



**DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS (FASE I)**

**JAIRO DANIEL CASTELLAR BUELVAS
LEONARDO JOSÉ ROMERO MARTÍNEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS (FASE I)**

**JAIRO DANIEL CASTELLAR BUELVAS
LEONARDO JOSÉ ROMERO MARTÍNEZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

DIRECTOR

Prof. Dr. Ing. JORGE LUIS CHACÓN VELASCO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

DEDICATORIA

A Dios que gracias a su infinito amor nos permitió desarrollar de manera satisfactoria nuestra carrera universitaria.

A mi madre Mayra del Carmen Buelvas y a mi hermana Mayra Alejandra Castellar, porque sin su apoyo no hubiese sido posible.

A mi familia que siempre me siempre estuvieron atentos en todo mi proceso de formación.

A mis compañeros de la carrera por su amistad.

Jairo Daniel Castellar Buelvas

DEDICATORIA

A Dios,

A mis padres y hermanos por el apoyo brindado durante todos los años de estudio,

A mis amigos que hicieron de esta experiencia en mi vida muy agradable y a todas aquellas personas que de una u otra manera aportaron para poder alcanzar este objetivo.

Leonardo José Romero Martínez

AGRADECIMIENTOS

Al Profesor Jorge Luis Chacón por su dedicación, ayuda y apoyo en el desarrollo del trabajo de grado.

A los profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander por la formación académica profesional durante el transcurso de la vida universitaria.

A nuestras familias y amistades por el apoyo incondicional.

Jairo Daniel Castellar Buelvas
Leonardo José Romero Martínez

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	23
1. DESARROLLO CIENTÍFICO Y TECNOLÓGICO DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS: ESTADO DEL ARTE	25
1.1 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.....	25
1.1.1 LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.....	28
1.1.1.1 El motor de Renoir	29
1.1.1.2 Principios de BEAU DE ROCHAS	30
1.1.1.3 El motor OTTO.....	30
1.1.1.4 El motor de dos tiempos	31
1.1.1.5 El motor DIESEL.....	32
1.2 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS.....	33
1.2.1 TIPOS DE MOTORES DE DOS TIEMPOS	35
1.2.1.1 Motores con bomba separada	35
1.2.1.2 Motores con émbolos diferenciales.....	36
1.2.1.3 Motores con aspiración por el cárter.....	37
1.3 INVESTIGACIONES ACTUALES ACERCA DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS.....	38
1.4 MERCADO DE MOTORES DE DOS TIEMPOS EN BUCARAMANGA.....	41
1.4.1 ACTUALIDAD DE MOTORES DE DOS TIEMPOS EN LA CIUDAD	41
1.4.2 EMPRESAS COMERCIALIZADORAS DE MÁQUINAS QUE UTILIZAN MOTORES DE DOS TIEMPOS.....	43
2. DINÁMICA Y TERMODINÁMICA PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR DE DOS TIEMPOS	53
2.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS	53

2.1.1 MOTOR DE DOS TIEMPOS.....	54
2.1.1.1 Funcionamiento del motor de dos tiempos	54
2.1.2 LUMBRERA DE ADMISIÓN	55
2.1.3 LUMBRERAS DE ESCAPE Y TRANSFERENCIA.....	56
2.1.4 LUBRICACIÓN EN LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS.....	56
2.1.5 APLICACIONES DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS A GASOLINA Y DIESEL	57
2.2 TERMODINÁMICA PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR DE DOS TIEMPOS	58
2.2.1 MODELO TERMODINÁMICO DE COMBUSTIÓN	58
2.2.1.1 Ciclo de aire aplicado a los motores de combustión interna	58
2.2.1.2 Reacciones de combustión del carburante líquido.....	60
2.2.1.3 Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se quemara totalmente el carburante líquido.....	61
2.2.1.4 Coeficiente de exceso de aire	61
2.2.1.5 Cantidad de mezcla fresca.....	62
2.2.1.6 Cantidad de productos de combustión.....	63
2.2.1.7 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha < 1$ (combustión incompleta del carburante)	63
2.2.1.8 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha \geq 1$ (combustión incompleta del carburante)	64
2.2.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CICLO DE UN MOTOR OTTO....	66
2.2.2.1 Proceso de admisión	66
2.2.2.2 Parámetros de la compresión	69
2.2.2.3 Proceso de combustión.....	70
2.2.2.4 Expansión	73
2.3 CINEMÁTICA DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA	74
2.4 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL MECANISMO BIELA-MANIVELA	78
2.5 EQUILIBRADO Y UNIFORMIDAD DE LA MARCHA DEL MOTOR	83
2.5.1 EQUILIBRADO DE LOS MOTORES	83
2.5.2 EQUILIBRADO DEL MOTOR MONOCILÍNDRICO	86

2.6 PREMISAS PARA CALCULAR UN MOTOR Y ELEGIR SUS PRINCIPALES PARÁMETROS.....	87
2.6.1 REGÍMENES QUE SE CALCULAN PARA LOS MOTORES.....	88
2.6.2 CÁLCULO DE LAS PIEZAS CONSIDERANDO LAS CARGAS VARIABLES	89
2.7 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR.....	98
2.7.1 ELEMENTOS DEL GRUPO PISTÓN	98
2.7.1.1 Condiciones de trabajo y cálculo del émbolo	99
2.7.1.2 Condiciones de trabajo y cálculo de los bulones	105
2.7.2 ELEMENTOS DEL GRUPO BIELA.....	109
2.7.2.1 Cálculo de resistencia estructural de los elementos de la biela	109
2.7.2.2 El pie de biela	110
2.7.2.3 Cuerpo de biela.....	117
2.7.2.4 Cabeza de la biela	118
2.7.3 EL CIGÜEÑAL	120
2.7.3.1 Estructuras de los cigüeñales	120
2.7.3.2 Cálculo de la resistencia mecánica del cigüeñal.....	123
2.7.3.3 Conceptos fundamentales sobre las vibraciones de torsión del cigüeñal	124
2.7.4 BLOQUE	125
2.7.4.1 Bloque con refrigeración por agua	126
2.7.4.2 Bloque con refrigeración por aire	126
2.7.4.3 Diseño del espesor de la pared	126
2.7.4.4 Fabricación del bloque.....	127
3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL DM-2T PARA EL DISEÑO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS.....	128
3.1 CONCEPCIÓN GLOBAL DE LA HERRAMIENTA DM-2T	128
3.2 CONDICIONES DE DISEÑO DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL DM-2T.....	129
3.3 PASOS PARA EL CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS	130
3.3.1 ETAPA TERMODINÁMICA DE DISEÑO	131
3.3.2 ETAPA DINÁMICA DE DISEÑO	133

3.3.3 ETAPA DE RESISTENCIA DE MATERIALES.....	134
3.4 PLATAFORMA DE DESARROLLO	136
3.4.1 CARACTERÍSTICAS DEL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN.....	136
3.5 DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA DM-2T	136
3.5.1 DESCRIPCIÓN DE LA IHM DEL SOFTWARE	136
3.6 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE CÁLCULO USADO.....	139
3.7 LIMITACIONES DEL SOFTWARE	140
4. VALIDACIÓN DEL SOFTWARE DM-2T MEDIANTE LA APLICACIÓN DE INGENIERÍA INVERSA	141
CONCLUSIONES	147
RECOMENDACIONES.....	149
BILBIOGRAFÍA	150
ANEXOS.....	151

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Primera turbina de reacción pura que se conoce en la historia. Siglo I a.C.	26
Figura 2. Esquema del motor de Huygens.....	26
Figura 3. Esquema de la máquina de vapor de James Watt	27
Figura 4. Esquema del motor Stirling y funcionamiento básico del motor.....	28
Figura 5. Motor de Street (1794).....	29
Figura 6. Diagrama presión – volumen del motor de Renoir.....	29
Figura 7. Principio de operación del motor de gas de Otto	31
Figura 8. Motor de dos tiempos de Clerk (1878).....	31
Figura 9. Primer motor operativo de Rudolf Diesel	32
Figura 10. Motor de la compañía Evinrude (1909).....	34
Figura 11. Unidad de propulsión marina Burmeister.....	35
Figura 12. Motor con bomba separada	36
Figura 13. Motor con émbolos diferenciales	36
Figura 14. Motor de dos tiempos con aspiración por el cárter	37
Figura 15. Zona de comercialización de equipos con motores de dos tiempos en Bucaramanga.....	42
Figura 16. Marcas de motosierras y guadañadoras en el mercado local.....	43
Figura 17. Componentes de un motor de 2T	53
Figura 18. Fase admisión-compresión.....	54
Figura 19. Fase explosión-escape	55
Figura 20. Lumbrera de admisión	55
Figura 21. Ciclo de aire a volumen constante	59
Figura 22. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador	66
Figura 23. Curvas p_c y T_c en función de ϵ	70
Figura 24. Diagrama del proceso de combustión.....	71
Figura 25. Mecanismo biela-manivela a) centrado y b) descentrado.....	74
Figura 26. Construcción de las curvas referentes a la variación de las diferentes fuerzas en función del ángulo de rotación del cigüeñal	79
Figura 27. Reducción del mecanismo biela-manivela a un sistema de dos masas.....	81
Figura 28. Equilibrado del Cigüeñal	84
Figura 29. Diagrama de las amplitudes límites de las tensiones	95
Figura 30. Pistón y sus partes.....	99
Figura 31. Dimensiones relativas de los pistones.....	101
Figura 32. Sección de menor área transversal del pistón	102

Figura 33. Sección transversal del pistón mostrando los tabiques	102
Figura 34. Bulón flotante y diagrama de carga	106
Figura 35. Diagrama de las tensiones del bulón debidas a la ovalización	108
Figura 36. Medidas del pie de biela	110
Figura 37. a) esquema de sollicitación para la tracción b) diagrama de tensiones	113
Figura 38. Distribución de tensiones en el pie de biela en compresión	115
Figura 39. Sección transversal de cálculo del cuerpo de biela	117
Figura 40. Medidas para el cálculo de la cabeza de biela	119
Figura 41. Componente superior del motor de 2T	126
Figura 42. Diagrama de flujo simplificado	130
Figura 43. Etapa termodinámica	132
Figura 44. Etapa dinámica	133
Figura 45. Etapa de resistencia de materiales	135
Figura 46. Pantalla principal de MD-2T.....	137
Figura 47. Pantalla con el ciclo termodinámico.....	137
Figura 48. Pantalla de los valores dinámicos.....	138
Figura 49. Pantalla dimensiones y esfuerzos del pistón	138
Figura 50. Pantalla dimensiones y esfuerzos de la biela	139
Figura 51. Pantalla dimensiones y esfuerzos del bloque	139
Figura 52. Motor Shindaiwa B450.....	141
Figura 53. Émbolo del motor Shindaiwa B450	142
Figura 54. Bulón del motor Shindaiwa B450	143
Figura 55. Biela del motor Shindaiwa B450	144
Figura 56. Cigüeñal del motor Shindaiwa B450	145
Figura 57. Bloque del motor Shindaiwa B450	146
Figura 58. Modelo ensamblado del motor Shindaiwa B450.....	154
Figura 59. Plano de la Vista explosionada del modelo	154
Figura 60. Plano del Émbolo del modelo	155
Figura 61. Plano de la Biela del modelo	155
Figura 62. Plano del Bulón del modelo	156
Figura 63. Plano del Bloque del modelo	156
Figura 64. Plano del Cigüeñal del modelo	157

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Aplicaciones de motores de 2T y 4T	41
Tabla 2. Empresas comercializadoras de máquinas que utilizan motores de 2T ..	43
Tabla 3. Logotipos de las marcas más comunes en Bucaramanga.....	44
Tabla 4. Modelos Husqvarna de Guadañadoras.....	45
Tabla 5. Modelos Husqvarna de Motosierras	46
Tabla 6. Modelos Shindaiwa de Guadañadoras	47
Tabla 7. Modelos Shindaiwa de Motosierras	48
Tabla 8. Modelos Stihl de Guadañadoras.....	49
Tabla 9. Modelos Stihl de Motosierras.....	50
Tabla 10. Modelos Kawasaki de aplicación multifuncional	51
Tabla 11. Propiedades de la gasolina.....	62
Tabla 12. Parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles	70
Tabla 13. Coeficiente de aprovechamiento de calor	73
Tabla 14. Masas referidas al pistón	82
Tabla 15. Relación entre las tensiones para diferentes ciclos	90
Tabla 16. Valores de los factores de escala para los aceros de construcción	93
Tabla 17. Valores de los factores tecnológicos para diferentes tipos de maquinado	94
Tabla 18. Coeficientes de reducción para aceros con diferentes límites de roturas	96
Tabla 19. Propiedades mecánicas de los aceros de construcción.....	98
Tabla 20. Principales dimensiones relativas del pistón.....	100
Tabla 21. Principales dimensiones de los bulones	105
Tabla 22. Principales medidas de la biela.....	110
Tabla 23. Valores relativos de Mo y No para diferentes ángulos de anclaje.....	116
Tabla 24. Dimensiones relativas de los muñones de biela y bancada.....	121
Tabla 25. Calor específico molar medio de los gases.....	152
Tabla 26. Energía interna de los productos de combustión U en MJ/Kmol.....	153

LISTA DE SÍMBOLOS

C	% de carbono en el combustible
H	% de hidrogeno en el combustible
O_c	% de oxígeno en el combustible
h_f	Altura de fuego
$h_{faldada}$	Altura de la parte directriz
Z_0	Altura del nivel desde el eje de la válvula de admisión
Z_k	Altura del nivel desde el eje del sistema de admisión
h_r	Altura del primer tabique
h_b	altura mínima de la sección I de la biela
L_{KT}	ancho de la cabeza de la biela
b_b	ancho del centro de masa
a	ancho del pie de biela
A_{AA}	Área de la sección AA
ΔT	Aumento de la temperatura de la mezcla fresca
c_p	Calor específico a presión constante
M_2	Cantidad de productos de la combustión
γ_r	Cantidad relativa de gases residuales
l_0	Cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kg de combustible
L_0	Cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kmol de combustible
M_1	Cantidad total de mezcla carburante en Kmol
S	Carrera del pistón
K_m	Coeficiente que depende de la masa del bulón
β_{ad}	Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga
ξ_z	Coeficiente de aprovechamiento de calor
α_a	Coeficiente de exceso de aire
ξ_{ad}	Coeficiente de resistencia del sistema de admisión
φ	Coeficiente de variación de temperatura
n_2	Coeficiente politrópico de compresión
n_1	Coeficiente politrópico de expansión
μ_r	Coeficiente real de variación molecular
μ_o	Coeficiente teórico de variación molecular
R_u	Constante universal de los gases
ρ_k	Densidad de la carga de entrada en el cilindro
ρ_o	Densidad de la carga de entrada en la entrada
K_r	Descentrado relativo
d_H	Diámetro del bulón
D	Diámetro del pistón

