0,575) \cdot \frac{1348,8}{2} = 1062,18N$$

$$F_{s,rf,t} = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{s,p}}{2} = (1 - 0,575) \cdot \frac{1348,8}{2} = 286,62N$$

4.2.3.2 Distribución de presiones generadas por las bombas de freno.

La principal responsabilidad de la bomba de freno es transformar la fuerza aplicada por el conductor en el pedal de freno al sistema hidráulico en forma de presión.

$$F_{e,b} = F_{s,rf}$$

Si asumimos la condición de incompresibilidad de los líquidos y rigidez infinita en los conductos hidráulicos, la presión generada por la bomba de freno será igual a:

$$P_{b,d} = \frac{F_{e,b,d}}{A_b} = \frac{1062,18}{196,06} = 5,41 N/mm^2$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{e,b,t}}{A_b} = \frac{286,62}{196,06} = 1,46 N/mm^2$$

4.2.3.3 Distribución de presiones en el interior de los conductos.

La principal responsabilidad del líquido de frenos, conductos y manguitos es la de transmitir la presión hidráulica desde la bomba de freno a las pinzas de freno localizadas en cada una de las ruedas del vehículo. Debemos decir que los conductos utilizados en el sistema son de material flexible, a pesar de ello, de nuevo asumiendo incompresibilidad del líquido e infinita rigidez de los conductos, en estas condiciones la presión transmitida a las pinzas de freno será igual a:

$$P_{pistón} = P_b$$

$$P_{pistón,d} = 5,41N/mm^2$$

$$P_{pistón,t} = 1,46N/mm^2$$

4.2.3.4 Fuerzas lineales generadas en cada pinza de freno.

La principal función de la pinza de freno es transformar la presión hidráulica transmitida a través de los conductos en una fuerza mecánica lineal.

$$F_{pinza,d} = n_{pistones} \cdot P_{pistón,d} \cdot A_{pistón} = 2 \cdot 5,41 \cdot 490,87 = 5311,21N$$

$$F_{pinza,t} = n_{pistones} \cdot P_{pistón,t} \cdot A_{pistón} = 2 \cdot 1,46 \cdot 706,85 = 2064,02N$$

4.2.3.5 Fuerzas de fricción como consecuencia del contacto disco-pastilla.

Su responsabilidad es generar una fuerza de fricción en oposición a la rotación del disco de freno. Esta fuerza de fricción se relaciona con la fuerza de mordaza creada por la pinza de freno de la siguiente forma:

$$F_{fricción,d} = F_{pinza,d} \cdot \mu_{pad} = 5311,21 \cdot 0,45 = 2390N$$

$$F_{fricción,t} = F_{pinza,t} \cdot \mu_{pad} = 2064,02 \cdot 0,45 = 928,8N$$

4.2.3.6 Pares de frenado generados por el contacto disco-pastilla.

Como hemos visto, el disco de freno constituye el principal disipador de calor del sistema de frenos. Pero además una de sus principales responsabilidades es la de generar un esfuerzo de torsión en función de la fuerza de fricción creada en las superficie de las pastillas de freno. Este esfuerzo está relacionado con la fuerza de fricción a través de la siguiente expresión:

$$N_{frenado,d} = 2 \cdot F_{fricción,d} \cdot R_{ef} = 2 \cdot 2390 \cdot 176 = 420,64Nm$$

$$N_{frenado,t} = 2 \cdot F_{fricción,t} \cdot R_{ef} = 2 \cdot 243 \cdot 928,8 = 208,32Nm$$

4.2.3.7 Pares y fuerzas transmitidas a cada uno de los neumáticos.

Debido a que el rotor está mecánicamente unido a la rueda, y considerando que el neumático se encuentra rígidamente unido a ella, el par será constante a través del conjunto de elementos de rotación:

$$N = N_{rueda} = N_{neumático}$$

Asumiendo que existe una adecuada tracción (fricción) entre el neumático y la calzada que asegure una correcta frenada, el neumático desarrollará un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación generado previamente por la rueda. Dicho valor será función de las características del neumático, pero la fuerza de reacción generada como respuesta en la calzada será:

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,d}}{R_{neumático}} = \frac{420,64}{0,230} = 1828,86N$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado,disco,t}}{R_{neumático}} = \frac{208,32}{0,240} = 868N$$

Hasta este punto el análisis ha consistido en el estudio de un único conjunto de frenos instalado en una única rueda; sin embargo, debido a que nuestro vehículo posee un sistema de frenos en cada rueda, debemos considerar realmente cuatro fuerzas de reacción del neumático sobre la calzada.

