



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE:**

INGENIERO AUTOMOTRIZ

AUTOR: MENA RODRÍGUEZ MARCO ANDRÉS

**TEMA: “ESTUDIO Y ANÁLISIS TEÓRICO - PRÁCTICO DEL
COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR SUZUKI G10 PREVIO Y
POSTERIOR A SU TRUCAJE”**

DIRECTOR: ING. MSC. FABIÁN SALAZAR

CODIRECTOR: ING. FÉLIX MANJARRES

LATACUNGA, SEPTIEMBRE 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ****CERTIFICADO****ING. MSc. FABIÁN SALAZAR (DIRECTOR)****ING. FÉLIX MANJARRÉS (CODIRECTOR)****CERTIFICAN:**

Que el trabajo “**ESTUDIO Y ANÁLISIS TEÓRICO - PRÁCTICO DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR SUZUKI G10 PREVIO Y POSTERIOR A SU TRUCAJE**”, realizado por el señor Marco Andrés Mena Rodríguez, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con normas y estatutos establecidos en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, Si recomiendan su publicación.

El mencionado proyecto de grado consta de UN empastado y UN disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat. Autorizan al señor: MARCO ANDRÉS MENA RODRÍGUEZ, que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, Septiembre del 2014

ING. MSc. FABIÁN SALAZAR

DIRECTOR

ING. FÉLIX MANJARRÉS

CODIRECTOR

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo: Marco Andrés Mena Rodríguez.

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado **“ESTUDIO Y ANÁLISIS TEÓRICO - PRÁCTICO DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR SUZUKI G10 PREVIO Y POSTERIOR A SU TRUCAJE”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Septiembre del 2014.

Marco Andrés Mena Rodríguez.

CC: 1803001286

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Yo: Marco Andrés Mena Rodríguez.

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército para que publique en la biblioteca virtual de la institución el trabajo denominado **“ESTUDIO Y ANÁLISIS TEÓRICO - PRÁCTICO DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR SUZUKI G10 PREVIO Y POSTERIOR A SU TRUCAJE”**, en el que se encuentra contenido, ideas y criterios que he desarrollado bajo mi exclusiva autoría.

Latacunga, Septiembre del 2014.

Marco Andrés Mena Rodríguez.

CC: 1803001286

DEDICATORIA

Le dedico principalmente a Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi madre Rocío por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien y salir adelante, pero más que nada, por su amor.

A mi novia Adriana por ser parte importante de mi vida por todo el apoyo y aliento brindado para continuar cuando parecía que me iba a rendir y por aguantarme y por siempre buscar la manera de tenerme de buenas.

A mi hermana Andrea por ser el ejemplo de una hermana de la cual aprendí aciertos y de momentos difíciles; a mi tío Jorge, mi tía Sandra y mi Abuelito Antuquito su amor, cariño y constante apoyo me ayudaron a vencer las dificultades de la vida y salir adelante sin importar los problemas por los que se atravesase.

A Telmo, Rocío, Diego, Marcelo, Olga, Alexandra, David, Mary, Marcela, Juan y Andrés por su apoyo, su amistad, su cariño porque siempre sabré que no importa lo que la vida me deparé nunca estaré solo siempre contare con todos ustedes.

Marco Mena

AGRADECIMIENTO

Le agradezco principalmente a Dios por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera, por ser mi fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarme una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

Un especial agradecimiento al Ing. Fabián Salazar y al Ing. Félix Manjarrés, quienes con sus conocimientos supieron guiarme en la elaboración del presente proyecto de grado y a todos los docentes de la Facultad de Ingeniería Automotriz, quienes durante la carrera nos inculcaron valores para desarrollarnos como profesionales y personas de bien.

Le doy gracias a mi hermana Andrea y a madre Rocío por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado, y por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida. Sobre todo por ser un excelente ejemplo de vida a seguir.

A mi novia Adriana por soportar mis ratos de histeria por llenar mi vida de alegrías y amor cuando más lo he necesitado.

A mi tío Jorge y mi tía Sandra por siempre estar pendiente de mí desde mi infancia hasta el transcurso de mi vida universitaria sin ustedes no lo hubiera logrado.

A mis amigos por su apoyo y consejos en mi vida universitaria.

Marco Mena

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICADO	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTO	v
ÍNDICE GENERAL.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
RESUMEN	xiv
ABSTRACT	xv
CAPÍTULO 1: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	1
1.1. Torque.....	1
1.2. Consumo másico de aire	1
1.3. Potencia	2
1.4. Poder calorífico de gasolina.....	2
1.5. Eficiencia mecánica	2
1.6. Relación aire – combustible.....	3
1.7. Eficiencia térmica	3
1.8. Consumo másico de combustible	3
1.9. Octanaje del combustible.....	3
1.10. Mecanismo biela-manivela	4
1.11. Relación de compresión	4
1.12. Cilindrada, calibre y carrera.	5
CAPÍTULO 2: ELEMENTOS A SER MODIFICADOS EN EL MOTOR	6
2.1. Elementos fijos.....	6
2.1.1. Bloque motor.....	6
2.1.1.1. Limpieza y desincrustación del bloque	7
2.1.1.2. Rectificado de cilindros	7
2.1.1.3. Pulido interior del bloque (bruñido)	9
2.1.1.4. Rectificado del plano de la superficie superior	11
2.1.2. La culata.....	11
2.1.2.1. Rebaje del plano de la culata.....	12
2.1.2.2. Medición del volumen de la cámara de combustión.....	13
2.1.2.3. Conductos de admisión y de escape	16

2.1.3.	Modificación del múltiple de admisión	18
2.2.	Elementos móviles	19
2.2.1.	Pistón y selección	19
2.2.2.	Rines del piston y selección.....	20
2.2.3.	Biela y mecanizado	21
2.2.4.	Cojinetes y selección	24
2.2.5.	Válvulas, sus asientos y guías	25
2.2.5.1.	Válvulas.....	26
2.2.5.2.	Aumento de diámetro del platillo de la válvula	27
2.3.	Árbol de levas y elementos de mando.....	28
2.4.	Cálculo del header	34
2.4.1.	Construcción del header	37
2.5.	Elementos de la distribución	39
2.5.1.	Por correa dentada	39
2.6.	Mejoramiento de la carburación.....	40
2.7.	Sistema de encendido	42
2.7.1.	Bobina de encendido msd blaster ss	43
2.7.2.	Cables de alta tención mallory – sprint 8 mm	44
2.7.3.	Bujías de platino bosch wr8dp	45
CAPÍTULO 3: MATEMÁTICA DEL MOTOR		47
3.1.	Rediseño de los elementos del motor.....	47
3.2.	Parámetros iniciales para la modificación	47
3.3.	Factores externos del motor	48
3.4.	Cálculo de presiones y temperaturas del ciclo termodinámico	49
3.5.	Fuerzas que actúan sobre el mecanismo biela – manivela.....	61
3.6.	Fuerza del pistón.....	62
3.7.	Fuerza lateral del pistón.....	64
3.8.	Fuerza en la biela.....	67
3.9.	Fuerza tangencial.....	69
3.10.	Fuerza de la línea de bancada	71
3.11.	Velocidad angular	73
3.12.	Velocidad del pistón	74
3.13.	Aceleración del pistón	76
3.14.	Desplazamiento del pistón	78
3.15.	Velocidad Media del pistón	79

3.16.	Cálculo del par motor	82
3.17.	Potencia efectiva.....	83
3.18.	Eficiencia del ciclo termodinámico	84
3.19.	Modificación de las válvulas	85
3.20.	Diámetro del conducto del asiento.....	87
3.21.	Dimensiones de la válvula	89
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDO POR COMPUTADOR		92
4.1.	Ingeniería asistida por computadora (CAE).....	92
4.2.	Diseño asistido por computador (CAD).	94
4.3.	Análisis asistido por computador	94
4.4.	Asistencia del software solidworks.	95
4.5.	Escenarios de simulación.	96
4.6.	Esfuerzo máximo, en el pistón del motor estándar y trucado.....	97
4.7.	Deformación máxima, en el pistón del motor estándar y trucado.	100
4.8.	Factor de seguridad en el pistón del motor estándar y trucado.	103
4.9.	Esfuerzo máximo en la biela del motor estándar y trucado.....	106
4.10.	Deformación máxima en la biela del motor estándar y trucado.	109
4.11.	Factor de seguridad en la biela del motor estándar y trucado.	112
4.12.	Esfuerzo máximo en el cigüeñal del motor estándar y trucado.....	115
4.13.	Deformación máxima en el cigüeñal del motor estándar y trucado.....	118
4.14.	Factor de seguridad en el cigüeñal del motor estándar y trucado.....	121
4.15.	Calor y temperatura conjunto biela, pistón y cigüeñal.....	124
4.15.1.	Temperatura conjunto pistón, biela y cigüeñal motor estándar	124
4.15.2.	Temperatura conjunto pistón, biela y cigüeñal motor trucado.....	125
CAPÍTULO 5: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		126
5.1.	Conclusiones.....	126
5.2.	Recomendaciones	128
BIBLIOGRAFÍA		130
NETGRAFÍA.....		131
ANEXOS		134
ANEXO A: FORMULARIO		135
ANEXO B: FOTOGRAFÍAS DEL VEHÍCULO EN COMPETICIÓN		138
ANEXO C: ARTÍCULO PROYECTO		140
CERTIFICACIÓN		148

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Giro de cigüeñal motor suzuki forsa 1.....	1
Figura 1.2: Gráfica de potencia.....	2
Figura 1.3: Gráfica de consumo de combustible.....	3
Figura 1.4: Movimientos producidos mecanismo biela - manivela.....	4
Figura 2.1: Block suzuki forsa 1.....	6
Figura 2.2: Limpieza bancada suzuki forsa 1.....	7
Figura 2.3: Rectificadora vertical para cilindros.....	8
Figura 2.4: Pistón mitsubishi lancer 4g18.....	8
Figura 2.5: Bruñido de cilindros.....	10
Figura 2.6: Juego de piedras sunnen m27j55 grano fino 220.....	10
Figura 2.7: Rectificadora de superficies planas.....	11
Figura 2.8: Culata suzuki g10.....	12
Figura 2.9: Superficie plana culata g10 cepillada.....	13
Figura 2.10: Casquete esférico.....	14
Figura 2.11 a): Conducto de admisión original 2.11 b): Conducto de admisión modificado.....	16
Figura 2.12: Trabajo interno en el conducto de admisión.....	17
Figura 2.13 a): Conducto de escape original 2.13 b): Conducto de escape modificado.....	18
Figura 2.14 a): Múltiple de admisión original 2.14 b): Múltiple de admisión preparado.....	18
Figura 2.15 a): Pistón suzuki. 2.15 b): Pistón mitsubishi.....	20
Figura 2.16: Rines del mitsubishi 4g18.....	21
Figura 2.17: Biela suzuki forsa i.....	21
Figura 2.18: Calentador de bielas.....	22
Figura 2.19 a): Diámetro de bulón biela original 2.19 b): Diámetro de bulón biela modificado.....	23
Figura 2.20 a): Fresa 2.20 b): Taladro de mano.....	23
Figura 2.21 a): Cojinetes de bancada suzuki forsa i 2.21 b): Cojinetes de biela suzuki forsa i.....	24
Figura 2.22: Guías de bronce vitara jx.....	26
Figura 2.23 a): Válvulas admisión suzuki 2.23 b): Válvulas escape suzuki.....	27
Figura 2.24 a): Válvulas escape vitara jx 2.24 b): válvulas admisión vitara jx.....	27
Figura 2.25: Árbol de levas original.....	28
Figura 2.26: Árbol de levas para competencias.....	29
Figura 2.27: Palpador sobre el balancín.....	30
Figura 2.28: Fijación del graduador a la polea del cigüeñal.....	30

Figura 2.29: Accionamiento de válvula de admisión.	31
Figura 2.30: Reloj palpador balancín válvula de escape.	32
Figura 2.31: Ciclo de apertura válvula de escape.	33
Figura 2.32 a): Diagrama ángulos de adelanto y retraso motor estándar 2.32 b): Diagrama ángulos de adelanto y retraso motor trucado.	33
Figura 2.33: Tacómetro suzuki preparado.	35
Figura 2.34: Longitudes y diámetros del sistema de escape.....	36
Figura 2.35: Header suzuki forsa i.	37
Figura 2.36: Longitud del colector.....	38
Figura 2.37: Diámetro del colector de escape.	38
Figura 2.38: Diámetro del tubo final del colector.	39
Figura 2.39: Distribución por correa dentada.....	40
Figura 2.40: Polea de competencias regulable.....	40
Figura 2.41: Carburador weber.	41
Figura 2.42: Shiglor de aire.....	41
Figura 2.43 a): Shiglor de gasolina izquierdo 2.43 b): Shiglor de gasolina derecho.	42
Figura 2.44: Sistema de encendido suzuki g10.....	43
Figura 2.45: Bobina de encendido msd blaster ss.....	44
Figura 2.46: Cables de alta tención mallory – sprint 8 mm.....	45
Figura 2.47: Bujías de platino bosch wr8dp.....	46
Figura 3.2: Fuerzas en el mecanismo biela - manivela.	61
Figura 3.3: Fuerza del pistón vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	63
Figura 3.4: Longitud de biela.	65
Figura 3.5: Fuerza lateral vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.....	67
Figura 3.6: Fuerza en la biela vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	69
Figura 3.7: Fuerza tangencial vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	71
Figura 3.8: Fuerza de la línea de bancada vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	73
Figura 3.9: Velocidad del pistón vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado. .	75
Figura 3.10: Aceleración del pistón vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	77
Figura 3.11: Desplazamiento del pistón vs grados de giro del cigüeñal motor estándar y trucado.	79
Figura 3.12: Máximas rpm suzuki estándar.	80
Figura 3.13: Máximas rpm suzuki preparado.....	80
Figura 3.14: Diámetro válvula de admisión vitara jx.	86
Figura 3.15: Diámetro válvula de escape vitara jx.....	87

Figura 3.16: Diámetro del conducto.....	88
Figura 3.17: Dimensiones de la válvula.....	89
Figura 4.1: Escenario de estudio solidworks.....	97
Figura 4.2: Esfuerzo máximo pistón motor estándar.....	97
Figura 4.3: Esfuerzo máximo pistón motor trucado.....	98
Figura 4.4: Esfuerzo máximo pistón estándar.....	99
Figura 4.5: Esfuerzo máximo pistón trucado.....	99
Figura 4.6: Deformación pistón motor estándar.....	100
Figura 4.7: Deformación pistón motor trucado.....	101
Figura 4.8: Deformación máxima pistón estándar.....	102
Figura 4.9: Deformación máxima pistón trucado.....	102
Figura 4.10: Factor de seguridad pistón motor estándar.....	103
Figura 4.11: Factor de seguridad pistón motor trucado.....	104
Figura 4.12: Factor de seguridad pistón estándar.....	105
Figura 4.13: Factor de seguridad pistón trucado.....	105
Figura 4.14: Esfuerzo máximo biela motor estándar.....	106
Figura 4.15: Esfuerzo máximo biela motor trucado.....	107
Figura 4.16: Esfuerzo máximo biela estándar.....	108
Figura 4.17: Esfuerzo máximo biela trucada.....	108
Figura 4.18: Deformación biela motor estándar.....	109
Figura 4.19: Deformación biela motor trucado.....	110
Figura 4.20: Deformación biela estándar.....	111
Figura 4.21: Deformación biela trucada.....	111
Figura 4.22: Factor de seguridad biela motor estándar.....	112
Figura 4.23: Factor de seguridad biela motor trucado.....	113
Figura 4.24: Factor de seguridad biela estándar.....	114
Figura 4.25: Factor de seguridad biela trucada.....	114
Figura 4.26: Esfuerzo máximo cigüeñal motor estándar.....	115
Figura 4.27: Esfuerzo máximo cigüeñal motor trucado.....	116
Figura 4.28: Esfuerzo máximo cigüeñal estándar.....	117
Figura 4.29: Esfuerzo máximo cigüeñal trucado.....	117
Figura 4.30: Deformación máxima cigüeñal motor estándar.....	118
Figura 4.31: Deformación máxima cigüeñal motor trucado.....	119
Figura 4.32: Deformación máxima cigüeñal estándar.....	120
Figura 4.33: Deformación máxima cigüeñal trucado.....	120

Figura 4.34: Factor de seguridad cigüeñal motor estándar.	121
Figura 4.35: Factor de seguridad cigüeñal motor trucado.	122
Figura 4.36: Factor de seguridad cigüeñal estándar.	123
Figura 4.37: Factor de seguridad cigüeñal trucado.	123
Figura 4.38: Temperatura conjunto pistón, biela y cigüeñal.	124
Figura 4.39: Temperatura conjunto pistón, biela y cigüeñal.	125

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Datos de fabricante de cojinetes.....	25
Tabla 2.2. Dimensiones de las válvulas (suzuki – vitara jx)	28
Tabla 2.3. Ángulo de anticipo y retraso de nuevo eje de levas	29
Tabla 2.4. Diámetro de shiglores weber.	42
Tabla 2.5. Designación de bujía ngk.....	43
Tabla 2.6. Designación de bujía bosch.....	45
Tabla 3.1. Especificaciones técnicas estándar suzuki forsa i.....	47
Tabla 3.2. Tipos de combustibles.	48
Tabla 3.3. Presión atmosférica ambato.	49
Tabla 3.4. Temperatura ambato mes de septiembre.....	49
Tabla 3.5. Parámetros de variación suzuki g10.....	85

RESUMEN

El presente estudio teórico - práctico se basa en la preparación y mejoramiento del motor Suzuki Forsa I G10, el cual debe cumplir con las normativas establecidas según la Federación Ecuatoriana De Automovilismo Deportivo para poder participar en las diversas competencias automovilísticas a nivel nacional. Teóricamente el máximo desarrollo de un motor en eventos del deporte automovilístico como: Trepada De Montaña, Rally, Piques Cuarto De Milla y Circuito, dependerá del incremento del rendimiento del motor, que resulta de la modificación tanto de los elementos fijos como móviles. Por lo cual al conocer que las herramientas tecnológicas permiten un estudio y análisis más exacto, se utilizó el software SolidWorks para alcanzar y controlar el máximo esfuerzo al que estarán sometidos los elementos fijos y móviles los que conforman el tren alternativo del Suzuki Forsa I G10 luego de una reducción de masas. Una vez concluido el trabajo de preparación conjuntamente con los resultados adquiridos tras el estudio y simulación, se puede establecer nuevas tendencias para el trucaje del motor G10 empleando datos confiables que permitan la seguridad no solo del vehículo sino también del competidor. Así se espera que el presente trabajo sea de gran utilidad para mecánicos especializados en la preparación de motores de competición, aficionados y profesionales, que les guste el deporte tuerca a nivel nacional.

PALABRA CLAVE

**INGENIERÍA AUTOMOTRIZ / MOTORES SUZUKI / SOLIDWORKS /
COMPETENCIAS AUTOMOVILÍSTICAS**

ABSTRACT

This study theoretical - practical is based on the preparation and improvement of Suzuki Forsa I G10 Engine, which must meet the standards set by the Ecuadorian Federation Of Motor Sports to participate in various racing events nationwide. Theoretically the maximum development of an engine in motor sport events such as Mountain of climb, Rally, Piques and Circuit Quarter Mile depend on the increase in engine performance resulting from the modification of both fixed and mobile elements. Therefore to meet the technological tools allow more accurate study and analysis was used SolidWorks software to reach and control the maximum effort that will be subjected to fixed and mobile elements that make up the alternative train G10 Suzuki Forsa I then a mass reduction. Once the preparation work in conjunction with the results acquired through the study and simulation, you can set new trends for the G10 engine trick using reliable data to enable safety not only the vehicle but also the competitor. It is expected that this work will be of great use to specialized mechanics in preparation for racing engines, amateur and professional, who like motorsports nationwide.

KEYWORD

AUTOMOTIVE ENGINEERING / SUZUKI'S ENGINES / SOLIDWORKS / CAR RACING

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1. TORQUE

“Indica la fuerza torsional que es capaz de proporcionar el motor desde su eje principal, es decir la fuerza de la explosión aplicada a la biela y transmitida por esta al codo del cigüeñal, para hacerle girar y producir un esfuerzo de rotación como se observar en la Figura 1.1 los elementos que interactúan en el movimiento del cigüeñal. Se mide en kilogramos-metro (Kg-m), Newton-metro (N-m) o pie-libras (pie-lb). Por lo tanto generalizando se puede decir que el torque es la medida del trabajo que es capaz de realizar el motor” (Autos, 2011).

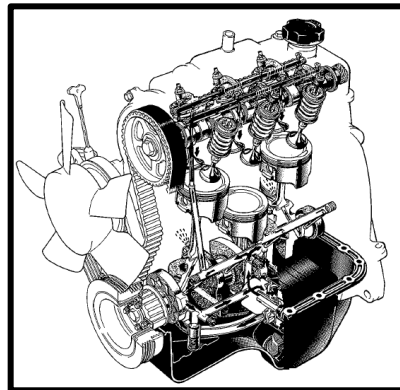


Figura 1.1: Giro de Cigüeñal Motor Suzuki Forza 1.

Fuente: (Corporation, 1992)

1.2. CONSUMO MÁSIICO DE AIRE

Es la masa de aire que ingresa al cilindro.

1.3. POTENCIA

“En un motor la Potencia Indica la cantidad de trabajo que se puede realizar en un determinado tiempo. La misma se expresa en caballos de fuerza (Hp) o Kilovatios (Kw) En pocas palabras la potencia es cuán rápido puede hacer el trabajo un motor tal como se ve en la Figura 1.2 la gráfica de la Potencia" (Motores, 2012).

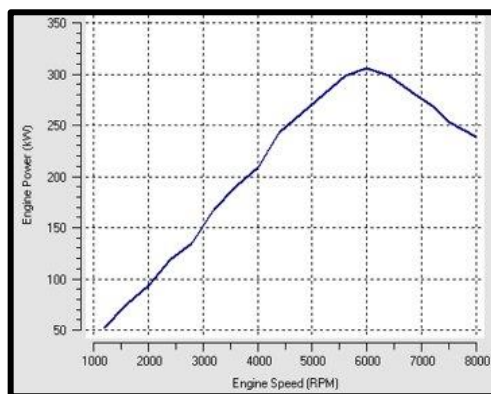


Figura 1.2: Gráfica de Potencia.

Fuente: (Blogspot, 2012)

1.4. PODER CALORÍFICO DE GASOLINA

“El poder calorífico expresa la energía máxima que puede liberar la unión química entre un combustible y el comburente y es igual a la energía que mantenía unidos los átomos en las moléculas de combustible” (Proteger, 2012).

1.5. EFICIENCIA MECÁNICA

Es la capacidad que tiene una máquina para convertir la potencia mecánica disponible en el motor, en potencia de propulsión.

1.6. RELACIÓN AIRE – COMBUSTIBLE

Indica la relación entre la cantidad de aire utilizado en la combustión y la cantidad de combustible quemado.

1.7. EFICIENCIA TÉRMICA

Es la capacidad que tiene un motor para aprovechar todo el calor sin que tenga pérdida del mismo.

1.8. CONSUMO MÁSIICO DE COMBUSTIBLE

Es la rapidez de consumo de combustible del motor en masa, como se observa en la Figura 1.3 el consumo de combustible (línea roja) está directamente relacionado con el número de revoluciones en las que se encuentra girando el motor de combustión interna.

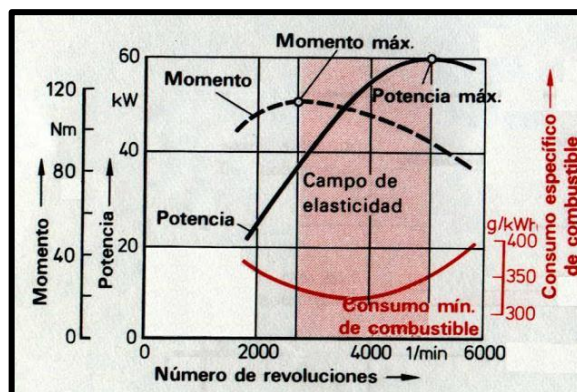


Figura 1.3: Gráfica de Consumo de Combustible.

Fuente: (Club, 2011)

1.9. OCTANAJE DEL COMBUSTIBLE

“Es la medida de la calidad antidetonante que se requiere en el combustible para resistir la tendencia a la detonación o autoencendido, por lo que el

número de octano requerido depende directamente de la relación de compresión del motor. Con el nivel de octanaje adecuado se evita la detonación y se logra un solo foco de llama dado para el encendido en el momento preciso, con lo cual se logra una combustión pareja y efectiva.” (Linea, 2012)

1.10. MECANISMO BIELA-MANIVELA

Básicamente, el **mecanismo** consiste en conectar la cabeza de una biela con el mango de una manivela y el pie de biela con un émbolo.

El giro de la manivela provoca el movimiento de la biela y, consecuentemente, permite obtener un movimiento lineal alternativo perfecto a partir de uno giratorio continuo, o viceversa, la Figura 1.4 muestra el movimiento giratorio como el lineal alternativo que lo producen la biela y el volante de inercia.

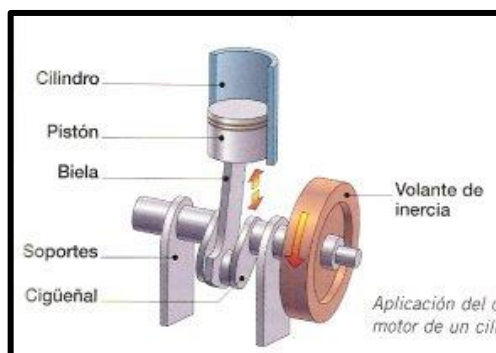


Figura 1.4: Movimientos Producidos Mecanismo Biela - Manivela.

Fuente: (Transformacion, 2011)

1.11. RELACIÓN DE COMPRESIÓN

“La relación de compresión se define como las veces que el volumen final queda contenido en el volumen inicial. En general cuando mayor es el índice de la relación de compresión, mayor es el rendimiento del motor, es decir,

mayor es el aprovechamiento energético del combustible, generando mayores tensiones y temperatura en el cabezote.” (Motores, 2011)

1.12. CILINDRADA, CALIBRE Y CARRERA.

Carrera (s) es el desplazamiento en el interior del cilindro desde su punto muerto superior (P.M.S.), que es el punto más elevado que alcanza, al punto muerto inferior (P.M.I.) que es el más bajo de su recorrido.

Se denomina **Calibre** Al diámetro, interior (diámetro del pistón).

Se entiende por **Cilindrada** (V_h), el volumen comprendido entre el PMS y el PMI, es decir, el volumen de la parte del cilindro que comprende la carrera.

CAPÍTULO 2

ELEMENTOS A SER MODIFICADOS EN EL MOTOR

2.1. ELEMENTOS FIJOS

Un motor de 4 tiempos posee varios sistemas, compuestos de diferentes elementos, siendo estos fijos o móviles que deben ser analizados para obtener el mejor rendimiento luego de ser modificados.

2.1.1. BLOQUE MOTOR

Es el elemento que constituye el soporte estructural de todo el motor, es el más voluminoso y pesado en el cual van alojados o acoplados el resto de la gran parte de elementos que componen el motor como se ve en la Figura 2.1.



Figura 2.1: Block Suzuki Forsa 1.

Fuente: MENA, Marco (2013).

El material empleado para la construcción del bloque Motor del Suzuki G10 es una “Aleación ligera de aluminio (G- $AlSi10Mg$)” (Erazo-Mena, 2005). Este material le proporciona al bloque una elevada resistencia al calor y al desgaste, así como una espléndida conductividad térmica.

Los trabajos que se van a realizar son:

- Limpieza y desincrustación del bloque.
- Rectificado de cilindros.
- Pulido interior del bloque.
- Rectificado del plano de la superficie superior.

2.1.1.1. LIMPIEZA Y DESINCRUSTACIÓN DEL BLOQUE

Se procede a realizar una limpieza a fondo y una desincrustación de sus paredes tanto interiores como exteriores como indica la Figura 2.2, sobre todo si el motor ha funcionado algunos kilómetros.



Figura 2.2: Limpieza Bancada Suzuki Forsa 1.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.1.1.2. RECTIFICADO DE CILINDROS

Las paredes de los cilindros están conformados por camisas secas de “fundición de Acero Nitrurado 34 CrAlNi” (Erazo-Mena, 2005) deben quedar en perfectas condiciones de ajuste y pulido para recibir el paso del pistón. Los trabajos de rectificación se lo realizan con la Rectificadora Vertical como indica la Figura 2.3 con la cual se mecaniza el cilindro para eliminar la conicidad y el ovalamiento, y así obtener la medida inmediatamente superior de rectificado dependiendo del desgaste.



Figura 2.3: Rectificadora Vertical Para Cilindros.

Fuente: MENA, Marco (2013).

El valor al que se rectificó los cilindros es de 76 mm para utilizar el juegos de pistones del MITSUBISHI LANCER 4G18 los que se muestran en la Figura 2.4 cuyo diámetro es de 75.92 mm.