D_T	Diámetro entre los tetones para los bulones
D_{pie}	Diámetro externo del pie de biela
d_B	Diámetro interno del bulón
d	Diámetro interno del pie de biela
η_v	Eficiencia volumétrica
U_z	Energía interna de combustión
U_c	Energía interna de compresión
U''_z	Energía interna real de combustión
U''_c	Energía interna real de compresión
σ_{compAA}	Esfuerzo de compresión en la sección AA del pistón
σ_{flex}	Esfuerzo de flexión
τ	Esfuerzo torsor
σ_{total}	Esfuerzo total
e	Espesor de la pared del cilindro
H_{uCO}	Fracción de calor no desprendido debido al CO
H_{uH2}	Fracción de calor no desprendido debido al H2
$(H_u)_{quim}$	Fracción del calor que no se perdió
M_{CO}	Fracción molar de CO en los productos
M_{CO2}	Fracción molar de CO2 en los productos
M_{H2}	Fracción molar de H2 en los productos
M_{H2O}	Fracción molar de H2O en los productos
M_{N2}	Fracción molar de N2 en los productos
F_{pAA}	Fuerza generada en la sección AA
$N_{máx}$	Fuerza normal máxima
F	Fuerza sobre el elemento
F_{ipis}	Fuerza unitaria en el pistón
R	Longitud de la manivela
L	Longitud de la biela
L_B	Longitud del bulón
M_r	Masa de la mezcla
m	Masa del gas
m_{pAA}	Masa del pistón en sección AA
m_p	Masa del pistón
μ_r	Masa molecular aparente del aire
μ_c	Masa molecular del combustible
β_c	Masa molecular media del combustible
\bar{m}	Peso molecular del gas
H_u	Poder calorífico inferior del combustible
p_a	Presión de admisión
p_c	Presión de compresión
p_b	Presión de expansión

p_r	Presión de los gases residuales
p	Presión del gas
p_2	Presión del gas en el estado final
p_1	Presión del gas en el estado inicial
$p_{zmáx}$	Presión máxima de combustión
P_{falda}	Presión unitaria máxima sobre la falda
ε	Relación de compresión
λ	Relación de la longitud de la manivela y la biela
K_r	Relación entre el número de moles de hidrógeno y de monóxido de carbono
λ_p	Relación entre la presión de compresión y combustión
T	Temperatura absoluta
T_c	Temperatura de compresión
T_r	Temperatura de los gases residuales
T_k	Temperatura del aire en la entrada
T_2	Temperatura del gas en el estado final
T_1	Temperatura del gas en el estado inicial
T_b	Temperatura de expansión
$l_{z'z}$	Trabajo de los gases en el tramo z'z
ΔM	Variación en el número de moles
ω	Velocidad angular
n	Velocidad angular en RPM
w_a	Velocidad de aire en la entrada del sistema de admisión
w_k	Velocidad de aire en todo el sistema de admisión
v_{mp}	Velocidad media del pistón
V_z	Volumen de combustión
V_c	Volumen de compresión
V	Volumen del gas

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Tablas para los cálculos termodinámicos del ciclo	152
ANEXO B. Modelo CAD del motor de guadañadora de dos tiempos marca Shindaiwa serie B450 en SolidWorks	154
ANEXO C. Manual de instalación de la herramienta computacional DM-2T	158
ANEXO D. Manual de usuario para la utilización de la herramienta computacional DM-2T	165
ANEXO E. Manual de diseño de la herramienta computacional DM-2T	175
ANEXO F. Ejemplo de aplicación de DM-2T	185

RESUMEN

TÍTULO:

DESARROLLO DE UNA HERRAMIENTA SOFTWARE PARA EL DISEÑO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS (FASE I)*

AUTORES:

Jairo Daniel Castellar Buelvas
Leonardo José Romero Martínez**

PALABRAS CLAVES:

Motores de combustión interna, Diseño de motores, Motores de dos tiempos.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este trabajo de grado es contribuir con el desarrollo académico de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander mediante una herramienta computacional que pueda utilizarse como complemento de la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas en el área de diseño de motores de combustión interna de dos tiempos.

El documento consta de una investigación del mercado de la ciudad de Bucaramanga en donde se muestra que tipo de máquinas utilizan motores de dos tiempos.

La herramienta considera los motores de combustión interna de dos tiempos monocilíndricos y centrados, para el diseño de los elementos pistón, biela y cigüeñal; que utilizan como combustible gasolina o Diesel, en el cual se podrá visualizar el dimensionamiento, el método de fabricación y el material.

El algoritmo del programa se desarrolló sobre la base de las ecuaciones matemáticas del diseño clásico de motores de combustión interna, utilizando como programa de desarrollo NetBeans IDE 7.4 y lenguaje de programación C++ por su facilidad de uso y por la posibilidad futura de mejorar o incluir nuevas funciones al software.

Estas características hacen el programa muy útil para estudiantes y profesores, ya que evita tediosos y largos procedimientos de cálculos, facilitando más tiempos para el análisis y la comprensión.

El programa consta de ayudas para el uso y manejo adecuados, además de la teoría pertinente, guías de usuario y manual de instalación.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Dr. Ing. Jorge Luis Chacón

ABSTRACT

TITLE:

DEVELOPMENT OF A COMPUTATIONAL TOOL FOR THE DESIGN OF TWO STROKE INTERNAL COMBUSTION ENGINES (PHASE I)*

AUTHORS:

Jairo Daniel Castellar Buelvas
Leonardo José Romero Martínez**

KEY WORDS:

Internal combustion engine, Design of engines, Two stroke engines.

DESCRIPTION:

The objective of this degree work is to contribute in the academic development of the School of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander by means of a computational tool how can be used as complement in the Alternatives Thermal Machines subject in the design of two stroke internal combustion engines area.

The document has a market investigation did in Bucaramanga, Colombia about the machines how use two stroke engines and where to buy them.

The computational tool just considers the two stroke internal combustion engines with centered single cylinder, for the component design of piston, connecting rod and crankshaft, using gasoline or Diesel as fuel; there we can see the dimensions of the elements, the manufacturing process and material.

The algorithm of the program was develop according the classic engine design of internal combustion engines, using the software NetBeans IDE 7.4, and as programming language C++ because it's easy to use and the future possibility of raise up new functionalities.

The last characteristics make useful software of students and professors, avoiding long calculus processes and bringing up more time for the analysis.

The software has technical support for the installation and use, also a theory about the development.

* Degree Work

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Dr. Ing. Jorge Luis Chacón

INTRODUCCIÓN

El motor de combustión interna ha evolucionado mucho desde sus inicios hasta el día de hoy, en los inicios de esta tecnología nadie apostaba por él, debido a que la máquina de vapor estaba mucho más desarrollada tecnológicamente y era más competente, pero hasta el día de hoy el motor de combustión interna es el motor más utilizado del mundo y tiene incontables aplicaciones. Particularmente se tiene la percepción de que los motores de cuatro tiempos son mejores que los motores de dos tiempos, y esto no ha permitido la evolución del motor de dos tiempos ya que no se invierte en investigación para desarrollar un motor con mejores características y que puedan ser igual de competitivos que los motores de cuatro tiempos.

El motor de dos tiempos tiene varias ventajas respecto al de cuatro tiempos, por ejemplo, este no necesita válvulas, lo cual simplifica la construcción; además son más ligeros y poseen bajos costos de manufactura; un motor de dos tiempos tiene el doble de potencia que un motor de cuatro tiempos si tienen el mismo tamaño. Pero por el contrario el de cuatro tiempos tiene más durabilidad ya que el sistema de lubricación de este es más complejo, produce menos contaminación y consume menos combustible que el de dos tiempos.

Partiendo de esto es necesario crear una herramienta de apoyo que nos permita avanzar en el estudio de los motores de dos tiempos, por lo tanto proponemos un recurso de fácil manejo. El proyecto se enfoca en el uso de una tecnología de computación para el diseño de motores de dos tiempos, convirtiéndolo en una solución para el diseño y la investigación de estos, ya que este software estará soportado bajo los principios termodinámicos y de la mecánica de fluidos, para el desarrollo de una herramienta base para futuras investigaciones y entendible para todos los que desee utilizarla.

El capítulo 1 es una recopilación de la evolución del motor a través de la historia hasta llegar a las nuevas tecnologías que se usan hoy en día y también se muestra un estudio acerca de los motores de dos tiempos que se encuentran en el mercado local de la ciudad de Bucaramanga.

El capítulo 2 tiene como fin presentar los conceptos fundamentales de los motores de combustión interna de dos tiempos, es decir el funcionamiento principalmente. La dinámica, la termodinámica y el diseño del mecanismo móvil.

Luego, el capítulo 3 muestra la manera como están estructuradas las secuencias de cálculo, es decir los diagramas de flujo de información para el desarrollo del ciclo termodinámico y los parámetros generales de funcionamiento. Además en él vemos la interfaz de usuario con todas sus características, las ventanas de los resultados de los diferentes elementos diseñados, émbolo, bulón, biela, cigüeñal y bloque, y las limitaciones que presenta el programa.

Por último, el capítulo 4 presenta la validación del modelo comparando los resultados obtenidos contra un motor comercial.

1. DESARROLLO CIENTÍFICO Y TECNOLÓGICO DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS: ESTADO DEL ARTE

Para el desarrollo del estado del arte se investigó en diferentes revistas y publicaciones, como la International Journal of Engine Research además de otras fuentes bibliográficas, los avances científicos y tecnológicos de los motores de dos tiempos. Primero se muestra el desarrollo histórico de los motores hasta llegar a los inicios del motor de dos tiempos, y luego las investigaciones actuales acerca de estos.

1.1 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS¹

Desde siempre la primera energía mecánica utilizada por el hombre ha tenido el origen en su propia energía muscular, incrementada a través de mecanismos simples como la palanca y la polea. Otro paso importante en la obtención de la energía necesaria para realizar las labores más extenuantes consistió en la domesticación de los animales para la sustitución de la energía humana por la animal, en general más potente. La importancia del aprovechamiento de la energía de los animales en la sustitución de tareas de los hombres se comprende fácilmente teniendo en cuenta que aún hoy en día se sigue utilizando.

Tanto la energía hidráulica como la eólica tienen el inconveniente de ser fuentes de energía de carácter estacional cuya utilización está limitada a la presencia de saltos de agua y a la relativa constancia de la velocidad y dirección del viento, respectivamente. La aparición de las primeras máquinas de vapor potenció y aceleró el gran desarrollo tecnológico que dio lugar a la revolución industrial a principios del siglo XVIII.

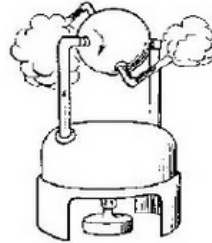
Las máquinas de fuego

La obtención de energía mecánica a partir de la combustión de combustibles se produjo antes del desarrollo de las bases termodinámicas (siglo XIX). El aparato que posteriormente recibiría el nombre de eolípila, consiste en una esfera giratoria hueca provista de unos codos acodados diametralmente opuestos y orientados en sentidos opuestos que era alimentada con vapor procedente de

¹AGUDEL, J.R. Universidad de Antioquia. Motores Térmicos Tomo I. Disponible en: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>> [Citado 12/11/2013]

calentar agua con fuego. El vapor entraba en las esferas a través de unos soportes huecos y al circular por los codos acodados hacía girar la esfera (figura 1).

Figura 1. Primera turbina de reacción pura que se conoce en la historia. Siglo I a.C.



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

Solo hasta 1680 los franceses Huygens y Papin lograron construir un motor de combustión con pistón. La falta de control en la explosión, y particularmente la dificultad de cargar el cilindro con el combustible sólido entre cada carrera de trabajo, frenó el desarrollo de este motor excepto para algunas aplicaciones específicas como ciertos tipos de catapultas.

Cuando el pistón terminaba su carrera ascendente descubría unas lumbreras por las que se escapaban los gases calientes y al enfriarse el gas residual (generación de vacío), junto con la presión atmosférica, actuando sobre la cara opuesta del pistón empujaban a éste hacia abajo realizando la carrera de trabajo.

Figura 2. Esquema del motor de Huygens



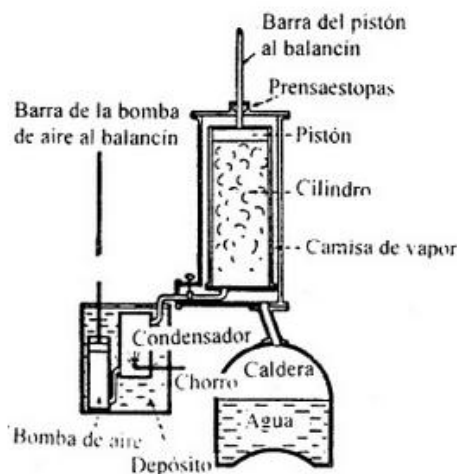
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

La principal mejora introducida por el escocés James Watt fue la invención del condensador separado (figura 2). Al hacer esto se conseguía eliminar el proceso repetitivo de recalentar el cilindro en cada ciclo. La invención del condensador separado proporcionó a Watt una patente en 1769, cuya duración fue extendida en 1775 hasta el año 1800. El título de la misma fue: “Método para reducir el consumo de vapor y combustible de las máquinas de fuego”.

Otras contribuciones de Watt al desarrollo de la máquina de vapor fueron:

- El regulador de bolas para controlar la velocidad de la máquina.
- El uso de instrumentos para medir presiones máxima y mínima en el interior del cilindro, lo cual condujo al desarrollo posterior de un instrumento para medir la presión instantánea en el interior del cilindro (diagrama del indicador), llamado indicador por parte de su ayudante John Southern.
- La primera definición de una unidad precisa de potencia, que fue llamada horsepower, definida como la potencia necesaria para levantar 33.000 libras a un pie de altura durante un minuto.

Figura 3. Esquema de la máquina de vapor de James Watt



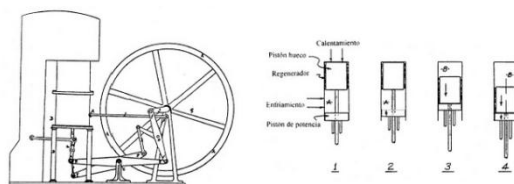
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

La aparición de la turbina de vapor a finales del siglo XIX desplazó a la máquina de vapor del campo de las grandes potencias, aunque ésta siguió utilizándose en aplicaciones con grados de carga y regímenes variables. Sin embargo, fue la aparición de los motores de combustión interna alternativos el hecho que constituyó el principio del fin de la máquina de vapor, que desapareció prácticamente del mercado a mediados del siglo actual.

Motores de aire caliente

Fue hasta 1816 cuando Robert Stirling patentó un motor de aire que constituye uno de los más brillantes inventos de la historia de los motores térmicos (ver figura 4). Su diseño es aún más sorprendente si se tiene en cuenta que en esa época había todavía un conocimiento muy limitado de la naturaleza del calor y de su relación con el trabajo.

Figura 4. Esquema del motor Stirling y funcionamiento básico del motor



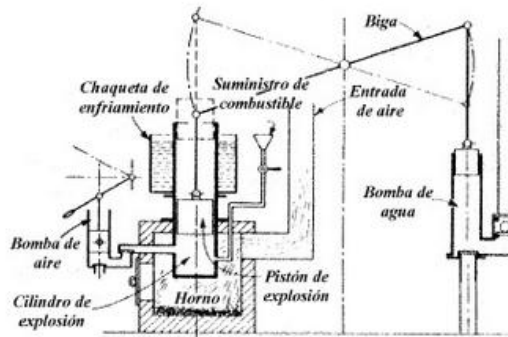
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

Así, el ciclo comienza cuando el pistón de potencia está en la parte inferior y el pistón hueco al que se acopla un regenerador en la posición superior. En este momento todo el aire está contenido en la cámara A entre ambos pistones. Posteriormente, el pistón de potencia es elevado por la inercia del motor, comprimiéndose el aire de la cámara A y forzándolo a pasar por la superficie del regenerador, que se mantiene en la posición superior. El aire al pasar por el regenerador se calienta, entrando en la cámara B donde se calienta de nuevo al entrar en contacto con las paredes superiores de los cilindros expuestos al calor procedente de un horno. Gracias a este calentamiento el aire se expande en la cámara B y mueve el pistón con el regenerador hacia abajo, sin embargo, sigue pasando aire de la cámara A hacia la B, ya que el pistón de potencia sigue su carrera ascendente, hasta que ambos pistones se juntan en la posición superior del pistón de potencia.

1.1.1 LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Hasta 1794, con el motor desarrollado por Street en Inglaterra (figura 5) no se volvería a hablar de otra cosa que fueran las máquinas de vapor.