Debido a esto, la fuerza total de frenada se define como la suma de las cuatro fuerzas:

$$F_{total} = \sum F_{neumático DI,DD,TI,TD} = 5393,72N$$

4.2.3.8 Deceleración del vehículo.

Si una fuerza es ejercida sobre un cuerpo este experimenta una aceleración. Si esta aceleración se opone a la dirección del movimiento se denomina deceleración. En el caso de un vehículo que experimenta una fuerza de frenada, la deceleración será igual al siguiente factor:

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} = \frac{5393,72}{336} = 16.05m/s^2$$

4.2.3.9 Distancia de frenado.

Integrando la deceleración de un cuerpo en movimiento con respecto al tiempo nos permite determinar su velocidad. Integrando de nuevo dicha expresión podemos determinar su posición. Aplicando esta relación a un vehículo que experimenta una deceleración lineal, la distancia de frenada teórica de un vehículo en movimiento puede ser calculada de la siguiente forma:

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_v} = \frac{27,77^2}{2 \cdot 16.05} = 24,02m$$

CAPÍTULO V

5 MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA Y SISTEMAS DE FRENOS.

5.1 Montaje del tren de potencia.

Para el montaje del tren de potencia se definieron las siguientes actividades:

- Limpieza y cuidado de cada uno de los componentes
- Inspección de los diferentes componentes del tren de potencia.
- Montaje de émbolos
- Montaje del cigüeñal
- Montaje de la cadena de distribución
- Montaje de los piñones de la caja de velocidades
- Montaje de la culata
- Montaje de elementos externos

Determinadas las actividades que influyen en el correcto montaje del tren de potencia, se realizan los siguientes pasos:

Inspeccionamos defectos, grietas en los émbolos para luego medir la holgura del émbolo con el diámetro interior del cilindro con un calibrador de espesores el mismo que marca un valor de 0,03mm.

La holgura medida entre el aro y la garganta utilizando un calibrador de espesores es de un valor de 0,04mm.

Para medir el huelgo externo de los aros del pistón insertamos el aro en el calibre del cilindro en la parte más bajo del calibre y sujetando correctamente y a escuadra medir el huelgo con calibrador de espesores el mismo que marca un valor de 0,3mm.

Inspeccionamos las paredes del cilindro para ver si presentan ralladuras, irregularidades.

Utilizando un calibrador de cilindros medir el diámetro interior en las direcciones axiales, la diferencia es de 0.1mm.

La inspección de la bomba de aceite de daños o defectos en los rotores exterior e interior la placa del rotor y la caja de la bomba, la holgura lateral y radial con un borde recto y calibrador de espesores es de 0,15mm y 0,30mm respectivamente.

La inspección del descentramiento del árbol de levas es 0,12mm medido con un calibrador de cuadrante.

Inspección de la excentricidad radial de cada válvula con un calibrador de cuadrante y un bloque en V es de 0,05 mm.

Inspeccionamos la culata de cilindros para ver si hay grietas en las lumbreras de admisión y escape, en la cámara de combustión y en la superficie de la culata.

La inspección del cigüeñal, para verificar el descentramiento se utilizó un calibrador de cuadrante ubicado en el muñón central y haciéndolo girar al cigüeñal da un valor de 0.04 mm.

La holgura del cojinete principal medido con un plastigage es de 0,076mm a un torque de 2.5 Kg-m.

La medición de la holgura del cojinete de biela medido con plastigage es de 0,76mm a un torque de 2,0 Kg-m.

Durante el montaje aceitar las superficies de fricción con aceite del motor, para proteger y lubricar las superficies en la operación inicial.

La ubicación del cigüeñal con sus respectivos elementos como cojinetes de bancada, cadena de distribución y transmisión.

TABLA 5.1: DIAGRAMA DE PROCESOS PARA MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA

N°	Actividades	Simbología	Tiempo(h)	Observaciones
1	Limpieza de los elementos del tren de potencia	● □ ⇔ D △	1	Evitar ralladuras en los elementos de fricción
2	Inspección de los diferentes elementos	○ ■ ⇔ D △	4	Verificar tolerancias recomendadas por el fabricante. Anexo 5.
3	Montaje de los émbolos	● □ ⇔ D △	1	Evitar golpes en el cigüeñal
4	Inspeccionar la posición correcta de los émbolos	○ ■ ⇔ D △	1	Anexo 5.
5	Montaje del cigüeñal	● □ ⇔ D △	1	Evitar ralladuras en los elementos de fricción
6	Inspeccionar el juego axial y los orificios de lubricación	○ ■ ⇔ D △	1	Anexo 5.
7	Montaje de la cadena de distribución	● □ ⇔ D △	1	
8	Inspeccionar la posición las cadenas	○ ■ ⇔ D △	1	La ubicación de las cadenas deben ser las correctas
9	Montaje de piñones y caja de velocidades	● □ ⇔ D △	1	
10	Inspeccionar la ubicación de los piñones	○ ■ ⇔ D △	1	Observar la sincronización de la caja de velocidades
11	Montaje de la culata	● □ ⇔ D △	1	Revisar orden de apriete. Anexo 5.
12	Inspeccionar el hermetismo entre el block y la culata	○ ■ ⇔ D △	1	Anexo 5. Para torque de la culata
13	Montaje de elementos externos	● □ ⇔ D △	2	Anexo 5.
14	Inspección general	○ ■ ⇔ D △	1	Verificar puntos de sincronización
TOTAL			19	

Aplicar aceite de motor en los émbolos, aros, paredes de cilindros, cojinetes de bielas y muñequillas del cigüeñal.

Al instalar el conjunto de pistón y biela en el calibre del cilindro dirigida la flecha marcada, en la cabeza del pistón hacia el lado FRONT del motor. Utilizando la herramienta compresor de aros de pistón y un mango de martillo, golpeo la cabeza del pistón para instalar el pistón en el calibre.