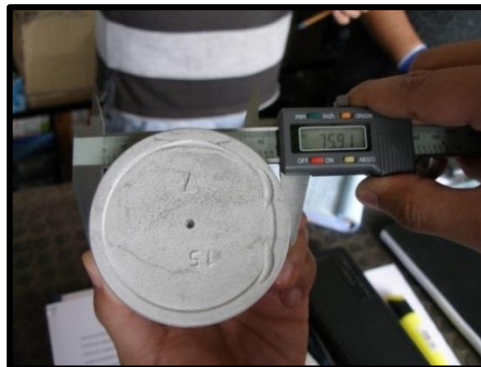


Figura 2.4: Pistón MITSUBISHI LANCER 4G18.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Cálculo de la nueva cilindrada:

$$Cil = \frac{nD^2}{4} (\pi) (C) (n_C)$$

Ec. 2.1. (De Castro Vicente, 2006)

Donde:

C: Carrera (cm)

nD: Nuevo diámetro del cilindro (cm)

nc: Número de cilindros

Cil: Cilindrada del motor (cm³)

$$\text{Cil} = \frac{nD^2}{4} (\pi) (C) (n_C)$$

$$\text{Cil} = \frac{(7.6)^2}{4} (\pi) (7.7) (3)$$

$$\text{Cil} = 1047.92 \text{ cm}^3$$

Como resultado de este cálculo da la nueva cilindrada la cual indica que el vehículo participa en la categoría de 0 a 1150 cc. Según el reglamento que utiliza el T.A.C.¹ para eventos de competencias automovilísticas.

A continuación se calcula la diferencia de cilindrada que el motor del Suzuki G10² sufrió:

$$\Delta \text{ cil} = 1047.92 - 993$$

$$\Delta \text{ cil} = 54.92 \text{ cc.}$$

2.1.1.3. PULIDO INTERIOR DEL BLOQUE (BRUÑIDO)

El bruñido es un "rayado" en ángulo que se le hace a los cilindros en su interior como se indica en la Figura 2.5, la función principal es la de alojar lubricante para mantener una película fina entre el pistón y la camisa evitando un desgaste de los elementos.

¹ T.A.C.: Tungurahua Automóvil Club.
Ver ANEXO Figura B 1 - 3

² G10: Denominación a motor de Suzuki Forsa de 3 cilindros, que utiliza una aleación de aluminio para el block, culata y pistones.

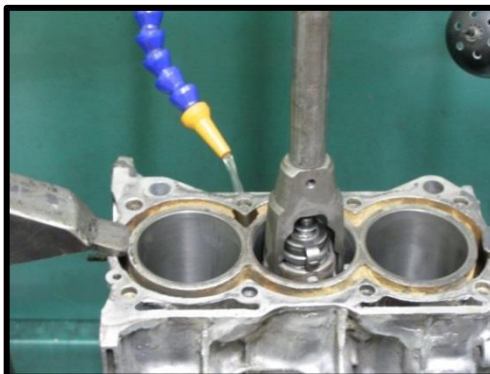


Figura 2.5: Bruñido de cilindros.

Fuente: MENA, Marco (2013).

El ángulo de bruñido que se utilizó en cada uno de los cilindros es de 60° creando una cuadrícula la misma que servirá como canales de permanencia del aceite mientras el motor cumpla con su ciclo de trabajo en las competencias. Al usar este ángulo no existirá un consumo excesivo de aceite a altas revoluciones y una fina capa del mismo quedara impregnada en el cilindro para no tener problemas de rozamiento metal con metal en el block. Para este trabajo de bruñido se utilizó una piedra de grano fino 220 ver Figura 2.6 este número nos indica el grueso del grano que existe en la misma.



Figura 2.6: Juego de Piedras SUNNEN³ M27J55 Grano Fino 220.

Fuente: MENA, Marco (2013).

³ SUNNEN PRODUCTS COMPANY Empresa mundial de venta de implementos para Rectificadoras desde 1924

2.1.1.4. RECTIFICADO DEL PLANO DE LA SUPERFICIE SUPERIOR

El aumento de la presión efectiva del motor se logra con el aumento de la relación de compresión.

Para lo cual se tiene dos procedimientos: uno de ellos es rebajar el plano inferior del cabezote o el plano superior del bloque, y el otro es rebajar repartidamente la distancia entre cabezote y bloque.

La altura que se desbastó en la cara superior del block es de 1mm en la Rectificadora de Superficies Planas como muestra la Figura 2.7.



Figura 2.7: Rectificadora de Superficies Planas.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.1.2. LA CULATA

La culata del Motor G10 es de una “aleación ligera de aluminio (G-ALSi10Mg)” (Erazo-Mena, 2005), razón por la cual tiene la ventaja de una buena conductividad térmica y es ligera en su peso.

Es el elemento que permite el cierre hermético de la cámara de combustión, van alojadas las válvulas de admisión y escape, asientos, guías, resortes,

seguros, árbol de levas, balancines y dos varillas o flautines la Figura 2.8 muestra la culata del G10 armada.



Figura 2.8: Culata Suzuki G10.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Las partes a ser modificadas serán:

- Rebaje del plano de la culata.
- Las válvulas, sus asientos y guías.
- Los conductos de admisión y escape.

2.1.2.1. REBAJE DEL PLANO DE LA CULATA

Consiste en devastar la superficie plana de la culata por medio de una rectificadora de superficies planas, para este motor la altura que se va a rebajar es de 2mm como muestra la Figura 2.9 donde la superficie esta cepillada.

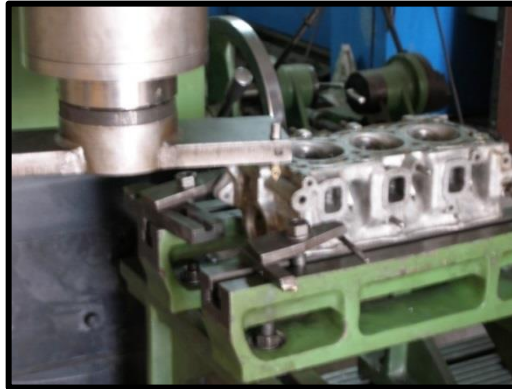


Figura 2.9: Superficie Plana Culata G10 Cepillada.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.1.2.2. MEDICIÓN DEL VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Se calcula el volumen, tanto de la cámara de combustión original como de la trucada en la culata del G10.

$$V_c = \frac{Cil/3}{Rc-1}$$

Ec. 2.2. (Gillieri, 2006)

Donde:

Rc: Relación de compresión

Vc: Volumen de la cámara de combustión (cc o cm³)

Cil: Cilindrada del motor (cc o cm³)

3: Número de cilindros Suzuki G10

$$V_c = \frac{993/3}{8.8 - 1}$$

$$V_c = \frac{331}{7.8}$$

$$\mathbf{V_c = 42.44 \text{ cm}^3}$$

CASQUETE ESFÉRICO

Un casquete esférico, en geometría, es la parte de una esfera cortada por un plano la Figura 2.10 representa el mismo.

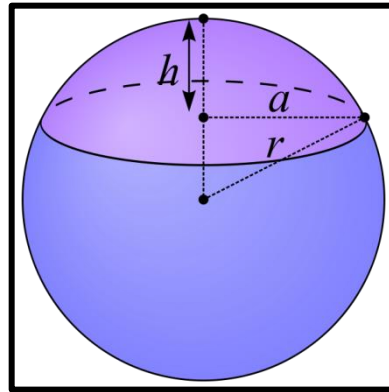


Figura 2.10: Casquete Esférico.

Fuente: (Wikipedia, 2012)

Bajo la consideración de casquete esférico, se determinará el valor de H mediante la ecuación para hallar un volumen de un casquete esférico:

$$V_c = \frac{1}{6} (\pi)(H) (3r^2 + H^2)$$

Ec. 2.3. (Wikipedia, 2012)

Donde:

V_c: Volumen de la cámara (cc o cm³)

r: Radio del casquete esférico (cm)

H: Altura total de la cámara (cm)

nV_c: Nuevo Volumen de la cámara (cc o cm³)

$$42.44 = \frac{1}{6} (\pi)(H) (3r^2 + H^2)$$

$$42.44 = 0.5235H (41.07 + H^2)$$

$$42.44 = 21.5 H + 0.5235 H^3$$

$$H = 1.8257 \text{ cm.}$$

El nuevo volumen de la cámara considerando que la altura de la misma es 2mm. Menos que la original.

$$nV_c = \frac{1}{6} (\pi)(H) (3r^2 + H^2)$$

$$nV_c = \frac{1}{6} (\pi)(1.6257) (43.32 + 2.642)$$

$$nV_c = 0.8512 (45.962)$$

$$nV_c = 39.122 \text{ cm}^3$$

Se calcula la diferencia de volumen que la cámara de combustión del motor del Suzuki G10 sufrió:

$$\Delta \text{ cc} = 42.44 - 39.122$$

$$\Delta \text{ cc} = 3.318 \text{ cc.}$$

La nueva relación de compresión es:

$$R_c = \frac{V_C + V_c}{V_c}$$

Ec. 2.4. (Gillieri, 2006)

Donde:

R_c: Relación de Compresión

V_C: Volumen del cilindro (cc o cm³)

V_c: Volumen de la cámara (cc o cm³)

$$V_C = \frac{\text{Cil.}}{3}$$

Ec. 2.5. (Gillieri, 2006)

$$VC = \frac{1047.92}{3}$$

$$VC = 349.30 \text{ cm}^3$$

$$Rc = \frac{349.30 + 39.122}{39.122}$$

$$Rc = 10 : 1$$

En el motor existe una relación de compresión actual de **10:1**

2.1.2.3. CONDUCTOS DE ADMISIÓN Y DE ESCAPE

El objetivo primordial es que los gases ingresen en gran cantidad, facilidad y con la turbulencia adecuada a la cámara de combustión. Se debe tener en cuenta que lo importante es aumentar la presión de ingreso de la mezcla a la cámara (presión de admisión). Para la culata del G10 los conductos de admisión se abrirán 4mm ver Figura 2.11 a y 2.11 b. Como un valor máximo debido a que exceder estos valores producirían que la pared de cada conducto se debilite existiendo filtraciones de la mezcla (agua – refrigerante) hacia la cámara de combustión causando graves daños a todo el motor.



Figura 2.11 a): Conducto de Admisión Original 2.11 b): Conducto de Admisión Modificado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Para realizar dicho trabajo se utiliza el taladro de mano o taladro de banco y una broca aumentando su diámetro de poco en poco para no exceder del valor tope establecido. En el conducto de admisión los trabajos que se van a realizar es la superficie interna dejarla completamente lisa como muestra la Figura 2.12 y que no exista ninguna imperfección para que aire - combustible entre de una manera regular y no exista ningún choque en las paredes produciendo algún tipo de perturbación al ingreso de la cámara. La forma en que debería tener el conducto de admisión es de una trompetilla desde adentro hacia la parte externa de la lumbrera.



Figura 2.12: Trabajo Interno En El Conducto de Admisión

Fuente: MENA, Marco (2013).

Los conductos de escape se abrirán de 1 mm. a 2 mm. como valor máximo debido a que su forma es de rectángulo sera 1 o 2 mm. tanto de alto como de ancho la Figura 2.13 muestra un conducto de escape estándar y modificado. El trabajo se realiza con un taladro de mano teniendo bastante cuidado al realizar este trabajo para mantener la misma forma original de conducto de escape.

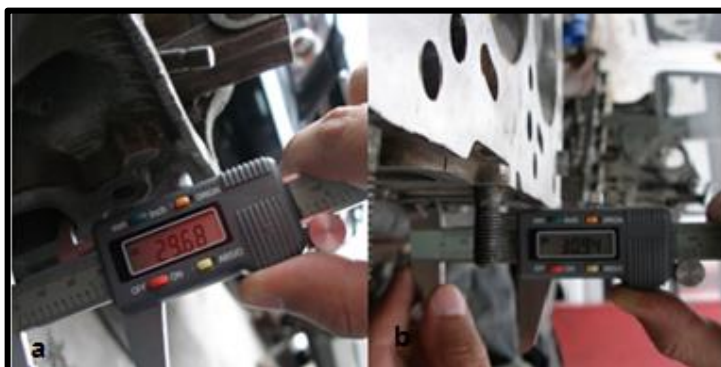


Figura 2.13 a): Conducto de Escape Original 2.13 b): Conducto de Escape Modificado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.1.3. MODIFICACIÓN DEL MÚLTIPLE DE ADMISIÓN

Es el elemento encargado de facilitar el ingreso de la mezcla aire combustible al interior de los cilindros, suele estar construido de aluminio ya que es un elemento que no está sometido a grandes temperaturas y los gases que entran son gases frescos. En un motor modificado para recibir mayor potencia se puede mejorar el múltiple, para obtener un mayor ingreso de aire combustible en los cilindros, esto se logra agrandando los diámetros de los conductos a el mismo diámetro que se encuentra abierta las lumbreras, aplicando de igual manera el mismo procedimiento para el agrandamiento del conducto de admisión de la culata la Figura 2.14 muestra un múltiple de admisión estándar y modificado.



Figura 2.14 a): Múltiple de Admisión Original 2.14 b): Múltiple de Admisión Preparado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2. ELEMENTOS MÓVILES

Son los elementos encargados de transmitir la energía térmica producida en la combustión en energía mecánica, a través de un sistema de biela que transforma el movimiento rectilíneo del pistón en un movimiento giratorio del cigüeñal.

2.2.1. PISTÓN Y SELECCIÓN

Es muy común que los pistones de serie estén contruidos de una “aleación ligera de aluminio (AlSi12CuNi)” (Gerschler, 2007), este material presenta las siguientes ventajas; elevada resistencia, baja densidad, elevada conductividad térmica, baja dilatación térmica, y poca resistencia al rozamiento. Es el elemento móvil que se desplaza en el interior del cilindro recibiendo directamente en la parte superior el impacto de la combustión de la mezcla. Se divide en dos partes fundamentales: cabeza del pistón y falda del pistón.

En la cabeza del pistón se encuentran mecanizadas ranuras para el alojamiento de los rines o anillos cuya función es separar herméticamente la cámara de combustión, lubricar las paredes del cilindro y transmitir el calor que se produce en la combustión.

SELECCIÓN DE LOS PISTONES

Se ha utilizado los pistones del MITSUBISHI LANCER 4G18 porque su diámetro está dentro del parámetro que se agrandó los cilindros en el Block del G10.

A más que posee una menor falda que el pistón original lo cual implica que ya posee un trabajo de reducción de peso que se debe realizar en los

nuevos pistones a utilizar la Figura 2.15 muestra un pistón Suzuki vs Mitsubishi.

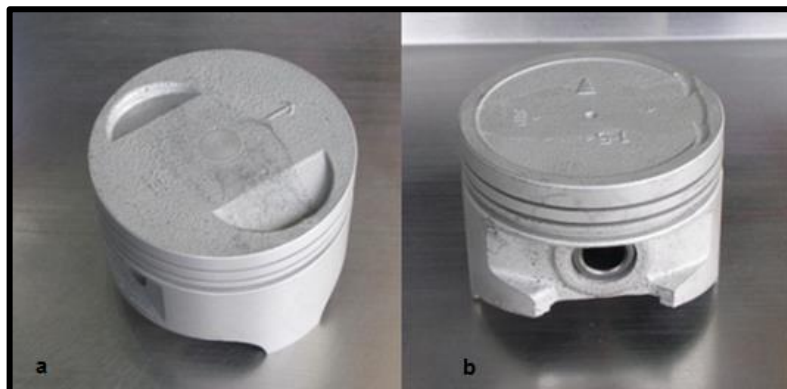


Figura 2.15 a): Pistón Suzuki. 2.15 b): Pistón Mitsubishi.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2.2. RINES DEL PISTON Y SELECCIÓN.

Los rines de compresión y aceite están sometidos a grandes esfuerzos mecánicos y térmicos, razón por lo cual se utilizan materiales de buenas propiedades de deslizamiento, elevada elasticidad y resistencia a altas temperaturas. Por lo general se los fabrica de “fundición gris GG-30 o de fundición de alta aleación X-12 Cr Ni” (Erazo-Mena, 2005).

SELECCIÓN

Se utilizará el conjunto de rines estándar para el pistón MITSUBISHI LANCER 4G18 ver Figura 2.16. Estos rines tienen una gran resistencia y permiten una perfecta hermetización de los cilindros durante los grandes efectos de vacío que se originan en los momentos de la desaceleración.

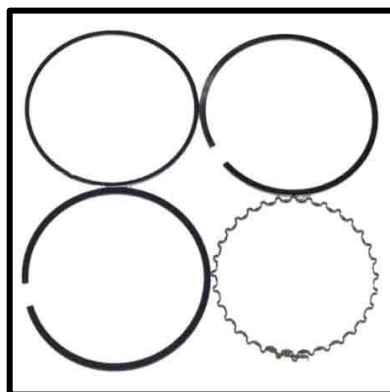


Figura 2.16: Rines del Mitsubishi 4G18.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2.3. BIELA Y MECANIZADO

Es el elemento que sirve de unión entre el pistón y el cigüeñal y por lo tanto, es el que transmite todo el esfuerzo del pistón a las muñequillas del cigüeñal. La biela se divide en; cabeza, cuerpo y pie. La cabeza es la parte que va acoplada a la muñequilla del cigüeñal. El cuerpo es la parte que une el pie con la cabeza y por lo tanto la que transmite el esfuerzo, y el pie es la parte que se une al bulón la Figura 2.17 muestra la biela del Suzuki Forsa I.



Figura 2.17: Biela Suzuki Forsa I.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La biela es la parte del motor que está sometida a enormes esfuerzos más que ninguna otra, tales como: tracción flexión y torsión. De ahí que es

importante poner énfasis en un buen rediseño de la biela. El material con el que se construyen son aceros aleados con cromo-níquel-molibdeno, los cuales tienen una alta resistencia a la fatiga y son ideales para las bielas de los motores de competencia.

MECANIZADO DE LA BIELA

En el motor G10 el bulón es fijo al pie de biela, por lo tanto es necesario calentar la biela para su instalación, el procedimiento se realiza mediante un calentador de bielas como se indica en la Figuras 2.18.



Figura 2.18: Calentador de Bielas.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Debido a que el nuevo bulón que va a ingresar en el pie de biela es de mayor diámetro se debe agrandar el alojamiento del bulón teniendo extrema precaución que el bulón quede muy flojo al momento del ensamble con el pistón. Se muestran las imágenes del diámetro del bulón de la biela en condición estándar y modificada para el nuevo bulón del pistón del Mitsubishi ver Figura 2.19.



Figura 2.19 a): Diámetro de Bulón Biela Original 2.19 b): Diámetro de Bulón Biela Modificado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se procede a calcular de diferencia de diámetros que el motor del Suzuki G10 sufrió:

$$\Delta \theta = 17.90 - 15.68$$

$$\Delta \theta = 2.22 \text{ mm.}$$

Para el trabajo se utilizó un taladro de mano y una fresa como broca los mismos que ayudaran al desbaste del orificio del bulón ver Figura 2.20.

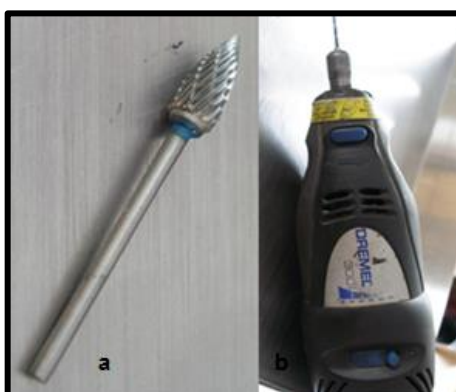


Figura 2.20 a): Fresa 2.20 b): Taladro de mano.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2.4. COJINETES Y SELECCIÓN

Es común que el material utilizado en la fabricación de los cojinetes de serie tanto de biela como de bancada en su parte externa sea acero o bronce, y el revestimiento interno de una aleación de plomo, estaño, cobre, aluminio y antimonio. Este revestimiento se caracteriza por su excelente propiedad de deslizamiento al ser un metal blando, pero con una capacidad de carga baja, que en un motor serie es justificable, ya que satisface sus condiciones de funcionamiento.

SELECCIÓN

Se utilizara para la preparación de este motor cojinetes estándar para el Suzuki Forsa I como se muestra en la Figura 2.21; puesto que al desarmado del motor se vio que el cigüeñal poseía desgaste con seriedad en los muñones de Bielas razón por la cual fue necesario adquirir un nuevo cigüeñal. En los cojinetes se presentan cargas por la presión ejercida por los gases combustionados, por inercia y por la fuerza centrífuga. La Tabla 2.1 muestra datos de fabricante de cojinetes mediante la ayuda de catálogos.



Figura 2.21 a): Cojinetes de Bancada Suzuki Forsa I 2.21 b): Cojinetes de Biela Suzuki Forsa I.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Tabla 2.1. Datos de Fabricante de Cojinetes.

	Marca	SUZUKI	Unidades
Identificación	Cil. / Cilindrada	993	cc
	Motor	G10A	
	Año	84-89	
	Diámetro Pistón mm.	74	mm
	Carrera Pistón mm.	77	mm
	Medida Standard Eje	42	mm
BIELAS	Diámetro Alojamiento Cojinete Biela	45	mm
	Espesor Máx. Pared Cojinete	18,1	mm
	Longitud Total Cojinete	1,49	mm
	Medida Standard Eje	45	mm
BANCADAS	Diámetro Alojamiento Cojinete Bancada	49	mm
	Espesor Máx. Pared Cojinete	18,1	mm
	Longitud Total Cojinete	2	mm

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2.5. VÁLVULAS, SUS ASIENTOS Y GUÍAS

Conseguir que por la cámara de combustión circule la mayor cantidad posible de mezcla explosiva es una buena forma de aumentar la potencia del motor.

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

Mediante varios procedimientos se podrá modificar la posición las válvulas tanto de admisión, como de escape, en la culata los procedimientos que se va a realizar son:

- Cambio de asientos de las válvulas
- Cambiar guías de válvulas
- Cambio de Válvulas de Admisión.
- Cambio de Válvulas de Escape.

En este motor se utilizara las guías de bronce ver Figura 2.22, las válvulas y los asientos serán del Vitara JX.



Figura 2.22: Guías de Bronce Vitara JX.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.2.5.1. VÁLVULAS

Son los elementos situados en el cabezote, encargados de abrir y cerrar los orificios de entrada y salida de gases en la cámara de combustión.

En las válvulas los trabajos que se van a realizar son:

- Aumento del diámetro.

2.2.5.2. AUMENTO DE DIÁMETRO DEL PLATILLO DE LA VÁLVULA

El ingreso de mayor cantidad de mezcla aire-combustible dentro de la cámara de combustión nos permite aumentar la potencia del motor. En la culata del G10 el aumento del diámetro de las válvulas viene limitado por un valor que no excedan 2mm al diámetro de las originales. Es por eso que la selección de las nuevas válvulas en el cabezote son las del Vitara JX como se muestra en la Figura 2.23 y 2.24.



Figura 2.23 a): Válvulas Admisión Suzuki 2.23 b): Válvulas Escape Suzuki.

Fuente: MENA, Marco (2013).



Figura 2.24 a): Válvulas Escape Vitara JX 2.24 b): Válvulas Admisión Vitara JX.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se presenta una tabla ver Tabla 2.2 la cual nos indica las diferencias de los diámetros de las válvulas que se va a utilizar en la culata.

Tabla 2.2. Dimensiones de las Válvulas (Suzuki – Vitara JX)

DIMENSIONES DE VÁLVULAS				
	ADMISIÓN		ESCAPE	
	Ø PLATILLO DE VÁLVULA	Ø VÁSTAGO	Ø PLATILLO DE VÁLVULA	Ø VÁSTAGO
SUZUKI	35.96 mm.	6.97 mm.	30.94 mm.	6.97 mm.
VITARA JX	38.07 mm.	7 mm.	32.44 mm.	6.94 mm.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.3. ÁRBOL DE LEVAS Y ELEMENTOS DE MANDO

La Figura 2.25 muestra el árbol de levas que es el elemento encargado de vencer la fuerza que ejerzan los muelles a través de los mecanismos de mando para abrir y cerrar las válvulas en el momento adecuado.

Constituido por un árbol al cual se le han mecanizado una serie de elementos excéntricos denominados levas, que son los encargados de mandar el empuje a través de las levas hacia las válvulas.



Figura 2.25: Árbol de Levas Original.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 2.26 muestra el nuevo eje de levas que se va a utilizar en el motor G10 esta es $310^{\circ 4}$ / $0.287''^5$, al ser el sistema de distribución SOHC este valor es el mismo para las levas de admisión y escape.

En comparación con el eje de levas estándar 230° / $0.216''$.



Figura 2.26: Árbol de Levas Para Competencias

Fuente: MENA, Marco (2013).

La siguiente Tabla 2.3 indica los ángulos de anticipo y retraso de las válvulas con el nuevo eje de levas.

Tabla 2.3. Ángulo de Anticipo y Retraso de Nuevo Eje de Levas

NUEVO EJE DE LEVAS			
AAA	RCA	AAE	RCE
40°	90°	95°	35°

Fuente: MENA, Marco (2013).

Para la obtención de estos datos se lo realizo con una práctica mediante la ayuda de un reloj palpador ver Figura 2.27 y graduadores los mismos que se utilizaran en la polea del cigüeñal para calar la distribución.

⁴ 310° Significa los grados de acción o grados de apertura de las válvulas.

⁵ $0.287''$ Significa la altura de empuje

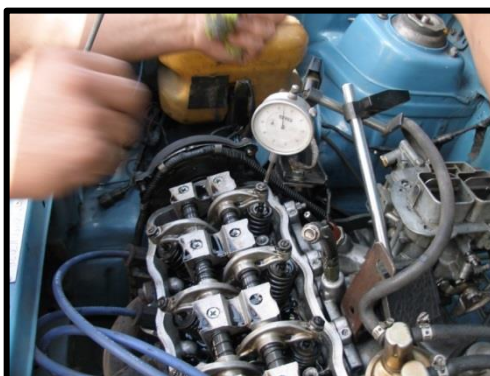


Figura 2.27: Palpador sobre el Balancín.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Para el desarrollo de la práctica se colocó el palpador sobre el balancín tanto el que gobierna a la válvula de admisión y posteriormente a la de escape así al mínimo movimiento poder ver la oscilación de la pluma del palpador.

Se coloca un graduador en la polea de cigüeñal ver Figura 2.28, la misma que al hacerla girar poder tener datos de grados para cada una de los momentos que necesitemos tener el valor



Figura 2.28: Fijación del Graduador a la Polea del Cigüeñal.

Fuente: MENA, Marco (2013).

El siguiente paso es hacer girar el cigüeñal hasta poder apreciar mediante la ayuda del palpador que la válvula de admisión comienza a accionarse en la culata como se ve en la Figura 2.29 hasta el momento en el que el balancín

no produzca ningún movimiento. Retroceder el movimiento hasta llegar al primero movimiento del balancín así se procede a encerar el graduador con la polea del cigüeñal; comenzar el movimiento y ver los grados que marca al terminar el accionamiento de la válvula de admisión. Para el Motor del Suzuki G10 los grados que la válvula de admisión permanece abierta son de 310°.



Figura 2.29: Accionamiento de Válvula de Admisión.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Para encontrar los grados de AAA. El primer pistón lo coronamos en el PMS posteriormente se gira el cigüeñal en sentido anti-horario hasta ver que el palpador comience a mover de forma ligera su pluma se procede a encerar el graduador en la polea del cigüeñal y se gira la misma hasta que la marca de la polea se sincronice con 0° de la regleta plástica superior; el grado que nos indique el transportador serán los grados de AAA en este caso es de 40°.

Para hallar el RCA. Utilizamos la fórmula de ángulo total de apertura de la válvula.

$$310^{\circ} = AAA + 180^{\circ} + RCA$$

Ec. 2.6. (Gillieri, 2006)

$$310^{\circ} = 40^{\circ} + 180^{\circ} + \text{RCA}$$

$$\text{RCA} = 310^{\circ} - 40^{\circ} - 180^{\circ}$$

$$\text{RCA} = 90^{\circ}$$

Para el caso de la válvula de escape se realiza de la misma manera comenzando con los grados de apertura de la válvula la que es 310° ; se coloca el reloj palpador en el balancín que gobierna la válvula de escape como se ve en la Figura 2.30.



Figura 2.30: Reloj Palpador Balancín Válvula de Escape.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se procede a encontrar el ángulo de RCE. Para lo cual se corona el pistón en el PMS. Se encera el palpador y el transportador de la polea del cigüeñal se gira la misma en el sentido horario hasta ver que el palpador regrese al cero ver Figura 2.31 ahí se procede a sacar el ángulo del transportador el mismo que es de 35° .

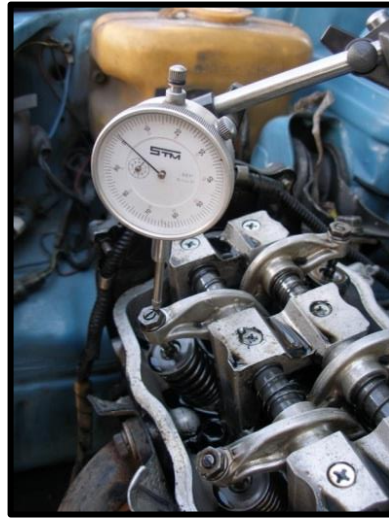


Figura 2.31: Ciclo de Apertura Válvula de Escape.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Para hallar el AAE. Utilizamos la fórmula de ángulo total de apertura de la válvula.

$$310^{\circ} = \text{AAE} + 180^{\circ} + \text{RCE}$$

$$\text{AAE} = 310^{\circ} - 35^{\circ} - 180^{\circ}$$

$$\text{AAE} = 95^{\circ}$$

La Figura 2.32 presenta los diagramas de ángulos de adelanto y retraso tanto del motor estándar como del preparado.