Figura 5. Motor de Street (1794)



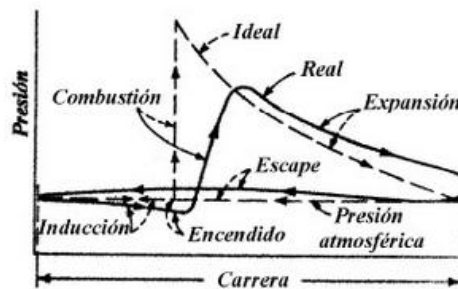
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

En este motor, el aire se inducía al cilindro bombeándolo con la mano, haciendo que el pistón subiera un poco. Luego se inyectaba combustible líquido y se producía el encendido debido al calentamiento de la parte inferior del cilindro ubicado en un horno. La combustión y expansión de los gases forzaban el pistón hacia arriba y realizaba trabajo, no solamente para elevar el pesado pistón, sino también para bombear agua a una elevación superior.

1.1.1.1 El motor de Renoir

En 1860 el francés Atiene Renoir desarrolló el motor de gas sin compresión (figura 6) fuertemente inspirado en las máquinas de vapor de la época. Se usaba una mezcla aire y gas de hulla que se quemaba a presión atmosférica. La mezcla aire – gas se admitía durante parte de la carrera de admisión a través de una válvula de corredera, cuya apertura era controlada por un sistema de varillas movido desde el cigüeñal.

Figura 6. Diagrama presión – volumen del motor de Renoir



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

Se construyeron cerca de 5000 motores que tenían las siguientes características:

- Potencia nominal: entre 0,25 y 3 CV.
- Régimen de giro: entre 90 y 110 rpm.
- Rendimiento térmico: entre 8% y 11,2%.

1.1.1.2 Principios de BEAU DE ROCHAS

En Francia, en 1862, Beau de Rochas sentaba los cuatro principios fundamentales para ahorro de combustible en un motor de combustión a pistones:

- Relación superficie - volumen lo más pequeña posible para el cilindro.
- Proceso de expansión lo más rápido posible.
- Expansión lo máxima posible.
- Máxima presión posible al inicio del proceso de expansión.

Las primeras dos condiciones van encaminadas a reducir al mínimo las pérdidas de calor, permitiendo así que toda la energía disponible en los gases de escape se transforme en trabajo. La tercera condición prevé la expansión de los gases hasta el máximo, de tal manera que se obtenga el máximo trabajo de la expansión. La cuarta condición reconoce el hecho de que entre más alta sea la presión inicial, mayor es la presión a través de la carrera para una relación de expansión dada y hace posible mayores relaciones de expansión, resultado ambas en más trabajo.

Beau de Rochas, también indicó el método de operación deseado para el motor de combustión interna a pistón:

- Admisión durante la carrera de bajada del pistón.
- Compresión durante la subida del pistón.
- Encendido de la carga en las cercanías del punto muerto superior, seguida por una expansión durante la carrera de bajada del pistón.
- Escape durante la siguiente carrera de subida del pistón.

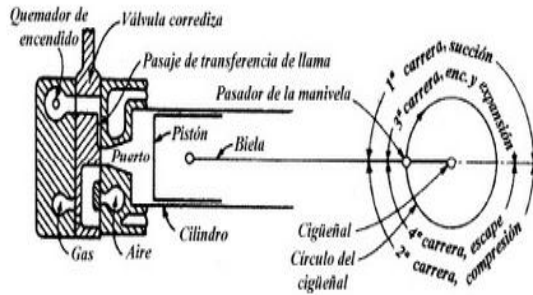
Han transcurrido cerca de 150 años y los principios siguen siendo prácticamente los mismos, únicamente se han variado los tiempos de aperturas y cierres de válvulas con el fin de incrementar las velocidades y las potencias.

1.1.1.3 El motor OTTO

Todos los diseños de motores de combustión interna alternativa descrita hasta ahora, la máquina de vapor (e incluso los coches de caballos) era aún el motor más utilizado. Sin embargo, esta situación cambió rotundamente en el año 1876,

cuando el alemán Nikolaus August Otto construyó el primer motor de cuatro tiempos de la historia (figura 7) basado en los principios de Beau de Rochas.

Figura 7. Principio de operación del motor de gas de Otto



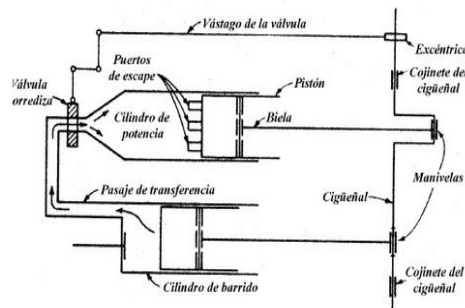
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

A pesar de que la patente de Otto fue invalidada en Alemania porque se basaba en los principios de Beau de Rochas, nadie acusó a éste de haber copiado, sino que simplemente se pensó que a Otto se le había ocurrido el ciclo de cuatro tiempos 14 años después que a Beau de Rochas. Las repercusiones de este litigio llegan hasta nuestros días, ya que el ciclo de cuatro tiempos se conoce en Francia como ciclo de Beau de Rochas, mientras que, prácticamente en el resto del mundo, se le llama ciclo Otto.

1.1.1.4 El motor de dos tiempos

De las cuatro carreras descritas en los principios de Beau de Rochas, solamente en una se obtenía trabajo (expansión). Esto es lo mismo que decir que de las dos revoluciones que tiene que dar el motor, solamente en una de ellas se logra suministrar potencia al cigüeñal (carrera de potencia). Era deseable pues, lograr obtener en una sola revolución las cuatro carreras antes mencionadas.

Figura 8. Motor de dos tiempos de Clerk (1878)



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

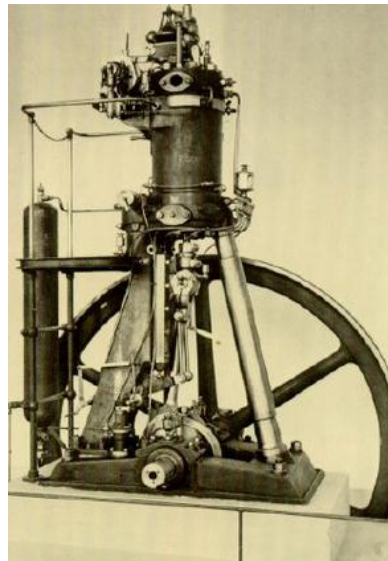
Este principio llevó al desarrollo del motor de dos tiempos. A pesar de intentos previos, fue realmente el inglés Clerk quien en 1878 logró construir el primer motor de dos tiempos de la historia. Como se puede ver en la figura 8, el motor consistía en dos cilindros separados. El más pequeño contenía un pistón que bombeaba carga fresca al cilindro mayor, desplazando ésta los productos de la carga previa que se escapaba a través de puertos en las paredes del cilindro.

Los motores de dos tiempos de compresión en carcasa (o en cárter) se usan más comúnmente debido a su bajo costo y pequeño tamaño especialmente en motores de fuera de borda y en motocicletas. Los motores de dos tiempos con soplador de barrido independiente (figura 8) se emplean en motores grandes para trabajo pesado. En la actualidad los primeros tienden a desaparecer del mercado por su excesiva descarga de emisiones contaminantes a la atmósfera.

1.1.1.5 El motor DIESEL

En 1892 el alemán Rudolf Diesel basado en que el trabajo de compresión rápida en un medio incrementa su energía interna y su temperatura, propuso comprimir sólo aire hasta que alcanzara una temperatura lo suficientemente elevada para que lograra encender el combustible que se inyectaría hacia el final de la carrera de compresión. De esta forma, el proceso original fue concebido lo más cercano posible al ciclo de motor de Carnot. Sin embargo, razones económicas llevaron a que el proceso se realizara como una aproximación a un proceso de combustión a presión constante para motores Diesel grandes de baja velocidad.

Figura 9. Primer motor operativo de Rudolf Diesel



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

El motor diesel admite y comprime hasta un instante antes de iniciarse la inyección del combustible, únicamente aire, lo que le permitió tener relaciones de compresión mucho más elevadas que las de todos los motores de la época (los cuales presentaban problemas de detonación de la premezcla aire - combustible al interior de la cámara de combustión, debido a las características propias del combustible que empleaban) y, por tanto, se pudo obtener un rendimiento más elevado y un menor consumo de combustible. El primer motor experimental de Diesel se construyó en 1893, pero nunca llegó a funcionar.

Después de superar algunos problemas, el primer motor operativo se construyó en 1897. Este motor proporcionaba 17,8 CV a 154 rpm con un rendimiento del 26,2% valor muy elevado para aquella época.

1.2 EVOLUCIÓN HISTÓRICA DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS²

Existen diversos avances enmarcados en la mejora de la eficiencia y las emisiones del motor de dos tiempos, a continuación se nombran algunos de ellos, para visualizar como se han desarrollado investigaciones hasta el día de hoy.

Es generalmente aceptado que el motor de dos tiempos fue desarrollado por Sir Dugald Clerk en Inglaterra a finales del siglo IX. La forma del motor inducía un proceso de compresión junto con el cárter, el control de sincronización y el área de escape; rápidamente este motor se utilizó para motocicletas, razón por la cual se desarrollaban cuidadosamente estéticos. Actualmente, las motocicletas y ciclomotores equipados con motores de dos tiempos siguen siendo producidas en una gran cantidad para propósitos recreativos y de transporte, a pesar de la presión legislativa de las emisiones de algunos países que ha producido que estos motores sean remplazados por motores de cuatro tiempos. Existen también otras aplicaciones para los motores de dos tiempos, estas aplicaciones son muy similares en términos de diseño a los usados en motos.

El pionero en motores fuera de borda fue la compañía Evinrude de Estados Unidos en el año 1909, con un motor de 1.5 hp, el motor de dos tiempos ha dominado esta aplicación hasta el día de hoy. Otra clase de este tipo de aplicación tiene diseños mucho más sofisticados, por ejemplo existen motores fuera de borda con seis válvulas en V que producen 300 hp, los cuales poseen una eficiencia muy elevada considerando la simplicidad del motor de dos tiempos.

² BLAIR. Gordon P. Design and simulation of Two-stroke Engines. ED. SAE Inc. 1994

Figura 10. Motor de la compañía Evinrude (1909)



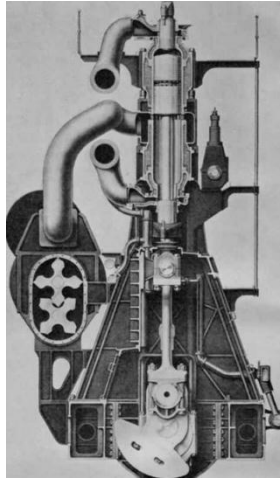
Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

Algunos de los nuevos productos recreacionales que se usan recientemente son las motos para la nieve o las motos de agua, y el tipo de motor que utilizan la mayoría es de dos tiempos. El uso de este tipo de motor es además una aplicación ideal, ya que el sistema de lubricación es mejor a bajas temperaturas. Aunque las motos de nieve se han diseñado para fines recreativos, son una herramienta muy práctica para el transporte diario en ambientes árticos.

En los años 60, La compañía Suzuki construyó un pequeño motor de dos tiempos para automóviles en Japón, el prototipo fue llamado FC y produjo 25 hp de potencia a 6000 revoluciones por minuto. Con el incremento del énfasis ecológico en el consumo de combustible y las normas de emisiones, el motor de dos tiempos para carro desapareció, pero el interés en el diseño de este tipo de motores ha resurgido nuevamente debido a una presión legislativa en las emisiones de ácido. La mayoría de las empresas que se dedican a la manufactura de vehículos están experimentando con varias formas de motores de dos tiempos con inyección directa de gasolina, o con alguna variación el este concepto en términos de estratificación de cargas o de compresión.

El motor de dos tiempos también ha sido utilizado en aeronaves ligeras, y hoy es muy común verlos en aplicaciones para aeromodelismo. Existen otras numerosas aplicaciones para la los motores de ignición por chispa, como pequeños generadores de energía o motores para vehículos a control remoto, por ejemplo aeronaves para el servicio meteorológico o para propósitos militares.

Figura 11. Unidad de propulsión marina Burmeister



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

El uso de motores de dos tiempos de ignición por compresión merece un sitio especial. Este tipo de motor se usa para camiones y en locomotoras. Los principales fabricantes con General Motors en Estados Unidos y Rooters – Tilling – Stevens en Reino Unido. Ambos han sido muy exitosos en la producción de estos motores en masa. Este tipo de motor produce una alta potencia específica de salida, también es ampliamente utilizado en la industria militar para tanques de guerra y botes de patrulla rápidas.

Ya sea por la competencia en el mercado de estos motores o por cuestiones legislativas, el motor de dos tiempos ha evolucionado. Y es probable que este tipo de motor produzca una diversidad de opiniones acerca de su uso, pero único seguro es que el desarrollo y la manufactura son claramente simple, razón por la cual es necesario continuar investigando y creando las herramientas necesarias para tener un motor de dos tiempos más eficiente.

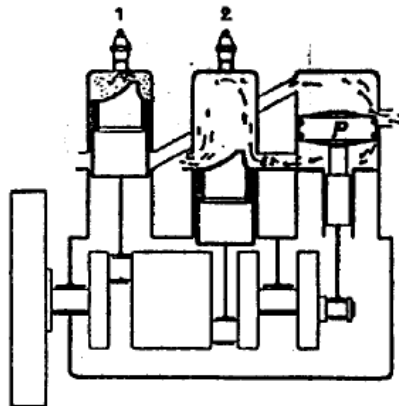
1.2.1 TIPOS DE MOTORES DE DOS TIEMPOS

Según el tipo de bomba utilizada para hacer ingresar el gas fresco al cilindro pueden ser:

1.2.1.1 Motores con bomba separada

Poseen un cilindro independiente al cilindro motor el mismo se pone en contacto con el cilindro motor en el momento determinado entregando mezcla aire combustible al cilindro motor.

Figura 12. Motor con bomba separada

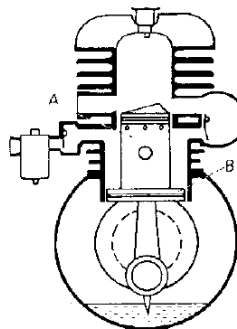


Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

1.3.1.2 Motores con émbolos diferenciales

En este tipo de motor la bomba y el cilindro van montados uno encima de otro reunidos en una sola pieza. El émbolo tiene una forma especial, presentando una parte cilíndrica de igual diámetro que el cilindro de trabajo y terminando en su parte inferior por otra parte cilíndrica de mayor diámetro que encaja en el cilindro que funciona como bomba.

Figura 13. Motor con émbolos diferenciales



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

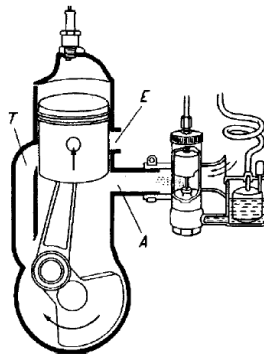
Este tipo de motores deben llevar como mínimo dos cilindros pues como los dos émbolos (motor y bomba) forman uno solo, la compresión en la bomba termina en el momento en que concluye la compresión del cilindro motor.

Sin embargo este tipo de motor no es práctico ya que un émbolo de doble diámetro es muy difícil de mecanizar y ajustar, aumenta el rozamiento por ende el rendimiento del motor se ve disminuido.

1.2.1.3 Motores con aspiración por el cárter

Al ser este el tipo de motores de dos tiempos el más utilizado en la actualidad, y motivo de esta investigación, se profundizará esta clase de motores para poder comprender a fondo su comportamiento en cada instante del ciclo.