Para instalar las bielas se utiliza mangueras guías sobre los pernos de la biela protegiendo la muñequilla del cigüeñal y colocamos el sombrerete de la biela.

Colocar la culata con su respectivo empaque, obturante, árbol de levas y sincronizamos la distribución para luego sellar con el porta caballetes.

Ubicamos a continuación todos los elementos externos como son colectores, carburadores, alternador con sus respectivos empaques, motor de arranque.

Para torques y especificaciones de tolerancias ver Anexo 5.

5.2 Montaje y adaptación del sistema de freno.

La buena elección de un método de montaje se ve afectada en gran medida por la disponibilidad de elementos seleccionados en la suspensión y dirección pues de estos elementos dependió el dimensionamiento de nuestro sistema de frenos, pues en dicha suspensión se elige la manzana en donde debemos ubicar nuestra pinza de freno.

MONTAJE

Para el montaje y adaptación del sistema de frenos del buggy se definieron las siguientes actividades:

- Montaje de discos
- Montaje de pinzas
- Montaje del pedal
- Montaje de bomba de freno y cañerías

TABLA 5.2: DIAGRAMA DE PROCESOS PARA EL MONTAJE Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

N°	Actividades	Simbología	Tiempo (h)	Observaciones
1	Montar el disco de freno delantero derecho	● □ ⇄ D △	4	
2	Ubicar las bases para las mordazas delanteras	● □ ⇄ D △	4	Ubicar las bases al mismo nivel de inclinación
3	Montar las pinzas de frenos delanteras	● □ ⇄ D △	6	
4	Fijarse que el disco gire libremente	○ ■ ⇄ D △	1	
5	Ubicar la base para la pinza posterior	● □ ⇄ D △	4	
6	Montar la pinza de freno posterior	● □ ⇄ D △	2	
7	Fijarse que el disco gire libremente	○ ■ ⇄ D △	1	
8	Instalar el pedal de freno	● □ ⇄ D △	4	
9	Montar las bombas de freno	● □ ⇄ D △	4	
10	Instalar las cañerías desde las bombas de freno hasta las pinzas de freno	● □ ⇄ D △	4	Utilizar las herramientas adecuadas para el doblado de cañerías
11	Poner liquido de freno y purgar el sistema	● □ ⇄ D △	1	
12	Inspeccionar posibles fugas en el sistema de freno	● □ ⇄ D △	1	
TOTAL			34	

Determinadas las actividades que influyen en el correcto montaje del sistema de frenos realizamos los siguientes pasos:

Se realiza la ubicación del disco de frenos en la manzana delantera mediante pernos M10x20mm, para el disco posterior se utiliza pernos M8x20mm. Se mide cada uno de los discos la distancia de la ubicación de la pinza de freno tanto delantera como posterior.

Se ubica las bases de las pinzas de freno en las manguetas delanteras.

Se ubica el pedal de freno de acuerdo al área disponible en el bastidor y la ubicación de la cremallera con pernos M8x25.

Los elementos como son las bombas de freno y el repartidor de frenada se las monta en la ubicación más adecuada de acuerdo al vástago del pistón mediante la utilización de platina de 2mm de espesor y pernos con tuercas autoblocantes M8x30mm.

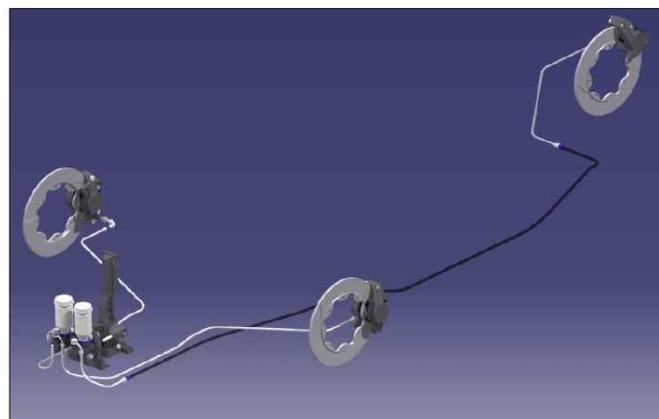
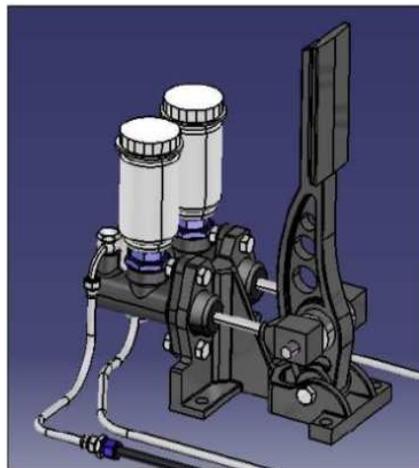