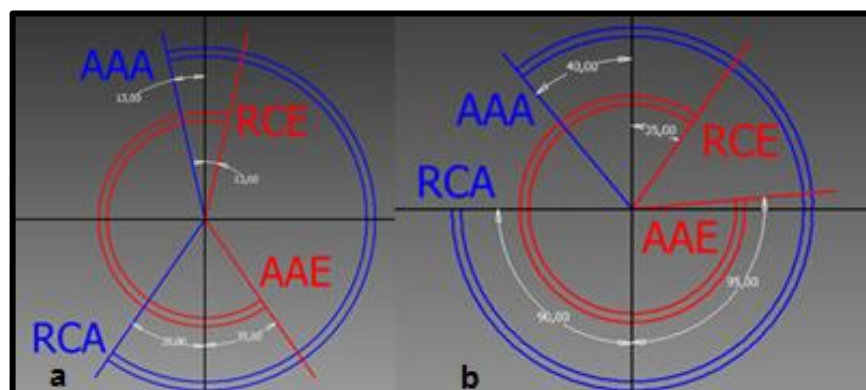


Figura 2.32 a): Diagrama Ángulos De Adelanto Y Retraso Motor Estándar 2.32 b): Diagrama Ángulos De Adelanto Y Retraso Motor Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.4. CÁLCULO DEL HEADER

Para obtener el máximo rendimiento del motor es imperativo que el header se calcule considerando el diámetro - longitud del tubo primario, el diámetro del tubo secundario.

Cálculo de la longitud que debe tener el colector de escape (Lc):

$$Lc = \frac{13000 (Ge)}{rpm (6)}$$

Ec. 2.7. (Gillieri, 2006)

Donde:

Lc: Longitud del colector de escape (cm)

Ge: Ángulo que permanecen abiertas las válvulas de un motor desde que se abren hasta que se cierran.

rpm: Número de revoluciones pretendidas donde se encuentra la máxima potencia.

El ángulo de apertura de válvulas de admisión y escape viene dado por el tipo de árbol de levas, para este caso es de 310°, según la ecuación de Stefano Gillieri:

$$Ge = 40 + 180 + 90$$

Ec.2.8. (Gillieri, 2006)

$$\mathbf{Ge = 310^\circ}$$

Las máximas revoluciones que el Suzuki Trucado nos brinda se ven en la siguiente imagen del tacómetro ver Figura 2.33.



Figura 2.33: Tacómetro Suzuki Preparado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

$$L_c = \frac{13000 (310)}{7600 (6)}$$

$$L_c = 88.38 \text{ cm}$$

Cálculo del diámetro de los tubos del colector:

$$\phi = 2 \left(\sqrt{\frac{V(2)}{L_c (\pi)}} \right)$$

Ec. 2.9. (Gillieri, 2006)

Donde:

ϕ : Diámetro del colector de escape (cm)

V: Volumen de un cilindro (cc o cm^3)

Lc: Longitud del colector de escape (cm)

$$\phi = 2 \left(\sqrt{\frac{343.99(2)}{88.38 (\pi)}} \right)$$

$$\phi = 3.15 \text{ cm}$$

Como los tubos del colector son curvos se aumenta el respectivo factor del 10%:

$$\varnothing + 10\% = 3.465 \text{ cm}$$

Ec. 2.10. (Gillieri, 2006)

Cálculo del diámetro del tubo final del colector (\varnothing_{Te}) que se representa en la Figura 2.34:

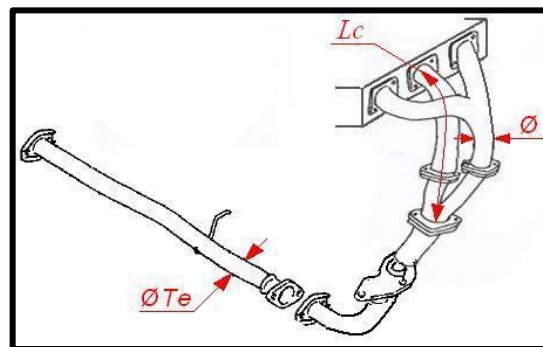


Figura 2.34: Longitudes y Diámetros del Sistema de Escape.

Fuente: MENA, Marco (2013).

$$\varnothing_{Te} = 2 \left(\sqrt{\frac{V_t}{L_c (\pi)}} \right)$$

Ec. 2.11. (Gillieri, 2006)

Donde:

\varnothing_{Te} : Diámetro del tubo final del colector (cm)

V_t : Cilindrada final del motor (cc o cm^3)

L_c : Longitud del colector de escape (cm)

$$\varnothing_{Te} = 2 \left(\sqrt{\frac{1047.92}{88.38 (\pi)}} \right)$$

$$\varnothing_{Te} = 3.89 \text{ cm}$$

$$\varnothing_{Te} + 10\% = 4.279 \text{ cm}$$

2.4.1. CONSTRUCCIÓN DEL HEADER

Luego de realizar todos los cálculos correspondientes el siguiente paso es construir el Header⁶, para lo cual se debe considerar la disponibilidad de espacio en el habitáculo del motor. En cuanto al material utilizado para la construcción de los Header son de “metales ligeros, acero inoxidable, tubo negro como en sus materiales más comúnmente utilizados.” (Motors, 2012) Este elemento se lo modificara individualmente para cada cilindro, la importancia de este diseño será que los tubos deben tener longitudes y diámetros iguales hasta su confluencia a un tubo mayor, logrando que el flujo de salida de los gases sea uniforme y continuo. Estos tubos tendrán curvas lo más amplias posibles, sin presentar arrugas o dobleces en su recorrido, este sistema de tubos individuales permite al motor desfogar rápidamente los gases quemados, admitiendo el ingreso rápido de la mezcla fresca de admisión y logrando así un incremento de la potencia entregada, la Figura 2.35 muestra el Header final del Suzuki Forsa I.



Figura 2.35: Header Suzuki Forsa I.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Una vez terminado todos los cálculos para la construcción del header se ilustran las imágenes para observar las diferencias del teórico con el práctico, ver Figura 2.36.

⁶ Sistema de escape con salidas individuales para cada cilindro.



Figura 2.36: Longitud del Colector.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se procede a calcular la diferencia de longitud del colector del Header calculado y el práctico:

$$\Delta L_c = 88.38 - 81$$

$$\Delta L_c = 7.38 \text{ cm.}$$



Figura 2.37: Diámetro del Colector de Escape.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se procede a calcular la diferencia de Diámetro del colector del Header calculado y el práctico ver Figuras 2.37 y 2.38:

$$\Delta \varnothing = 4 - 3.465$$

$$\Delta \varnothing = 0.535 \text{ cm.}$$



Figura 2.38: Diámetro del Tubo Final del Colector.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Se procede a calcular la diferencia de Diámetro del Tubo Final del Header calculado y el práctico:

$$\Delta \varnothing_{Te} = 4.8 - 4.279$$

$$\Delta \varnothing_{Te} = \mathbf{0.521 \text{ cm.}}$$

2.5. ELEMENTOS DE LA DISTRIBUCIÓN

Son el conjunto de piezas que regulan la entrada y salida de los gases en el cilindro para el llenado y vaciado de éstos, en el momento preciso. Cuanto mayor es la cantidad de aire que penetra en el cilindro, mayor será la potencia que desarrolla el motor, por eso es fundamental el sistema de distribución que es el encargado regular los tiempos del funcionamiento del motor.

2.5.1. POR CORREA DENTADA

Es el sistema más empleado en la actualidad ya que reduce considerablemente el ruido y el excesivo peso. Consta de una correa dentada como se puede apreciar en la Figura 2.39 la cual se encarga de transmitir el movimiento con la ayuda en este caso de una polea regulable propia del nuevo eje de levas ver Figura 2.40.

Construida a base de caucho y poliamida con un entramado metálico en su interior, la banda que se utilizó para el motor trucado es la del Suzuki Súper – Carry debido que es un diente menor a la del Suzuki Forsa 1.



Figura 2.39: Distribución Por Correa Dentada.

Fuente: MENA, Marco (2013).



Figura 2.40: Polea de Competencias Regulable.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.6. MEJORAMIENTO DE LA CARBURACIÓN

Para el mejoramiento de la carburación del SUZUKI FORSA, se la puede alcanzar al cambiar el carburador monocuerpo original de fábrica por el de doble cuerpo o Weber⁷, con su correspondiente colector de admisión y filtro de aire. El carburador más apropiado a utilizar será Weber de la serie IDF,

⁷ WEBER Carburador de doble cuerpo

exactamente de tipo 40-IDF. Son carburadores verticales de 2 cuerpos independientes, construidos para que cada cuerpo alimente a los 3 cilindros. Colocar el nuevo carburador (WEBER), a 90° con respecto al múltiple de admisión para que el ingreso de combustible sea el adecuado como se ve en la Figura 2.41.



Figura 2.41: Carburador Weber.

Fuente: MENA, Marco (2013).

En este carburador Weber los diámetros de los shiglores son los siguientes:

Shiglor de aire 180 como se ve en la Figura 2.42



Figura 2.42: Shiglor de Aire.

Fuente: MENA, Marco (2013).

Shiglores de gasolina el derecho 100 el izquierdo 105 como se ve en la Figura 2.43.

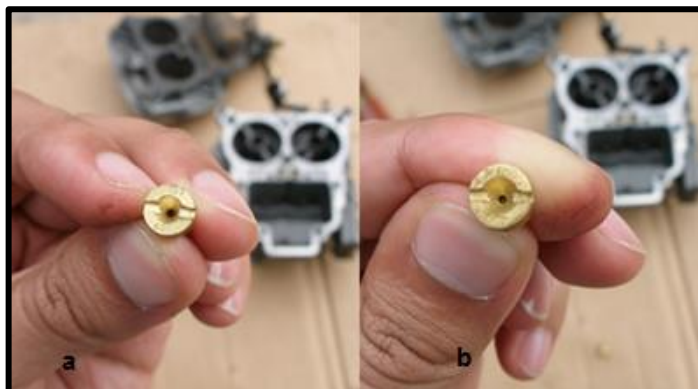


Figura 2.43 a): Shiglor de Gasolina Izquierdo 2.43 b): Shiglor de Gasolina Derecho.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Tabla 2.4 detalla tanto los valores de los shiglores de aire como de gasolina del carburador Weber

Tabla 2.4. Diámetro de Shiglores Weber.

DIÁMETRO DE SHIGLORES		
	SHIGLOR DE GASOLINA	SHIGLOR DE AIRE
DERECHO	100	180
IZQUIERDO	105	180

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.7. SISTEMA DE ENCENDIDO

El sistema de encendido del Motor G10 según la Figura 2.44 está constituido por un distribuidor, un módulo electrónico con bobina captadora, una bobina de encendido (28.000 voltios), cables de alta tensión (7 mm), y bujías BPR6ES (NGK) la Tabla 2.5 detalla la designación de la bujía.

Tabla 2.5. Designación de Bujía NGK.

BUJÍA BPR6ES (NGK)	
B	Diámetro de la rosca / Tamaño del Hexágono: 14 mm / 20,8
P	Estructura: Tipo aislador proyectado
R	Construcción / Características: Tipo Resistencia
6	Grado térmico: 6
E	Longitud de la rosca: 19,0 mm
S	Características constructivas: Tipo estándar

Fuente: MENA, Marco (2013).



Figura 2.44: Sistema de Encendido Suzuki G10.

Fuente: MENA, Marco (2013).

El trabajo de modificación del sistema de encendido está enfocado a la instalación de elementos de altas prestaciones como una bobina de encendido MSD Blaster SS (45.000 voltios), cables de alta tensión (8 mm) y bujías de platino Bosch WR8DP.

2.7.1. BOBINA DE ENCENDIDO MSD BLASTER SS

La bobina de encendido MSD Blaster SS es una bobina de gran rendimiento y alto voltaje (45.000 Voltios), permite una chispa más potente que favorece a la combustión de la mezcla aire – combustible, este alto voltaje permite romper con mayor facilidad la resistencia a la circulación de la corriente

producida por el aire entre los electrodos de las bujías, por lo que se puede separar más la distancia entre los electrodos produciendo una chispa más larga, donde la calibración del electrodo puede variar entre 0.8 a 1.2 décimas de milímetro.

En este tipo de bobinas ver Figura 2.45 la recuperación después de cada disparo es más rápida, por lo que su rendimiento en altas revoluciones es mejor (mayor número de chispas por minuto).



Figura 2.45: Bobina de Encendido MSD⁸ Blaster SS.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.7.2. CABLES DE ALTA TENCIÓN MALLORY – SPRINT 8 MM

Los cables de alta tensión mallory – sprint de 8 mm ver Figura 2.46 con recubrimiento de silicona mejoran el flujo de corriente que suministra la bobina de encendido al poseer mayor conductividad, tienen una mayor resistencia a la temperatura y sus propiedades de aislamiento son elevadas, lo que evita fugas de corriente garantizando la hermeticidad del sistema. Otra característica es la reducción de las interferencias electromagnéticas en los componentes electrónicos.

⁸ MSD DRIVING INNOVATIOM Marca de productos de ignición para vehículos personalizados.

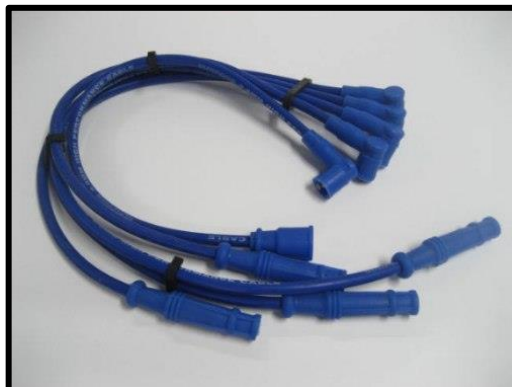


Figura 2.46: Cables De Alta Tención Mallory⁹ – Sprint 8 MM.

Fuente: MENA, Marco (2013).

2.7.3. BUJÍAS DE PLATINO BOSCH WR8DP

Tabla 2.6. Designación de Bujía Bosch.

BUJÍA WR8DP (BOSCH)	
W	Tipo de asiento y rosca: asiento plano / rosca M14x1.25
R	Versión: con resistencia
8	Grado térmico: 8
D	Longitud de rosca / distancia de chispa: 19.0 mm / 3 mm
P	Material del electrodo: platino

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 2.47 muestra la bujía de platino Bosch WR8DP la Tabla 2.6 muestra su designación optimizan la propagación del frente de llama para la inflamación haciendo que el acceso de la chispa hacia la mezcla aire – combustible sea más eficiente, mejorando así respuesta ante mezclas pobres poco conductivas.

El alto porcentaje de platino en su electrodo central (99.9%) lo hace más resistente al desgaste garantizando su durabilidad a largo plazo. Nota: Su grado térmico frío es ideal para motores con alta relación de compresión.

⁹ MALLORY IGNITION Productos de alto rendimiento para mejora de desempeño y las necesidades personalizadas de vehículos de competición.



Figura 2.47: Bujías De Platino Bosch WR8DP.

Fuente: MENA, Marco (2013).

En términos generales un avance o retraso excesivo en la puesta a punto de la distribución eleva el consumo de combustible y disminuye la potencia del motor, pero además el adelanto produce sobrecargas en las partes móviles, y el retraso produce un calentamiento excesivo de las mismas.

Por esta razón la puesta a punto debe ser correcta. Se considera que por cada 1000 mts. de altura de debe sumar 2 grados al ángulo de avance del encendido establecido por el fabricante a nivel del mar.

CAPÍTULO 3

MATEMÁTICA DEL MOTOR

3.1. REDISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR

En este capítulo se realizan los cálculos referentes a las modificaciones que se han escogido, describiendo detalladamente cada operación efectuada.

3.2. PARÁMETROS INICIALES PARA LA MODIFICACIÓN

La Tabla 3.1 muestra los parámetros de fabricación del Suzuki Forsa I.

Tabla 3.1. Especificaciones Técnicas Estándar Suzuki Forsa I.

ESPECIFICACIONES	VALORES
N° de cilindros:	3
Cilindrada (Física):	993 cm ³
Relación de Compresión:	8.8:1
Diámetro del Cilindro:	74mm
Carrera:	77mm
Potencia efectiva	46 HP (34.32 kw) @ 5800 rpm
Torque o Par motor	74.5 Nm @ 3600 rpm
Volumen de la cámara:	42.44cm ³
Revoluciones máximas:	6500 rpm
Orden de Encendido:	1 – 3 – 2
Temperatura del Aceite:	80°C
Bujías de Encendido:	NGK BPR6ES
Presión de Combustible:	0.9 – 1.4 [bar]
Presión de Aceite:	3.0 – 3.8 [bar] a 3000 rpm
Lubricante Utilizado:	SAE 20W50

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.3. FACTORES EXTERNOS DEL MOTOR

Existen factores externos que influyen en el desempeño del motor, y deben ser considerados, porque de ello depende el cálculo correcto para su modificación.

TIPOS DE COMBUSTIBLE

Al trucar un motor de combustión interna estamos variando presiones y temperaturas del mismo por este motivo para evitar una inflamación temprana de la mezcla-aire combustible se usará gasolinas con un grado de octanaje mayor según la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Tipos de Combustibles. (Comercio, 2012) (Linea, 2012)
(Aviacionulm, 2011) (Onsager, 2011)

COMBUSTIBLE	OCTANAJE	PODER CALORÍFICO ¹⁰ [Kcal/kg], [MJ/kg]
Gasolina 87 (EXTRA)	87	9650 (4.0376)
Gasolina 92 (SUPER)	92	10100 (4.2258)
Gasolina 95	95	10400 (4.3514)
Gasolina 98	98	10550 (4.4141)
Gasolina especial	110	10650 (4.4560)

Fuente: MENA, Marco (2013).

PRESIÓN ATMOSFÉRICA

La Presión atmosférica es el peso que ejerce el aire de la atmósfera como consecuencia de la gravedad sobre la superficie terrestre o sobre una de

¹⁰ El poder calorífico de un combustible es la cantidad de energía desprendida en la reacción de combustión, referida a la unidad de masa de combustible.

sus capas de aire, la Tabla 3.3 nos muestra el valor de la presión atmosférica en Ambato con la que se hará todos los cálculos para el estudio.

Tabla 3.3. Presión Atmosférica Ambato.

UBICACIÓN	ALTURA [m.s.n.m.]	PRESIÓN AMOSFÉRICA [mmHG], [Pa.]
Ambato	2577.067	585.20 (78020)
Al nivel del mar	0	760 (101325)

Fuente: MENA, Marco (2013).

TEMPERATURA AMBIENTE EN EL AIRE

Para determinar la temperatura con la que se realizará todos los cálculos se estableció que la mayoría de competencias automovilísticas se las realiza al medio día o ya entrada la tarde, por tal motivo se tomó una media aritmética de las temperaturas en los días del mes de septiembre teniendo un valor de 18°C expresado en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Temperatura Ambato Mes de Septiembre.

UBICACIÓN	TEMPERATURA PROMEDIO (°C)
AMBATO	18°C

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.4. CÁLCULO DE PRESIONES Y TEMPERATURAS DEL CICLO TERMODINÁMICO

El cálculo de las presiones y temperaturas tienen que ser realizados tomando en cuenta factores externos a la combustión que no son controlables, como por ejemplo la temperatura del ambiente y la presión

atmosférica. Es importante conocer la nomenclatura de las presiones y las temperaturas para proceder con el cálculo.

Análisis previo para obtención de datos:

- Después de la modificación, el motor Suzuki Forsa posee una relación de compresión de 10:1 ver Pág. 36.
- Al iniciarse el proceso de compresión, la temperatura es de 18 °C (291°K, T_o) y la presión en la ciudad de Ambato es de (78021 Pa P_o) ver Pág. 71.

Con estos antecedentes, se procede a calcular las presiones con las dos condiciones del motor tanto estándar como trucado.

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR

SUZUKI G10

Datos:

i = número de cilindros = 3

$$\frac{D}{S} = \frac{\text{Diámetro del cilindro}}{\text{Carrera}} = \frac{74}{77}$$

$\epsilon = 8.8 : 1$

$P_o = 78021 \text{ Pa} = 0.078021 \text{ MPa}$

$T_o = 291 \text{ °K}$

PRESIÓN DE ADMISIÓN

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \xi) \left(\frac{W_{ad}^2}{2} \right) (\rho_o) (10^{-6})^{11}$$

Ec. 3.1. (Jóvaj, 2006)

¹¹ Ver ANEXO A Ecuación A1 - A2 - A3 - A4

Donde:**Pa:** Presión de admisión (MPa)**Po:** Presión inicial (MPa)**β:** Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro (adimensional)**ξ:** El coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha (adimensional)**Wad:** la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión (m/s)**po:** Densidad de la carga de Admisión (kg/m³)**R:** constante universal de los gases**To:** Es la temperatura inicial (°K)

$$\rho_o = \frac{P_o}{RT_o} (10^6)$$

Ec. 3.2.

$$R = \frac{8314}{28.96} = R = 287.08$$

Ec. 3.3.

$$\rho_o = \frac{0.078021}{287.08 \times 291} (10^6)$$

$$\rho_o = 0.94$$

$$P_a = 0.078021 - (2.5) \left(\frac{50^2}{2} \right) (0.94)(10^{-6})$$

$$\mathbf{P_a = 0.07508 \text{ MPa}}$$

TEMPERATURA DE ADMISIÓN

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma r T_r}{1 + \gamma r}^{12}$$

Ec. 3.4. (Jóvaj, 2006)

¹² Ver ANEXO A Ecuación A5 – A6

Donde:**Ta:** Temperatura en el ciclo de admisión (°k)**To:** Temperatura inicial (°k)**ΔT:** Incremento de la temperatura en el proceso del calentamiento de la carga (°C)**Yr:** Coeficiente de gases residuales (adimensional)**Tr:** Temperatura de los gases residuales (°k)**Pr:** Presión de los gases residuales**Pa:** Presión de admisión (MPa)**ε:** Relación de compresión

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \left(\frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \right)$$

Ec. 3.5.

$$\gamma_r = \frac{291 + 15}{1050} \left(\frac{0.12}{8.8(0.07508) - 0.12} \right)$$

$$\gamma_r = 0.291 (0.2219)$$

$$\gamma_r = 0.065$$

$$T_a = \frac{291 + 15 + 0.065(1050)}{1 + 0.065}$$

$$T_a = 351.41 \text{ °K}$$

$$T_a = 78.40 \text{ °C}$$

PRESIÓN DE COMPRESIÓN

$$P_c = P_a \epsilon^{n^{13}}$$

Ec. 3.6. (Jóvaj, 2006)

¹³ VER ANEXO A Ecuación A7 – A8

Donde:**P_c**: Presión en el ciclo de compresión (MPa)**P_a**: Presión en el ciclo de admisión (MPa)**n₁**: Exponente politrópico medio de compresión (adimensional)**ε**: Relación de compresión (adimensional)

$$P_c = 0.07508 (8.8^{1.30})$$

$$\mathbf{P_c = 1.2686 \text{ MPa}}$$

TEMPERATURA DE COMPRESIÓN

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

Ec.3.7. (Jóvaj, 2006) (Mena, 2008)

Donde:**T_c**: Temperatura en el ciclo de la compresión (°K)**T_a**: Temperatura en el ciclo de admisión (°k)**n₁**: Exponente politrópico medio de compresión (adimensional)**ε**: Relación de compresión (adimensional)

$$T_c = 351.41 (8.8^{1.30 - 1})$$

$$\mathbf{T_c = 674.77 \text{ °K}}$$

$$\mathbf{T_c = 401.77 \text{ °C}}$$

PRESIÓN DE EXPLOSIÓN

$$P_z = u_r (P_c) \left(\frac{T_z}{T_c} \right)^{14}$$

Ec. 3.8. (Jóvaj, 2006) (Mena, 2008)

Donde:**P_z**: Presión en la explosión (MPa)

¹⁴ ANEXO A Ecuación A12 – A13 – A14

μ_r : Coeficiente real de variación molecular (adimensional)

P_c : Presión en el ciclo de compresión (MPa)

T_c : Temperatura en el ciclo de la compresión (°K)

T_z : Temperatura en el ciclo de la explosión (°K)

$$P_z = 1.075 (1.2686) \left(\frac{2623}{674.77} \right)$$

$$\mathbf{P_z = 5.3012 \text{ MPa}}$$

TEMPERATURA DE EXPLOSIÓN

$$\mathbf{T_z = 2623 \text{ °K}^{15}}$$

$$\mathbf{T_z = 2350 \text{ °C}}$$

PRESIÓN DE ESCAPE

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}}^{16}$$

Ec. 3.9. (Jóvaj, 2006) (Mena, 2008)

Donde:

n_2 : Exponente politrópico medio de escape (adimensional)

P_z : Presión en la explosión (MPa)

ϵ : Relación de compresión (adimensional)

P_b : Presión de escape (MPa)

$$P_b = \frac{5.3012}{8.8^{1.28}}$$

$$\mathbf{P_b = 0.3276 \text{ MPa}}$$

TEMPERATURA DE ESCAPE

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}^{17}$$

Ec. 3.10 (Jóvaj, 2006).

¹⁵ Ver ANEXO A Ecuación A10 – A11

¹⁶ Ver ANEXO A Ecuación A12 – A13 – A14

¹⁷ Ver ANEXO A Ecuación A12 – A13 – A14

Donde:

ϵ : Relación de compresión (adimensional)

n_2 : Exponente politrópico medio de escape (adimensional)

T_b : Temperatura de escape ($^{\circ}\text{K}$)

T_z : Temperatura de explosión ($^{\circ}\text{K}$)

$$T_b = \frac{2623}{8.8^{1.28-1}}$$

$$T_b = 1426.73 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

$$T_b = 1153.58 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR TRUCADO SUZUKI G10

Datos:

i = número de cilindros=3

$$\frac{D}{S} = \frac{\text{Diámetro del cilindro}}{\text{Carrera}} = \frac{76}{77}$$

$\epsilon = 10 : 1$

$P_o = 78021 \text{ Pa} = 0.078021 \text{ MPa}$

$T_o = 291 \text{ } ^{\circ}\text{K}$

PRESIÓN DE ADMISIÓN

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \xi) \left(\frac{W a d^2}{2} \right) (\rho_o) (10^{-6})$$

Ec. 3.1.

Donde:

P_a : Presión de admisión (MPa)

P_o : Presión inicial (Pa)

β : Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro (adimensional)

ξ : El coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha (adimensional)

Wad: la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión (m/s)

ρ_0 : Densidad de la carga de Admisión (kg/m^3)

R: constante universal de los gases

T_0 : Es la temperatura inicial ($^{\circ}\text{K}$)

$$\rho_0 = \frac{P_0}{RT_0} (10^6)$$

Ec. 3.2.

$$R = \frac{8314}{28.96} = R = 287.08$$

Ec. 3.3.

$$\rho_0 = \frac{0.078021}{287.08 \times 291} (10^6)$$

$$\rho_0 = 0.94$$

$$P_a = 0.078021 - (2.5) \left(\frac{50^2}{2} \right) (0.94)(10^{-6})$$

$$P_a = 0.07508 \text{ MPa}$$

TEMPERATURA DE ADMISIÓN

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

Ec. 3.4.

Donde:

T_a : Temperatura en el ciclo de admisión ($^{\circ}\text{k}$)

T_0 : Temperatura inicial ($^{\circ}\text{k}$)

ΔT : Incremento de la temperatura en el proceso del calentamiento de la carga ($^{\circ}\text{C}$)

γ_r : Coeficiente de gases residuales (adimensional)

Tr: Temperatura de los gases residuales (°k)

Pr: Presión de los gases residuales

Pa: Presión de admisión (MPa)

ε: Relación de compresión

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \left(\frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \right)$$

Ec. 3.5.

$$\gamma_r = \frac{291 + 15}{1050} \left(\frac{0.12}{10(0.07508) - 0.12} \right)$$

$$\gamma_r = 0.291 (0.190)$$

$$\gamma_r = 0.055$$

$$T_a = \frac{291 + 15 + 0.055(1050)}{1 + 0.055}$$

$$T_a = 344.78 \text{ °K}$$

$$T_a = 71.78 \text{ °C}$$

PRESIÓN DE COMPRESIÓN

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1}$$

Ec. 3.6.

Donde:

Pc: Presión en el ciclo de compresión (MPa)

Pa: Presión en el ciclo de admisión (MPa)

n1: Exponente politrópico medio de compresión (adimensional)

ε: Relación de compresión (adimensional)

$$P_c = 0.07508 (10^{1.30})$$

$$P_c = 1.50 \text{ MPa}$$

TEMPERATURA DE COMPRESIÓN

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$$

Ec. 3.7.

Donde:

T_c: Temperatura en el ciclo de la compresión (°K)

T_a: Temperatura en el ciclo de admisión (°k)

n₁: Exponente politrópico medio de compresión (adimensional)

ε: Relación de compresión (adimensional)

$$T_c = 344.78 (10^{1.30-1})$$

$$T_c = 687.92 \text{ °K}$$

$$T_c = 414.92 \text{ °C}$$

PRESIÓN DE EXPLOSIÓN

$$P_z = \mu_r (P_c) \left(\frac{T_z}{T_c} \right)$$

Ec. 3.8

Donde:

P_z: Presión en la explosión (MPa)

μ_r: Coeficiente real de variación molecular (adimensional)

P_c: Presión en el ciclo de compresión (MPa)

T_c: Temperatura en el ciclo de la compresión (°K)

T_z: Temperatura en el ciclo de la explosión (°K)

$$P_z = 1.075 (1.50) \left(\frac{2623}{687.92} \right)$$

$$P_z = 6.1483 \text{ MPa}$$

TEMPERATURA DE EXPLOSIÓN

$$T_z = 2623 \text{ °K}$$

$$T_z = 2350 \text{ °C}$$

PRESIÓN DE ESCAPE

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}}$$

Ec. 3.9

Donde:

n₂: Exponente politrópico medio de escape (adimensional)

P_z: Presión en la explosión (MPa)

ε: Relación de compresión (adimensional)

P_b: Presión de escape (MPa)

$$P_b = \frac{6.1483}{10^{1.28}}$$

$$P_b = 0.322 \text{ MPa}$$

TEMPERATURA DE ESCAPE

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}$$

Ec. 3.10

Donde:

ε: Relación de compresión (adimensional)

n₂: Exponente politrópico medio de escape (adimensional)

T_b: Temperatura de escape (°K)

T_z: Temperatura de explosión (°K)

$$T_b = \frac{2623}{10^{1.28-1}}$$

$$T_b = 1376.56 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_b = 1103.41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

GRÁFICAS PRESIÓN VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

La presión puede definirse como una fuerza por unidad de área o superficie, y sirve para caracterizar cómo se aplica una determinada fuerza resultante sobre una línea.