Figura 14. Motor de dos tiempos con aspiración por el cárter



Fuente: <<http://es.scribd.com/doc/15932105/Breve-historia-de-los-motores-de-combustion>>

Con esta disposición el cilindro lleva en su parte inferior un orificio denominado lumbrera de Admisión A, que se halla en comunicación con el carburador, dicho orificio esta practicado a tal altura, que normalmente es obturado por el embolo y solamente queda descubierto cuando este se halla en la parte superior de su carrera o cuando el embolo presenta una lumbrera de admisión. Un conducto denominado lumbrera de carga T, que por un lado termina en el cárter y por otro lado en la pared del cilindro un poco más arriba de la lumbrera de admisión, sirve para dar paso al gas carburado, que desde el cárter entra al cilindro. El orificio de dicho conducto en el cilindro queda también cerrado por el embolo y solo se abre cuando este se encuentra cerca del punto muerto inferior.

El cilindro presenta un tercer orificio denominado lumbrera de escape E, practicado dependiendo del fabricante: en frente y más arriba de la lumbrera de carga, o con flujo perpendicular a la misma o a su vez sobre la lumbrera de carga, donde se da el escape de los gases al exterior.

Para duplicar esta velocidad de desarrollo de las fases, se utiliza también la parte inferior del pistón y del motor (cárter), a la gasolina se le añade aceite para lubricar el pistón y el conjunto biela-manivela.

1.3 INVESTIGACIONES ACTUALES ACERCA DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS

A continuación se muestran los resúmenes de los principales artículos investigados en la revista International Journal of Engine Research.

Diseño virtual de un motor Diesel de inyección directa de alta velocidad de dos tiempos³

Resumen: En el documento, se hace un resumen del proceso de diseño de un motor por inyección directa (HSDI, por sus siglas en inglés) para un automóvil de alta velocidad. El nuevo concepto del motor es la suspensión soportada y aspiración controlada en el sistema de combustión, el cual puede ser adaptado a un sistema de barrido sin válvulas, utilizando una simple y compacta cámara de combustión.

El concepto ha sido aplicado a un motor de tres cilindros, con una capacidad de 1050 cm³, turbocargado por un compresor. La simulación demuestra este concepto fundamental, el cual puede ser aplicado al desarrollo de una nueva generación de motores de automóviles ultra compactos y limpios.

Carga estratificada en el cilindro y nueva mezcla aire-combustible para baja emisión de un motor de dos tiempos⁴

Resumen: Un nuevo sistema de inyección de aire asistido para motores de dos tiempos ha sido desarrollado por el Indian Institute of Science. Las pruebas fueron realizadas en un motor de 70 cc el cual trabaja con un sistema de inyección de mezcla directa. Los resultados de la simulación muestran que en una gran región casi estequiométrica del plano de la culata están presentes la mayoría de las condiciones de funcionamiento.

Se estudia el estado de la carga en el cilindro en el comienzo de la ignición, dando lugar a una buena comprensión del proceso de la mezcla. Además, se investigan la sensibilidad y estratificación, dos parámetros críticos en la mezcla.

³MATTARELLI E. Virtual design of a novel two-stroke high-speed direct-injection diesel engine. International Journal of Engine Research. Junio, 2009.Vol. 10 No. 3. Pág. 175-193. Disponible en :< <http://jer.sagepub.com/content/10/3/175>>.

⁴ BAKSHI S. ANAND T. RAVIKRISHNA R. In-cylinder charge stratification and fuel-air mixing in a new, low-emission two-stroke engine. International Journal of Engine Research. Junio, 2007.Vol. 8 No. 3.Pág. 271-287. Disponible en :< <http://jer.sagepub.com/content/8/3/271>>.

Efectos de los parámetros de operación en la transición entre un modo de combustión a baja temperatura y la combustión convencional en un motor Diesel de baja potencia⁵

Resumen: En el trabajo se desarrolla un estudio experimental sobre la transición entre un modo de combustión a baja temperatura y la combustión convencional para un motor diesel de poca potencia. Las características de transición del modo de combustión con diferentes parámetros de funcionamiento, incluyendo la tasa de cambio de recirculación de gases de escape, el gas residual y la inyección de combustible.

Aunque la tendencia en modo de transición en términos del significado en la presión media efectiva y los niveles de ruido fue similar, las emisiones de los hidrocarburos fueron afectadas significativamente por el gas residual, la presión de inyección de combustible y la velocidad del motor. Además, la transición de combustión suave puede lograrse mediante la modulación de inyección por ciclo sin cambios rápidos de la presión media efectiva.

Caracterización de las partículas de motores de dos tiempos de dos ruedas⁶

Resumen: En este trabajo se presenta la caracterización física de las emisiones de partículas de los pequeños motores de dos tiempos. Las muestras de partículas se dibujan con un sistema de dilución de flujo parcial delicado. Estos fueron analizados con diversos instrumentos de medición de aerosoles, incluyendo una movilidad de barrido, un impactador de baja presión eléctrica y un cargador de difusión. Los resultados sugieren que los pequeños vehículos de dos ruedas son emisores significativos de ambas partículas sólidas y volátiles.

El estudio concluye que las mejoras tecnológicas tales como los catalizadores de oxidación y los sistemas de inyección directa mejoran de manera significativa las tasas de emisión del material particulado.

⁵SANGWOOK HAN. CHOONGSIK B. SEIBUM B. Effects of operating parameters on mode transition between low-temperature combustion and convectional combustion in a light-duty diesel engine. International Journal of Engine Research. Junio, 2013. Vol. 14 No. 3. Pág. 231-246. Disponible en: <<http://jer.sagepub.com/content/14/3/231>>.

⁶NTZIACHRISTOS L. PISTIKOPOULOS P. SAMARAS Z. Particle characterization from two-stroke powered two-wheelers. Journal of Engine Research. Junio, 2005. Vol. 6 No. 3. Pág. 263-275. Disponible en: <<http://jer.sagepub.com/content/6/3/263>>.

Simulación termodinámica multizona detallada de motores de combustión Diesel de inyección directa⁷

Resumen: Una simulación termodinámica multizona detallada ha sido desarrollada para la inyección directa de motores de combustión de ciclo diesel. Para el propósito de la predicción de los sistemas de combustión de tipo heterogéneo, el modelo explora la formación de radicales pre-ignición, arranque de la combustión y la liberación de calor eventual (incluyendo la oxidación de la combustión incompleta de los productos). Estos mecanismos predicen basándose en el modelo conceptual, que proporciona la descripción completa de reacción de un chorro de combustible diesel.

Específicamente, el motor poseía una relación de compresión de 16.6, y tenía diámetro y carrera de 106 y 127 mm. Los resultados sugieren que la simulación no es válida en la combustión convencional, pero también predice con éxito los procesos de combustión en atmosferas de gas de escape de alta condición en el nivel de recirculación.

Modelo dinámico y tratamiento de vibración de un motor de cuatro tiempos de dos cilindros⁸

Resumen: Las vibraciones de gran amplitud en el motor son causadas por efectos de la inercia del mecanismo pistón-cigüeñal, y las fuerzas del gas, y se transmiten al chasis de un vehículo, lo que ocasiona la variación constante en las fuerzas sobre los soportes del motor. Las vibraciones del motor y las fuerzas de montaje pueden ser minimizadas mediante el diseño de los componentes del motor y los soportes adecuados, los cuales requieren una simulación dinámica del motor. En este estudio de tres grados de libertad del modelo dinámico se simula el tratamiento del bloque y el mecanismo pistón-cigüeñal, para un motor de cuatro tiempos de dos cilindros.

Se estudiaron los coeficientes de las monturas. Se encontró que las vibraciones torsionales y traslacionales en el bloque del motor pueden verse afectadas principalmente por la fuerza del gas de combustión y la fuerza de inercia de las masas recíprocas. Una simple relación se ha obtenido para determinar la

⁷XINGYU X. JERALD C. Detailed multi-zone thermodynamic simulation for direct-injection diesel engine combustion. International Journal of Engine Research. Agosto, 2012. Vol. 13 No. 4. Pág. 340-356. Disponible en: <<http://jer.sagepub.com/content/13/4/340>>.

⁸KARABULUT H. Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment. International Journal of Engine Research. Diciembre, 2012. Vol. 13. No. 6. Pág. 616-627. Disponible en: <<http://jer.sagepub.com/content/13/6/616>>.

posición y la masa de los contrapesos utilizados para la eliminación de la vibración vertical del bloque.

Llegamos a la conclusión que las investigaciones actuales acerca del motor de dos tiempos están dirigidas a disminuir las emisiones de gases contaminantes, esto lo logran mejorando las cargas de admisión por medio de inyectores electrónicos, dosificando así la cantidad de combustible que ingresa a la cámara de combustión.

1.4 MERCADO DE MOTORES DE DOS TIEMPOS EN BUCARAMANGA

Las aplicaciones de motores de dos tiempos en la ciudad de Bucaramanga, Santander está principalmente compuesto por guadañadoras y motosierras, a continuación se muestra la actualidad de los motores de dos tiempos en la ciudad.

1.4.1 ACTUALIDAD DE MOTORES DE DOS TIEMPOS EN LA CIUDAD

El tamaño del mercado de la ciudad de Bucaramanga en el año 2013 no se conoce en forma precisa, no hay datos oficiales acerca de la comercialización de las diferentes máquinas en las que son utilizados motores de dos tiempos. Sin embargo, cada empresa comercializadora maneja sus propias estadísticas de volúmenes de ventas.

El mercado actual consiste esencialmente en aplicaciones agroindustriales en las cuales se utilizan motores pequeños de dos tiempos, tales como guadañadoras, motosierras, fumigadoras de espalda, motores fuera de borda y generadores de energía.

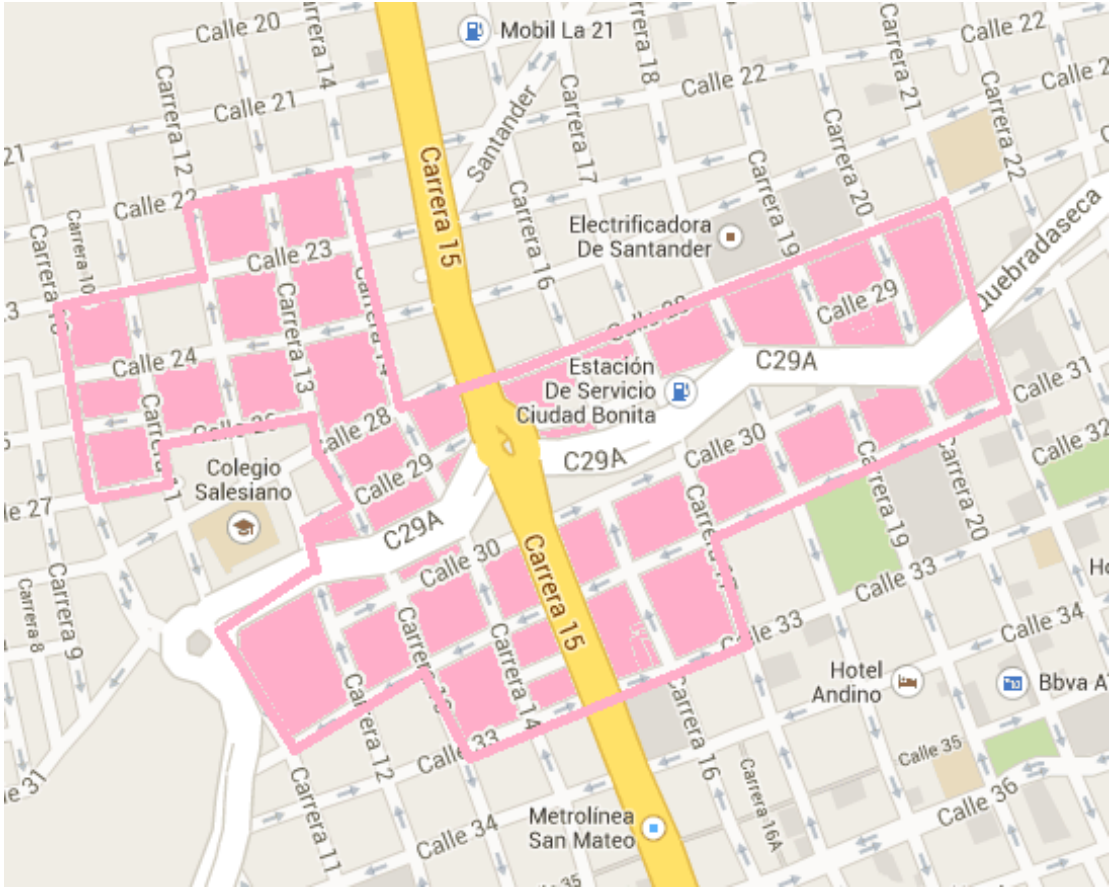
Tabla 1. Aplicaciones de motores de 2T y 4T

Aplicación	Rango de cilindrada	2 Tiempos (%)	4 Tiempos
Herramientas agrícolas (guadañadoras, motosierras)		>99	<1
Motores fuera de borda		95	5
Motores industriales y estacionarios	30-100 cc	100	-
	100-150 cc	50	50
	>150 cc	-	100

Fuente: Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. F. Payri. [7]

Alrededor del 95% de todas las empresas comercializadoras de maquinarias donde se aplican motores de dos tiempos se encuentran en la zona centro de la ciudad de Bucaramanga.

Figura 15. Zona de comercialización de equipos con motores de dos tiempos en Bucaramanga



Fuente: Google maps

1.4.2 EMPRESAS COMERCIALIZADORAS DE MÁQUINAS QUE UTILIZAN MOTORES DE DOS TIEMPOS

Para la realización de la encuesta, se contó con 10 empresas comercializadoras y distribuidoras de guadañadoras y motosierras de la ciudad de Bucaramanga, a continuación se presentan las empresas consultadas:

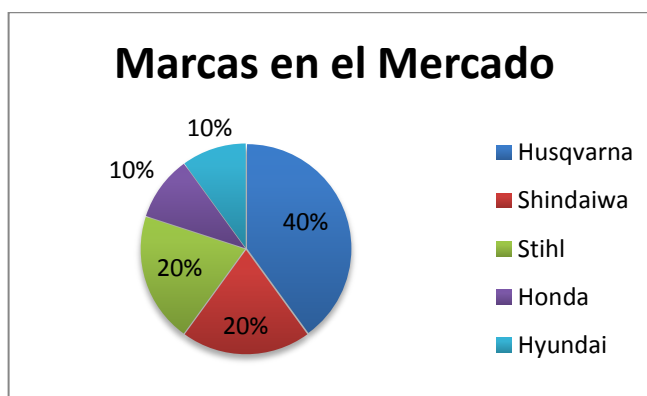
Tabla 2. Empresas comercializadoras de máquinas que utilizan motores de 2T

Empresa	Ubicación	Teléfono	Marca (procedencia)
Agroequipos Santander	Cr. 18 # 29-15	6332478	Hyundai (Corea del Sur)
Agromaq Bucaramanga Ltda	Cr 15 # 43-08	6420604	Husqvarna (Suecia)
Agrotecnica del Caribe	Cr 15 # 43-16	6423229	Husqvarna (Suecia)
Almacén y Ferretería La Parcela	Av. Quebrada Seca # 16-18	6337784	Shindaiwa (Japón)
El Agrario Nuevo Ltda	Av. Quebrada Seca # 18-77	6334851	Husqvarna (Suecia)
Energía y Potencia	Cr. 18 # 29-97	6700080	Honda (Japón)
Ferretería Ciudad Bonita	Cr 15 # 29-37	6429682	Stihl (Alemania)
Maquiagrario	Av. Quebrada Seca # 19-17	6425054	Shindaiwa (Japón)
Mercadegan Ltda	Cr. 18 # 29-34	6339860	Stihl(Alemania)
Vircat Ltda – John Deere	Cr. 15 # 21-15	6717788	Husqvarna (Suecia)

Fuente: Autores

Al analizar las empresas consultadas se puede obtener un gráfico porcentual de las marcas presentes en el mercado local de la ciudad.