Figura 5.1: Sistema de freno

CAPÍTULO VI

6 PRUEBAS Y RESULTADOS.

6.1 Tren de potencia.

TABLA 6.1: CARACTERISTICAS TÉCNICAS DEL TREN DE POTENCIA

CARACTERISTICAS	ANTES DEL TRUCAJE	DESPUÉS DEL TRUCAJE
Cilindrada	572 cc	582 cc
Velocidad del pistón	14.33 m/s	15.18 m/s
Volumen	142.99 cc	145.38 cc
Volumen total	160,86 cc	161,25 cc
Relación de compresion	9:1	10.16:1
Volumen camara de combustión	17,87 cc	15.87 cc
Dosificación	15	14
Rendimiento térmico	0.48	0.51
Alzada maxima de la valvula	3.4 mm 5.5 mm	3.6 mm 5.5 mm
Longitud del escape	90 cm	76.47 cm
Diámetro del tubo	26.76 mm	21.28 mm
Diámetro resultante del tubo	44.69 mm	30 mm

Las pruebas consisten en la toma de datos del tren de potencia a temperatura normal de funcionamiento (90 °C)

TABLA 6.2: ENSAYO DE LA COMPRESIÓN

Número de cilindro	Antes del trucaje (Psi)	Después del trucaje (Psi)
Cilindro 1:	145	180
Cilindro 2:	150	180
Cilindro 3:	154	185
Cilindro 4:	160	180
PROMEDIO	152.25	181.25

Mezcla del carburante:

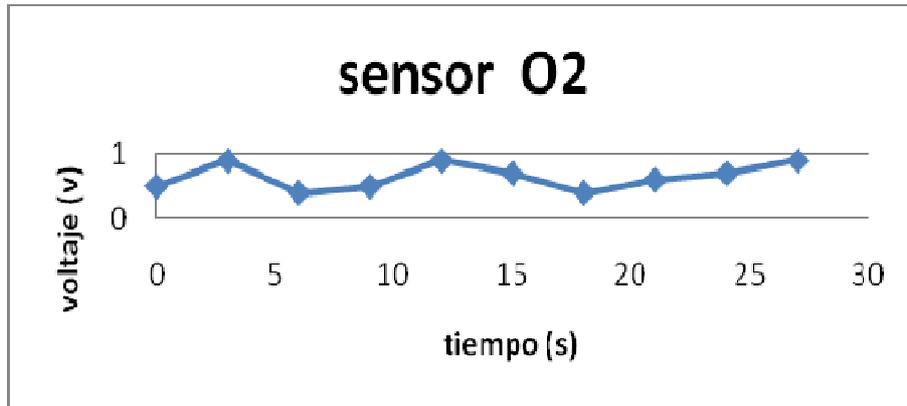


Figura 6.1: Voltaje del sensor de oxígeno después del trucaje

TABLA 6.3: VOLTAJE DEL SENSOR DE OXÍGENO

Tiempo(ms)	Voltaje antes del trucaje(v)	Voltaje después del trucaje (v)
0	0,5	0,5
3	0,9	0,9
6	0,5	0,4
9	0,2	0,5
12	0,1	0,9
15	0,2	0,7
18	0,4	0,4
21	0,6	0,6
24	0,7	0,7
27	0,5	0,9

TABLA 6.4: ENSAYO DEL VACÍO

Número de cilindro	Antes del trucaje (cm Hg)	Después del trucaje (cm Hg)
Cilindro 1:	13	24
Cilindro 2:	14	23
Cilindro 3:	13	24
Cilindro 4:	14	22
PROMEDIO	13.5	23.25

TABLA 6.5: CONSUMO

Antes del trucaje (km/gal)	Después del trucaje (Km/gal)
9.8	5.25
10	7.75

TABLA 6.6: TEMPERATURA DEL MOTOR

Antes del trucaje (°C)	Después del trucaje (°C)
66	73
67	73
66	73

TABLA 6.7: POTENCIA TEÓRICA DEL MOTOR

	Antes del trucaje		Después del trucaje
Potencia inicial del motor Honda CB550	50 Cv	Potencia del motor luego del trucaje	57 Cv

6.2 Sistema de frenos.

TABLA 6.8: DIÁMETRO EFECTIVO DE LOS DISCOS

DIÁMETROS	SELECCIONADO	CALCULADO
Discos delanteros	177,5 mm	176,2 mm
Discos traseros	245mm	243,0 mm

TABLA 6.9: DISTANCIA DE FRENADO

	VELOCIDAD (Km-h)	DISTANCIA TEÓRICA (m)	DISTANCIA (m)
1	65	6,5	5
2	65	6,5	4.75
3	65	6,5	5,3
Promedio			5.01

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1 Conclusiones.

- La relación de compresión se incremento en 1.06, variando la cámara de combustión con émbolos más altos y rebajando la culata, provocando un aumento de presión de 29 psi, siendo uno de los factores que incrementa la potencia.
- Por el alivianamiento de masas y el aumento de la compresión, se produce el fenómeno de succión que se ha incrementado significativamente en un 9.75 cm Hg y por efecto aumentando el consumo de la mezcla provocándose un incrementamos la potencia.
- Al incrementarse la cantidad de energía calorífica en el momento de la explosión por la disminución de la cámara de combustión y su aceleración, aumenta en 7°C la temperatura del motor, siendo un efecto del incremento de potencia.
- La capacidad de frenada del vehículo tipo buggy ha sido probada con éxito ya que ha superado los dos test de frenada, tanto en asfalto como en lastre, donde ha sido capaz de bloquear las cuatro ruedas. De lo que se deduce que el diseño y dimensionado del sistema de freno es el correcto.
- La presente investigación constituye un medio sólido para comprender el funcionamiento de los sistemas de freno en el ámbito automovilístico, y en particular, el estudio detallado de los sistemas de freno de disco, donde se ha demostrado y constatado su óptima aplicación como solución.
- Se ha demostrado la conveniencia en la utilización de tres discos de freno desde el punto de vista económico, de reducción de pesos y de sencillez, sin que por ello disminuya la capacidad de frenada del vehículo.
- Se puede considerar que el objetivo de trucar el tren de potencia y adaptar el sistema de freno en el vehículo tipo buggy que sea fiable,

funcional y eficaz condicionado por el presupuesto existente se ha conseguido.