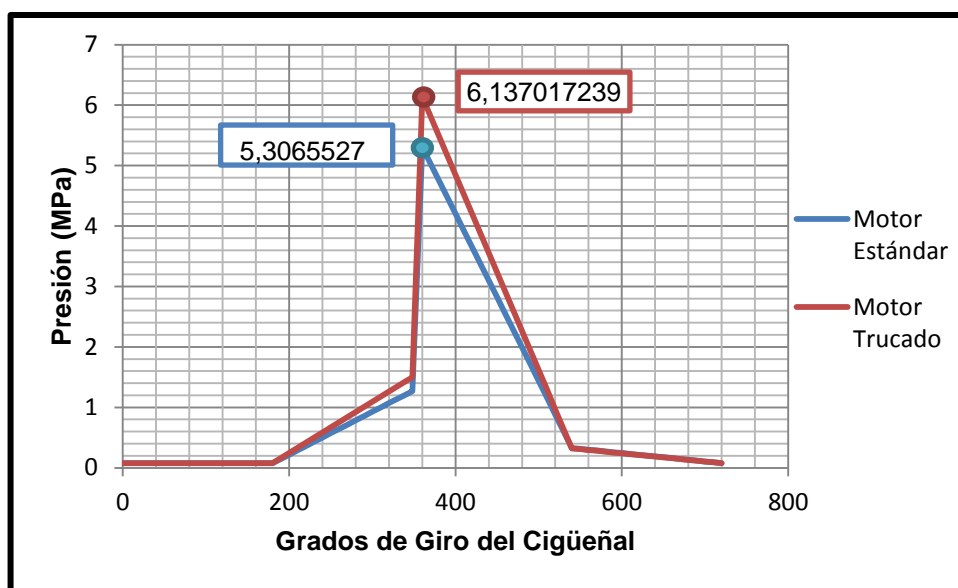


Figura 3.1: Presión VS Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

En la Figura 3.1 se puede observar tanto en el motor estándar como el trucado, que el cigüeñal al girar y llegar a los 360° se tiene los valores máximos de presiones en el trucado es de 6.13 MPa y para el estándar es de 5,30 MPa se tiene una diferencia de 0.83 MPa; esto se debe a que ha

aumentado la relación de compresión así como los diámetros de los pistones.

3.5. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL MECANISMO BIELA – MANIVELA.

La presión del gas origina la fuerza del pistón F_e . La fuerza del pistón, por la inclinación de la biela, se descompone en una fuerza lateral N_e (perpendicular a las paredes del cilindro) y otra K_e en el sentido de la biela (Fuerza en la Biela). En el muñón del cigüeñal, según la posición de éste, la fuerza de la biela se descompone en una fuerza tangencial T_e , y otra de compresión hacia el eje del cigüeñal llamada fuerza de la línea de bancada Z_e las mismas que se representan en la Figura 3.2.

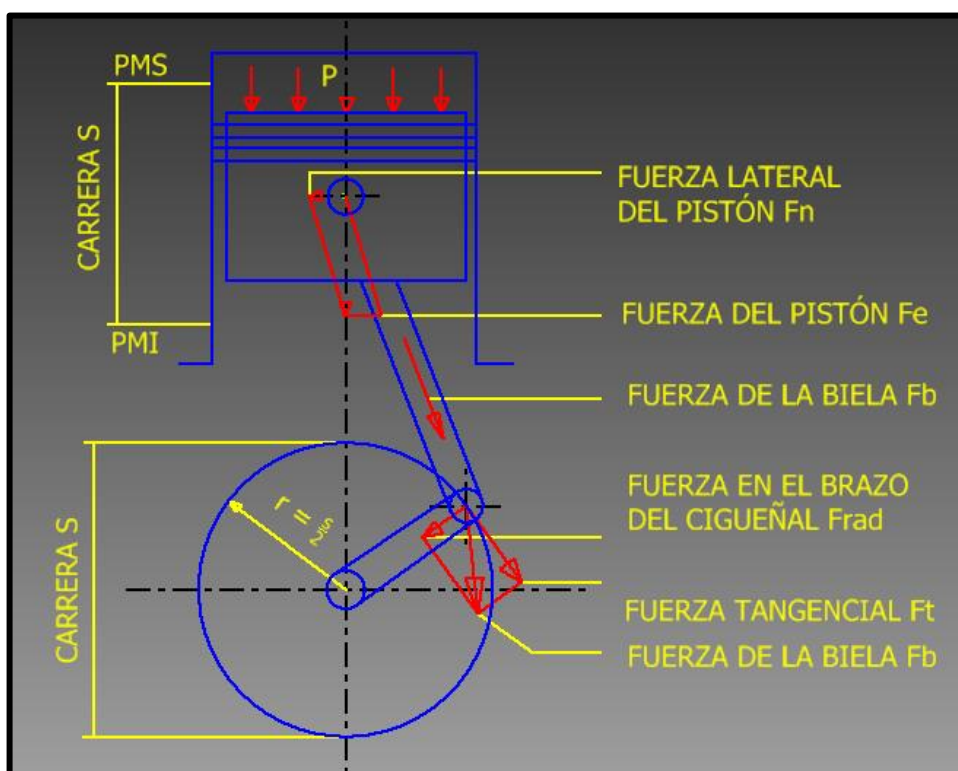


Figura 3.2: Fuerzas en el Mecanismo Biela - Manivela.

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.6. FUERZA DEL PISTÓN

$$F_e = P A_e$$

Ec. 3.11.

Donde:

Fe: Fuerza del Pistón. (MN)

P: Presión de Gases. (MPa)

Ae: Área del Pistón. (m²)

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

ÁREA DEL PISTÓN (Ae)

$$A_e = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_{e1} = \frac{\pi(0.074)^2}{4}$$

$$A_{e1} = 0.0043 \text{ m}^2$$

$$A_{e2} = \frac{\pi(0.076)^2}{4}$$

$$A_{e2} = 0.0045 \text{ m}^2$$

FUERZA DEL PISTÓN (Fe)

$$F_{e1} = P A_e$$

$$F_{e1} = 0.077 (0.0043)$$

$$F_{e1} = 0.0003311 \text{ MN.}$$

$$F_{e_2} = P A_e$$

$$F_{e_2} = 0.077 (0.0045)$$

$$F_{e_2} = 0.0003465 \text{ MN.}$$

GRÁFICAS FUERZA DEL PISTÓN VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

Al producirse la combustión de la mezcla en el interior del cilindro, la expansión de los gases provoca una presión que actúa sobre la superficie de la cabeza del pistón, produciendo una elevada fuerza que empuja al pistón hacia abajo.

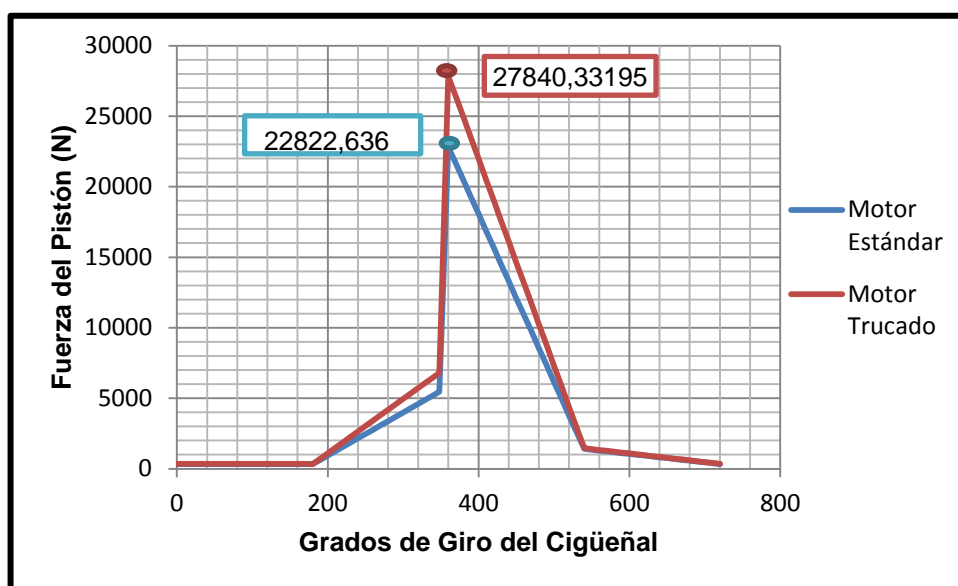


Figura 3.3: Fuerza del Pistón vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.3 muestra que el cigüeñal al girar y llegar a los 360° tanto para los dos motores es donde se obtiene la mayor fuerza del pistón teniendo un valor máximo de 22822 N en el estándar y 27840 N en el preparado tiendo

una diferencia de 5018 N entre ambos motores, debido al aumento tanto de la presión como del área involucra en el área el diámetro del pistón.

3.7. FUERZA LATERAL DEL PISTÓN

$$N_e = F_e \operatorname{tg} \beta$$

Ec. 3.12.

Donde:

Fe: Fuerza del Pistón. (MN)

Ne: Fuerza Lateral del Pistón. (MN)

β: Ángulo de Biela.

RADIO DE GIRO DE CIGÜEÑAL (R)

$$R = \frac{S}{2}$$

Ec. 3.13.

Donde:

R: Radio de Giro del Cigüeñal.

S: Carrera.

$$R = \frac{S}{2}$$

$$R = \frac{77}{2}$$

$$R = 38.5 \text{ mm.}$$

LAMBDA (λ)

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

Ec. 3.14.

Donde:

R: Radio de Giro del Cigüeñal.

L: Longitud de Biela ver Figura 3.4.



Figura 3.4: Longitud de Biela.

Fuente: MENA, Marco (2013).

$$\lambda = \frac{R}{L}$$

$$\lambda = \frac{38.5}{120}$$

$$\lambda = 0.320$$

ÁNGULO DE BIELA (β)

$$\beta = \sin^{-1}((\sin \alpha)\lambda)$$

Ec. 3.15. (Jóvaj, 2006) (Mena, 2008)

Donde:

β : Ángulo de Biela.

α : Ángulo de Cigüeñal 60° .

λ : Lambda

ÁNGULO DE BIELA ADMISIÓN

$$\beta = \sin^{-1}((\sin 60)0.320)$$

$$\beta = 16.088$$

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

FUERZA LATERAL DEL PISTÓN (Ne)

$$Ne_1 = Fe_1 \operatorname{tg} \beta$$

$$Ne_1 = 0.0003311 \operatorname{tg} 16.088$$

$$\mathbf{Ne_1 = 0.00009549 \text{ MN}}$$

$$Ne_2 = Fe_2 \operatorname{tg} \beta$$

$$Ne_2 = 0.0003465 \operatorname{tg} 16.088$$

$$\mathbf{Ne_2 = 0.00009993 \text{ MN}}$$

GRÁFICAS FUERZA LATERAL VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

La fuerza del pistón por la inclinación de la biela, se descompone en una fuerza perpendicular a las paredes del cilindro, a esta fuerza se la llama fuerza lateral del pistón.

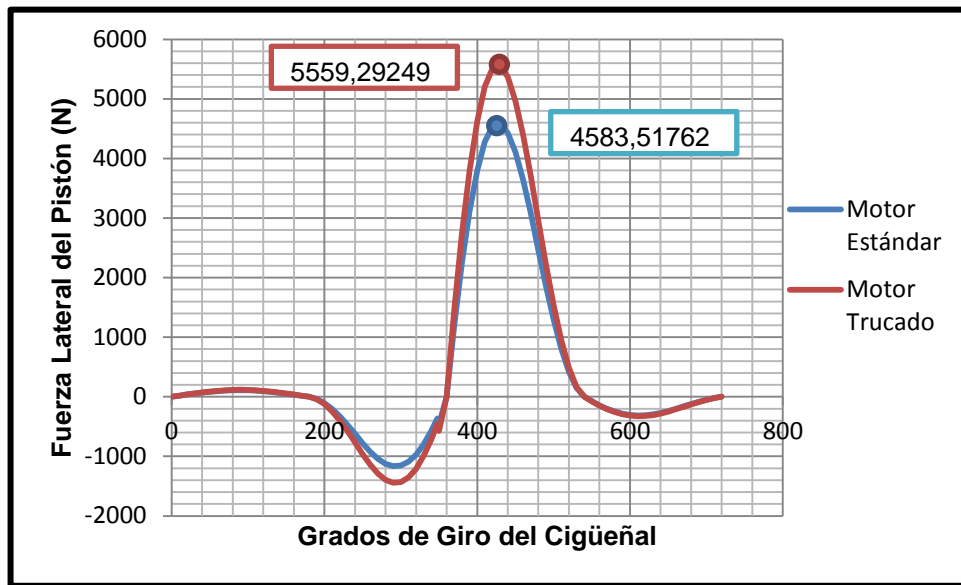


Figura 3.5: Fuerza Lateral vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.5 indica que el cigüeñal al girar y llegar a los 430° en los dos motores es aquí donde se obtiene la mayor fuerza lateral del pistón teniendo un valor máximo de 4583 N en el estándar y 5559 N en el preparado teniendo una diferencia de 976 N entre ambos motores, debido al incremento directamente de la fuerza del pistón.

3.8. FUERZA EN LA BIELA

$$K_e = \frac{F_e}{1} \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)$$

Ec. 3.16. (Jóvaj, 2006)

Donde:

β : Ángulo de Biela.

F_e : Fuerza del Pistón. (MN)

K_e : Fuerza en la Biela (MN)

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

FUERZA EN LA BIELA (K_e)

$$K_{e_1} = \frac{F_{e_1}}{1} \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)$$

$$K_{e_1} = \frac{0.0003311}{1} \left(\frac{1}{\cos 16.088} \right)$$

$$K_{e_1} = 0.0003444 \text{ MN}$$

$$K_{e_2} = \frac{F_{e_2}}{1} \left(\frac{1}{\cos \beta} \right)$$

$$K_{e_2} = \frac{0.0003465}{1} \left(\frac{1}{\cos 16.088} \right)$$

$$K_{e_2} = 0.0003606 \text{ MN}$$

GRÁFICAS FUERZA EN LA BIELA VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

La fuerza del pistón, por la inclinación de la biela, se descompone en una lateral perpendicular a las paredes del cilindro y otra en el sentido de la biela la que se llama Fuerza en la Biela.

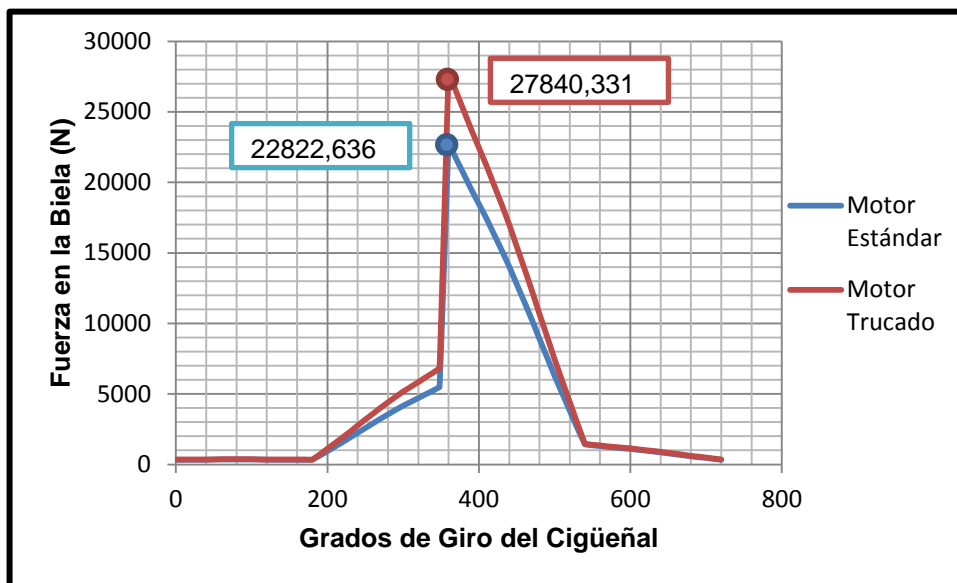


Figura 3.6: Fuerza en la Biela vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.6 indica que al llegar el cigüeñal en su giro a los 360° en los dos motores es aquí donde se obtiene la mayor fuerza en la biela teniendo un valor máximo de 22822 N en el estándar y 27840 N en el preparado teniendo una diferencia de 5018 N entre ambos motores, esta diferencia es el resultado del aumento de la presión como del diámetro del pistón.

3.9. FUERZA TANGENCIAL

$$T_e = F_e \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right)$$

Ec. 3.17. (Jóvaj, 2006)

Donde:

β : Ángulo de Biela.

F_e : Fuerza del Pistón. (MN)

α : Ángulo de Cigüeñal.

T_e : Fuerza Tangencial (MN)

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

FUERZA TANGENCIAL (T_e)

$$T_{e_1} = F_{e_1} \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right)$$

$$T_{e_1} = 0.0003311 \left(\frac{\sin(60 + 16.088)}{\cos 16.088} \right)$$

$$\mathbf{T_{e_1} = 0.0003344 \text{ MN}}$$

$$T_{e_2} = F_{e_2} \left(\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right)$$

$$T_{e_2} = 0.0003465 \left(\frac{\sin(60 + 16.088)}{\cos 16.088} \right)$$

$$\mathbf{T_{e_2} = 0.00035 \text{ MN}}$$

GRÁFICAS FUERZA TANGENCIAL VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

La fuerza producida en el pistón se transporta hacia la biela la misma hacia el muñón del cigüeñal, según la posición de éste, la fuerza de la biela se descompone en una que se llama fuerza tangencial.

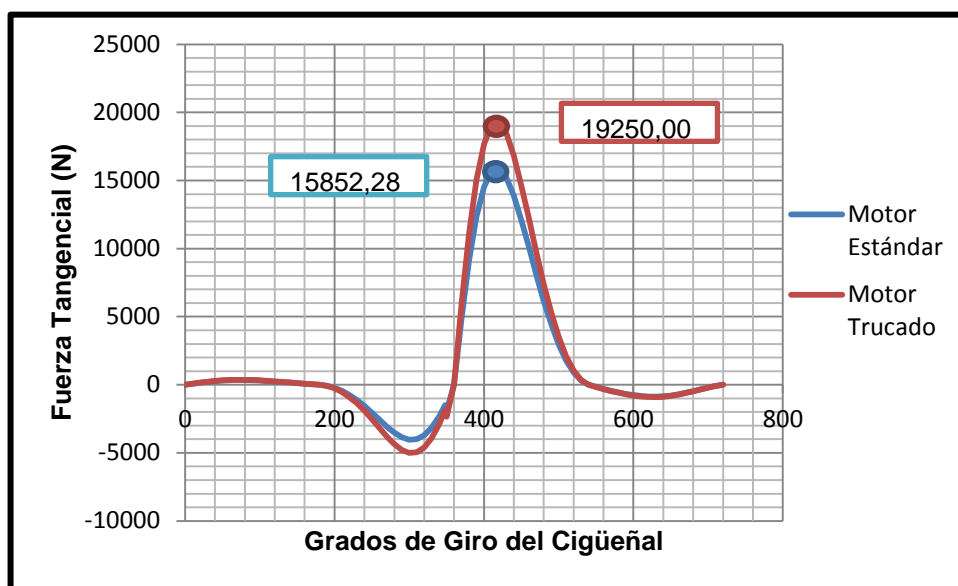


Figura 3.7: Fuerza Tangencial vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.7 muestra que a los 420° de giro de cigüeñal en los dos motores es aquí donde se obtiene la mayor fuerza tangencial teniendo un valor máximo de 15852 N en el estándar y 19250 N en el preparado teniendo una diferencia de 3398 N entre ambos motores, debido al aumento directamente de la fuerza del pistón.

3.10. FUERZA DE LA LÍNEA DE BANCADA

$$Z_e = F_e \left(\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \right)$$

Ec. 3.18. (Jóvaj, 2006)

Donde:

β : Ángulo de Biela.

F_e : Fuerza del Pistón. (MN)

α : Ángulo de Cigüeñal.

Z_e : Fuerza de la Línea de Bancada (MN)

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

FUERZA DE LA LÍNEA DE BANCADA (Ze)

$$Ze_1 = Fe_1 \left(\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos \beta} \right)$$

$$Ze_1 = 0.0003311 \left(\frac{\cos(60+16.088)}{\cos 16.088} \right)$$

$$\mathbf{Ze_1 = 0.00008285 MN}$$

$$Ze_2 = Fe_2 \left(\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos \beta} \right)$$

$$Ze_2 = 0.0003465 \left(\frac{\cos(60+16.088)}{\cos 16.088} \right)$$

$$\mathbf{Ze_2 = 0.00008670 MN}$$

GRÁFICAS FUERZA DE LA LÍNEA DE BANCADA VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

En el muñón del cigüeñal, según la posición de éste, la fuerza de la biela se descompone en una fuerza tangencial, y otra de compresión hacia el eje del cigüeñal llamada fuerza de la línea de bancada.

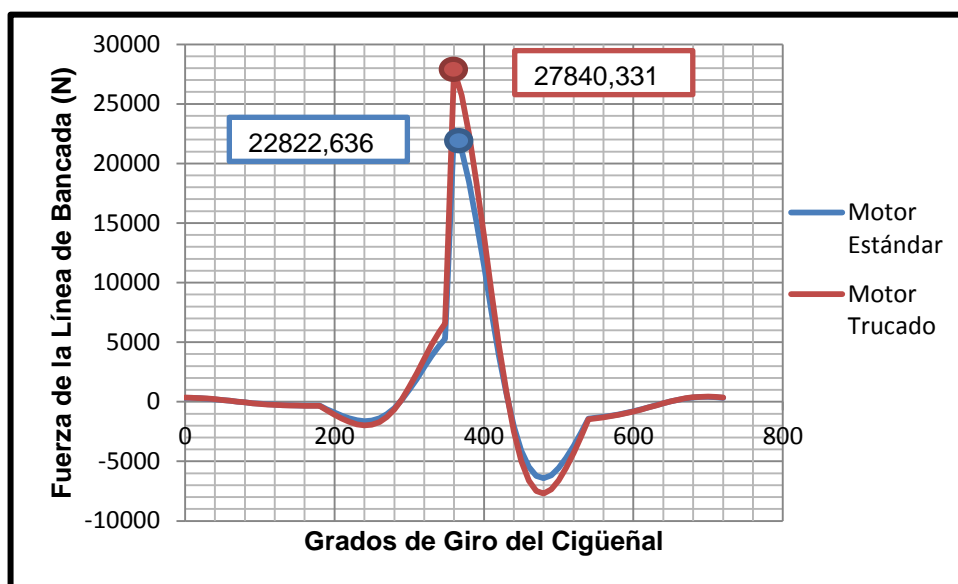


Figura 3.8: Fuerza de la Línea de Bancada vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.8 muestra que el cigüeñal al girar y llegar a los 360° en los dos motores es aquí donde se obtiene la mayor fuerza de la línea de bancada teniendo un valor máximo de 22822 N en el estándar y 27840 N en el preparado teniendo una diferencia de 5018 N entre ambos motores, debido al aumento de la relación influyendo en el incremento de las presiones como también el nuevo diámetro del pistón.

3.11. VELOCIDAD ANGULAR

$$W = \frac{2\pi n}{60}$$

Ec. 3.19. (Jóvaj, 2006)

Donde:

W: Velocidad angular (rad/s)

n: Revoluciones por minuto (rpm)

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

$$W_1 = \frac{2\pi 5000}{60}$$

$$W_1 = 523.60 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$W_2 = \frac{2\pi 7600}{60}$$

$$W_2 = 795.87 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

3.12. VELOCIDAD DEL PISTÓN

$$V_e = R W \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)$$

Ec. 3.20. (Jóvaj, 2006)

Donde:

Ve: Velocidad del Pistón (m/s)

W: Velocidad angular (rad/s)

α : Ángulo de Cigüeñal.

λ : Lambda.

R: Radio del Cigüeñal.

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

VELOCIDAD DEL PISTÓN (Ve)

$$V_{e_1} = R W \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)$$

$$V_{e_1} = 0.0385 (523.60) \left(\sin 60 + \frac{0.320}{2} \sin(2(60)) \right)$$

$$V_{e_1} = 20.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{e_2} = R W \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin(2\alpha) \right)$$

$$V_{e_2} = 0.0385 (795.87) \left(\sin 60 + \frac{0.320}{2} \sin(2(60)) \right)$$

$$V_{e_2} = 30.78 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

GRÁFICAS VELOCIDAD DEL PISTÓN VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

La velocidad es una magnitud física que expresa el desplazamiento de un objeto por unidad de tiempo, en el motor es el desplazamiento del pistón en su ciclo de trabajo.

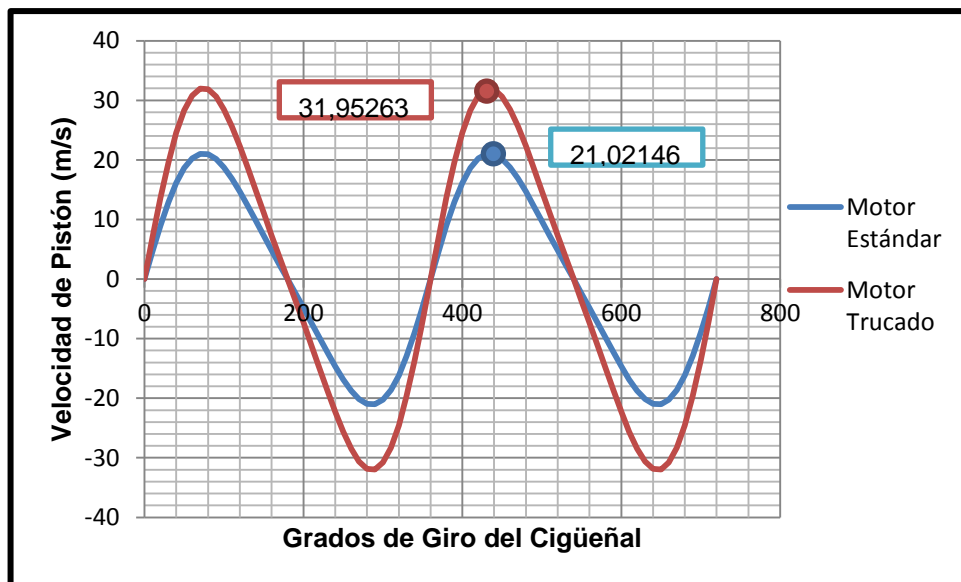


Figura 3.9: Velocidad del Pistón vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.9 indica que la velocidad máxima del motor estándar es de 21.02 m/s manteniendo 5000 rpm en el funcionamiento del motor, para el motor trucado se tiene una velocidad de 31.95 m/s debido a un incremento de 7600 rpm en el funcionamiento del motor teniendo una diferencia de 10.93 m/s entre los dos motores, el incremento de revoluciones se debe a modificaciones tanto de elementos fijos como móviles.

3.13. ACELERACIÓN DEL PISTÓN

$$W_e = R W^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

Ec. 3.21. (Jóvaj, 2006)

Donde:

W_e: Aceleración del Pistón (m/s²)

W: Velocidad angular (rad/s)

α: Ángulo de Cigüeñal.

λ: Lambda.

R: Radio del Cigüeñal.

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

ACELERACIÓN DEL PISTÓN (W_e)

$$W_{e_1} = R W^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$W_{e_1} = 0.0385 (523.60)^2 (\cos 60 + 0.320 \cos 2(60))$$

$$W_{e_1} = 3588.71 \frac{m}{s^2}$$

$$We_2 = R W^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$We_2 = 0.0385 (795.87)^2 (\cos 60 + 0.320 \cos 2(60))$$

$$We_2 = 8291.32 \frac{m}{s^2}$$

GRÁFICAS ACELERACIÓN DEL PISTÓN VS GRADOS DE GIRO DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

La aceleración es una magnitud vectorial que nos indica el cambio de velocidad por unidad de tiempo.

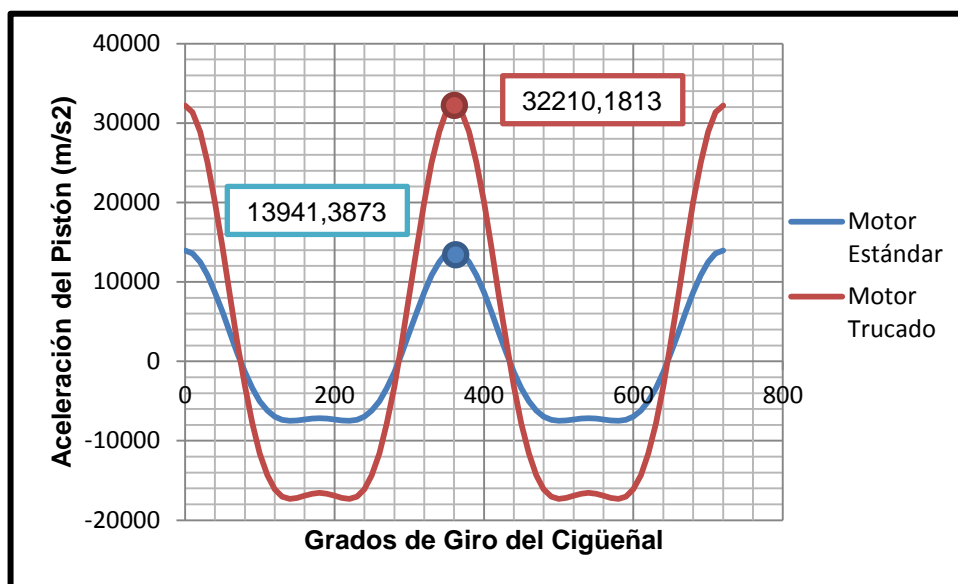


Figura 3.10: Aceleración del Pistón vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar Y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.10 indica que la aceleración máxima del pistón del motor estándar es de 13941 m/s^2 manteniendo a 5000 rpm el funcionamiento del motor, para el motor trucado se tiene una aceleración máxima del pistón de 32210 m/s^2 debido a un incremento a 7600 rpm en el funcionamiento del motor teniendo una diferencia de 18269 m/s^2 entre los dos motores,

producto del incremento del rendimiento del motor al trucar diversos elementos.