Figura 16. Marcas de motosierras y guadañadoras en el mercado local







Fuente: Autores

Los datos registrados no tiene en cuenta todas las empresas de la ciudad, solo una pequeña parte de las empresas comercializadoras de guadañadoras y motosierras. La marca que tiene mayor participación en el mercado es la sueca Husqvarna, seguida de Shindaiwa y Stihl.

Teniendo en cuenta lo anterior se decidió seleccionar equipos de diferentes marcas y series para tener un precedente de las características de las distintas máquinas encontradas en la ciudad.







Tabla 3. Logotipos de las marcas más comunes en Bucaramanga

Marca	Logotipo
Husqvarna	
Shindaiwa	
Stihl	
Kawasaki	

Fuente: Autores






Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Tabla 4. Modelos Husqvarna de Guadañadoras

										
Modelos de Guadañadoras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
323R 	24,5	34	0,794	9000	0,9	244,9	36,7	5,00	500	931.500
133R 	31,8	38	0,737	6500	0,9	261,3	28,3	6,44	1000	\$771.450
143R-II 	41,5	40	0,825	7500	1,5	289,2	36,1	5.06	950	\$920.000
345FX 	43	41	0,792	10500	2,1	279,1	48,8	3,71	900	\$1.392.500
343FR 	45	42	0,774	9000	2,0	296,3	44,4	4,10	900	\$1.248.200






Fuente: Autores

Tabla 5. Modelos Husqvarna de Motosierras

										
Modelos de Motosierras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
T435 	35,2	40	0,700	10000	1,5	255,7	42,6	2,26	260	\$572.200
236E 	38,2	40	0,800	9000	1,4	244,3	36,6	3,36	300	\$399.000
445E 	45,7	42	0,785	9600	2,1	287,2	45,9	2,43	450	\$899.000
61 	61,5	48	0,708	8300	2,9	340,9	47,2	2,10	750	\$1.011.300






Fuente: Autores

Tabla 6. Modelos Shindaiwa de Guadañadoras

shindaiwa										
Modelos de Guadañadoras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	b _{mep} [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
 C230	22,5	32	0,875	7500	0,8	284,4	35,6	5,75	554	\$460.000
 C350	33,6	36	0,917	7500	1,3	309,5	38,7	5,85	1000	\$497.000
 C3410	34,0	38	0,789	8000	1,0	220,6	29,4	6,40	700	\$688.500
 B450	41,5	40	0,825	7500	1,7	327,7	41,0	8,10	1000	\$580.700
 B530	53,2	44	0,795	7800	2,3	332,6	43,2	4,10	1200	\$875.400






Fuente: Autores

Tabla 7. Modelos Shindaiwa de Motosierras

										
Modelos de Motosierras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
360 	35,2	40	0,700	8000	1,9	404,8	54,0	2,11	400	\$678.000
488 	47,9	43	0,767	8000	2,6	407,1	54,3	1,77	600	\$729.700
577 	57,3	45	0,800	7500	3,0	418,8	52,4	1,93	770	\$760.500
757 	73,5	51	0,706	7500	4,2	457,1	57,1	1,62	770	\$822.600





Fuente: Autores

Tabla 8. Modelos Stihl de Guadañadoras

STIHL®										
Modelos de Guadañadoras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
 <p>FS 38</p>	27,2	34	0,882	7000	0,65	204,8	23,9	6,31	330	\$447.500
 <p>FS 90</p>	28,4	38	0,658	7000	0,95	286,7	33,45	6,11	530	\$1.197.500
 <p>FS 100 RX</p>	31,4	40	0,625	7000	1,05	286,6	33,4	4,48	530	\$1.222.500
 <p>FS 250</p>	40,2	40	0,800	9000	1,6	265,3	39,8	3,94	640	\$1.522.500
 <p>FS 450</p>	44,3	42	0,762	8500	2,1	334,6	47,4	3,81	670	\$2.147.500





Fuente: Autores

Tabla 9. Modelos Stihl de Motosierras

STIHL ®										
Modelos de Motosierras	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³]	Precio
MS 170 	30,1	37	0,757	8500	1,3	304,9	43,2	3,0	250	\$672.500
MS 210 	35,2	40	0,700	9000	1,5	284,1	42,6	2,93	470	\$947.500
MS 250 	45,4	42,5	0,753	10000	2,2	290,7	48,5	2,10	470	\$1.322.500
MS 310 	59,0	47	0,723	10000	3,2	325,4	54,2	1,84	560	\$1.522.500





Fuente: Autores

Tabla 10. Modelos Kawasaki de aplicación multifuncional

Kawasaki Engines									
Modelos de aplicación multifuncional	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³] Precio
TJ23E 	23,3	32,0	0,906	7500	0,63	216,3	27,0	4,13	500
TJ27E 	26,3	34,0	0,853	7500	0,77	234,2	29,3	3,37	500
TJ35E 	34,4	37,0	0,864	7000	1,03	256,6	29,9	3,01	700
TJ45E 	45,4	42,5	0,753	7500	1,42	250,2	31,3	2,75	900

Fuente: Autores

Kawasaki Engines

Modelos de aplicación multifuncional	Cilindrada [cm ³]	Diámetro [mm]	Carrera/ Diámetro	Régimen de giro a la potencia máxima [RPM]	Potencia máxima [kW]	bmep [kpa]	Potencia por unidad de volumen [kW/L]	Peso por unidad de potencia [kg/kW]	Capacidad de depósito de combustible [cm ³] Precio
<p>TJ53E</p> 	53,2	44,0	0,795	8500	2,0	265,4	37,6	4,5	1100
<p>TK45</p> 	45,4	45,5	0,703	8000	2,2	363,4	48,4	3,7	1000
<p>TK65</p> 	64,7	48,5	0,721	7500	3,4	420,4	52,5	4,2	1000
<p>TH23V</p> 	22,5	32,0	0,875	7000	1,0	380,9	44,0	2,0	500

Fuente: Autores

2. DINÁMICA Y TERMODINÁMICA PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR DE DOS TIEMPOS

Los conceptos fundamentales y el análisis del comportamiento termodinámico y dinámico del motor de dos tiempos son descritos a continuación.

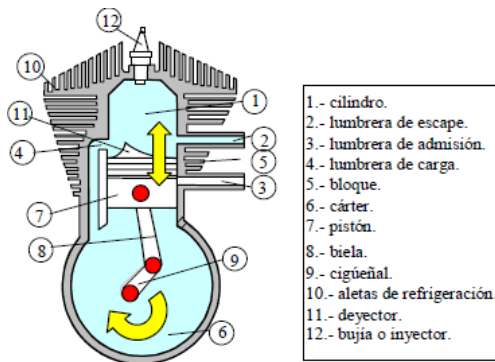
2.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS⁹

El motor de dos tiempos, también denominado motor de dos ciclos, es un motor de combustión interna que realiza las cuatro etapas del ciclo termodinámico (admisión, compresión, expansión y escape) en dos movimientos lineales del pistón (una vuelta del cigüeñal).

La característica principal de este tipo de motor es que no lleva válvulas, sino que es el propio pistón el que, en su desplazamiento en el interior del cilindro, hace que el fluido operante entre y salga a través de las denominadas lumbreras u orificios tallados en el cilindro.

El motor de dos tiempos tampoco posee eje de levas, ni buzos, ni varillas, ni balancines, y el cárter no contiene aceite de lubricación, y sirve solamente como cámara para comprimir la mezcla, acción que la hace subir por el tubo de carga al cilindro. Los motores de dos tiempos existen tanto en ciclo Otto como en ciclo Diesel.

Figura 17. Componentes de un motor de 2T



Fuente: http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf

⁹Universidad de Castilla-La Mancha. Ciclo Teórico de Funcionamiento. Disponible en: <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/motores/temas/ciclo_teorico.pdf> [Citado 12/11/2013]

2.1.1 MOTOR DE DOS TIEMPOS

La teoría de funcionamiento del motor de dos tiempos es descrita a continuación.

2.1.1.1 Funcionamiento del motor de dos tiempos

Las fases del funcionamiento admisión-compresión y combustión-escape son:

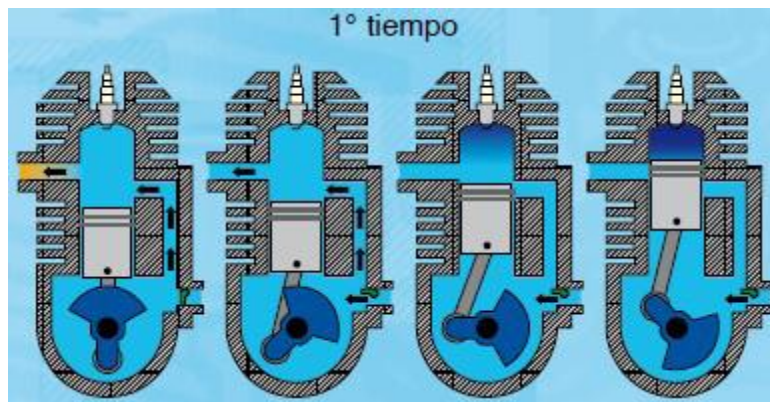
Fase de admisión-compresión

En el primer tiempo, el pistón se desplaza del punto muerto inferior al punto muerto superior.

Procesos debajo del pistón: La lumbrera de transferencia se cierra mediante el movimiento ascendente del émbolo. Debido a la depresión que se forma, se abre la lámina de la lumbrera de admisión: Se aspira la mezcla de combustible y aire.

Procesos encima del pistón: La mezcla precomprimida se comprime encima del pistón.

Figura 18. Fase admisión-compresión



Fuente: http://80.32.206.136/Tecnologia_LCP/Documentos/MOTOR%20DE%20DOS%20TIEMPOS.pdf

Fase explosión-escape

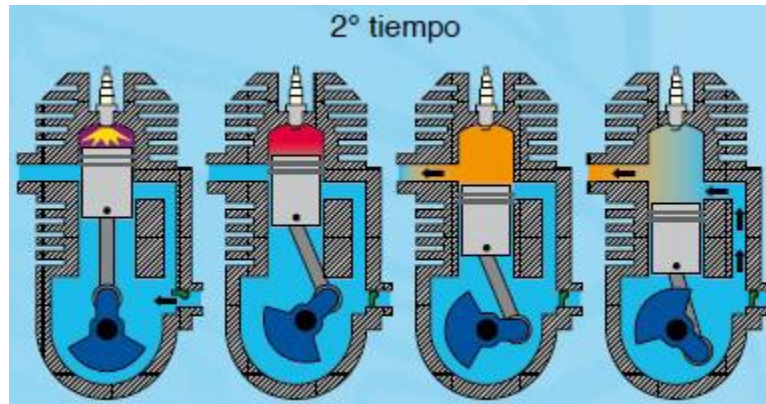
En este tiempo el pistón se desplaza del punto muerto superior al punto muerto inferior.

Procesos encima del pistón: La mezcla comprimida se enciende poco antes de que se alcance el punto muerto superior gracias a una chispa eléctrica producida por la bujía. La presión que se genera empuja el pistón hacia abajo y abre primero la lumbrera de escape y, a continuación, la lumbrera de transferencia. La mezcla

precomprimida debajo del émbolo expulsa hacia afuera los gases de escape acumulados.

Procesos debajo del émbolo: La mezcla aspirada se precomprime mediante el movimiento descendente del émbolo y se empuja hacia la lumbrera de transferencia. La sobrepresión cierra la lámina de la lumbrera de admisión.

Figura 19. Fase explosión-escape

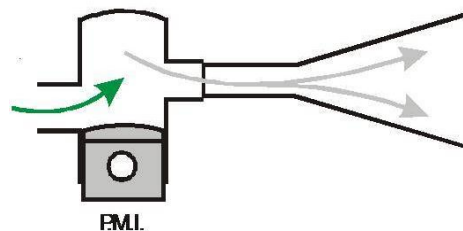


Fuente: http://80.32.206.136/Tecnologia_LCP/Documentos/MOTOR%20DE%20DOS%20TIEMPOS.pdf

2.1.2 LUMBRERA DE ADMISIÓN

La mezcla de Aire-Gasolina-Aceite que se realiza en el carburador se introduce en el cárter a través de la lumbrera de admisión, ya que al subir el pistón se crea una depresión en el cárter que al descubrir la lumbrera de admisión arrastra el aire del exterior, que al pasar por el carburador arrastra a la gasolina, cuando el pistón desciende esta mezcla es comprimida en el cárter.

Figura 20. Lumbrera de admisión



Fuente: Autores

El proceso de admisión al cárter mejora notablemente si se incorpora en el conducto que va hacia la lumbrera de escape una válvula que permita el paso de

los gases en un único sentido, que será en el que pasen del carburador hacia el cárter, y a su vez que cierre cuando el paso sea en sentido inverso, del cárter hacia el carburador

En la actualidad se utilizan dos tipos de válvulas la válvula de lengüetas y las válvulas rotativas, estas últimas más utilizadas en motores de competición.

2.1.3 LUMBRERAS DE ESCAPE Y TRANSFERENCIA

El llenado del cilindro con gases frescos y la expulsión de los gases quemados se realizan a través de las lumbreras de transferencia y escape. Por lo tanto su posición sobre el cilindro va a ser determinante para los ángulos de transferencia de gases, estos ángulos han de ser bien calculados ya que son los que van a establecer el régimen al que se conseguirá un mejor llenado y a su vez una mejor respuesta del motor.

En motores muy revolucionados los ángulos deberán de ser mayores para así compensar que se dispone de menos tiempo para realizar el intercambio de gases.

Desde que el pistón deja al descubierto la lumbrera de escape hasta que abre la lumbrera de admisión debe transcurrir un cierto tiempo para que así el interior del cilindro este prácticamente despresurizado, y puedan entrar los gases frescos con mayor facilidad, ya que si la presión aun fuera elevada al abrir la lumbrera de carga se podrían introducir una cantidad de gases quemados al cárter, lo que empeoraría el llenado de los cilindros.

Los gases al salir con una cierta presión hacia el exterior chocan con las paredes del tubo de escape, esto origina una cierta contrapresión que puede ser aprovechada para que parte de los gases frescos que se escapan por el tubo de escape sean reintroducidos al interior del cilindro aprovechando esta contrapresión, es por eso que en los motores de 2 tiempos es de gran importancia el que el escape y la posición de la lumbrera estén convenientemente calculados para reducir así la cantidad de gases frescos que se expulsan sin quemar por el escape.

2.1.4 LUBRICACIÓN EN LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS

Cuando la mezcla combustible-lubricante entra en el cárter, las partículas de combustible, que son más ligeras, se evaporan y dejan una nube de aceite en forma de gotas minúsculas que lubrican la superficie del cigüeñal. Otras gotas menores llegan al cilindro con los gases de carga, que arrastran partículas más

pesadas de combustible con aceite disuelto que en consecuencia pasará a la parte superior de cilindro en donde se quemara con el combustible dejando lubricado las paredes del cilindro. Debido a las velocidades de la mezcla, el aceite se va depositando en las paredes del cilindro, pistón y demás componentes. Este efecto es incrementado por las altas temperaturas de las piezas a lubricar.