- Los pequeños problemas técnicos que hemos tenido no nos han permitido poner al vehículo al límite de sus posibilidades. Sin embargo, éstos se hubieran podido solucionar fácilmente si se hubiera tenido un poco más de recursos.

7.2 Recomendaciones.

- Al existir inestabilidad en las revoluciones bajas del motor por el fenómeno de detonación, es necesario incrementar el grado de octanaje del combustible.
- Por el incremento de potencia, todos los elementos están sometidos a una mayor temperatura y por consecuencia a un menor tiempo de vida por lo que se recomienda un estudio del tipo de lubricante que se debería utilizar.
- Para un mejor funcionamiento del sistema de encendido se recomienda adquirir bujías y cables de alto rendimiento en bajas y altas temperaturas.
- Se recomienda realizar estudios, en el sistema de frenos, en aspectos tan importantes como son los fenómenos de transferencia de cargas laterales y diagonales que se manifiestan cuando el vehículo frene y gira al mismo tiempo, situación que modifica considerablemente la capacidad de frenada del vehículo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **SANZ**, Gonzalez A. Tecnología Automoción 4. 2da. ed. Barcelona: Ediciones Don Bosco. 1981. pp. 16-17
- [2] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 1
- [3] **SANZ**, Gonzalez A. Tecnología Automoción 4. 2da. ed. Barcelona: Ediciones Don Bosco. 1981. pp. 75
- [4] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 18
- [5] **SANZ**, Gonzalez A. Tecnología Automoción 4. 2da. ed. Barcelona: Ediciones Don Bosco. 1981. pp. 75
- [6] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 32
- [7] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 43
- [8] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 46
- [9] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 55
- [10] **SANZ**, Gonzalez A. Tecnología Automoción 4. 2da. ed. Barcelona: Ediciones Don Bosco. 1981. pp. 114
- [11] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 218
- [12] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 151
- [13] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 197

- [14] **MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985. pp. 202
- [15] **ROBINSON**, John. Motocicletas Preparación de motores de 4 tiempos. 1ra. ed. España: Thomson Paraninfo. 2002. pp. 47
- [16] **RODRÍGUEZ**, J. Diseño, Cálculo y Construcción/Adaptación del Sistema de Frenado para un Prototipo de Fórmula Sae. Madrid: Universidad Pontificia Comillas. 2006 (tesis). pp. 152

BIBLIOGRAFÍA

- BAUMEISTER**, Theodore. Manual del Ingeniero Mecánico. 3ra. ed. México: McGraw-Hill. 1995.
- COELLO**, Serrano E. Preparación de Motores de Competencia. 1ra. ed. Quito: Ediciones América. 2003.
- GILLIERI**, Stefano. Preparación de Motores de serie para Competición. 2da. ed. Madrid: Ceac. 2005.
- HAMROCK**, Bernard. Elementos de Máquinas. 2da. Ed. México: Mc GrawHill. 2000.
- MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 8va. ed. Barcelona: CEAC. 1982.
- MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Suspensión Dirección Frenos Localización de Averías. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 2001.
- MIGUEL DE CASTRO**, Vicente. Trucaje de Motores de 4 Tiempos. 1ra. ed. Barcelona: CEAC. 1985.
- MOTT**, Robert. Diseño de Elementos de Máquinas. 2da. ed. México: Pretice Hall. 1992.
- PÉREZ**, Alonso J. Mecánica del Automóvil. 10ma. ed. Madrid: Thomson Paraninfo. 2003.
- ROBINSON**, John. Motocicletas Preparación de motores de 4 tiempos. 1ra. ed. España: Thomson Paraninfo. 2002.
- RODRÍGUEZ**, J. Diseño, Cálculo y Construcción/Adaptación del Sistema de Frenado para un Prototipo de Fórmula Sae. Madrid: Universidad Pontificia Comillas. 2006 (tesis).
- SANZ**, Gonzalez A. Tecnología Automoción 4. 2da. ed. Barcelona: Ediciones Don Bosco. 1981.
- SHIGLEY**, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica. 4ta. ed. México: McGraw-Hill. 1985.

LINKOGRAFÍA

Frenos de Disco.

http://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_disco

2010-01-24

Frenos de Tambor.

http://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_tambor

2009-08-23

ANEXO No. 1

REGLAMENTO DE FAU

1.1 TREN DE POTENCIA

1.1.1 Suspensión

El vehículo debe estar provisto de un sistema de suspensión totalmente operacional con amortiguador adelante y atrás, el recorrido es libre.