3.14. DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN

$$Se = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R \cos \alpha - R \left(\frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right)$$

Ec. 3.22. (Jóvaj, 2006)

Donde:

Se: Desplazamiento del Pistón (m)

α : Ángulo de Cigüeñal.

λ : Lambda.

R: Radio del Cigüeñal.

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

Los cálculos serán realizados para un giro de cigüeñal de 60° tanto para el motor estándar como para el trucado.

DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN (Se)

$$Se = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - R \cos \alpha - R \left(\frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right)$$

$$Se = 0.0385 \left(1 + \frac{0.320}{4} \right) - 0.0385 \cos 60 - 0.0385 \left(\frac{0.320}{4} \cos 2(60) \right)$$

$$Se = 0.04158 - 0.03792 - 0.002894$$

Se = 0.02387 m.

GRÁFICAS DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN VS GRADOS DEL CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO

El desplazamiento del pistón viene dado por la distancia recorrida en su ciclo de trabajo y relacionado directamente por el radio de giro del cigüeñal en este caso es el mismo para los dos motores.

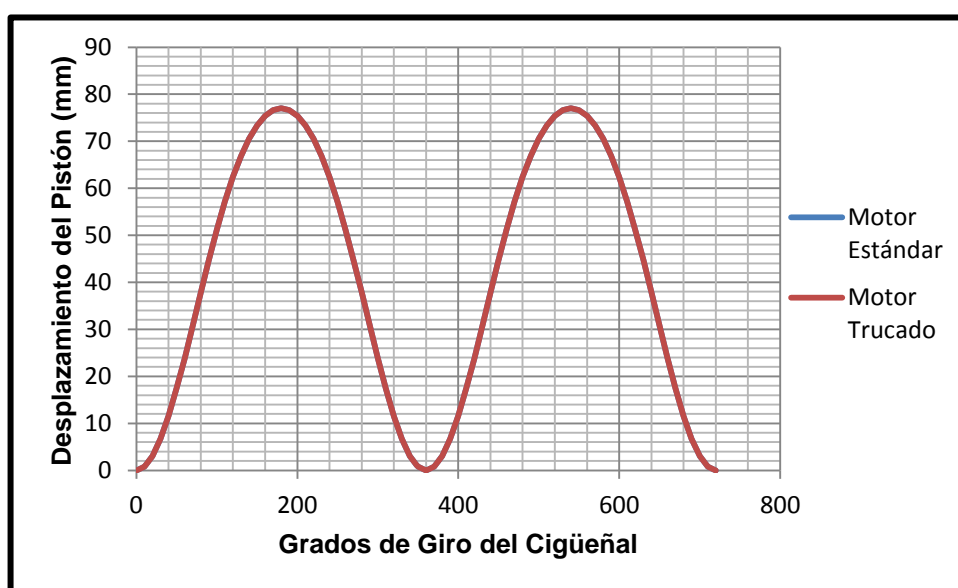


Figura 3.11: Desplazamiento del Pistón vs Grados de Giro del Cigüeñal Motor Estándar y Trucado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.11 indica que el desplazamiento del pistón tanto para el motor estándar como para el trucado es de 77 mm independientemente de diversos parámetros que se modifiquen en cada motor, porque el radio de cigüeñal será el mismo ya que no fue modificado.

3.15. VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN

La velocidad media de un motor de combustión interna está entre 8 y 15 m/s. La velocidad media de un motor de competencia no debe pasar los 19 m/s

por la seguridad integral del motor. Los parámetros de fabricación indican una velocidad máxima de giro del motor de 5000 rpm como se ve en la Figura 3.12, se estima con la modificación llegará a 7600 rpm como se ve en la figura 3.13.



Figura 3.12: Máximas RPM Suzuki Estándar.

Fuente: MENA, Marco (2013).



Figura 3.13: Máximas RPM Suzuki Preparado.

Fuente: MENA, Marco (2013).

$$V_{mx} = \frac{2(S)(n)}{1000 (60)}$$

Ec.3.23. (Kindler, 2007)

Donde:

Vmx: Velocidad máxima del pistón [m/s]

S: Carrera del pistón

n: rpm máxima del motor

$$V_{mx} = \frac{2(77)(5000)}{1000 (60)}$$

$$\mathbf{V_{mx} = 12.83 \text{ m/s}}$$

Ahora se calculará una velocidad máxima del pistón en condiciones del motor trucado con 7600 rpm como revoluciones máximas del motor.

$$V_{mx} = \frac{2(77)(7600)}{1000 (60)}$$

$$\mathbf{V_{mx} = 19.50 \text{ m/s}}$$

Luego de obtener la velocidad máxima (Vmx) se calculará la velocidad media del pistón (Vm):

$$V_{mx} = V_m (1.7)$$

Ec. 3.24.

Donde:

Vm = Velocidad media del pistón [m/s]

Remplazando los valores se obtiene:

$$V_m = \frac{V_{mx}}{1.7}$$

$$V_m = \frac{12.83}{1.7}$$

$$\mathbf{V_m = 7.54 \text{ m/s}}$$

La velocidad media para un motor trucado será:

$$V_m = \frac{V_{mx}}{1.7}$$

$$V_m = \frac{19.50}{1.7}$$

$$V_m = 11.47 \text{ m/s}$$

3.16. CÁLCULO DEL PAR MOTOR

Es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión

$$M_m = T_e (R)$$

Ec. 3.25. (Mcatronic, 2011)

Donde:

Mm = Par Motor

R = Radio del Cigüeñal

Te = Fuerza tangencial

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

PAR MOTOR (Mm)

$$M_{m_1} = T_{e_1} (R)$$

$$M_{m_1} = 0.0003344 (0.0385)$$

$$\mathbf{M_{m_1} = 0.00001287 \text{ MNm.}}$$

$$M_{m_2} = T_{e_2} (R)$$

$$M_{m_2} = 0.00035 (0.0385)$$

$$\mathbf{M_{m_2} = 0.00001347 \text{ MNm.}}$$

3.17. POTENCIA EFECTIVA

Es la máxima potencia que se obtiene en el motor de un vehículo la fórmula para el cálculo de la misma es:

$$Pe = \frac{Mm (n)}{716}$$

Ec. 3.26. (Ocaña, 2008)

Donde:

Pe = Potencia efectiva

Mm = Par Motor

En esta fórmula para que la potencia salga en CV. Se debe el par motor transformarlo en Kilopondio para una vez obtenida la potencia transformarla en HP.

Remplazando los valores se obtiene:

CÁLCULO DE PARÁMETROS DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO SUZUKI G10

POTENCIA EFECTIVA (Pe)

$$Pe_1 = \frac{1.3123 (5000)}{716}$$

$$Pe_1 = 9.1641 \text{ CV}$$

$$Pe_1 = 9.039 \text{ HP}$$

$$Pe_2 = \frac{1.3735 (7600)}{716}$$

$$Pe_2 = 14.5790 \text{ CV}$$

$$Pe_2 = 14.781 \text{ HP}$$

3.18. EFICIENCIA DEL CICLO TERMODINÁMICO

El ciclo termodinámico del motor de carburador es un suministro de calor a volumen constante, por lo tanto se realiza el análisis de cómo si fuese un ciclo real. La eficiencia del ciclo antes de modificar el motor es el siguiente:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

Ec. 3.27. (Faires, 2007)

Donde:

η_t = Rendimiento Térmico

ε = Relación de compresión

k = Índice adiabático

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{8.8^{1.23-1}}$$

$$\eta_t = 0.39 = 39 \%$$

Con los nuevos datos obtenidos anteriormente se procede a calcular la eficiencia del ciclo para el motor modificado:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{10^{1.23-1}}$$

$$\eta_t = 0.41 = 41 \%$$

A continuación la Tabla 3.5 muestra en una forma directa el incremento de los parámetros que ha sufrido el motor de Suzuki G10 en su trucaje.

Tabla 3.5. Parámetros de Variación Suzuki G10

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	VALOR ENCONTRADO		UNIDADES
		ANTES	DESPUÉS	
Pa	Presión de admisión	0.07508	0.07508	MPa
Ta	Temperatura de admisión	78.40	71.78	°C
Pc	Presión de compresión	1.2686	1.50	MPa
Tc	Temperatura de compresión	401.77	414.92	°C
Pz	Presión de explosión	5.3012	6.1483	MPa
Tz	Temperatura de explosión	2350	2350	°C
Pb	Presión de escape	0.3276	0.322	MPa
Tb	Temperatura de escape	1153.58	1103.41	°C
Fe	Fuerza del pistón	0.0003311	0.0003465	MN
Ne	Fuerza lateral del pistón	0.00009549	0.00009993	MN
Ke	Fuerza en la biela	0.0003444	0.0003606	MN
Te	Fuerza tangencial	0.0003344	0.00035	MN
Ze	Fuerza de la línea de bancada	0.00008285	0.00008670	MN
W	Velocidad angular	523.60	795.87	Rad/s
Ve	Velocidad del pistón	20.25	30.78	m/s
We	Aceleración del pistón	3588.71	8291.32	m/s ²
Se	Desplazamiento del pistón	0.02387	0.02387	m
Vmx	Velocidad máxima del pistón	12.83	19.50	m/s
Vm	Velocidad media	7.54	11.47	m/s
Mm	Par motor	0.00001287	0.00001347	MNm
Pe	Potencia efectiva	9.039	14.781	HP
Nt	Eficiencia térmica	39	41	%

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.19. MODIFICACIÓN DE LAS VÁLVULAS

El aumento de la potencia está relacionado directamente con el consumo de aire o de mezcla (aire combustible) en una unidad de tiempo, y aprovechar este consumo al máximo y no derrocharlo inútilmente en mezclas devueltas a la atmosfera, por lo que se puede hacer modificaciones importantes en las válvulas de admisión y de escape.

VÁLVULAS DE ADMISIÓN

$$Da = \sqrt{\frac{V \text{ (rpm)}}{\pi(v)(750)}}$$

Ec. 3.28. (Gillieri, 2006)

Donde:

D: Diámetro de la válvula de admisión

V: Volumen unitario del cilindro

v: Velocidad del aire que ingresa

$$Da = \sqrt{\frac{349.31 (7600)}{\pi(80)(750)}}$$

$$Da = 0.03752 \text{ m} = 3.752 \text{ cm}$$

$$Da = 37.52 \text{ mm.}$$

El diámetro de la válvula de admisión del motor preparado posee un diámetro de 37.52 mm, lo que se ajusta al cálculo realizado como se muestra en la Figura 3.14.



Figura 3.14: Diámetro Válvula de Admisión Vitara JX.

Fuente: MENA, Marco (2013).

VÁLVULAS DE ESCAPE

$$Dve=D(0.85)$$

Ec. 3.29. (Gillieri, 2006)

Donde:

Dve= Diámetro de la válvula de escape

D = Diámetro de la válvula de admisión

$$Dve= 37.52(0.85)$$

$$Dve=0.0319 \text{ m}=31.9 \text{ mm}$$

$$Dve=31.9 \text{ mm.}$$

De la misma manera el diámetro de las válvulas de escape utilizados en el motor es de 31.9 mm, que es el adecuado según el cálculo realizado como se ve en la Figura 3.15



Figura 3.15: Diámetro Válvula de Escape Vitara JX.

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.20. DIÁMETRO DEL CONDUCTO DEL ASIENTO

$$d=D \sqrt{\frac{Vmx}{1.06 (Vg)}}$$

Ec. 3.30. (De Castro Vicente, 2006)

Donde:

d = Diámetro del conducto del asiento [mm]

D = Diámetro del cilindro [mm]

Vmx = Velocidad máxima del pistón

Vg = Velocidad de salida de los gases

$$d=76 \sqrt{\frac{19.50}{1.06 (80)}}$$

d=0.03644 m=36.44 mm. ver la Figura 3.16

Si al medir se observa que el diámetro de la válvula de origen es más pequeño de lo que nos indica el cálculo, se tiene la posibilidad de aumentar la entrada de los gases, pero si es del mismo tamaño es preferible no tocarla. La fórmula anterior analizada es aproximada, puede aplicarse perfectamente en un margen de $\pm 10\%$ de error, para el caso del Forsa: 36.44 ± 3.6 mm, así que, el valor obtenido es similar al utilizado en el motor 33mm. Partiendo del conocimiento del conducto como se ve en la Figura 3.16 se puede considerar los valores de todas las demás proporciones de las válvulas; se tiene los siguientes valores:

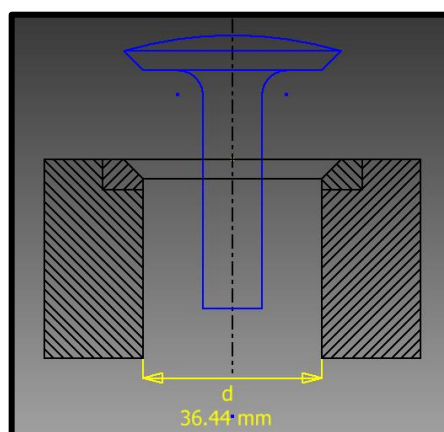


Figura 3.16: Diámetro del Conducto.

Fuente: MENA, Marco (2013).

3.21. DIMENSIONES DE LA VÁLVULA

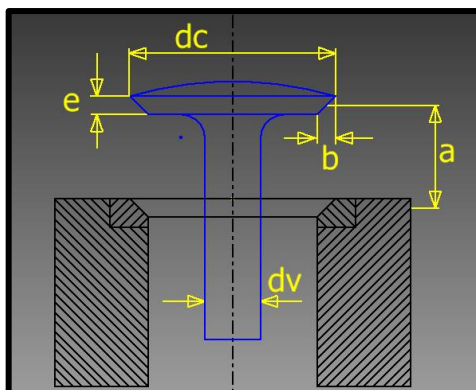


Figura 3.17: Dimensiones de la Válvula.

Fuente: MENA, Marco (2013).

La Figura 3.17 muestra las diferentes dimensiones que posee las válvulas de admisión y escape tanto para el motor estándar como para el trucado.

CARRERA O ALZADA DE LA VÁLVULA

$$a=0.25 (d)$$

Ec. 3.31. (Gillieri, 2006)

ANCHURA DEL ASIENTO

$$b=0.07 (d)$$

Ec. 3.32.

DIÁMETRO DEL VÁSTAGO DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN

$$d_{va}=(0.8 -0.23)(d)$$

Ec. 3.33.

DIÁMETRO DEL VÁSTAGO DE LA VÁLVULA DE ESCAPE

$$d_{ve}=(0.3-0.28)(d)$$

Ec. 3.34.

DIÁMETRO SUPERIOR DE LA CABEZA

$$d_c = d + 2b$$

Ec. 3.35.

GRUESO DE LA COPA DE LA CABEZA DE ADMISIÓN

$$e_a = 0.10 (d_c)$$

Ec. 3.36.

GRUESO DE LA COPA DE LA CABEZA DE ESCAPE

$$e_e = 0.15 (d_c)$$

Ec. 3.37.

Partiendo de la medida del diámetro del conducto, se puede establecer que las válvulas de admisión y escape deberán tener en cada una de sus partes las siguientes medidas:

VÁLVULAS DE ADMISIÓN

$$d = 0.033 \text{ m} = 33 \text{ mm}$$

$$a = 0.25 (33)$$

$$a = 0.00825 \text{ m} = 8.25 \text{ mm}$$

$$b = 0.07 (33)$$

$$b = 0.00231 \text{ m} = 2.31 \text{ mm}$$

$$d_{v_a} = 0.21 (33)$$

$$d_{v_a} = 0.00693 \text{ m} = 6.93 \text{ mm}$$

$$d_c = 33 + (2(2.31))$$

$$d_c = 0,037 \text{ m} = 37.62 \text{ mm}$$

$$e_a = 0.10 (37.62)$$

$$e_a = 0.00376 \text{ m} = 3.76 \text{ mm}$$

VÁLVULAS DE ESCAPE

$$d=0.029 \text{ m}=29 \text{ mm}$$

$$a=0.25 (29)$$

$$a=0.00725 \text{ m}=7.25 \text{ mm}$$

$$b=0.07 (29)$$

$$b=0.00203 \text{ m}=2.03 \text{ mm}$$

$$d_{ve}=0.21 (29)$$

$$d_{ve}=0.00609 \text{ m}=6.09 \text{ mm}$$

$$dc=29+(2(2.03))$$

$$dc=0,03306 \text{ m}=33.06 \text{ mm}$$

$$e_e=0.10 (33.06)$$

$$e_e=0.0033 \text{ m}=3.3 \text{ mm}$$

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDO POR COMPUTADOR

4.1. INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAE). (Automation, 2012)

Ingeniería asistida por computadora (CAE) es el conjunto de programas informáticos que permiten analizar y simular los diseños de ingeniería realizados con el computador, o creados de otro modo e introducidos en un ordenador, para valorar sus características, propiedades, viabilidad y rentabilidad. Su finalidad es optimizar su desarrollo y consecuentes costos de fabricación y reducir al máximo las pruebas para la obtención del producto deseado.

Las aplicaciones existentes en CAE soportan una gran variedad de disciplinas y fenómenos de la ingeniería incluyendo:

- Análisis de estrés y dinámica de componentes y ensambles utilizando el **Análisis De Elementos Finitos (FEA)**.
- Análisis Termal y de fluidos utilizando dinámica de fluidos computacional (**CFD**).
- Análisis de Cinemática y de Dinámica de mecanismos (Dinámica multicuerpos).
- Simulación mecánica de eventos (**MES**).
- Análisis de control de sistemas.
- Simulación de procesos de manufactura como forja, moldes y troquelados.

- Optimización del proceso del producto.

Los beneficios de software de tipo CAE incluyen reducción del tiempo y costo de desarrollo de productos, con mayor calidad y durabilidad del producto.

- Las decisiones sobre el diseño se toman con base en el impacto del desempeño del producto.
- Los diseños pueden evaluarse y refinarse utilizando simulaciones computarizadas en lugar de hacer pruebas a prototipos físicos, ahorrando tiempo y dinero.
- Aplicaciones CAE brindan conocimientos sobre el desempeño más temprano en el proceso de desarrollo, cuando los cambios al diseño son menos costosos de hacer.
- Aplicaciones CAE apoyan a los equipos de ingeniería a administrar riesgos y comprender las implicaciones en el desempeño de sus diseños.
- Los datos integrados y la gestión del proceso del CAE amplían la capacidad de balancear con eficacia los conocimientos del funcionamiento mientras se mejoran los diseños para una comunidad más amplia.
- La exposición de garantía es reducida al identificar y eliminar problemas potenciales. Cuando integrado al producto y desarrollo de la manufactura, CAE puede facilitar desde etapas tempranas la resolución de problemas, lo que puede reducir dramáticamente los costos asociados al ciclo de vida del producto.

4.2. DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR (CAD). (Wikipedia, 2012)

El diseño asistido por computadora, abreviado por las siglas inglesas CAD (Computer Aided Design), se trata básicamente de una base de datos de entidades geométricas (puntos, líneas, arcos) con la que se puede operar a través de una interfaz gráfica. Permite diseñar en dos o tres dimensiones mediante geometría alámbrica, esto es, puntos, líneas, arcos, splines, superficies y sólidos para obtener un modelo numérico de un objeto y un conjunto de ellos.

La base de datos asocia a cada identidad una serie de propiedades como color, capa, estilo de línea, nombre, definición geométrica, etc., que permiten manejar la información de forma lógica. De los modelos pueden obtenerse planos con cotas y anotaciones para generar la documentación técnica. Para el proceso de modelado del tren alternativo se ha utilizado un programa computacional denominado SOLIDWORKS 2013.

4.3. ANÁLISIS ASISTIDO POR COMPUTADOR (Andaluces, 2011)

El Análisis Asistido Por Computador está jugando un papel creciente en la educación superior en las disciplinas científicas y de ingeniería.

A nivel universitario, los estudiantes utilizan la simulación de ingeniería para aprender principios físicos y obtener experiencia práctica y real que pueden impulsar sus carreras.

A nivel de posgrado, los investigadores aplican las herramientas de simulación para resolver problemas de aplicaciones complejas.

Las entidades comerciales hacen a menudo alianzas con instituciones educativas para impulsar la investigación de desarrollo lo que puede generar soluciones muy ventajosas.

4.4. ASISTENCIA DEL SOFTWARE SOLIDWORKS. (Autodesk, 2012)

SOLIDWORKS es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad para el sistema operativo Microsoft Windows, es un modelador de sólidos paramétrico.

El programa permite modelar piezas y conjuntos y extraer de ellos tanto planos como otro tipo de información necesaria para la producción.

Es un programa que funciona con base en las nuevas técnicas de modelado con sistemas CAD.

El proceso consiste en trasvasar la idea mental del diseñador al sistema CAD, "construyendo virtualmente" la pieza o conjunto. Posteriormente todas las extracciones (planos y ficheros de intercambio) se realizan de manera bastante automatizada.

SOLIDWORKS ofrece un conjunto de paquetes de simulación que le permite configurar unos entornos virtuales del mundo real para que pueda probar sus diseños de productos antes de la fabricación.

Realice pruebas con una amplia variedad de parámetros (durabilidad, respuesta dinámica y estática, movimiento del ensamblaje, transferencia de calor y dinámica de fluidos) a lo largo del proceso de diseño para evaluar el rendimiento del producto y tomar decisiones para mejorar la calidad y la seguridad.

La simulación rebaja los costos y acelera la comercialización mediante la reducción del número de prototipos físicos necesarios previos a la producción.

SOLIDWORKS SIMULATION ayuda a los diseñadores e ingenieros a innovar, mejorar y desarrollar nuevos conceptos con mayor percepción.

4.5. ESCENARIOS DE SIMULACIÓN.

El escenario para el desarrollo del estudio dinámico de los dos motores consiste en colocar sobre la cara superior del pistón la fuerza calculada en el capítulo 3 de explosión ver Página 89 para los dos estudios se utilizará la fuerza del motor trucado así se puede conocer hasta qué punto modificar los elementos para cuidar la integridad del funcionamiento y elementos que contiene el motor en competencias.

Debido a que los pistones se encuentran en diferentes posiciones por el giro del cigüeñal la otra fuerza que se colocará en la cara superior del pistón será la fuerza de admisión con estas dos fuerzas se podrá desarrollar el estudio dinámico de los motores ensamblados en SolidWorks como se ilustra en la Figura 4.1.

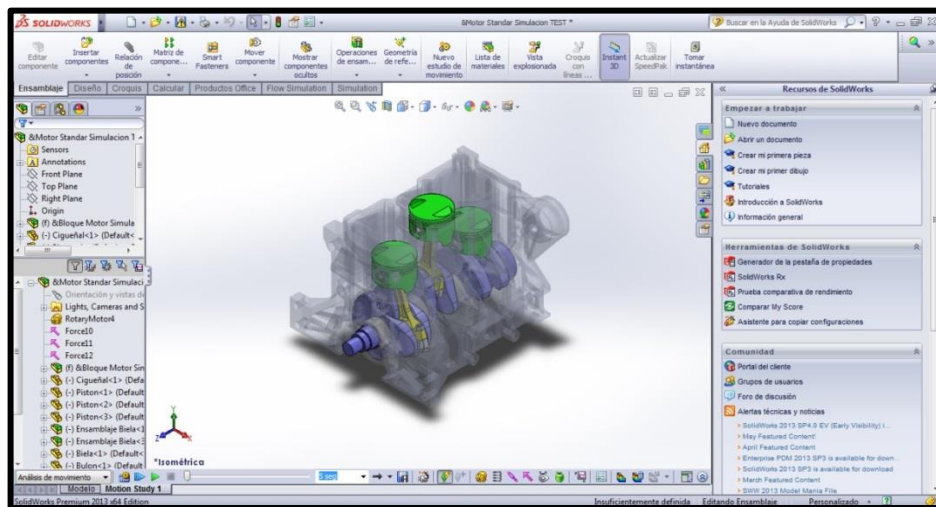


Figura 4.1: Escenario de Estudio SOLIDWORKS.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.6. ESFUERZO MÁXIMO, EN EL PISTÓN DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

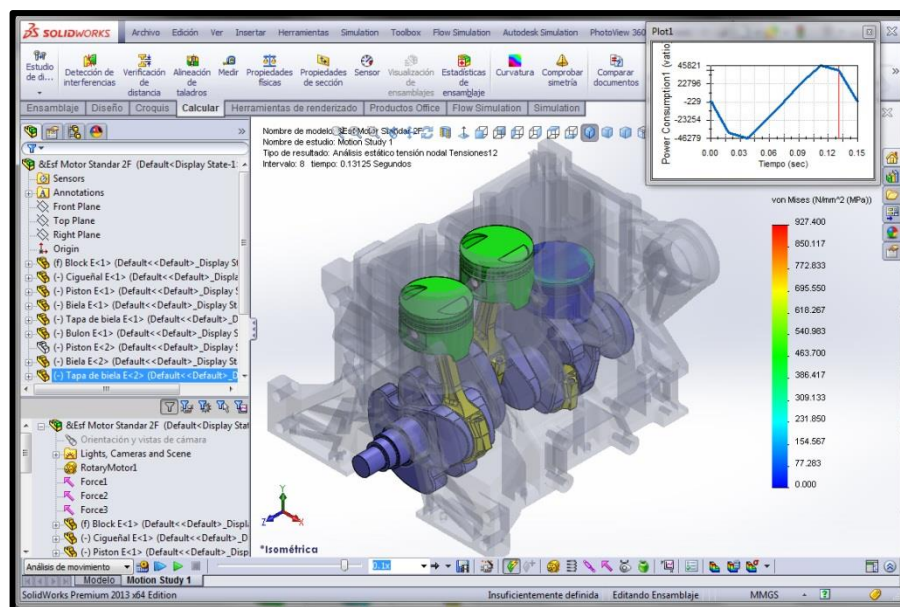


Figura 4.2: Esfuerzo Máximo Pistón Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

Esfuerzo máximo es la máxima cantidad de esfuerzo que el material puede soportar. A partir de esta magnitud, el elemento empieza a deformarse aun ante la aplicación de cargas menores, en la Figura 4.2 y 4.3 se muestran los máximos esfuerzos que sufren los pistones del motor modificado y del estándar.

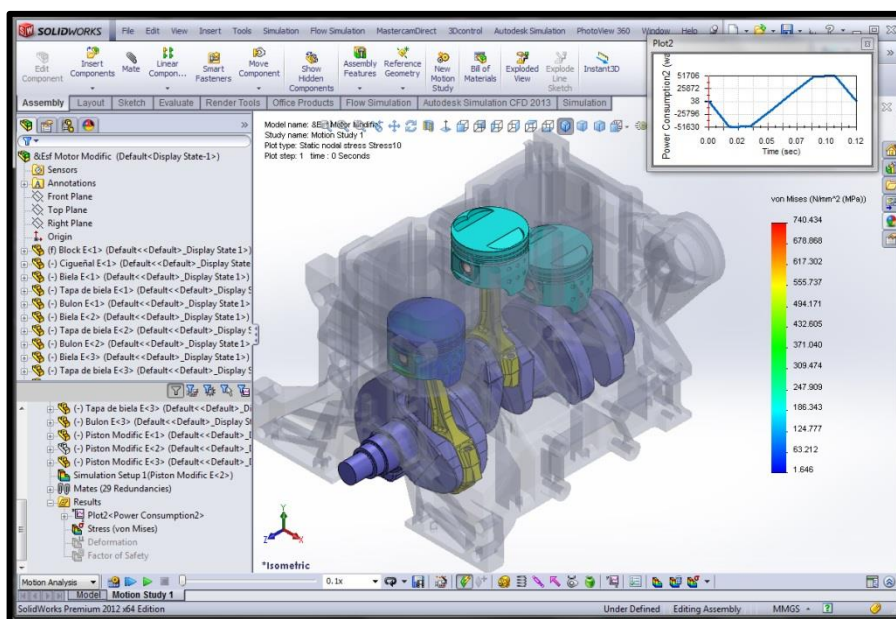


Figura 4.3: Esfuerzo Máximo Pistón Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN PISTÓN ESTÁNDAR VS PISTÓN TRUCADO

Una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados Esfuerzo Máximo Motor Estándar es 927.400 N/mm^2 y el Trucado presenta un valor de 740.434 N/mm^2 , como se ve en la Figura 4.4 y 4.5 se observar que el pistón de Mitsubishi podrá soportar la nueva fuerza sin obtener daños considerables en la cabeza, los mismos que aparecen en el pistón Suzuki, obteniendo una fiabilidad de este elemento en las diversas competencias automovilísticas.