Las condiciones extremas que se sufren dentro de un motor de dos tiempos exigen mucho a su sistema de lubricación. Después de acumular el suficiente aceite para evitar un agarrotamiento a plena potencia, se debe volver a eliminar dicho aceite, ya sea quemándolo o dejándolo salir por el escape. Si no se elimina formará depósitos que causaran problemas de combustión, agarrotamiento de los segmentos, y depósitos sobre las superficies de trabajo, que aumentan la fricción y la transferencia térmica, un exceso de aceite en la mezcla implica la posibilidad de que se genere carbonilla en la cámara de explosión y su escasez, el riesgo de que se gripe el motor, por lo tanto el exceso de aceite puede ser tan perjudicial como la ausencia del mismo.

2.1.5 APLICACIONES DE LOS MOTORES DE DOS TIEMPOS A GASOLINA Y DIESEL

Los motores de dos tiempos de gasolina, generalmente son de cárter seco, y encuentran su mayor campo de aplicación en las pequeñas potencias y en donde se requiere una mecánica sencilla y unos costes de fabricación relativamente bajos: motocicletas, máquinas manuales a gasolina (sopladores, fumigadoras, moto sierras etc.), y en los pequeños motores de aerodelismo y similares.

Los motores de dos tiempos Diesel se emplean en motores muy grandes y que giran a muy bajas RPM, dominando las aplicaciones navales de gran potencia, hasta 100000 CV hoy día, también la tracción ferroviaria. En su día se usó en aviación con cierto éxito

2.2 TERMODINÁMICA PARA EL DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR DE DOS TIEMPOS¹⁰

Luego de entender los conceptos fundamentales podemos estudiar el modelo termodinámico del motor de dos tiempos.

2.2.1 MODELO TERMODINÁMICO DE COMBUSTIÓN

Al seleccionar un proceso idealizado, siempre nos encontraremos con el hecho de que, mientras más simples sean las suposiciones, más fácil será el análisis pero más alejados estarán los resultados de la realidad. Es, por lo tanto, peligroso perder de vista las limitaciones del modelo y tratar de emplearlo más allá de su utilidad real.

El valor de construir modelos simples de este tipo de sistemas complejos, como un motor, se incrementa con la complejidad del sistema que se diseñará.

2.2.1.1 Ciclo de aire aplicado a los motores de combustión interna

En los motores de combustión interna, un proceso idealizado llamado ciclo de aire ha sido ampliamente usado para representar el proceso real. Este ciclo tiene la ventaja de estar basado en unas pocas suposiciones simples y de una tendencia hacia un manejo matemático fácil.

Un ciclo de aire es un proceso cíclico en el cual el medio es un gas perfecto que bajo toda circunstancia posee el calor específico y la masa molecular del aire a temperatura ambiente.

Un ciclo de aire particular se utiliza para representar una aproximación de algún ciclo real que se tenga en mente. Cuando se utiliza un ciclo de aire para modelar un proceso real, se llama ciclo de aire equivalente de ese proceso. Para motores recíprocos de encendido por chispa el ciclo de aire equivalente usado es conocido como ciclo de aire de volumen constante. Este se compone de las siguientes cuatro etapas.

1-2 Compresión adiabática reversible.

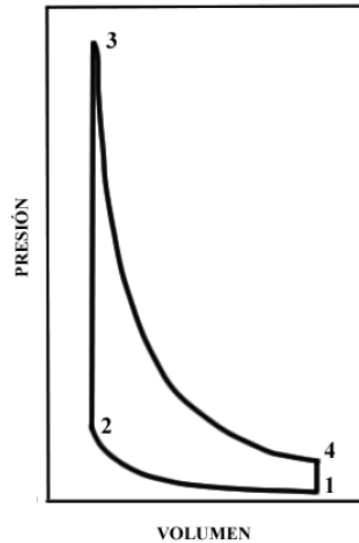
2-3 Adición de calor a volumen constante para incrementar la presión.

3-4 Expansión adiabática reversible.

4-1 Extracción de calor a volumen hasta el punto inicial.

¹⁰JOVAJ., M.S. Motores de automóvil. ED. MIR. 1982.

Figura 21. Ciclo de aire a volumen constante



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Un ciclo de aire de este tipo se conoce como ciclo Otto.

Debemos recordar en este momento la definición de gas perfecto: es aquel que tiene un calor específico constante y sigue la ley de estado.

$$\bar{m}pV = mR_uT \quad (1)$$

Dónde: p = presión del gas, V = volumen del gas, m = masa del gas, \bar{m} = peso molecular del gas, R_u = constante universal de los gases, T = temperatura absoluta.

Para un proceso adiabático reversible de un gas perfecto del estado (1) al (2), como aquellos que se presentan en el ciclo Otto.

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} \quad (3)$$

Dónde: n = coeficiente politrópico de expansión o compresión.

Este modelo es útil debido a su manejo matemático fácil, exento de la necesidad de recurrir al uso de tablas de valores termodinámicos y se puede obtener valores del estado del gas en ciertos puntos que se quieren analizar.

El ciclo equivalente tiene, en general, las siguientes características en común con el ciclo real que modela:

1. Una secuencia similar de procesos.
2. La misma relación entre el volumen máximo y mínimo (motores reciprocantes) o entre las presiones máxima y mínima.
3. La misma presión y temperatura en un punto de referencia escogido.
4. Una cantidad de calor por unidad de masa de aire añadido apropiada.

Un ciclo aire-combustible se define como un proceso termodinámico idealizado que modela el proceso que ocurre en algún tipo particular de motor usando como medio de trabajo gases reales que representen los usados en el motor correspondiente. Para construir tal ciclo, son necesarios datos termodinámicos de los fluidos presentes en el motor.

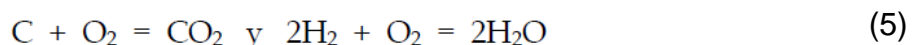
En el caso del ciclo aire-combustible, no se añade calor, sino una mezcla aire-combustible que es quemada al tiempo apropiado, desprendiendo calor como resultado.

2.2.1.2 Reacciones de combustión del carburante líquido

Se denomina composición química al contenido másico de cada elemento en el combustible. Se expresa en unidades de masa, acorde con la siguiente expresión:

$$C + H_c + O_c = 1 \text{ Kg} \quad (4)$$

Cuando la combustión del combustible es completa se supone que, como resultado de las reacciones del carbono y del hidrógeno con el oxígeno del aire, se forman anhídrido carbónico y vapor de agua, respectivamente. En este caso la oxidación del carbono y del hidrógeno del combustible corresponde a las ecuaciones químicas:



En los cálculos de los productos iniciales y finales de la reacción en unidades másicas obtenemos: para C Kg. | C |

$$C \text{ Kg. } |C| + \frac{8}{3} C \text{ Kg. } |O_2| = \frac{11}{3} C \text{ Kg. } |CO_2| \quad (6)$$

Para $H_c \text{ Kg. } |H_2|$

$$H_c \text{ Kg. } |H_2| + 8 H_c \text{ Kg. } |O_2| = 9H_c \text{ Kg. } |H_2O| \quad (7)$$

2.2.1.3 Determinación de la cantidad teórica de aire necesaria para que se quemé totalmente el carburante líquido

La menor cantidad de oxígeno O_o que se necesita suministrar desde el exterior al combustible para su completa oxidación se denomina cantidad teórica de oxígeno. De las ecuaciones (5) y (6) se deduce que para la combustión completa de 1Kg. de combustible se necesita la siguiente cantidad de oxígeno:

$$O_o = \frac{8}{3} C + 8H_c - O_c \quad (8)$$

Considerando que el contenido en masa de oxígeno en el aire es aproximadamente 23% y en volumen 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1Kg. de combustible, en Kg:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H_c - O_c \right) \quad (9)$$

O en Kmol,

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H_c}{4} - \frac{O_c}{32} \right) \quad (10)$$

La masa molecular aparente del aire es $\mu_a = 28,97$, por lo tanto:

$$l_0 = \mu_a L_0 = 28,97 L_0 \quad (11)$$

2.2.1.4 Coeficiente de exceso de aire

En el motor de automóvil la cantidad de aire realmente consumida puede ser, en función del tipo de formación de la mezcla, de las condiciones de encendido y combustión, así como del régimen de funcionamiento, mayor, igual o menor que la necesaria teóricamente para la combustión completa. La relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor (l , en Kg. o L , en Kmol) y la cantidad

de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1Kg. de carburante, se denomina coeficiente de exceso de aire y se designa con la letra α_a :

$$\alpha_a = \frac{l}{l_0} \quad \text{o} \quad \alpha_a = \frac{L}{L_0} \quad (12)$$

Siendo la mezcla estequiométrica $L = L_0$ ($l = l_0$) el coeficiente de exceso de aire $\alpha_a = 1$; si $\alpha_a < 1$ (insuficiencia de oxígeno), la mezcla se denomina rica; cuando $\alpha_a > 1$ (exceso de oxígeno), la mezcla se denomina pobre.

En caso de $\alpha_a < 1$, debido a la insuficiencia de oxígeno, el combustible no se quema totalmente, como consecuencia de lo cual durante la combustión el desprendimiento de calor es incompleto y en los gases de escape aparecen los productos de la oxidación incompleta (CO, H, CH₄ y otros).

2.2.1.5 Cantidad de mezcla fresca

En el motor de encendido por chispa el aire y el combustible, forman una mezcla la cual se suministran en el proceso de admisión al cilindro. La cantidad total de mezcla carburante necesaria (en Kmol), constituida por vapores de combustible y aire, en caso de combustión completa de 1Kgde carburante es:

$$M_1 = \alpha_a L_0 + \frac{1}{\mu_c} \quad (13)$$

Dónde: μ_c es la masa molecular del combustible y está entre 110 y 120 Kg/kmol.

Tabla 11. Propiedades de la gasolina

Composición másica elemental	
C	0,855
H	0,145
O	-
Masa molecular media μ_c Kg/kmol	110-120
Poder calorífico del combustible H_u MJ/kg	44
Característica β_c del combustible	0,402

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Para cualquier combustible la masa de la mezcla (en Kg):

$$G_1 = 1 + \alpha_a l_0 \quad (14)$$

Cuando el combustible arde totalmente ($\alpha_a > 1$) los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química.

2.2.1.6 Cantidad de productos de combustión

La cantidad de productos de combustión se halla mediante la siguiente fórmula:

$$M_2 = \frac{H_c}{2} + \alpha_a L_0 - \frac{\beta_c C}{12 * 0,79} \quad (15)$$

En esta ecuación, β_c es llamado Característica del combustible, que depende de la composición química del combustible y de la cantidad de oxígeno del aire. La característica β_c se encuentra según la expresión:

$$\beta_c = \frac{2,37}{C} \left(H_c - \frac{O_c}{8} \right) \quad (16)$$

El valor de β_c para la gasolina puede encontrarse en la tabla 11.

Del hecho de que esta ecuación se diferencia de la ecuación (13) se desprende que existe una cierta variación en el volumen cuando se comparan los productos de combustión y la mezcla fresca. La variación en el número de moles se denota como ΔM y se define como:

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (17)$$

No obstante, esta variación es mejor expresarla mediante un solo coeficiente: el coeficiente teórico de variación molecular μ_0 que se define como:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (18)$$

2.2.1.7 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a < 1$ (combustión incompleta del carburante)

En estas condiciones, debido a la escasez de oxígeno, parte del carbono del combustible se oxida formando monóxido de carbono y parte del hidrogeno no reacciona con el oxígeno. El análisis de los gases de escape (para $\alpha_a < 1$) muestra que la relación entre el número de moles de hidrógeno y del monóxido de carbono es aproximadamente constante para el combustible dado y no depende de la magnitud α_a . Designemos esta relación por:

$$K_r = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} \quad (19)$$

Dónde: M_{H_2} = fracción molar del H₂ en los productos, M_{CO} = fracción molar del CO en los productos.

De acuerdo a experimentos efectuados con gasolinas cuyo H/C = 0,17...0,19, la relación Kr está entre 0,45 y 0,50 y en caso de H/C = 0,13, $Kr = 0,30$.

La cantidad (en Kmol) de cada componente que integra los productos de combustión se determina por las siguientes fórmulas, obtenidas transformando las expresiones anteriores.

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (20)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{2} - 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (21)$$

$$M_{H_2} = 0,42 K_r \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (22)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42 \frac{1 - \alpha_a}{1 + K_r} L_0 \quad (23)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha_a L_0 \quad (24)$$

La suma de estos valores es igual a M_2 .

2.2.1.8 Composición de los productos de la combustión siendo $\alpha_a \geq 1$ (combustión incompleta del carburante)

En este caso el combustible arde totalmente los productos de la combustión están constituidos por anhídrido carbónico, vapor de agua, oxígeno sobrante y nitrógeno que se han formado como resultado de la reacción química. La cantidad (en Kmol) de los componentes por separado de los productos de la combustión se hallan aplicando las siguientes fórmulas:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (25)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (26)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha_a - 1)L_0 \quad (27)$$

$$M_{N_2} = 0,79 \alpha_a L_0 \quad (28)$$

La calidad del combustible se determina por el poder calorífico, es decir, por la cantidad de calor desprendido al quemar por completo una unidad másica de combustible líquido.

El poder calorífico del combustible puede determinarse quemando una muestra en una bomba calorimétrica especial. Como resultado de la combustión completa del combustible se forman anhídrido carbónico y vapor de agua. Al determinar la cantidad de calor desprendida en el calorímetro, los productos de combustión que se han formado en el proceso de la reacción se enfrían hasta la temperatura inicial.

En este caso, el vapor de agua se condensa desprendiendo respectivamente calor. De esta manera se determina el poder calorífico superior H_o , es decir, todo el calor que se ha desprendido por efecto de la reacción. Sin embargo, en el motor de combustión interna los gases de escape se expulsan a alta temperatura, cuando no se produce la condensación del vapor de agua. Por eso, es más conveniente efectuar los cálculos con el poder calorífico inferior H_u , el cual es menor que el superior en la magnitud del calor latente de vaporización del agua.

No obstante, si se conoce su composición química, el poder calorífico inferior de un combustible se puede calcular aproximadamente aplicando una fórmula empírica. Se puede calcular el poder calorífico inferior de un combustible líquido (en J/Kg.) así:

$$H_u = [34,013C + 125,6H_c - 10,9(O_c - S) - 2,512(9H_c + W)] * 10^6 \quad (29)$$

Según esta fórmula, para una gasolina común H_u está cerca de los 44MJ/Kg.

Dónde: W y S son la humedad contenida en 1Kg. De combustible y el porcentaje de azufre respectivamente, en Kg. Cuando $\alpha_a < 1$, debido a la combustión incompleta, la cantidad de calor desprendida disminuye:

$$(H_u)_{\alpha < 1} = H_u - (\Delta H_u)_{CO} - (\Delta H_u)_{H_2} \quad (30)$$

Dónde: $(\Delta H_u)_{CO}$ y $(\Delta H_u)_{H_2}$ son las fracciones del calor no desprendido debido a la presencia del monóxido de carbono e hidrógeno.

Se puede calcular la fracción sumaria del calor que no se desprendió $(\Delta H_u)_{quím} = (\Delta H_u)_{CO} + (\Delta H_u)_{H_2}$ si se conoce α_a . En este caso:

$$(\Delta H_u)_{quím} = A_u (1 - \alpha_a) L_0 \quad (31)$$

Dónde: $(\Delta H_u)_{quím}$ se expresa en J/Kg.

Para $Kr = 0,5 \dots 0,45$, $A_u = 114 \cdot 10^6$ para $Kr = 0,3$, $A_u = 116 \cdot 10^6$.

El programa DM-2T utiliza para calcular el modelo termodinámico de combustión las ecuaciones 8, 9, 13-15, 18-28, 31. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.2.2 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DEL CICLO DE UN MOTOR OTTO

El ciclo Otto del motor consta de cuatro procesos (admisión, compresión, combustión y escape) que se describen a continuación.