Los jueces se reservan el derecho de descalificar el vehículo que no representen un intento de tener un sistema de suspensión operacional o que sea inapropiado para la competencia.

Todos los anclajes de suspensión deben ser visible para el inspector técnico, ya sea directamente o desmontando algún cobertor.

Las dimensiones máximas de los vehículos, incluida la carrocería, serán las siguientes:

Longitud: 2.600mm.

Ancho: 1.600mm.

Altura: 1.400mm.

1.1.2 Distancia al piso

La distancia al piso debe ser suficiente para evitar que alguna parte del vehículo (distinto a los neumáticos) toque el piso durante la competencia, con el piloto abordo y debe tener como mínimo de 10cm.

1.1.3 Neumáticos y aros

1.1.3.1 Aros

Los aros del vehículo de tener un diámetro entre 8plg y 15plg.

Cualquier aro que tenga un sistema de anclaje de tuerca única debe incorporar un aditamento que retenga el aro en caso de que la tuerca falle.

1.1.3.2 Neumáticos

Los neumáticos de los vehículos son libres en cuanto a marca, modelo y compuesto, etc., deben ser ranurados con una profundidad mínima 2.5mm. Dentro la competencia cada set de neumáticos debe ser del mismo compuesto, marca y dimensiones.

1.1.4 Dirección

El sistema de dirección debe afectar a tan solo dos ruedas.

El sistema de dirección debe tener limitadores de movimiento para evitar que el varillaje pueda trabarse, los limitadores deben prevenir que los neumáticos topen con los elementos de la suspensión, carrocería, etc., durante la competencia. Esta permitido un juego libre total en la dirección de 7 grados, medido en el volante.

No está permitido el giro de los neumáticos posteriores.

1.1.5 Sistema de frenos

El vehículo debe estar equipado con un sistema de frenos que trabaje sobre las cuatro ruedas y operado por un solo control.

Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes tal que: cuando uno pierda líquido o falle, el poder de frenado se mantenga en las dos ruedas restantes.

Cada circuito hidráulico debe tener su propio reservorio. Una sola acción de frenado debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas durante el test.

El sistema de frenos por cable está prohibido.

Líneas de frenos plásticas están prohibidas.

El sistema de frenos debe estar protegido en caso de que el tren de potencia falle o por colisiones menores.

1.1.5.1 Test de frenado

El sistema de frenos será dinámicamente comprobado y debe demostrar la capacidad de actuar sobre las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta al final de una aceleración especificada por el inspector de frenos.

1.2 Tren de potencia

1.2.1 Motor y transmisión

1.2.1.1 Limitaciones del motor

Los motores usados para accionar el coche deben ser motores de pistón de cuatro tiempos con una cilindrada que no exceda 610cc. El motor se puede modificar dentro de las restricciones de las reglas. Si se utiliza más de un motor, la cilindrada total no puede exceder 610cc y el aire para todos los motores debe pasar a través de un solo restrictor de la toma de aire (véase 3.5.4.3, el "sistema del producto Restrictor.").

Los trenes de potencia híbridos que utilizan almacenaje de energía a bordo no se permiten.

Para el año 2008 la versión de motor más moderna admitida será la del MODELO 2007.

El motor deberá contar con un sistema de puesta en marcha con los medios disponibles a bordo del vehículo. Se prohíbe expresamente el uso de baterías auxiliares exteriores

1.2.1.2 Inspección del motor

El motor podrá entrar en un periodo de investigación si el comisario técnico considera que esta fuera de reglamento o existe algún reclamo escrito de otro competidor.

Si fuese necesario el desarmado del motor el denunciante correrá con los gastos que demande dicho proceso, en caso que el fraude fuese comprobado no existirá tal pago.

1.2.1.3 Sistema de Transmisión

Pueden usarse cualquier sistema de transmisión, Se prohíbe el uso de diferenciales.

1.2.1.4 Protecciones en el sistema de transmisión

Los elementos expuestos a gran velocidad, como los convertidores del torque, los embragues, las bandas y cadenas deben tener protecciones en caso de que fallaren.

A. Cadena – Las protecciones para las cadenas debe hacerse de por lo menos 2.66 mm (0.105 pulgada) de acero (ninguna alternativa se permite), y tiene un ancho mínimo igual a tres (3) veces el ancho de la cadena

B. Banda – las protecciones de las bandas debe hacerse de por lo menos 3.0 mm (0.120 pulgada) la Aleación de aluminio 6061-T6, y tiene un ancho mínimo que es igual al ancho de la banda más 35%, debe tener in borde de 1.7 veces el espesor de la banda.

C. Fijación – Todos los pernos para la fijación de las protecciones tendrá un diámetro mínimo de 6mm grado 8.8

D. Fijación lateral Todos los escudos destinados al cubrir la cadena o banda de transmisión deben mantenerse alineados con los mismos bajo cualquier condición.

1.2.1.5 Limitaciones del líquido refrigerante

Los radiadores de agua NO podrán sobresalir del perímetro del chasis ni de la carrocería y estarán situados por detrás del habitáculo del piloto, sin que puedan estar en contacto con él.