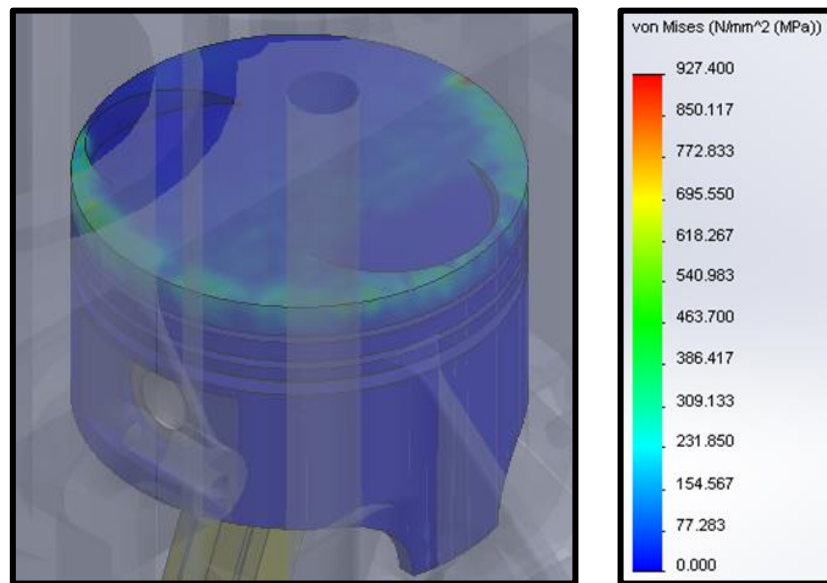


Figura 4.4: Esfuerzo Máximo Pistón Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

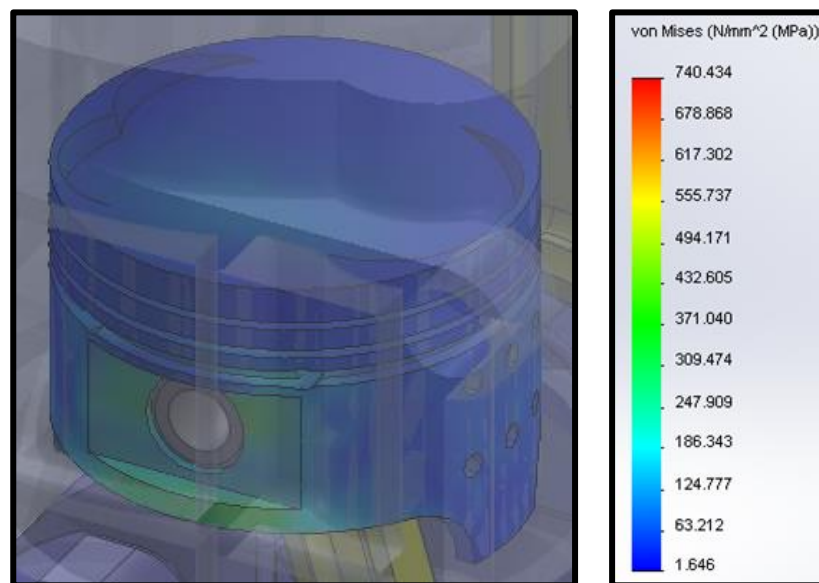


Figura 4.5: Esfuerzo Máximo Pistón Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.7. DEFORMACIÓN MÁXIMA, EN EL PISTÓN DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

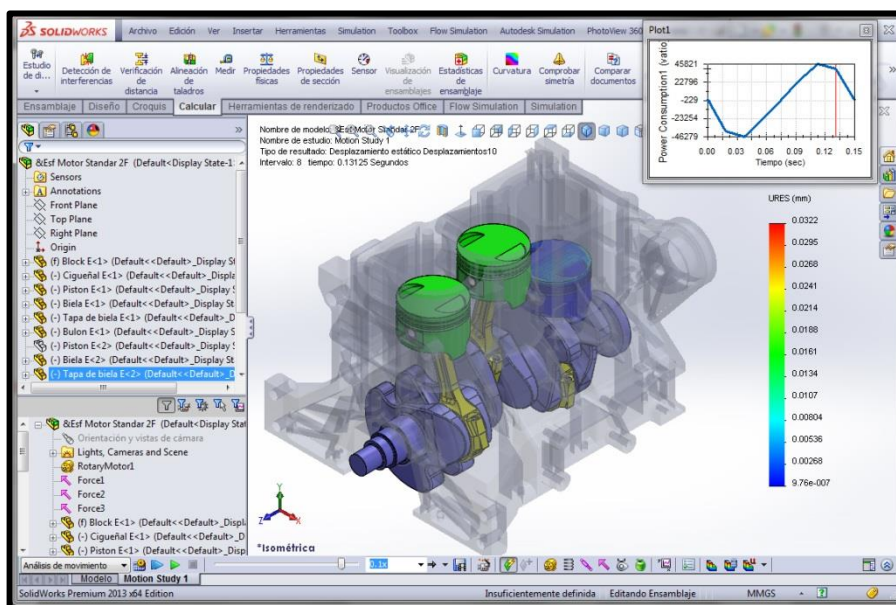


Figura 4.6: Deformación Pistón Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica, la Figura 4.6 y 4.7 muestran las deformaciones de los pistones del Suzuki Forsa I y del Mitsubishi Lancer 4G18.

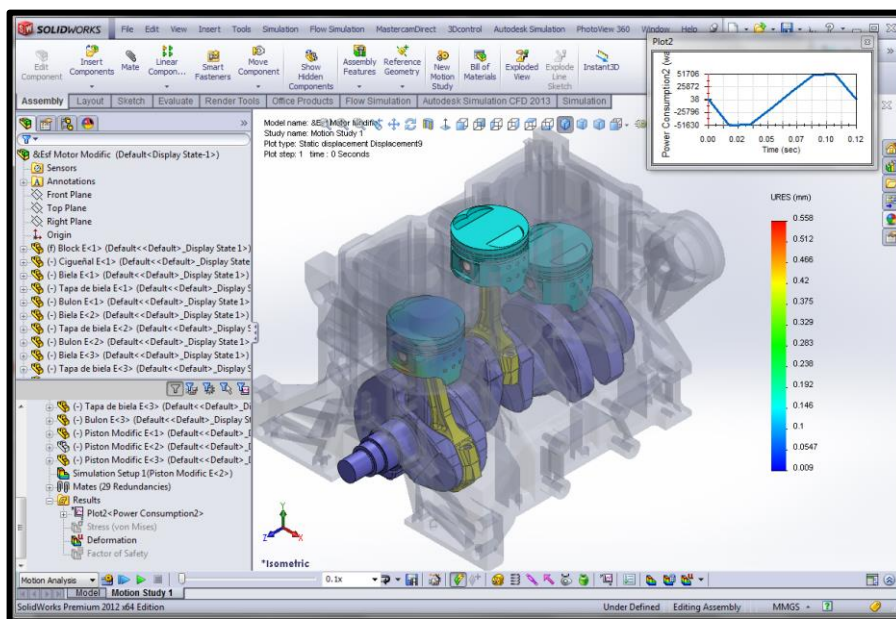


Figura 4.7: Deformación Pistón Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN PISTÓN ESTÁNDAR VS PISTÓN TRUCADO

Una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados según lo que indica la Figura 4.8 y 4.9 la Deformación Máxima Motor Estándar es 0.0322 mm y el trucado presenta un valor de 0.558 mm, así se puede observar que el pistón de Mitsubishi tendrá una mayor deformación en su cuerpo y falda debido a su nuevo diámetro, forma geométrica y peso, al observar que el pistón estándar muestra deformaciones en la cabeza.

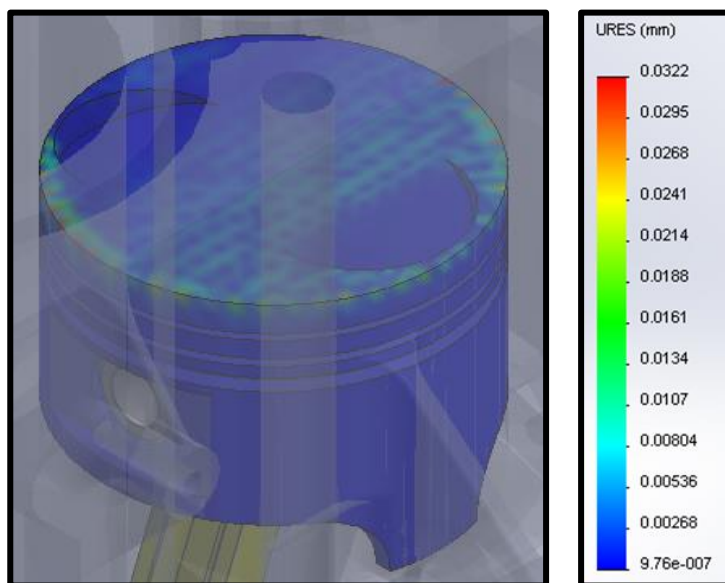


Figura 4.8: Deformación Máxima Pistón Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

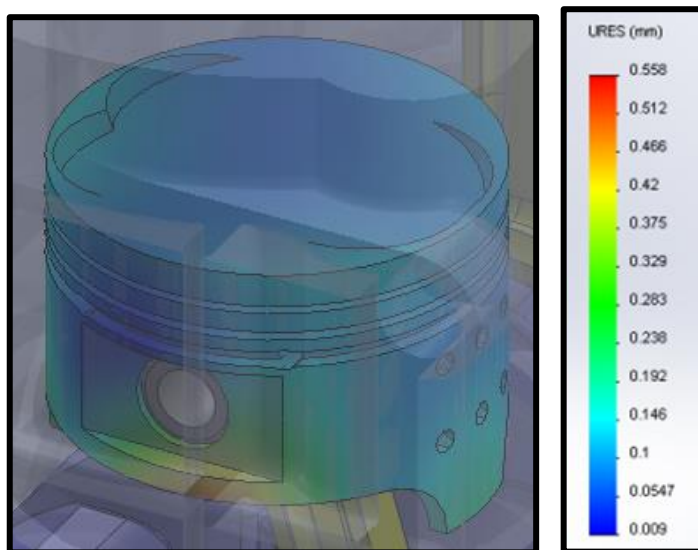


Figura 4.9: Deformación Máxima Pistón Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.8. FACTOR DE SEGURIDAD EN EL PISTÓN DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

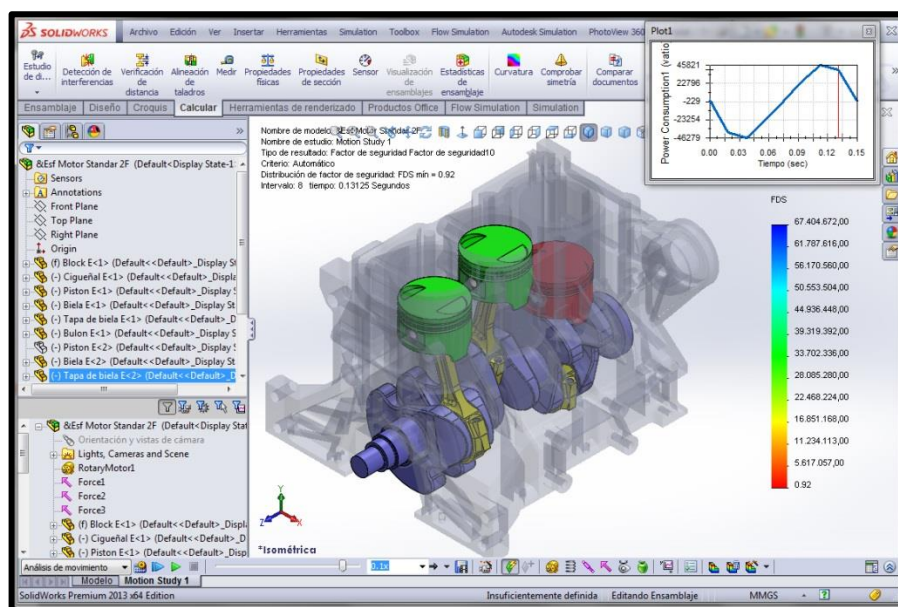


Figura 4.10: Factor de Seguridad Pistón Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

El factor de seguridad es utilizado en el diseño de piezas para considerar las incertidumbres que pueden ocurrir cuando las cargas reales actúan sobre una pieza ya construida.

- **Un factor de seguridad inferior a 1.0** en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha fallado.
- **Un factor de seguridad de 1.0** en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha empezado a fallar.
- **Un factor de seguridad superior a 1.0** en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación es seguro.

La Figura 4.10 y 4.11 muestran el factor de seguridad de los pistones tanto en el motor trucado como en el estándar.

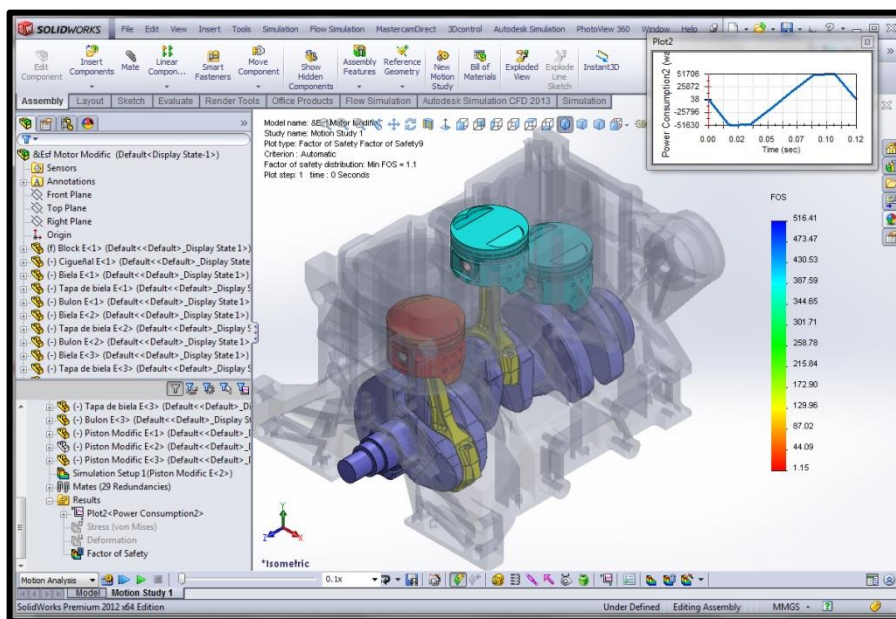


Figura 4.11: Factor de Seguridad Pistón Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN PISTÓN ESTÁNDAR VS PISTÓN TRUCADO

Referente al Factor de Seguridad una vez terminado el estudio nos arroja los siguientes resultados el Motor Trucado nos da un valor de 1.15 y el Motor Estándar un valor de 0.92 como se ilustra en la Figura 4.12 y 4.13 en las que se puede observar que el pistón estándar fallará si se somete a la fuerza de explosión de un Motor Trucado de manera continua por tal motivo es necesario el aumento de diámetro de pistón para nuevas condiciones de funcionamiento.

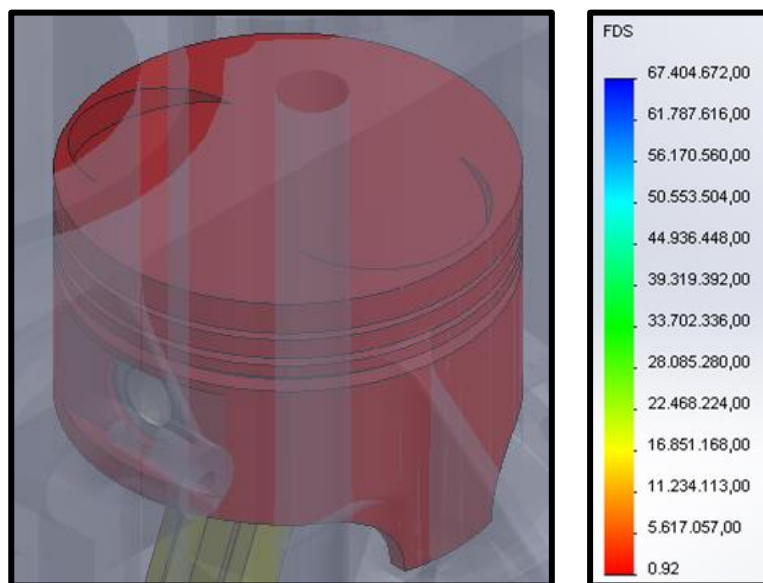


Figura 4.12: Factor de Seguridad Pistón Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

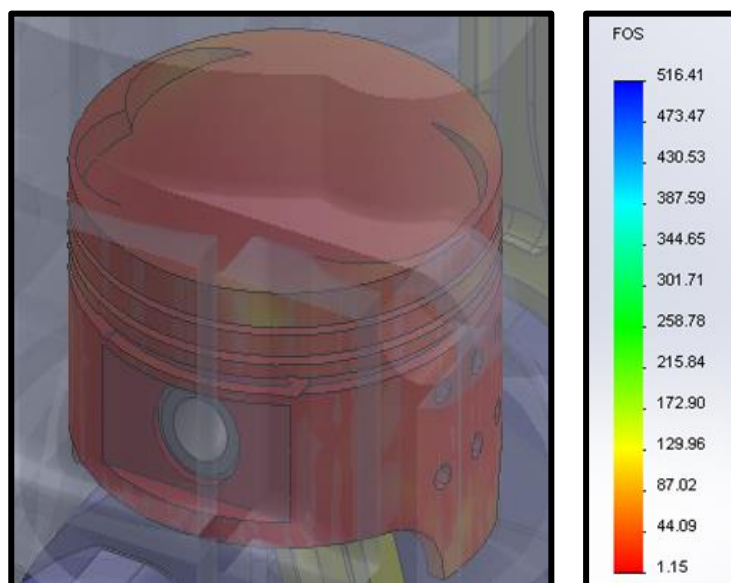


Figura 4.13: Factor de Seguridad Pistón Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.9. ESFUERZO MÁXIMO EN LA BIELA DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

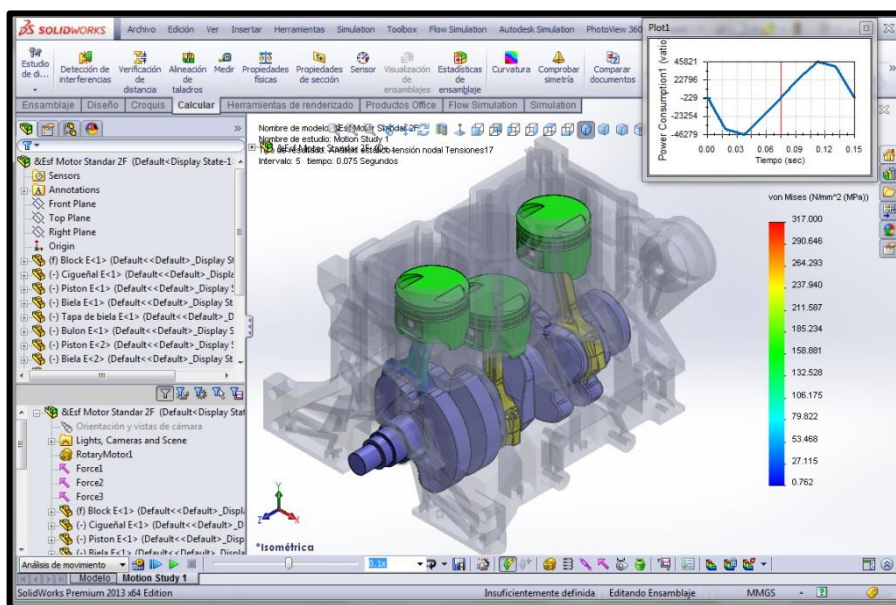


Figura 4.14: Esfuerzo Máximo Biela Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

Esfuerzo máximo es la máxima cantidad de esfuerzo que el material puede soportar. A partir de esta magnitud, el elemento empieza a deformarse aun ante la aplicación de cargas menores, en la Figura 4.14 y 4.15 se muestran los máximos esfuerzos que sufren las bielas del motor modificado y del estándar.

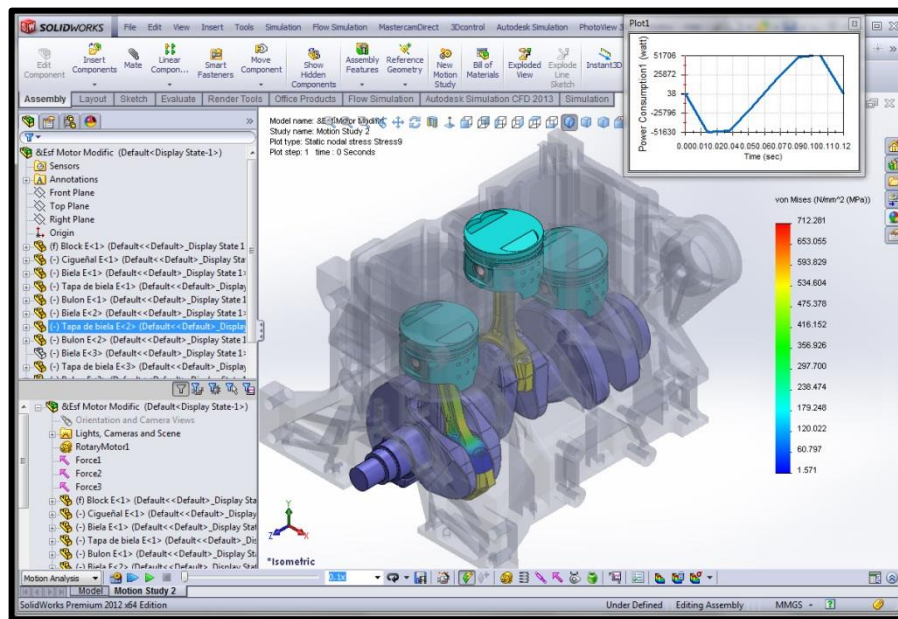


Figura 4.15: Esfuerzo Máximo Biela Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN BIELA ESTÁNDAR VS BIELA TRUCADA

Una vez terminado el estudio como se muestra en la Figura 4.16 y 4.17 se obtiene los siguientes resultados Esfuerzo Máximo Motor Estándar es 317 N/mm² y el Trucado nos da un valor de 712.281 N/mm², se puede observar que la biela al permanecer estándar soporta un esfuerzo no elevado, al reducir su masa para el ingreso de un nuevo bulón su máximo esfuerzo se eleva al doble de su valor estándar, concentrándose la misma en el pie de biela.

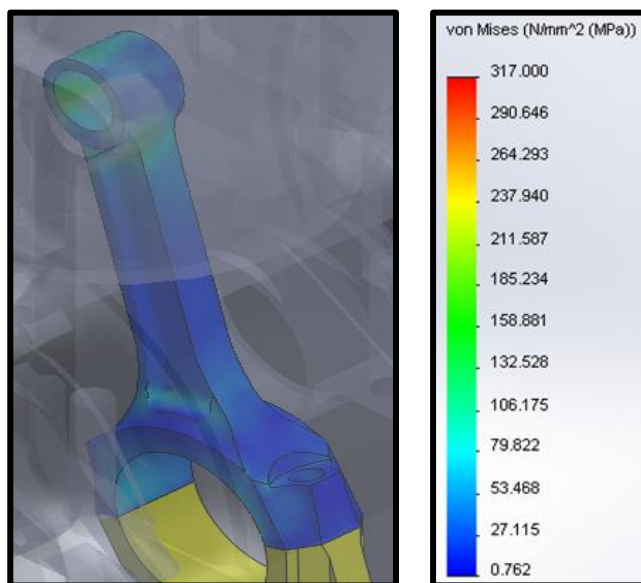


Figura 4.16: Esfuerzo Máximo Biela Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

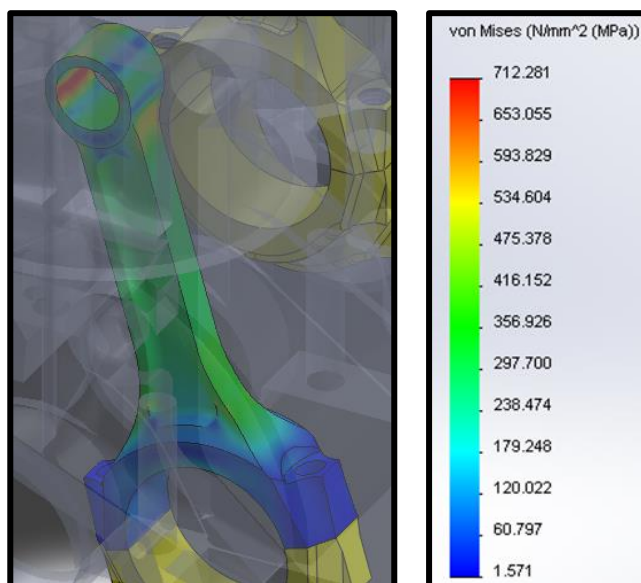


Figura 4.17: Esfuerzo Máximo Biela Trucada.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.10. DEFORMACIÓN MÁXIMA EN LA BIELA DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

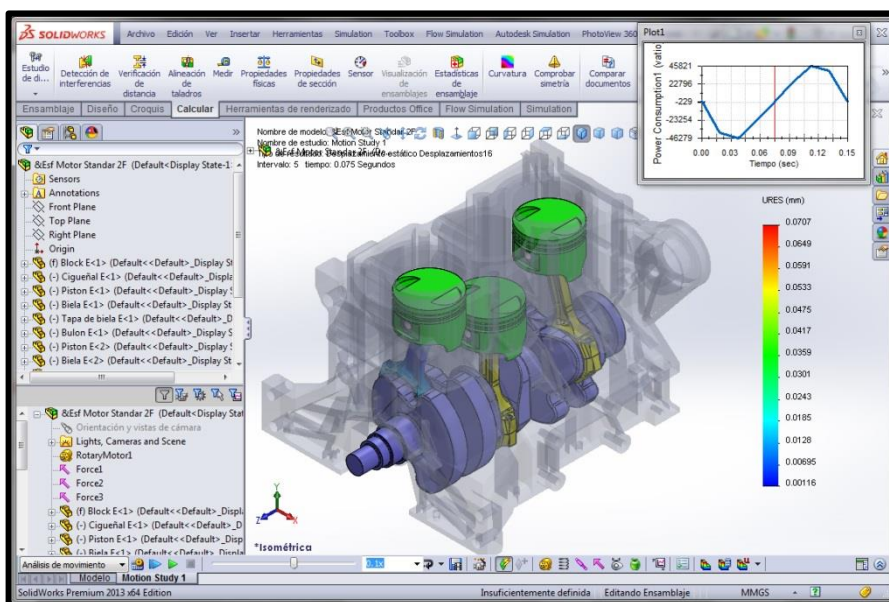


Figura 4.18: Deformación Biela Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica, la Figura 4.18 y 4.19 muestran las deformaciones de las bielas del Suzuki Forsa I en condición estándar y modificada.

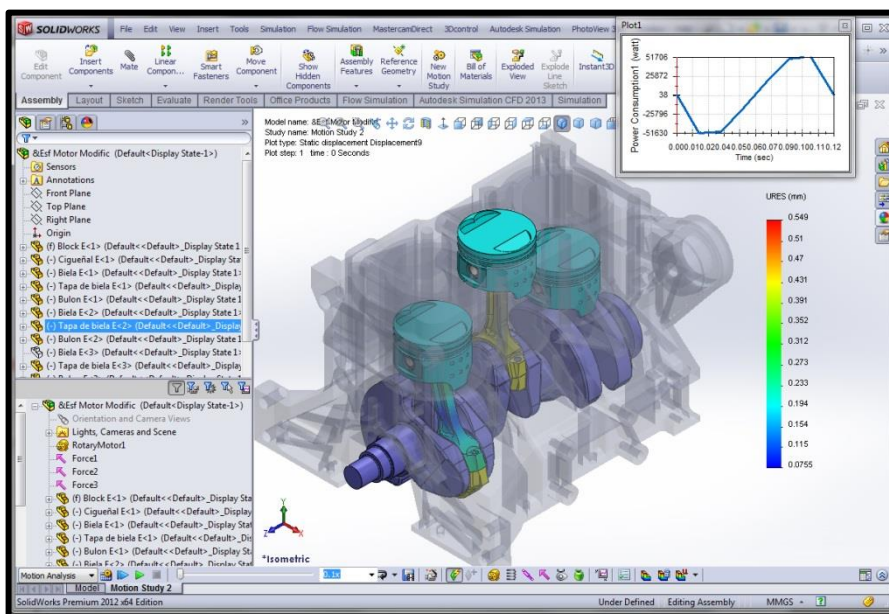


Figura 4.19: Deformación Biela Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN BIELA ESTÁNDAR VS BIELA TRUCADA

Una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados Deformación Máxima Biela Motor Estándar es 0.0707 mm como indica la Figura 4.20 y la Biela Trucada presenta el siguiente valor de 0.549 mm como indica la Figura 4.21, esta deformación se produce en el pie de biela y su elevada deformación se da debido al aumento de diámetro en el orificio donde va alojado el bulón.

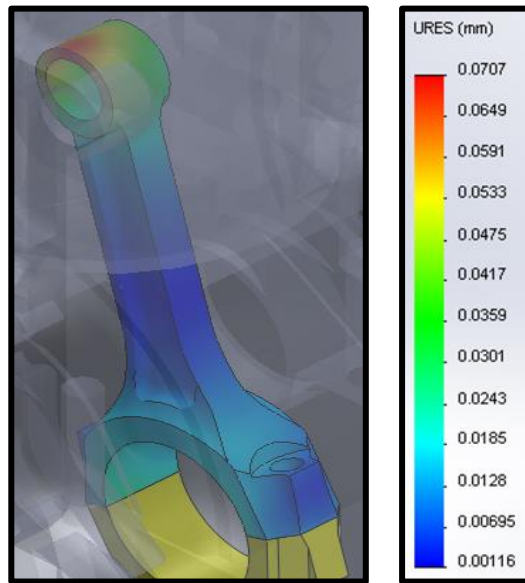


Figura 4.20: Deformación Biela Estándar.
Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

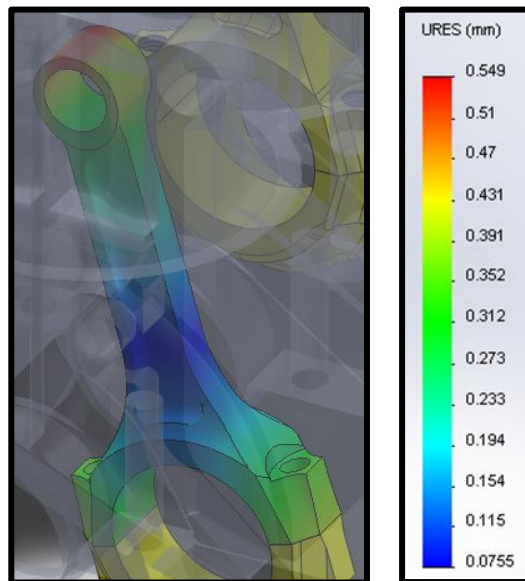


Figura 4.21: Deformación Biela Trucada.
Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.11. FACTOR DE SEGURIDAD EN LA BIELA DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

El factor de seguridad es utilizado en el diseño de piezas para considerar las incertidumbres que pueden ocurrir cuando las cargas reales actúan sobre una pieza ya construida, las Figuras 4.22 y 4.23 muestran el factor de seguridad para una biela estándar como para una modificada.