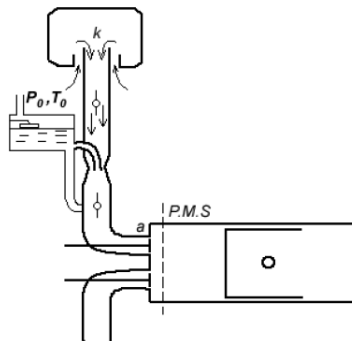
2.2.2.1 Proceso de admisión

Es el primer proceso del ciclo termodinámico y presenta las siguientes características.

Presión al finalizar la admisión

Todos los fenómenos relacionados con la recarga del cilindro y su barrido se evalúan por coeficientes experimentales. Para simplificar la tarea, en adelante se supone que el proceso de admisión comienza en el punto k y termina en el punto a.

Figura 22. Modelo del proceso de admisión de un motor de carburador



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La existencia de resistencias en el sistema de admisión hace que la cantidad de carga fresca que entra en el cilindro del motor disminuya debido al decrecimiento

de la densidad de la carga. La influencia de las pérdidas hidráulicas sobre el llenado puede determinarse si se conocen las pérdidas de presión Δp en el sistema de admisión o la presión en el cilindro p_a en el instante en que se supone finalizado el proceso de admisión. Se puede determinar aproximadamente la presión dentro del cilindro durante la admisión considerando este proceso como estacionario. Utilizando la ecuación de Bernoulli podemos escribir:

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{w_k^2}{2} + gZ_k = \frac{p_a}{\rho_a} + \beta_{ad} \frac{w_{ad}^2}{2} + \xi_{ad} \frac{w_{ad}^2}{2} + gZ_a \quad (32)$$

Dónde: ρ_a y ρ_k son las densidades de la carga en la entrada y en el cilindro respectivamente; w_a y w_k , respectivamente la velocidad del aire en la entrada del sistema de admisión y la velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, (medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección más estrecha del sistema de admisión por la que fluye la carga fresca) en m/s; Z_k y Z_a , las alturas de nivel respectivamente desde el eje del sistema de admisión y el eje de la válvula de admisión; β_{ad} , el coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro, $\beta_{ad} = w_c/w_{ad}$ (w_c es la velocidad media del aire en la sección examinada del cilindro); ξ_{ad} , el coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a su sección más estrecha.

Adoptando que $w_k = 0$, las alturas de nivel $Z_a = Z_k$, y despreciando la variación de la densidad de la carga fresca durante su movimiento en el sistema de admisión ($\rho_a = \rho_k$), obtendremos:

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p_a}{\rho_a} + (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \quad (33)$$

Y

$$p_k - p_a = (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_k \quad (34)$$

Para el caso del motor de dos tiempos sin sobrealimentación, $p_k = p_o$ y $\rho_k = \rho_o$.

$$p_o - p_a = (\beta_{ad} + \xi_{ad}) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_o \quad (35)$$

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores de automóviles, para la apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso $w_a = 50 \dots 130 \text{ m/s}$, $(\beta_{ad} + \xi_{ad}) = 2,5 \dots 4$.

En los motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación los datos experimentales muestran que $p_a = (0,8 \dots 0,9)p_o$.

Para calcular ρ_o se utiliza la fórmula de gas ideal $\rho_o = P_a \mu_a / R_a T$.

Cantidad de gases residuales

En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de combustión, ocupando estos cierto volumen a presión p_r y temperatura T_r respectivas. En el proceso de admisión los gases residuales se expanden y, mezclándose con la carga fresca que ingresa, hacen disminuir el llenado del cilindro. La cantidad de gases residuales M_r depende del procedimiento empleado para limpiar el cilindro, así como de la posibilidad de barrido del cilindro por la carga fresca.

La cantidad de gases residuales se caracteriza por una magnitud relativa denominada coeficiente de gases residuales γ_r .

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (36)$$

O

$$\gamma_r = M_r / M_1 \quad (37)$$

Dónde: ε es la relación de compresión, ΔT es el aumento de temperatura que experimenta la mezcla al pasar por el sistema de admisión.

Al calcular el coeficiente γ_r se puede asumir que la presión de los gases residuales $p_r = (1,1 \dots 1,25)p_a$ y la temperatura $T_r = (900 \dots 1000)K$ para los motores a gasolina.

Durante el cálculo térmico del motor la temperatura ΔT se adopta basándose en los resultados experimentales y en cálculos indirectos. Si el sistema de intercambio de gases ha sido diseñado correctamente, la carga fresca que ingresa al cilindro del motor de carburador, con formación externa de la mezcla, experimenta un aumento de temperatura $\Delta T = 0 \dots 20^\circ C$.

Temperatura al finalizar la admisión

La temperatura T_a puede calcularse sobre la base del balance térmico, compuesto para la carga fresca y para los gases residuales, antes y después de su mezcla. Se supone que el proceso de mezclado tiene lugar a presión constante.

Considerando que el calor específico de la mezcla c'_p es igual al calor específico de la carga fresca c_p y el calor específico de los gases residuales $c_p = \varphi c'_p$, escribiremos la ecuación del balance térmico asumiendo que $\varphi = 1$.

$$c_p M_1 (T_k + \Delta T) + \varphi c_p M_r T_r = c_p (M_1 + M_r) T_a \quad (38)$$

Puesto que

$$M_1 + M_r = M_1 (1 + \gamma_r) \quad (39)$$

Entonces,

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (40)$$

Cuando el motor de dos tiempos trabaja sin sobrealimentación $T_a = 310 \dots 350 \text{ K}$.

El rendimiento volumétrico η_v del ciclo que estamos analizando se calcula según la siguiente expresión

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_a (1 + \gamma_r)} \quad (41)$$

El programa DM-2T utiliza para calcular el proceso de admisión las ecuaciones 35-37, 40, 41. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.2.2.2 Parámetros de la compresión

Resulta difícil determinar analíticamente los parámetros al final de la compresión puesto que el exponente politrópico varía. Se ha adoptado calcular la temperatura y la presión al final de la compresión a partir del valor medio de la politrópica, considerándolo constante para todo el proceso. Asumiendo que el comienzo de la compresión coincide con el P.M.I., obtenemos:

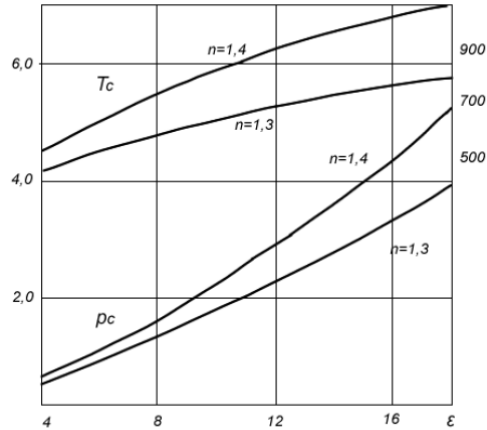
$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} \quad (42)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (43)$$

En la figura 23 se representa cómo varían los valores de p_c y T_c , calculados a partir de dos valores de p_a y T_a . Puede verse cómo cambian considerablemente. En consecuencia, los valores de n_1 hay que elegirlos basándose en resultados

experimentales de motores similares al que se calcula, en lo que se refiere a las dimensiones de los cilindros, rapidez y parámetros estructurales.

Figura 23. Curvas p_c y T_c en función de ϵ



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

En la tabla 12 se muestran los parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles y tractores.

Tabla 12. Parámetros del proceso de compresión en los motores de automóviles

Parámetros	Motores a gasolina y gas
Relación de compresión ϵ	6 – 9 (hasta 11)
Exponente politrópico de compresión n_1	1,30-1,37
Presión al final de la compresión p_c , Mpa.	0,90-1,50
Temperatura al final de la compresión T_c , K	550-750

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

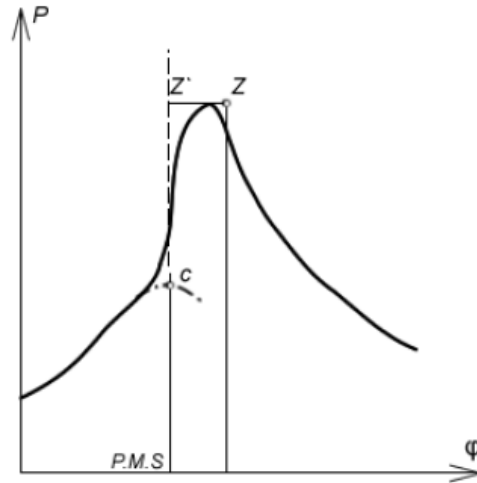
El programa DM-2T utiliza para calcular el proceso de compresión las ecuaciones 42, 43. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.2.2.3 Proceso de combustión

En caso de motores de carburador se supone que la combustión se efectúa instantáneamente a volumen constante de la cámara de combustión V_c , es decir, la curva real de la elevación de presión en el diagrama indicado durante el proceso de combustión es reemplazada por la isocora cz (figura 24). Al hacer esto los

gases no efectúan trabajo exterior en el periodo de la combustión y todo el calor desprendido se consume solamente en incrementar su energía interna.

Figura 24. Diagrama del proceso de combustión



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Siendo la combustión a volumen constante, las pérdidas totales de calor debidas a la combustión incompleta y otros factores como la disociación y a la emisión de calor a las paredes son consideradas por el coeficiente de aprovechamiento del calor de combustión ξ_z , determinado experimentalmente. Para 1Kg. De combustible, según el primer principio de la termodinámica, tendremos:

$$\xi_z H_u = U_z - U_c + l_{z'z} \quad (44)$$

El trabajo que efectúan los gases en el tramo $z'z$ durante el período de la combustión será:

$$l_{z'z} = p_z V_z - p_z'' V_c \quad (45)$$

En caso de motores a gasolina y a gas de encendido por chispa para los cuales se supone que la combustión se realiza a volumen constante y, consiguientemente $l_{z'z} = 0$; la ecuación (44) adquiere una forma más simple:

$$\xi_z H_u = U_z - U_c \quad (46)$$

Después de algunas transformaciones, obtenemos:

$$\xi_z H_u + M_1 U_c'' + M_r U_c'' = (M_2 + M_r) U_z'' \quad (47)$$

Donde U''_z y U''_c son la energía interna de 1kmol de productos de la combustión a la temperatura en los puntos z y c respectivamente; U_c , la energía interna de 1kmol de carga fresca en el punto c ; M_1, M_2, M_r la cantidad (en kmol) de carga fresca, gases residuales y productos de la combustión respectivamente por 1Kg. De combustible introducido al motor.

Considerando que $M_r/M_1 = \gamma_r$ y $(M_2 + M_r)/(M_1 + M_r) = \mu_r$ (donde μ_r es el coeficiente real de variación molecular), se puede presentar la ecuación (47) en una forma más cómoda:

$$\frac{\xi_z [H_u - (\Delta H_{uquím})]}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c''}{1 + \gamma_r} = \mu_r U_z'' \quad (48)$$

El coeficiente real de variación molecular μ_r se puede hallar de otra forma, relacionándolo con el coeficiente teórico de variación molecular μ_0 . En primer lugar se ha de recordar que $M_r/M_1 = \gamma_r$. Por lo tanto:

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (49)$$

Para calcular los calores específicos y las energías internas del aire y de los productos de combustión, que son indispensables al determinar T_z , hay que utilizar los datos mostrados en las tablas 25 y 26 en los anexos. La temperatura de combustión T_z se calcula aplicando el método de interpolación. Valores comunes del coeficiente se encuentran en la tabla 13.

El coeficiente de aprovechamiento del calor ξ_z se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor, su rapidez, condiciones de refrigeración y particularidades estructurales de las cámaras de combustión.

Este coeficiente depende de los regímenes de carga y velocidad del motor. Los valores bajos de ξ_z indican no solo una fuerte emisión de calor a las paredes, sino también un considerable tiempo que abarca la extinción de la combustión en el proceso de expansión. A continuación vienen expuestos los límites de variación del coeficiente ξ_z cuando los motores funcionan a plena carga

Tabla 13. Coeficiente de aprovechamiento de calor

Coeficiente ξ_z	
Motores de carburador	0,85-0,90
Motores a gas	0,80-0,85

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Para calcular la presión al final del proceso de combustión, se utiliza la siguiente fórmula:

$$p_z = \lambda_p p_c \quad (50)$$

El programa DM-2T utiliza para calcular el proceso de combustión las ecuaciones 48-50. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.2.2.4 Expansión

Al calcular el ciclo se admite que el proceso de expansión comienza en el punto z siendo máximos los valores calculados $p_z y T_z$. Se considera que en el ciclo de dos tiempos, el proceso termina en el P.M.I.

Determinar el exponente politrópico de expansión a partir del diagrama indicado en el tramo hasta 3-4 es prácticamente imposible. En vista de las dificultades que aparecen al determinar los valores variables del exponente n_2 que sirvan para calcular los parámetros al final del proceso de expansión, se utilizan valores promedios del exponente n_2 .

Para el proceso politrópico, siendo el exponente medio n_2 , la presión y la temperatura en el punto 4 se determinan acorde con las fórmulas.

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{1}{\epsilon^{n_2}} \quad (51)$$

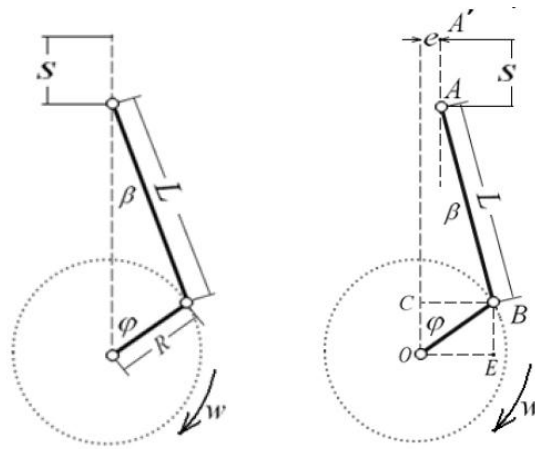
$$T_b = T_z \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (52)$$

El programa DM-2T utiliza para calcular el proceso de expansión las ecuaciones 51, 52. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.3 CINEMÁTICA DEL MECANISMO BIELA-MANIVELA

Las condiciones de trabajo de las piezas del sistema biela-manivela se caracterizan por ser considerables y rápidamente variables las fuerzas que surgen en ellas durante los diferentes regímenes de funcionamiento del motor. La magnitud y carácter con que varían las cargas mecánicas que soportan estas piezas se determinan a base de la investigación cinemática y dinámica del mecanismo biela-manivela. El cálculo dinámico es precedido por el cálculo térmico que asegura la posibilidad de elegir las principales dimensiones del motor y permite hallar las magnitudes y el carácter con que varían las fuerzas originadas por la presión de los gases.

Figura 25. Mecanismo biela-manivela a) centrado y b) descentrado



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

En la figura 25 se representan los esquemas de los mecanismos biela-manivela central (axial) a y descentrado b (o desplazado). En este último, el ojo del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal, sino que está desplazado a una pequeña distancia, por lo común, en dirección de la rotación de la manivela cerca del PMS. Esto se hace para mejorar las condiciones de operación del pistón dentro del cilindro o también por consideración de diseño. Además, en muchos motores modernos, el ojo del bulón se desplaza respecto al ojo del cilindro en 0.01-0.03 de su diámetro, con el fin de eliminar permanentemente la luz entre el pistón y las paredes del cilindro, así como para obtener una distribución de la carga sobre las paredes del pistón más favorable.

A continuación se utilizarán las siguientes designaciones: φ , ángulo de rotación de la manivela, contado desde la dirección del eje del cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal; ω , velocidad angular del cigüeñal, que se adopta constante,

$\omega = d\varphi/dt$; β , ángulo que forma el eje de la biela, en el plano de su movimiento, con el eje del cilindro; S , carrera del pistón, $S = 2R$ (donde R es el radio de la manivela; L , la longitud de la biela, $L = R/\lambda$ (donde λ es un parámetro adimensional); e , desplazamiento del plano de movimiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal, $e = kR$ (donde k es el descentrado relativo).