Los vehículos enfriados por agua deben usar sólo agua, puede utilizarse un inhibidor de corrosión pero en un volumen que no exceda de 0.015 litros por el litro de agua. Anticongelante a base de glicol o lubricantes de bomba de agua están totalmente prohibidos.

Se autoriza el montaje de un radiador de aceite cuando el motor no lo tenga de origen o sustituirlo por otro en caso de tenerlo, siempre que NO se modifique el motor con su instalación, sólo se permite adaptar los racores o conductos de entrada y salida del aceite.

1.2.2 Combustibles

El combustible será proporcionado por el organizador, el combustible será Gasolina Súper.

Durante el evento los automóviles deben operarse con los combustibles proporcionados por el organizador de la competición.

No puede agregarse aditivos a los combustibles. Esta prohibición incluye el óxido nitroso o cualquier otro agente oxidante.

1.2.2.1 Cambio de la Temperatura de combustible - Prohibido

La temperatura de combustible introducida en el sistema de combustible no puede cambiarse con el intento de mejorar el rendimiento.

1.2.2.2 Aditivos de combustible - Prohibido

Ningún agente que no sea combustible (gasolina), y el aire pueden inducirse en la cámara de la combustión.

1.2.3 Sistema de combustible

1.2.3.1 Tanque de combustible

Cualquier tanque de combustible puede usarse siempre y cuando su tamaño no exceda 20Lt.

El sistema de combustible debe tener una válvula para vaciar el tanque de combustible previo a la revisión mecánica.

1.2.3.2 Líneas de combustible, Atadura de la Línea y Protección

Las líneas de combustible plásticas entre el tanque de combustible y el motor (el suministro y retorno) están prohibidas.

1.2.3.3 Requisitos del Sistema Inyección de combustible

Los requisitos siguientes aplican para los sistemas inyección de combustible.

A. Líneas de combustible – las líneas de combustible deben ser de caucho reforzado y deben estar protegidas contra la abrasión por rozadura con otros elementos.

B. Riel de inyectores – El riel de inyectores debe estar bien sujeto a la culata, al block o múltiple de admisión, por medio de pernos, no se permite que estén fijados por abrazaderas o alambre.

C. Múltiple de admisión – El múltiple de admisión debe ser fijado al block, culata por pernos. Se permite el uso de bujes plásticos de caucho para crear un mejor sellado de los ductos de aire pero no se lo considera una fijación.

1.2.3.4 Requisitos de la Entrada de aire y localización del sistema de combustible

Todas las partes del suministro de aire al motor y de control de combustible (incluyendo el estrangulador o carburador, entrada de aire, filtro de aire) deben estar dentro de las superficies dadas por la unión del arco principal y los neumáticos.

Los tanques de combustible deben estar protegidos contra colisiones y no pueden estar fuera de la estructura

1.2.4 Estrangulador, Accionamiento del estrangulador y restrictor de admisión

1.2.4.1 Requerimientos del Carburador/Cuerpo de estrangulación

El vehículo debe estar equipado con un cuerpo de estrangulación o carburador de cualquier tamaño y diseño

1.2.4.2 Accionamiento del estrangulador

El estrangulador debe ser accionado por medio mecánico, el uso de control electrónico del estrangulador está prohibido. El sistema debe constar con por lo menos dos resortes. El sensor TPS no se puede considerar como un resorte. El cable de accionamiento debe estar a más de 50mm de cualquier elemento del sistema de escape.

1.2.4.3 Restrictor del sistema de admisión

Para limitar la potencia del motor se utilizara un solo restrictor de 25mm, el restrictor estará ubicado entre en carburador/estrangulador y el filtro de aire.

1.2.5 Sistema de escape

La salida del escape será por la parte trasera del vehículo y estará situada a un máximo de 80 cm. y un mínimo de 10cm. respecto al suelo. Se debe evitar que los gases de escape puedan perjudicar al piloto del vehículo situado detrás. Ningún elemento del escape sobrepasará el perímetro de la estructura del chasis ni de la carrocería visto desde arriba.

Es obligatorio que el escape cumpla el límite de ruido establecido en el presente reglamento.

1.2.5.1 Silenciador

El vehículo debe estar equipado con uno o más silenciadores para evitar que sobrepase el nivel de ruido aceptable, el nivel de ruido no deberá sobrepasar los 120 DBA.

ANEXO No. 2

DESMONTAJE DEL MOTOR



Figura: Motor



Figura: Desmontaje del colector de admisión





Figura: Desmontaje del árbol de levas y culata



Figura: Desmontaje de la distribución eléctrica, embrague, sistema de cambios y cadena de distribución



Figura: Despiece del tren de potencia

ANEXO No. 3

PIEDRAS ABRASIVAS



GM-1 GM-3 GM-11 GM-12 GM-4 GM-5 GM-15 GM-23



GGM-6 GGM-23 GGM-52 GGM-50 GGM-111 GGM-112

1/4" Shank Mounted Points

Cut Dia.	Cut Length	Grit	Shank Length	Order No.
3/4"	2 1/2"	60	1.5"	GM-1
7/8"	2 3/4"	60	1.5"	GM-3
7/8"	1"	60	1.5"	GM-11
1 1/16"	1 1/4"	60	1.5"	GM-12
1 1/4"	1 1/4"	60	1.5"	GM-4
3/4"	1 1/8"	60	1.5"	GM-5
1/4"	1 1/16"	60	1.5"	GM-15
3/4"	1"	60	1.5"	GM-23
1"	1"	60	1.5"	GM-25
5/8"	5/8"	60	1.5"	GM-26
1 3/8"	1"	60	1.5"	GM-31
3/8"	3/4"	60	1.5"	GM-B52
1"	1"	60	1.5"	GM-38
3/4"	3/4"	40	1.5"	GM-40
1 1/2"	1 1/16"	60	1.5"	GM-236