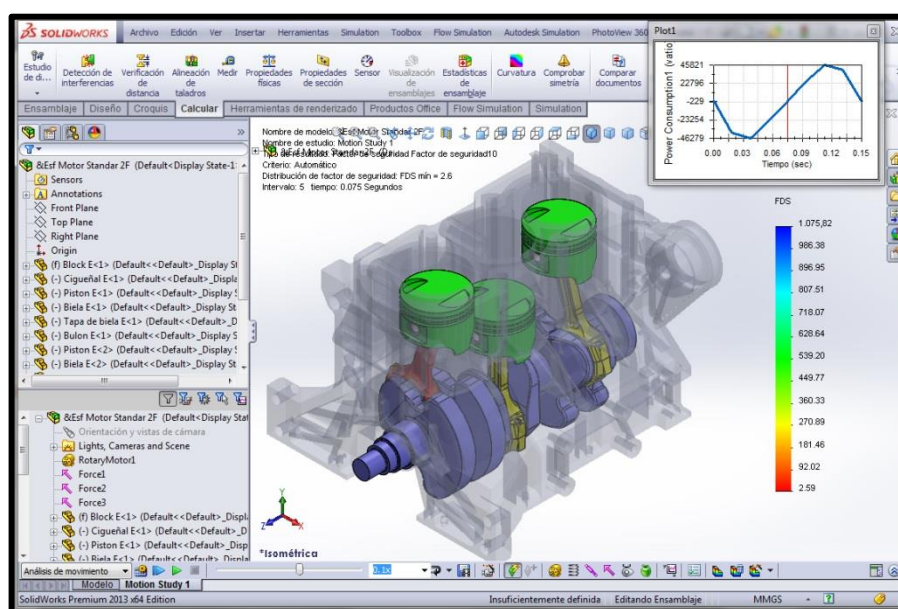


Figura 4.22: Factor de Seguridad Biela Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

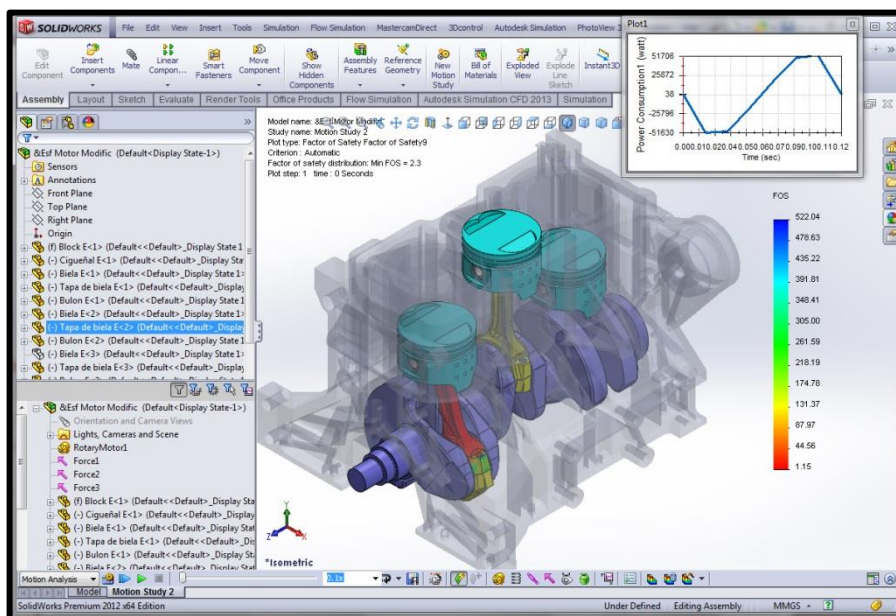


Figura 4.23: Factor de Seguridad Biela Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN BIELA ESTÁNDAR VS BIELA TRUCADA

Una vez terminado el estudio arroja los siguientes resultados el Motor Trucado da un valor de 1.15 como se ilustra en la Figura 4.24 y el Motor Estándar da un valor de 2.59 como se ilustra en la Figura 4.25, en éste se mira que la biela trucada al tener un valor superior a 1 y pese a la reducción de material debido al nuevo bulón da un parámetro para aligeramiento de la biela mediante el cual se puede mejorar la eficiencia del motor en diferentes competencias automovilísticas.

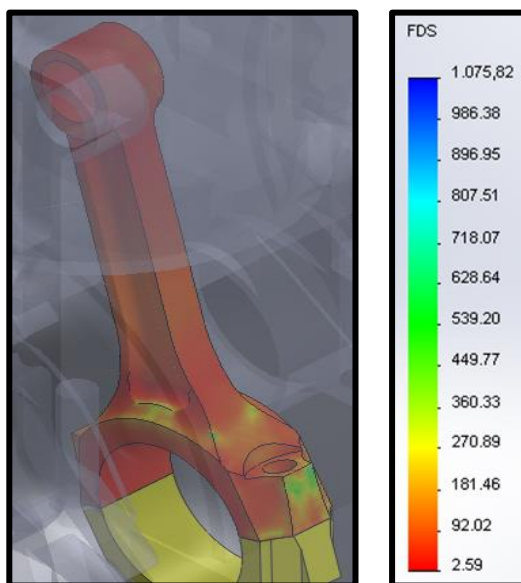


Figura 4.24: Factor de Seguridad Biela Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

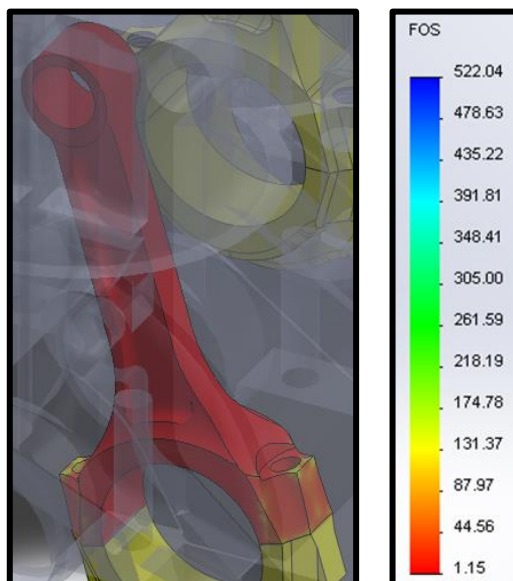


Figura 4.25: Factor de Seguridad Biela Trucada.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.12. ESFUERZO MÁXIMO EN EL CIGÜEÑAL DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

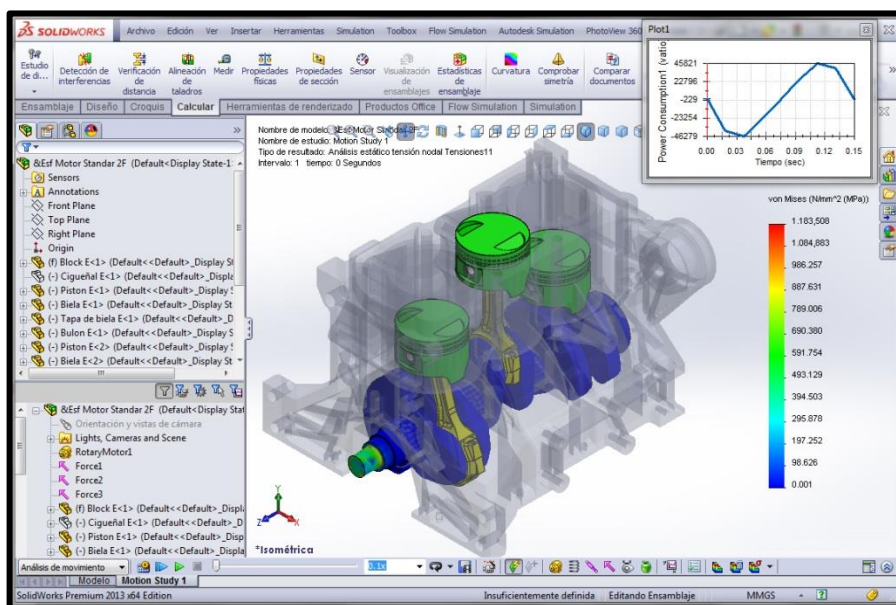


Figura 4.26: Esfuerzo Máximo Cigüeñal Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

Esfuerzo máximo es la máxima cantidad de esfuerzo que el material puede soportar. A partir de esta magnitud, el elemento empieza a deformarse aun ante la aplicación de cargas menores, en la Figura 4.26 y 4.27 muestran los máximos esfuerzos que sufre el cigüeñal en el motor modificado y el estándar.

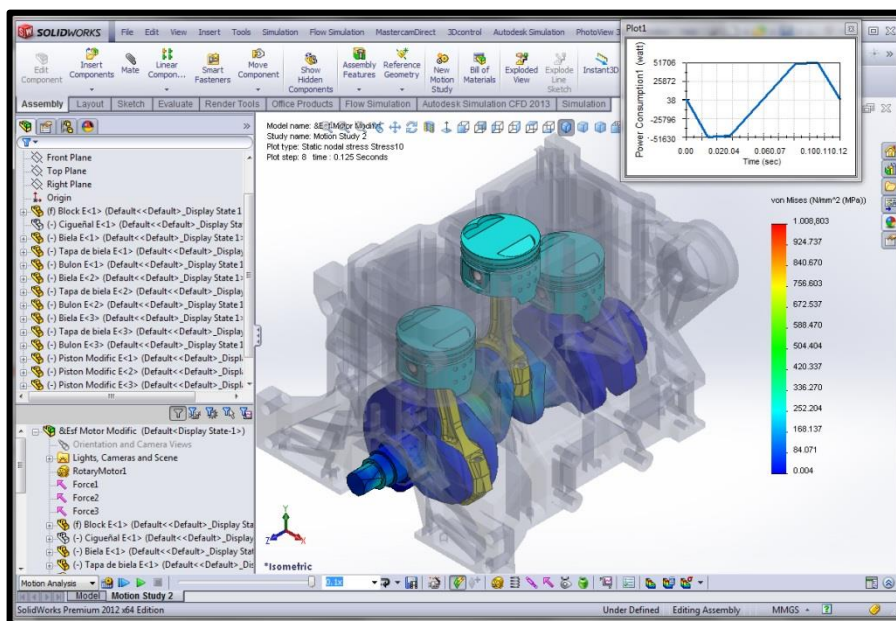


Figura 4.27: Esfuerzo Máximo Cigüeñal Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN CIGÜEÑAL ESTÁNDAR VS CIGÜEÑAL TRUCADO

Una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados como indica la Figura 4.28 y 4.29 Esfuerzo Máximo Motor Estándar es de 1183.508 N/mm^2 y el Trucado da un valor de 1008.803 N/mm^2 , de esta manera se puede observar que el cigüeñal del motor estándar está sufriendo un mayor esfuerzo debido a que el área del pistón es de menor tamaño, existiendo una mayor concentración de esfuerzo en la cabeza del mismo.

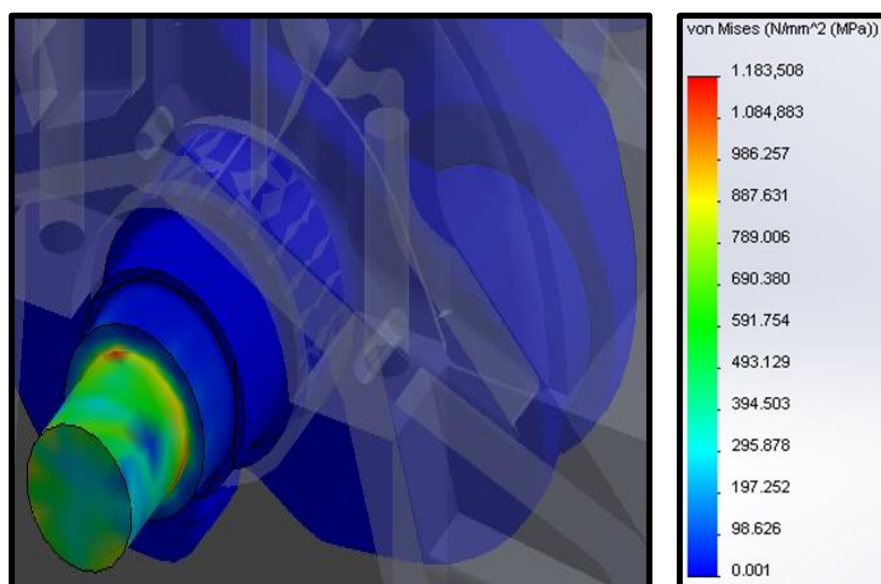


Figura 4.28: Esfuerzo Máximo Cigüeñal Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

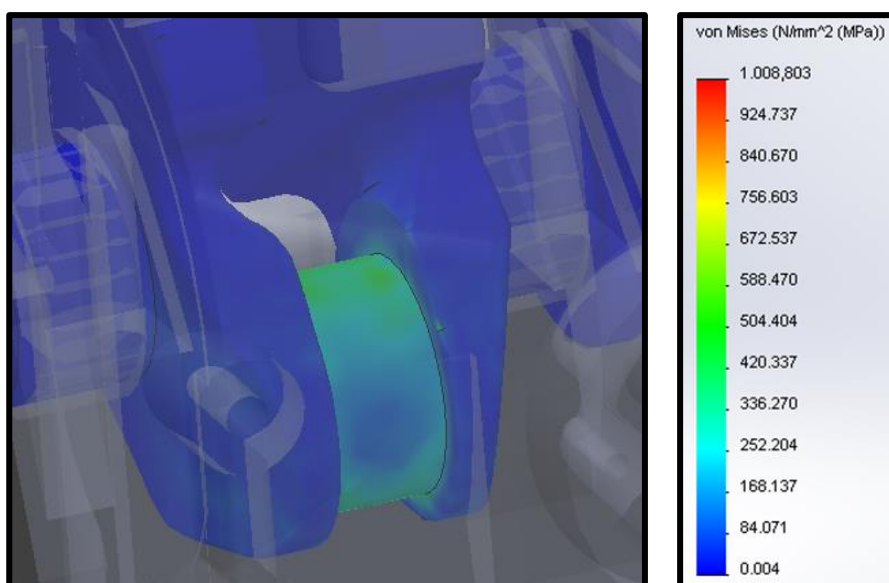


Figura 4.29: Esfuerzo Máximo Cigüeñal Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.13. DEFORMACIÓN MÁXIMA EN EL CIGÜEÑAL DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

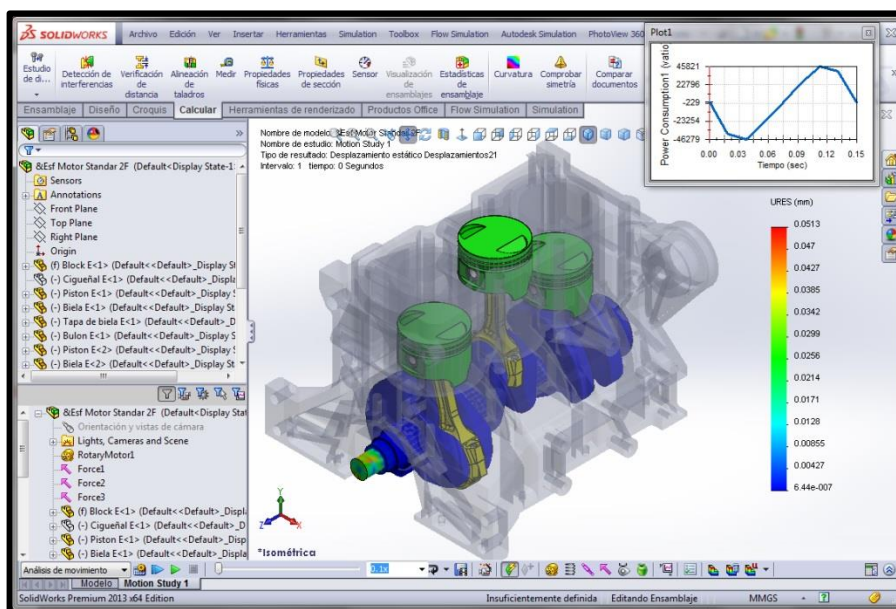


Figura 4.30: Deformación Máxima Cigüeñal Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica, la Figura 4.30 y 4.31 muestran las deformaciones del cigüeñal en el motor estándar y preparado.

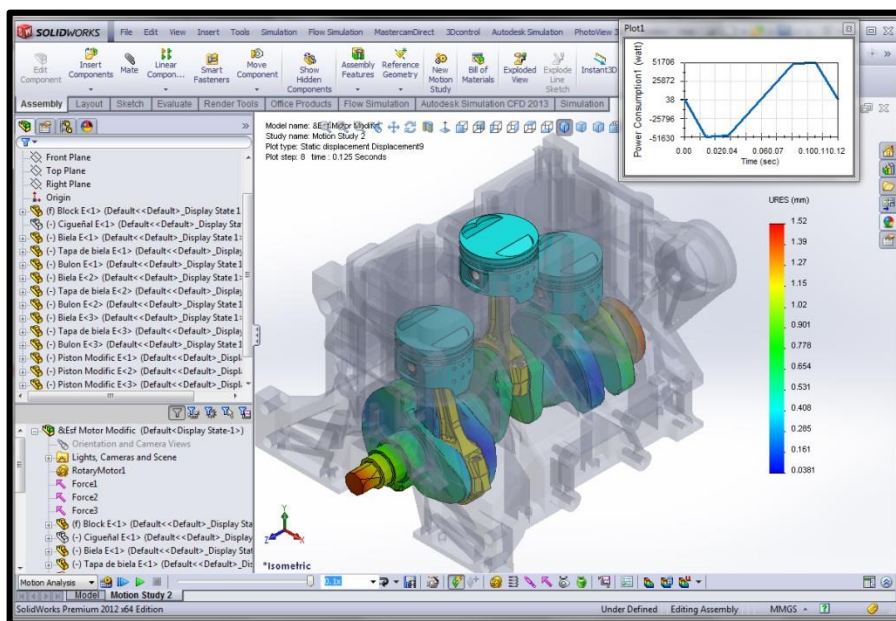


Figura 4.31: Deformación Máxima Cigüeñal Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN CIGÜEÑAL ESTÁNDAR VS CIGÜEÑAL TRUCADO

Una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados como muestra la Figura 4.32 y 4.33 Deformación Máxima Motor Estándar es de 0.0513 mm y el Motor Trucado da un valor de 1.52 mm, esta deformación se produce debido al aumento de fuerza que transmiten las bielas a los muñones del cigüeñal.

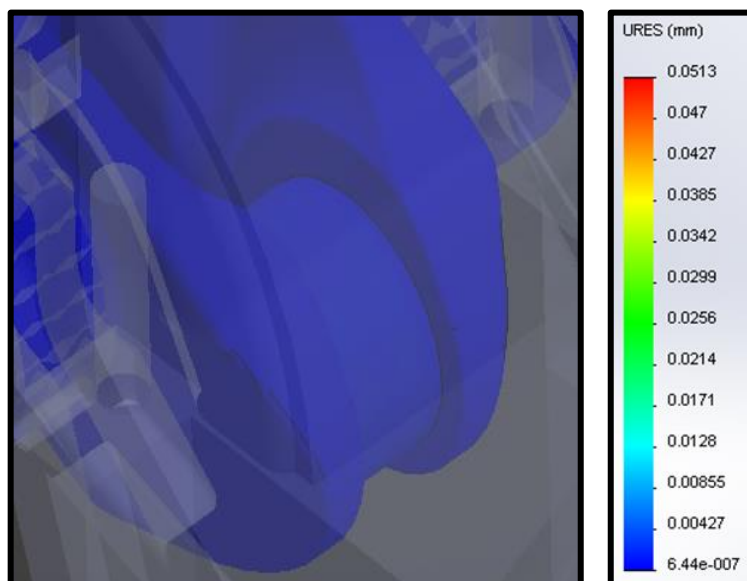


Figura 4.32: Deformación Máxima Cigüeñal Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

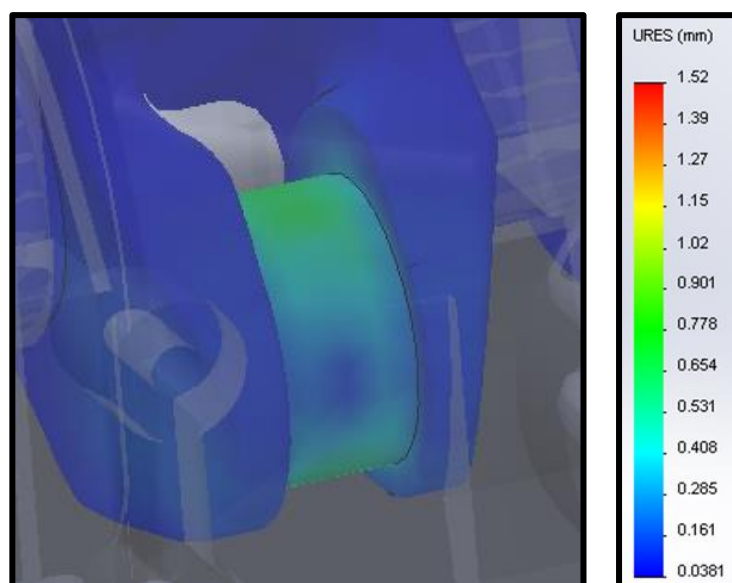


Figura 4.33: Deformación Máxima Cigüeñal Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.14. FACTOR DE SEGURIDAD EN EL CIGÜEÑAL DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

El factor de seguridad es utilizado en el diseño de piezas para considerar las incertidumbres que pueden ocurrir cuando las cargas reales actúan sobre una pieza ya construida, la Figura 4.34 y 4.35 muestran el factor de seguridad resultante del cigüeñal antes y después de modificar ciertos parámetros y elementos en el motor del Suzuki G10.

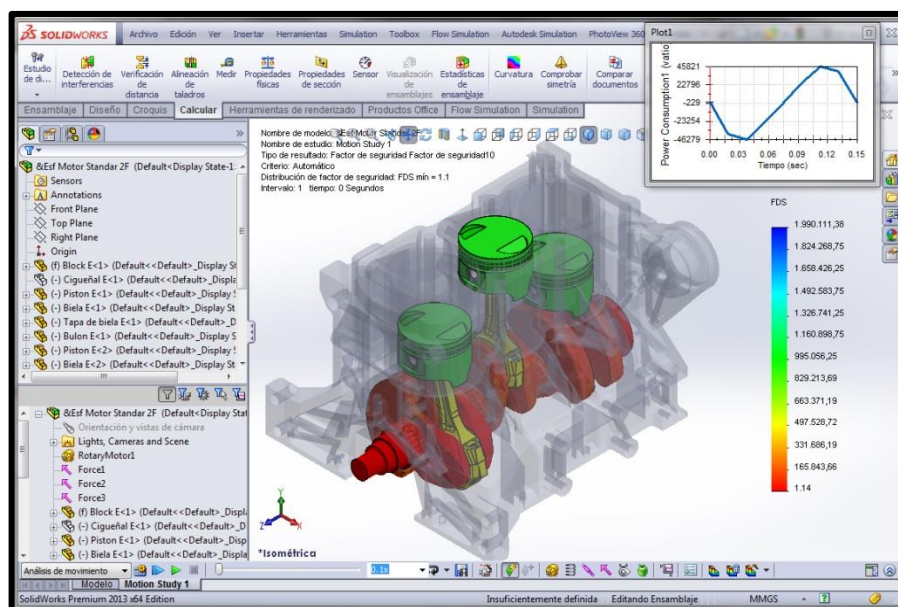


Figura 4.34: Factor De Seguridad Cigüeñal Motor Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

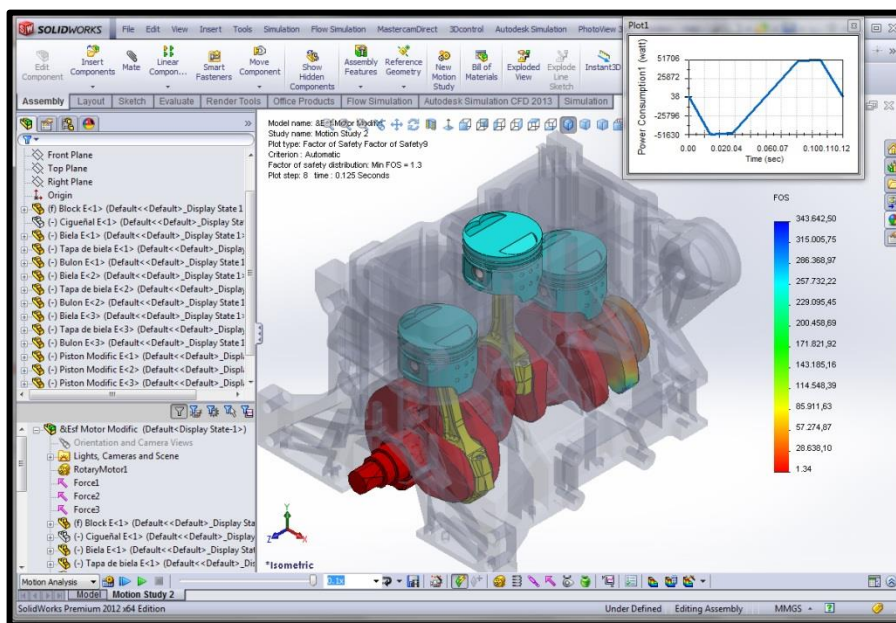


Figura 4.35: Factor De Seguridad Cigüeñal Motor Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

COMPARACIÓN CIGÜEÑAL ESTÁNDAR VS CIGÜEÑAL TRUCADO

Referente al Factor de Seguridad una vez terminado el estudio se obtiene los siguientes resultados el Motor Trucado da un valor de 1.34 y el Motor Estándar da un valor de 1.14 como se ilustra en la Figura 4.36 y 4.37 motivo por el cual el cigüeñal estándar posee un menor valor de factor de seguridad, se debe a que la fuerza de explosión genera esfuerzos máximos en la cabeza de pistón que hace que falle el elemento y al transmitirlo reduce el tiempo de vida de los elementos.

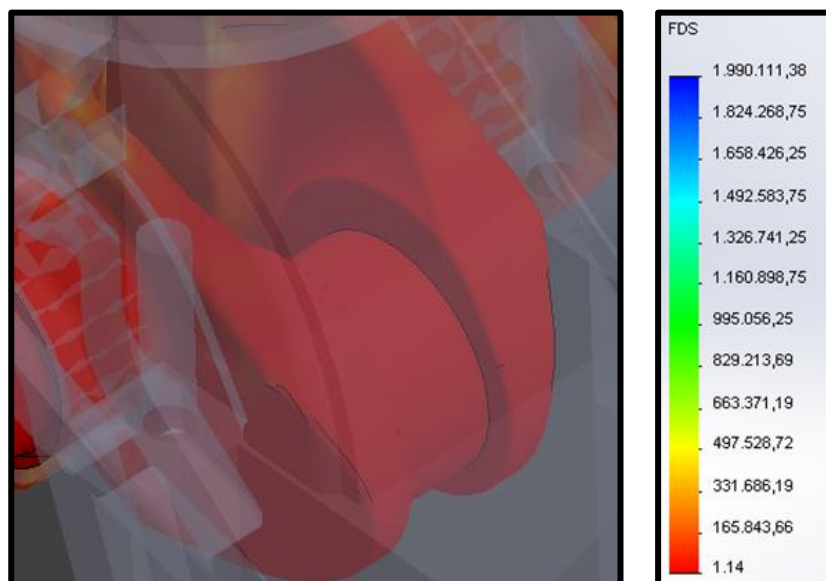


Figura 4.36: Factor De Seguridad Cigüeñal Estándar.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

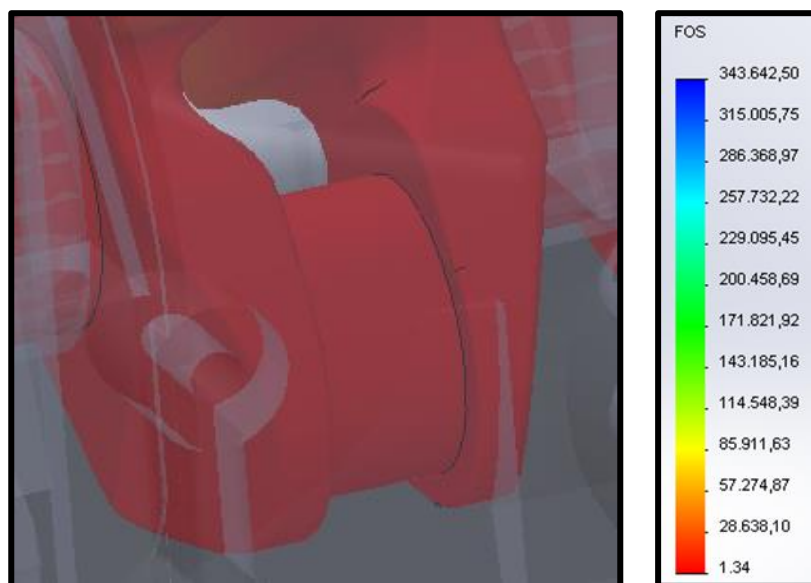


Figura 4.37: Factor De Seguridad Cigüeñal Trucado.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

4.15. CALOR Y TEMPERATURA CONJUNTO BIELA, PISTÓN Y CIGÜEÑAL.

El análisis térmico calcula la distribución de temperatura en un cuerpo producido por algunos o todos estos mecanismos.

En todos ellos, la energía calorífica fluye desde el medio con mayor temperatura al medio con menor temperatura.

La transferencia de calor por conducción y convección requiere la presencia de un medio interviniente, mientras que la transferencia de calor por radiación no lo necesita.

4.15.1. TEMPERATURA CONJUNTO PISTÓN, BIELA Y CIGÜEÑAL MOTOR ESTÁNDAR

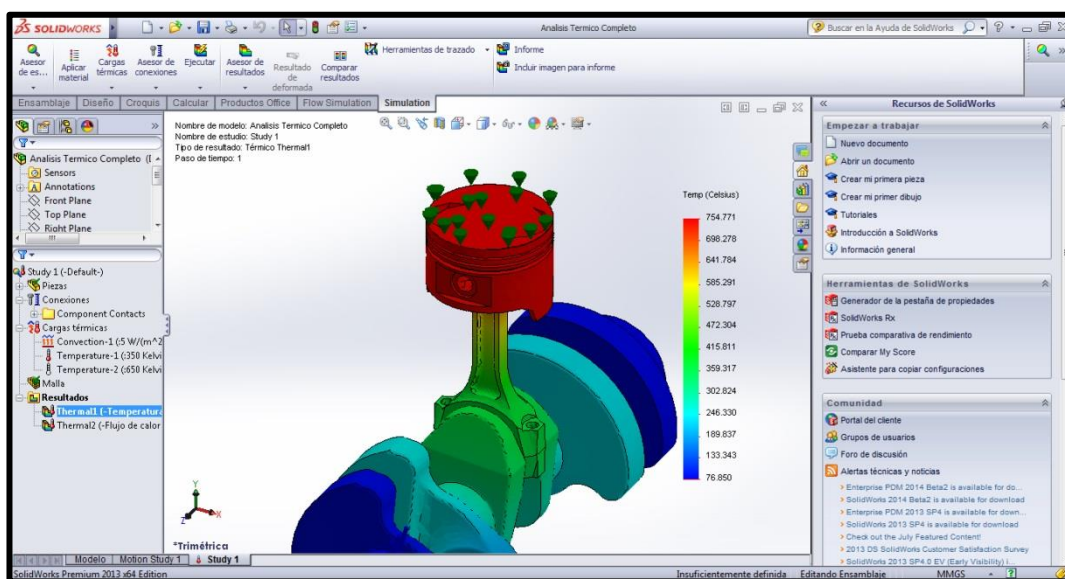


Figura 4.38: Temperatura Conjunto Pistón, Biela y cigüeñal.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

La Figura 4.38 muestra el conjunto en el que se puede ver que la mayor temperatura existente en el 3^{er} tiempo de un motor de combustión interna se

distribuye obteniendo el valor máximo de 754.771 grados centígrados en el pistón, y una temperatura de 76.850 grados centígrados en la el cigüeñal.

4.15.2. TEMPERATURA CONJUNTO PISTÓN, BIELA Y CIGÜEÑAL MOTOR TRUCADO.

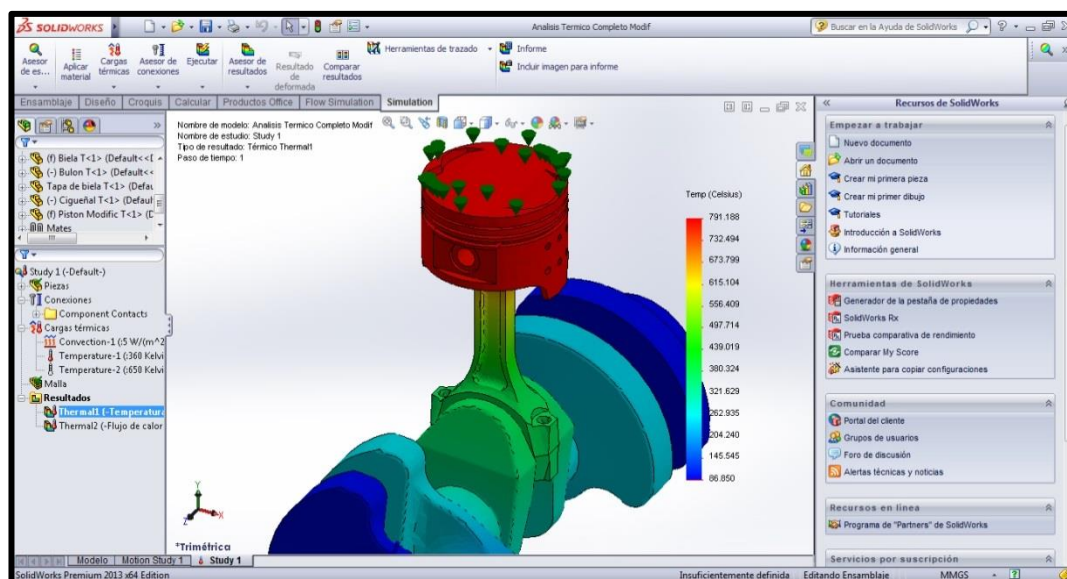


Figura 4.39: Temperatura Conjunto Pistón, Biela y cigüeñal.

Fuente: Equipo De Trabajo (2013).

La Figura 4.39 muestra el conjunto en el que se puede ver que la mayor temperatura existente en el 3^{er} tiempo de un motor de combustión interna trucado y se distribuye obteniendo el valor máximo de 791.188 grados centígrados en el pistón, y una temperatura de 86.850 grados centígrados en la el cigüeñal.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Mediante la simulación y análisis de esfuerzos en el software se puede determinar las zonas menos críticas de las diferentes piezas lo que permitió modificarlas sin comprometer la seguridad ni funcionalidad de los diferentes componentes del motor.
- El software nos proporciona un modelado del tren alternativo así como la facilidad para simular las fallas obteniendo así diferentes resultados para posteriormente decidir si las mismas resisten los esfuerzos producidos por el tipo de trabajo al que se encuentran sometidos.
- El proyecto desarrolla un procedimiento técnico de trucaje y preparación de motores, fundamentándose en la información recogida mediante cálculos y diversas pruebas realizadas en el mismo pudiendo constatar las variaciones de parámetros en sus dos situaciones.
- Se realizó la simulación del funcionamiento en el tren alternativo en condiciones normales como en el motor trucado comprobándose que las piezas utilizadas son efectivas para el tipo de trabajo al que se encuentran sometidas.

- Se confirmó que estos tipos de análisis son muy efectivos para verificar que las piezas estudiadas son aptas o no para la construcción y posterior desempeño de la pieza.
- Se comprobó que las fallas analizadas en el software tienen una gran semejanza con las fallas que se presentan en la vida real de un motor.
- Las pruebas iniciales sirvieron para familiarizarnos con el manejo de las herramientas computacionales y de esta manera poder realizar con éxito los respectivos análisis.
- Al terminar una competencia ya sea piques, trepada de montaña o rally como copiloto en diversos vehículos dentro de la categoría 0 – 1150 cc, se confirmó que la preparación de un motor no depende únicamente de la modificación integral del motor, sino también de la parte económica, ya que se observó elementos adicionales como: caja preparada, neumáticos especiales, suspensión, que favorecen en gran medida la eficiencia del vehículo en competencia.
- Reemplazar la banda de distribución estándar, para lograr el ajuste adecuado en este caso se utilizó la del vehículo Chevrolet Súper Carry esta correa dentada posee 88 dientes rectos uno menos a la del Suzuki.
- Al tener una relación de compresión mayor o igual a 10:1, es aconsejable utilizar un combustible de 110 Octanos (Gasolina de avión), y si es menor o igual a 9,5:1, se puede utilizar un combustible de 92 Octanos (Gasolina súper) o una combinación de los 2 en igual proporción.

- Realizar la modificación de todo elemento productor de chispa en el motor permite tener una combustión de la mezcla aire – combustible de mayor poder calorífico transformándole este en mayor trabajo para la competencia.
- Se determinó que la calibración del juego de válvulas es un parámetro que influye considerablemente sobre el rendimiento del motor al cambiar radicalmente los ángulos del diagrama de distribución.

5.2. RECOMENDACIONES

- En el proceso de aligerado de masas se debe hacer un control riguroso del peso para evitar una reducción excesiva.
- No se debe sobrepasar la velocidad de giro especificada por el fabricante de las piedras abrasivas y cepillos, utilizando siempre protección visual y auditiva (el ruido generado por el taladro llega a los 80 db).
- En el modelado del tren alternativo tener precaución al modelar las piezas ya que deben ser exactas al modelo original para no tener problemas al momento del ensamble y posterior mallado y análisis de la falla.
- Al realizar los análisis en el software tener en cuenta el material con el que se va a trabajar, las propiedades del mismo para obtener resultados satisfactorios.
- Para el modelado y análisis del tren alternativo mediante las herramientas computacionales, el graficador deberá poseer buenas aptitudes para el manejo y utilización del mismo

- Promover la utilización del software SOLIDWORKS ya que el mismo proporciona muchas aplicaciones para resolver análisis de este tipo de problemas.
- Para obtener una adecuada utilización del software SOLIDWORKS se recomienda utilizar una versión mayor a 2012 y referente al computador basarnos en un equipo que posea un procesador Intel core™ I5.

BIBLIOGRAFÍA

- Corporation, M. d. (1992). Manual de Servicio Suzuki Forsa Corporation.
- De Castro Vicente, M. (2006). Trucaje De Motores De Cuatro Tiempos. Barcelona España: CEAC.
- Erazo-Mena. (2005). Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna. Quito: America.
- Faires, V. M. (2007). Termodinámica. Mexico: Hispano Americana S.A.
- Gerschler, H. (2007). Tecnología del Automóvil GTZ. Ed Reverte.
- Gillieri, S. (2006). Preparación de Motores de Serie para Competición. Barcelona España: CEAC.
- Jójvaj, M. &. (2006). Motores de Automóvil. Moscú: MIR.
- Kindler, H. (2007). Matemática Aplicada Para La Técnica Del Automóvil. Barcelona España: Reverté.
- Mena, I. M. (2008). Ejercicios de Motores de Combustión Interna. Quito: Nueva Aurora.
- Ocaña, A. (2008). Tratado Del Automóvil. Madrid España: Dossat 2000.

NETGRAFÍA

- Andaluces, C. d. (17 de Diciembre de 2011). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de <http://centrodeestudiosandaluces.es>
- Autodesk. (28 de Abril de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de <http://www.autodesk.es/adsk/servlet/pc/index?id=14569016&siteID=455755>
- Automation, P. (6 de Marzo de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de http://www.plm.automation.siemens.com/es_sa/plm/cae.shtml
- Automation, P. (22 de Julio de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de http://www.plm.automation.siemens.com/es_mx/plm/cad.shtml
- Autos, T. (15 de Agosto de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.todoautos.com.pe/portal/auto/mecanica/1808-torque-y-potencia-de-un-motor-isabes-realmente-lo-que-son>
- Aviacionulm. (28 de Noviembre de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.aviacionulm.com/gasolinas.html>
- Blogspot, J. (23 de Septiembre de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de http://jeroitim.blogspot.com/2012/11/motores-de-combustion-interna-en_30.html
- Club, L. R. (17 de Octubre de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.landroverclub.com.ar/viewtopic.php?f=252&t=82678>
- Comercio, E. (11 de Abril de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://especiales.elcomercio.com/2012/04/gasolina/index.php>
- Computador, I. A. (22 de Octubre de 2011). Recuperado el 8 de 2013 de Mayo, de <http://ingenieriaasistidaporcomputador.blogspot.com/2011/06/historia-cad.html>
- Linea, P. E. (9 de Febrero de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.profesorenlinea.cl/Ciencias/Gasolina.html>

- Linea, P. E. (6 de Mayo de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.profesorenlinea.cl/Ciencias/Gasolina.html>
- Mcatronic. (3 de Agosto de 2011). Recuperado el 12 de Abril de 2013, de <http://www.mcatronic.com/Documentacion/Automoviles/potencia%20y%20par%20motor.pdf>
- Motores, T. (11 de Agosto de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de http://www.todomotores.cl/mecanica/relacion_compresion.htm
- Motores, T. (12 de Junio de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.todomotores.cl/mecanica/potencia.htm>
- Motors, B. (22 de Junio de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.bessemotors.com.ar>
- Muro, A. (3 de julio de 2011). 2011. Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.almuro.net/sitios/Mecanica/Motor.asp?sw04=1>
- Onsager. (22 de Octubre de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://onsager.unex.es/Apuntes/Termo/Tablas-Tema-3.pdf>
- Proteger, R. (21 de Enero de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de http://www.redproteger.com.ar/poder_calorifico.htm
- SolidWorks. (18 de Enero de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de <http://www.solidworks.es/>
- SolidWorks. (4 de Febrero de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de http://www.solidworks.es/sw/products/10169_ESN_HTML.htm
- SolidWorks. (17 de Febrero de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de http://www.solidworks.es/sw/products/10157_ESN_HTML.htm
- Transformacion, M. D. (1 de Diciembre de 2011). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de <http://www.lorena13.blogspot.com/2010/09/mecanismos-de-transformacion-del.html>

- Wikipedia. (11 de Noviembre de 2011). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de <http://es.wikipedia.org/wiki/SolidWorks>
- Wikipedia. (3 de Mayo de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Casquete_esf%C3%A9rico
- Wikipedia. (6 de Junio de 2012). Recuperado el 8 de Mayo de 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Ingenier%C3%ADa_asistida_por_computadora
- Wikipedia. (12 de Enero de 2012). Recuperado el 8 de 2013 de Mayo, de http://es.wikipedia.org/wiki/Dise%C3%B1o_asistido_por_computadora
- Wikipedia. (21 de Junio de 2012). Recuperado el 15 de Febrero de 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_cuatro_tiempos
- Wikipedia. (19 de Marzo de 2012). Recuperado el 12 de Febrero de 2013, de http://es.wikipedia.org/wiki/Casquete_esf%C3%A9rico

EQUIPO DE TRABAJO

- Ing. MSc. Fabián Salazar** : Docente Universidad Fuerzas Armadas
ESPE
- Ing. Félix Manjarres** : Docente Universidad Fuerzas Armadas
ESPE
- Ing. Daniel Acurio** : Docente Pontificia Universidad Católica Del
Ecuador.
- Marco Mena** : Egresado Mecánica Automotriz Universidad
Fuerzas Armadas - ESPE

ANEXOS

ANEXO A:

FORMULARIO

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \xi) \left(\frac{W_{ad}^2}{2} \right) (\rho_o) (10^{-6})$$

Ecuación A 1: Presión de Admisión
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$\rho_o = \frac{P_o}{RT_o} (10^6)$$

Ecuación A 2: Densidad de la carga de Admisión (kg/m³)
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$R = \frac{8314}{28.96} = R = 287.08$$

Ecuación A 3: Constante universal de los gases
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$\omega_{ad} = 50 \text{ a } 130 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \beta^2 + \xi = 2,5 \text{ a } 4$$

Ecuación A 4: Coeficiente de Amortiguación – Velocidad del aire en la entrada de admisión
 – Coeficiente de resistencia.
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

Ecuación A 5: Temperatura de Admisión
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \left(\frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r} \right) \quad \gamma_r = \frac{291 + 15}{1050} \left(\frac{0.12}{8.8(0.07508) - 0.12} \right)$$

Ecuación A 6: Coeficiente Gases Residuales – Incremento de la Temperatura – Presión Gases Residuales – Temperatura Gases Residuales.
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$$

Ecuación A 7: Presión de Compresión – Exponente Politrópico medio de Compresión
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$n_1 = 1,30 \text{ a } 1,37$$

Ecuación A 8: Exponente Politrópico Medio de Compresión.
Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

Ecuación A 9: Temperatura de Compresión – Exponente Politrópico Medio de Compresión.

Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$P_z = u_r (P_c) \left(\frac{T_z}{T_c} \right) \quad T_z = 2500-2700 \text{ °K}$$

Ecuación A 10: Presión en la Explosión – Coeficiente real de Variación Molecular – Temperatura de Explosión.

Fuente: (Mena, 2008)

$$u_r = 1,06 \text{ a } 1,08$$

Ecuación A 11: Coeficiente Real de Variación Molecular.

Fuente: (Mena, 2008)

$$P_b = \frac{P_z}{\xi^{n_2}}$$

Ecuación A 12: Presión en el Escape.

Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$n_2 = 1,23 \text{ a } 1,30$$

Ecuación A 13: Exponente Politrópico Medio de Escape.

Fuente: (Jóvaj, 2006)

$$T_b = \frac{T_z}{\xi^{n_2-1}}$$

Ecuación A 14: Temperatura en el Escape.

Fuente: (Jóvaj, 2006)

ANEXO B:

FOTOGRAFÍAS DEL VEHÍCULO EN COMPETICIÓN



Figura B 1: Vehículo Trepada de Montaña TAC.
Fuente: MENA, Marco (2013)



Figura B 2: Vehículo Trepada de Montaña TAC.
Fuente: MENA, Marco (2013)



Figura B 3: Vehículo Trepada de Montaña TAC.
Fuente: MENA, Marco (2013)

ANEXO C:

ARTÍCULO PROYECTO



ESTUDIO Y ANÁLISIS TEÓRICO Y PRÁCTICO DEL COMPORTAMIENTO DE UN MOTOR SUZUKI G10 PREVIO Y POSTERIOR A SU TRUCAJE

Marco Mena (Autor)

Ing. Msc. Fabián Salazar (Director)

Ing. Félix Manjarrés (Codirector)

Departamento de la Energía y Mecánica.

Quijano y Ordoñez y Márquez de Maenza S/N. Latacunga, Ecuador.

e-mail: marcomena26@hotmail.com

fab_espel@hotmail.com

javier.manjarres@gmail.com

RESUMEN

El presente estudio teórico - práctico se basa en la preparación y mejoramiento del motor Suzuki Forsa I G10, tanto en la modificación de elementos fijos, la sustitución de elementos móviles y el uso de herramientas tecnológicas para generar un estudio y análisis exacto, así poder alcanzar y controlar los máximos esfuerzos al que estarán sometidos los nuevos componentes, una vez terminado el proceso del trucaje del motor, este debe cumplir con las normativas establecidas según la Federación Ecuatoriana De Automovilismo Deportivo

para poder participar en las diversas competencias automovilísticas a nivel nacional.

Palabras Claves: Estudio Teórico - Práctico, Preparación, Mejoramiento, Herramientas Tecnológicas, SolidWorks, Análisis, Trucaje, Rendimiento, Potencia, Incremento, Suzuki G10 Y Esfuerzo Máximo.

ABSTRACT

This study theoretical - practical is based on the preparation and engine improvement I G10 Suzuki Forsa, in the modification of fixed, mobile element

replacement and the use of technological tools to generate an accurate survey and analysis, and to achieve and control every effort that will be subject to new components, once the process engine faking it must meet the standards set by the Ecuadorian Federation of motor Sports to participate in various racing events nationwide.

Keywords: Theoretical Study - Practical, Preparation, Enhancement, Technology Tools, SolidWorks, Analysis, Trucage, Performance, Power, Increase, Suzuki G10 and Maximum Effort.

1. INTRODUCCIÓN

Las competencias de automovilismo en el Ecuador comienzan a practicarse desde 1930 en ciudades como Quito, Guayaquil, Riobamba, Cuenca y Ambato, en 1985 se crea el TAC (Tungurahua Automóvil Club) y con él se conforman nuevas divisiones, una de las categorías en la cual se caracteriza por el alto nivel competitivo en la provincia es la de 0 a 1150 cc, dentro de la misma la domina la presencia de vehículos Suzuki Forsa 1.

En la actualidad los cambios ejecutados en el motor G10 pasan de ser trabajos mecánicos empíricos para incorporar nuevas herramientas tecnológicas con la finalidad de obtener una modificación satisfactoria, gracias al aporte de resultados que se derivan de estudios y

simulaciones que contribuyen los diversos software de diseño para llegar a un máximo rendimiento en competencias automovilísticas del tren alternativo.

2. DESARROLLO

a) MODIFICACIÓN DEL BLOQUE

RECTIFICADO DE CILINDROS

Los trabajos de rectificación se lo realizan con la Rectificadora Vertical con la cual se mecaniza el cilindro para eliminar la conicidad y el ovalamiento, obteniendo así la medida superior.



Figura 1. Rectificadora Vertical.

PULIDO INTERIOR DEL BLOQUE (BRUÑIDO)

El bruñido es un "rayado" en ángulo que se le hace a los cilindros en su interior, la función principal es la de alojar lubricante para mantener alejado al pistón y los rines de la camisa evitando un desgaste de los elementos.



Figura 2. Bruñido de cilindro.

b) MODIFICACIÓN DE LA CULATA

REBAJE DEL PLANO DE LA CULATA

Consiste en devastar la superficie plana por medio de una rectificadora de superficies planas, para este motor la altura que se va a rebajar es de 2mm.



Figura 3. Cepillado de la Culata.

CONDUCTOS DE ADMISIÓN Y DE ESCAPE

Para la culata del G10 Los conductos de escape se abrirán de 1 a 2 mm. y los conductos de admisión se abrirán 4mm, en el conducto de admisión los trabajos que se van a realizar es la superficie interna dejarla completamente lisa.



Figura 4. Conductos de Admisión Modificados

c) MODIFICACIÓN DE ELEMENTOS MÓVILES PISTÓN

Se utilizó los pistones del MITSUBISHI LANCER 4G18 porque su diámetro está dentro del parámetro que se agrandó los cilindros en el Block del G10



Figura 5. Pistón Mitsubishi.

VÁLVULAS, SUS ASIENTOS Y GUÍAS

El aumento del diámetro de las válvulas viene limitado por el tamaño de la cámara de explosión por eso las válvulas son del vitara, se utilizó guías de bronce y los asientos del Vitara JX.



Figura 6. Guías Vitara.

ÁRBOL DE LEVAS

En el motor G10 se va a utilizar un eje de levas 310 / 0.287", el primer valor expresa el ángulo de acción mientras que el segundo la altura de empuje.



Figura 7. Nuevo Árbol de Levas

d) MODIFICACIÓN DE LA CARBURACIÓN

El carburador más apropiado a utilizar será el Weber, son carburadores verticales de 2 cuerpos independientes, contruidos para que cada cuerpo alimente a los 3 cilindros.



Figura 8. Weber.

e) MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE ENCENDIDO

BOBINA DE ENCENDIDO MSD BLASTER SS

La bobina de encendido MSD Blaster SS es una bobina de alto voltaje (45.000 Voltios), en este tipo de bobinas la recuperación después de cada disparo es

más rápida, por lo que su rendimiento en altas revoluciones es mejor.



Figura 9. Bobina 45000 V.

BUJÍAS DE PLATINO BOSCH WR8DP

Las bujías de platino Bosch WR8DP optimizan la propagación del frente de llama para la inflamación haciendo que el acceso de la chispa hacia la mezcla aire – combustible sea más eficiente,



Figura 10. Bujía Bosch.

f) ANÁLISIS DE INGENIERÍA ASISTIDO POR COMPUTADOR

ESCENARIOS DE SIMULACIÓN.

Para los dos estudios se utilizará la fuerza de explosión del motor trucado así se puede conocer hasta qué punto modificar los elementos para cuidar la integridad del funcionamiento y elementos que contiene el motor en competencias.

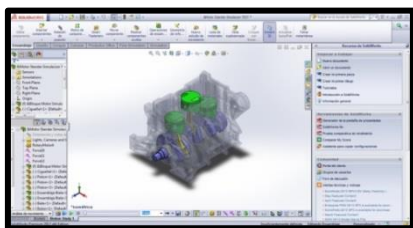


Figura 11. Escenario de Simulación.

ESFUERZO MÁXIMO, EN EL PISTÓN DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

Esfuerzo Máximo Motor Estándar es 927.400 N/mm² y el trucado presenta un valor de 740.434 N/mm², el pistón de Mitsubishi podrá soportar la nueva fuerza sin obtener daños considerables en la cabeza.

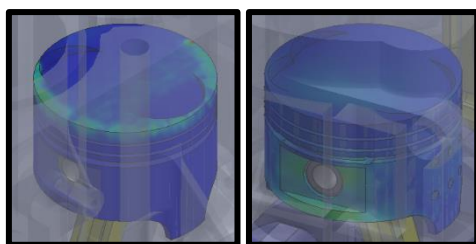


Figura 12. Estudio Pistón.

ESFUERZO MÁXIMO EN LA BIELA DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

Esfuerzo Máximo Motor Estándar es 317 N/mm² y el Trucado nos da un valor de 712.281 N/mm², la biela al reducir su masa para el ingreso de un nuevo bulón su máximo esfuerzo se eleva al doble de su valor estándar, concentrándose la misma en el pie de biela.

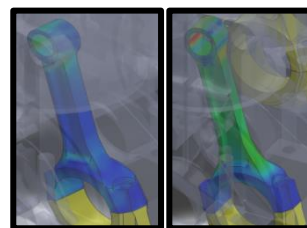


Figura 13. Estudio Biela.

ESFUERZO MÁXIMO EN EL CIGÜEÑAL DEL MOTOR ESTÁNDAR Y TRUCADO.

Esfuerzo Máximo Motor Estándar es de 1183.508 N/mm² y el Trucado da un valor de 1008.803 N/mm², el cigüeñal del motor estándar está sufriendo un mayor esfuerzo debido a que el área del pistón es de menor tamaño, existiendo una mayor concentración de esfuerzo en la cabeza del mismo.

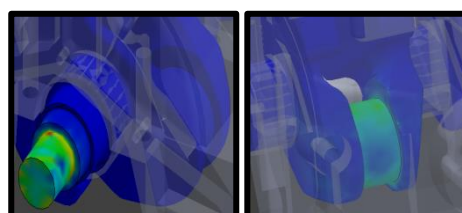


Figura 14. Estudio Cigüeñal.

CONCLUSIONES

- Mediante la simulación y análisis de esfuerzos en el software se puede determinar las zonas menos críticas de las diferentes piezas lo que permitió modificarlas sin comprometer la seguridad ni funcionalidad de los diferentes componentes del motor.
- El software nos proporciona un modelado del tren alternativo así como la facilidad para simular las

fallas obteniendo así diferentes resultados para posteriormente decidir si las mismas resisten los esfuerzos producidos por el tipo de trabajo al que se encuentran sometidos.

- El proyecto desarrolla un procedimiento técnico de trucaje y preparación de motores, fundamentándose en la información recogida mediante cálculos y diversas pruebas realizadas en el mismo pudiendo constatar las variaciones de parámetros en sus dos situaciones.
- Se realizó la simulación del funcionamiento en el tren alternativo en condiciones normales como en el motor trucado comprobándose que las piezas utilizadas son efectivas para el tipo de trabajo al que se encuentran sometidas.

BIBLIOGRAFÍA

- Corporation, M. d. (1992). Manual de Servicio Suzuki Forsa Corporation.
- De Castro Vicente, M. (2006). Trucaje De Motores De Cuatro Tiempos. Barcelona España: CEAC.
- Erazo-Mena. (2005). Reparación Técnica de Motores de Combustión Interna. Quito: America.
- Faires, V. M. (2007). Termodinámica. Mexico: Hispano Americana S.A.
- Gerschler, H. (2007). Tecnología del Automóvil GTZ. Ed Reverte.
- Gillieri, S. (2006). Preparación de Motores de Serie para Competición. Barcelona España: CEAC.
- Jójvaj, M. &. (2006). Motores de Automóvil. Moscú: MIR.
- Kindler, H. (2007). Matemática Aplicada Para La Técnica Del Automóvil. Barcelona España: Reverté.
- Mena, I. M. (2008). Ejercicios de Motores de Combustión Interna. Quito: Nueva Aurora.
- Ocaña, A. (2008). Tratado Del Automóvil. Madrid España: Dossat 2000.

BIOGRAFÍA



Marco Mena: Nació en Ambato, Ecuador, se graduó en el colegio Diocesano San Pío X en el 2005, egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

1997 hasta 2003. Y en la actualidad como hora clase, Prestación de servicios y asesoramientos automotrices en Instituciones educativas superiores y concesionarias automotrices. Es propietario de Comercial Automotriz Salazar, COASA, micros empresa de venta de repuestos automotrices.



Fabián Salazar: Nació en Latacunga, Ecuador, Es ingeniero de Ejecución en Mecánica Automotriz, Ingeniero Industrial , posee Maestrías en Dirección de Empresas y Gestión de Energías, dispone estudios de Posgrado en, Gerencia de Marketing, especialista en Proyectos, Diseño Curricular, Docente Tiempo completo en la Escuela Politécnica del Ejército desde

Félix Manjarrés: Nació en Guayaquil, Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización Industrial. Docente tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército extensión Latacunga desde 2010. Consultor de proyectos en el área de la ingeniería industrial y mecánica.



UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ****CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Marco Andrés Mena Rodríguez bajo mi supervisión.

ING. MSC. FABIÁN SALAZAR
DIRECTOR

ING. FÉLIX MANJARRÉS
CODIRECTOR

ING. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA

DR. FREDDY JARAMILLO
SECRETARIO ACADÉMICO