GM-25 GM-26 GM-31 GM-B52 GM-38 GM-40 GM-236



1/4" Shank Mounted Points

Cut Dia.	Cut Length	Grit	Shank Length	Order No.
Complete Kit (12 pc. set)				GGM-12-KIT
3/4"	2 1/2"	60	3"	GGM-6-3
7/8"	2 3/4"	60	6"	GGM-6-6
7/8"	1"	60	3"	GGM-23-3
1 1/16"	1 1/4"	60	6"	GGM-23-6
1 1/4"	1 1/4"	60	3"	GGM-51-3
3/4"	1 1/8"	60	6"	GGM-51-6
1/4"	1 1/16"	60	3"	GGM-50-3
3/4"	1"	60	6"	GGM-50-6
1"	1"	60	3"	GGM-111-3
5/8"	5/8"	60	6"	GGM-111-6
1 3/8"	1"	60	3"	GGM-112-3
3/8"	3/4"	60	6"	GGM-112-6

Protect yourself

See page 85 for
our selection of eye protection



ANEXO No. 4

PLANOS

ANEXO No. 5

TORQUES Y ESPECIFICACIONES DEL MOTOR

1. SERVICE PRECAUTIONS



1. Always replace gaskets, O-rings, cotter pins, etc. with new ones when reassembling.
2. When tightening bolts, nuts or screws, begin with the larger-diameter or inner ones first and tighten them to the specified torque in a criss-cross pattern.
3. Use genuine Honda-recommended parts and lubricants when servicing.
4. Be sure to use special tools where specified.
5. When working with another person take safety precautions.
6. Clean engine parts when disassembling. Coat their sliding surfaces with a high-quality lubricant when reassembling.
7. Coat or pack grease where specified.
8. After reassembling, check that each part is tightened properly and operating properly.

ENGINE

	Item	Qty	Torque values	
			Kg-m	lbs-ft
1.	Tappet adjusting nut	8	1.1-1.5	8.0-10.8
2.	Cam sprocket knock bolt, 7×12	2	1.4-1.8	10.1-10.8
3.	Cylinder head nut, 6mm	12	2.0-2.3	14.5-16.6
4.	A. C. generator rotor set bolt	1	5.0-6.0	28.9-30.3
5.	Starting clutch screw, 6×18 cross flat head screw	3	0.8-1.2	14.5-17.3
6.	Upper crankcase bolt, 8×100 Flange hex bolt	3	2.0-2.5	14.5-18.1
7.	Upper crankcase bolt, 8×145 hex bolt	1	2.3-2.5	16.6-18.0
8.	Lower crankcase bolt, 8×100 hex bolt	10	2.0-2.5	14.5-18.1
9.	Connecting rod nut	8	2.0-2.2	14.5-15.9
10.	Oil pump screw, 6×25 cross flat head screw	3	0.8-1.2	5.7- 8.6
11.	Clutch filter fixing bolt, 6×45 hex bolt	1	0.8-1.2	5.7- 8.6
12.	Spark advancer bolt, 6×55 Flange hex bolt	1	1.1-2.5	8.0-10.8
13.	Tachometer gear holder screw, 6×16 cross flat head screw	1	1.0-1.4	7.2-10.0
14.	Exhaust pipe flange nut, 6mm	8	0.8-1.2	5.7- 8.6
15.	Oil pressure switch	1	1.5-2.0	10.8-14.5
16.	Gear shift lever bolt, 6×20 hex bolt	1	0.8-1.0	5.7- 7.2
17.	Oil filter center bolt	1	2.7-3.3	19.5-23.8
18.	Spark plug	4	1.2-1.6	8.6-11.6
19.	Oil drain bolt	1	3.5-4.0	25.3-28.9
20.	Clutch spring, 6×20 hex bolt	4	1.0-1.4	7.2-10.1
21.	Tappet hole cap	8	1.0-1.4	7.2-10.1
22.	Oil path cap	1	1.0-1.4	7.2-10.1
23.	Gear shift return spring, 8mm bolt	1	2.0-3.0	14.5-21.7
24.	Drive sprocket	1	1.1-1.5	
Standard parts			Kg-m	lbs-ft
SCREW pan 6 mm			0.7-1.1	5.1- 8.0
SCREW flat 6 mm			0.8-1.2	5.8- 8.7
BOLT hex 6 mm			0.8-1.2	5.8- 8.7
BOLT flange 6 mm			1.0-1.4	7.2-10.1
NUT hex 6 mm			0.8-1.2	5.8- 8.7

Date of Issue: July 20, 1977
 © HONDA MOTOR CO. LTD., 1977