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por dos parámetros adimensionales, la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0.25 \dots 0.30 \quad (53)$$

Y el descentrado relativo

$$k = \frac{e}{R} = 0 \dots 0.15 \quad (54)$$

El cálculo cinemático del mecanismo biela-manivela se cumple fundamentalmente para determinar el desplazamiento, la velocidad y la aceleración del pistón.

El desplazamiento del pistón S , desde su punto de partida A' en el PMS para el caso general de un mecanismo descentrado es

$$S = A'A = A'E - AD - DE = (L + R)\cos\varphi_1 - L\cos\beta - R\cos\varphi \quad (55)$$

La oblicuidad de β de la biela puede hallarse de la ecuación

$$CB = R\sin\varphi = L\sin\beta + c \quad (56)$$

O

$$\sin\beta = \lambda\sin\varphi - (e/L) = \lambda(\sin\varphi - k) \quad (57)$$

Y

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2(\sin\varphi - k)^2} \quad (58)$$

Tomando en consideración los pequeños valores de los parámetros λ y k , la expresión (57) es conveniente desarrollarla en una serie según exponentes del pequeño parámetro λ^2 y limitarse a los términos del orden λ^2 y $k\lambda^2$:

$$\begin{aligned} \cos\beta &= 1 - \frac{\lambda^2}{2}(\sin\varphi - k)^2 + \frac{\lambda^4}{8}(\sin\varphi - k)^4 \dots \approx 1 - \frac{\lambda^2}{2}\sin^2\varphi + k\lambda^2\sin\varphi \\ &= 1 - \frac{\lambda^2}{4}(1 - \cos 2\varphi) + k\lambda^2\sin\varphi \end{aligned} \quad (59)$$

Sustituyendo en la formula (60) la expresión aproximada obtenida (59) hallamos:

$$S = R [(\cos \varphi_1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \text{sen}\varphi] \quad (60)$$

El ángulo φ_1 correspondiente a la posición del pistón en el PMS se halla a partir del triángulo $A'EO$:

$$\text{sen}\varphi_1 = \frac{e}{L + R} = \frac{k\lambda}{1 + \lambda} \approx k\lambda \quad (61)$$

Análogamente se determina el ángulo φ_2 para el PMI en el triángulo $A''EO$:

$$\text{sen}\varphi_2 = -\frac{e}{L - R} = -\frac{k\lambda}{1 - \lambda} \approx -k\lambda \quad (62)$$

Con una precisión salvo las magnitudes de segundo orden incluidas λ^2 y $k\lambda$

$$\varphi_1 = k\lambda \cdot 57.3^\circ, \varphi_2 = 180^\circ + k\lambda \cdot 57.3^\circ,$$

La carrera del pistón es

$$S = (L + R) \cos \varphi_1 + (L - R) \cos \varphi_2 \approx 2R \left(1 + \frac{k^2 \lambda^2}{2} \right) \approx 2R \quad (63)$$

El desplazamiento del pistón puede representarse como la suma de dos componentes armónicos de los desplazamientos de primer y segundo orden:

$$s = s_I + s_{II}. \quad (64)$$

Con la precisión anteriormente señalada el primer armónico es

$$s_I = R(1 - \cos \varphi - k\lambda \text{sen}\varphi) = R[1 - \cos(\varphi - \Delta\varphi)] \quad (65)$$

Donde $\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57.3^\circ$.

El segundo armónico

$$s_{II} = R \frac{\lambda}{4} (\lambda - \cos 2\varphi) \quad (66)$$

La magnitud del desplazamiento del primer armónico $\Delta\varphi$ es pequeña y prácticamente se puede despreciar.

La velocidad del pistón es igual a la derivada respecto al tiempo de las expresiones (55) y (60):

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{R\omega \operatorname{sen}(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \approx R\omega \left(\operatorname{sen}\varphi + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen}2\varphi - k\lambda \cos\varphi \right) \quad (67)$$

$$= v_I + v_{II}$$

Donde

$$v_I = R\omega(\operatorname{sen}\varphi - k\lambda \cos\varphi) = R\omega \operatorname{sen}(\varphi - \Delta\varphi) \quad (68)$$

$$v_{II} = R\omega \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen}2\varphi \quad (69)$$

La velocidad del pistón se hace igual a cero en los puntos muertos, es decir, cuando $\varphi = \varphi_1$ y $\varphi = \varphi_2$. Siendo φ igual a 90° y 270° , la biela realiza un movimiento de traslación y la velocidad del pistón es igual a la velocidad circular del eje del muñón de biela del cigüeñal ($v = \pm u = \pm R\omega$). Esta velocidad sería la máxima velocidad del pistón para $\lambda = 0$. El segundo armónico v_{II} que tiene en cuenta la longitud finita de la biela desplaza la máxima velocidad $v_{m\acute{a}x}$ en dirección del PMS. Con la precisión adoptada, la velocidad $v = v_{m\acute{a}x} = R\omega(1 + \lambda^2/2)$ para $\varphi = 90^\circ - \lambda \cdot 57.3^\circ$ y $\varphi = 270^\circ + \lambda \cdot 57.3^\circ$.

La velocidad media del pistón durante su movimiento entre los puntos muertos es

$$v_{mp} = Sn/30 \quad (70)$$

Derivando la expresión (67) de la velocidad del pistón, obtenemos la aceleración

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = R\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2\varphi}{\cos^2\beta} \right] \quad (71)$$

$$\approx R\omega^2(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \operatorname{sen}\varphi) = a_I + a_{II}$$

Donde

$$a_I = R\omega^2(\cos\varphi + k\lambda \operatorname{sen}\varphi) = R\omega^2 \cos(\varphi - \Delta\varphi) \quad (72)$$

$$a_{II} = R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi \quad (73)$$

La aceleración máxima según su valor absoluto $a_{m\acute{a}x} = (1 + \lambda)R\omega^2$ se alcanza cuando $\varphi = k\lambda$. La aceleración tiende a cero en aquellos puntos, en los cuales la velocidad del pistón tiene su máximo valor. Para $\lambda > 0.25$, cerca del PMI cuando $\varphi = 180^\circ \pm \arccos 1/(4\lambda)$ aparecen dos extremos adicionales de la aceleración.

Las funciones del desplazamiento, la velocidad y aceleración del pistón con respecto al ángulo de rotación de la manivela es más cómodo construirlas sumando los armónicos respectivos. Esta construcción se ilustra en la figura para un mecanismo cuyo valor de $k = 0$ y con una magnitud de λ más elevada ($\lambda = 0.4$) para mayor claridad.

La influencia del descentrado relativo $k \neq 0$, con la precisión adoptada, se refiere solamente al desplazamiento de los primeros armónicos s_I , v_I y a_I en un pequeño ángulo ($\Delta\varphi = k\lambda \cdot 57.3^\circ$).

La cinemática de la biela se determina por su ángulo de rotación β , que integra la expresión (57). Diferenciando esta ecuación con respecto al tiempo, obtenemos la relación

$$\cos \beta \frac{d\beta}{dt} = \lambda \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \quad (74)$$

De la cual se obtiene la velocidad angular de la biela

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \approx \omega \lambda \cos(\varphi - \Delta\varphi) \quad (75)$$

La aceleración angular de la biela será

$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} = -\omega^2 \lambda \left(\frac{\sin \varphi}{\cos \beta} - \lambda \frac{\cos^2 \varphi \sin \beta}{\cos^3 \beta} \right) \approx -\omega^2 \lambda \sin(\varphi - \Delta\varphi) \quad (76)$$

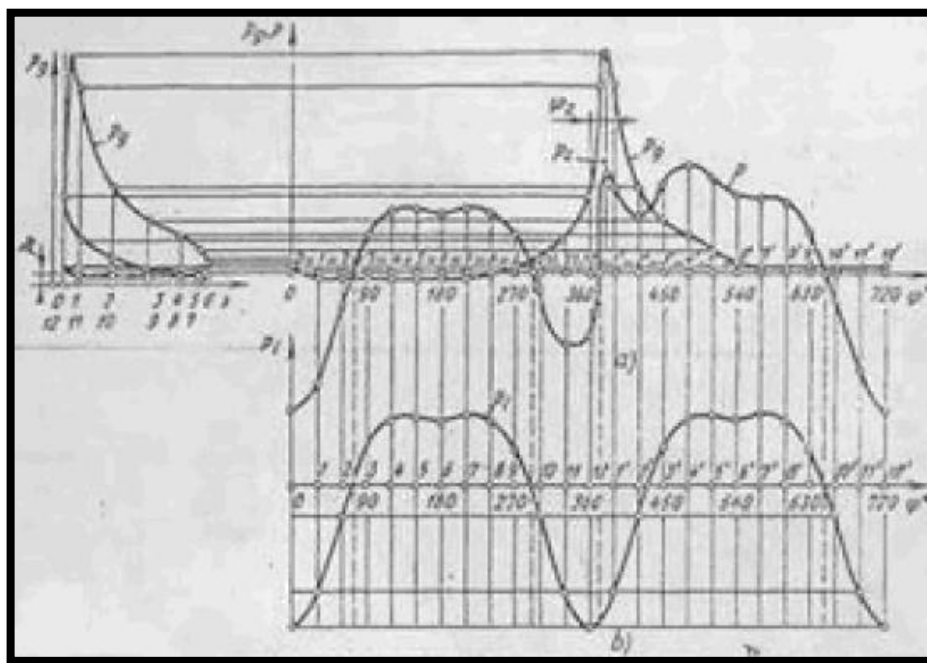
2.4 FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL MECANISMO BIELA-MANIVELA

El análisis de las fuerzas que actúan en el mecanismo biela-manivela es indispensable para calcular la resistencia mecánica de las piezas del motor y para determinar las cargas sobre los cojinetes. Este análisis se efectúa para un determinado régimen de funcionamiento del motor. En consecuencia con el método cinetostático, al calcular el mecanismo biela-manivela del motor se consideran las cargas provenientes de las fuerzas de presión de los gases en el cilindro, mientras que las fuerzas de fricción se desprecian. El cárter motor se considera inmóvil y se adopta que el cigüeñal gira con velocidad angular

constante. Además, las fuerzas de inercia de las masas en movimiento del mecanismo biela-manivela se dividen en fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo (subíndice i) y fuerzas de inercia de las masas con movimiento giratorio (subíndice R).

La presión de los gases sobre el pistón $p_g = f(s)$ y, respectivamente, la fuerza de presión de los gases $P_g = p_g F_p$ (donde F_p es el área del pistón) se determinan del diagrama indicado, el cual se construye a partir de los resultados del cálculo térmico (que generalmente se hace para la potencia nominal y la velocidad de rotación respectiva). Para reconstruir gráficamente este diagrama, obteniendo el desarrollo en función del ángulo de rotación del cigüeñal $p_g = f(\varphi)$, aplicando la fórmula (1) se calcula el desplazamiento del pistón s y se trazan en el diagrama desde el PMS (figura 26) los valores correspondientes a cada ángulo determinado (prácticamente cada 15 ó 30°) de rotación del cigüeñal.

Figura 26. Construcción de las curvas referentes a la variación de las diferentes fuerzas en función del ángulo de rotación del cigüeñal



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La presión de los gases en el cilindro del motor origina la fuerza p'_g , aplicada en la culata. Esta fuerza actúa a lo largo del eje del cilindro, su magnitud es igual, pero está en sentido contrario a la fuerza P_g que actúa sobre el pistón.

Para determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer las masas de las piezas del mecanismo biela-manivela. Con el fin de simplificar los cálculos, el mecanismo real biela-manivela es remplazado por un sistema dinámico equivalente de masas concentradas. Todas las piezas móviles se subdividen en tres grupos, de acuerdo al carácter de su movimiento:

1. Piezas que efectúan un movimiento alternativo a lo largo del eje del cilindro (grupo pistón). La masa del pistón con los anillos y el bulón se considera concentrada en el eje de este último y se designa por m_p .
2. Partes giratorias del cigüeñal. Las masas de estas piezas se remplazan por una masa que está reducida al radio R de la manivela y se designa por m_R . La reducción se efectúa manteniendo las condiciones de igualdad entre las fuerzas centrífugas de inercia de las masas reales y la masa reducida.

La masa del muñón de biela m_{mb} con las partes adyacentes de los brazos se adopta concentrada en el medio del eje del muñón y puesto que su centro de gravedad dista R del eje del cigüeñal, no se requiere la reducción de esta masa.

La masa de la parte central del brazo m_{br} siguiendo el contorno $abcd$, cuyo centro de gravedad se encuentra a un radio ρ , se reduce al radio R . De la condición de igualdad de las fuerzas centrífugas $m_{br}\rho\omega^2 = m_{brR}R\omega^2$ tenemos

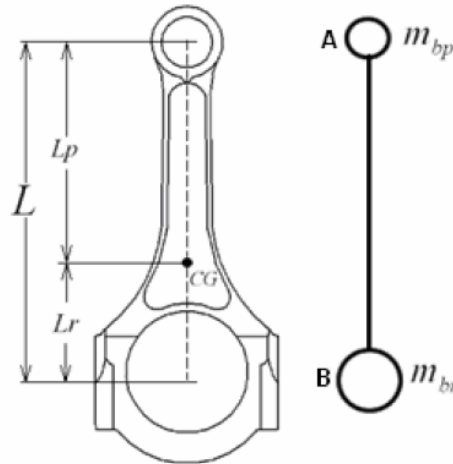
$$m_{brR} = m_{br} \frac{\rho}{R} \quad (77)$$

La masa reducida de toda la manivela

$$m_M = m_{mb} + 2m_{brR} = m_{mb} + 2m_{br} \frac{\rho}{R} \quad (78)$$

3. Piezas que realizan un movimiento complejo plano paralelo (grupo de piezas de la biela). La biela es remplazada aproximadamente por un sistema de dos masas estáticamente equivalentes, la masa m_{bp} , concentrada en el eje del bulón y la masa m_{br} , concentrada en el ojo del muñón de biela del cigüeñal. La masa de la biela m_b se divide en dos partes (figura 27): en aquella que está referida al eje del bulón en el pistón $m_{bp} = m_b L_r / L$ y en la masa referida al eje del muñón de la biela $m_{br} = m_b L_p / L$.

Figura 27. Reducción del mecanismo biela-manivela a un sistema de dos masas



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Para obtener un sistema dinámico equivalente deberán respetarse tres condiciones, a saber:

- 1) Constancia de la masa total ($m_{bp} + m_{br} = m_b$);
- 2) Posición invariable del centro de gravedad de las masas ($m_{bp}L_p - m_{br}L_r$);
- 3) Momento de inercia constante con respecto al centro de masas.

El momento de inercia del sistema reducido

$$\bar{I}_{red} = m_{bp}L_p^2 + m_{br}L_r^2 = m_b \frac{L_r}{L} L_p^2 + m_b \frac{L_p}{L} L_r^2 = m_b L_r L_p \quad (79)$$

Debe ser igual al momento de inercia de la biela I_b .

Esta condición no se observa para las bielas reales, e $I_{red} > I_b$. El valor de

$$\Delta I = I_{red} - I_b = (0.01 - 0.03)m_b R^2 / \lambda^2 \quad (80)$$

En los cálculos teóricos precisos es necesario aplicar al sistema equivalente un momento corrector de las fuerzas de inercia

$$\Delta M = \varepsilon_b \Delta I \quad (81)$$

Donde

$$\varepsilon_b = \frac{d\beta}{dt} \approx -\omega^2 \lambda \text{sen}\varphi \quad (82)$$

El momento corrector ΔM está orientado según la aceleración angular de la biela (en el primer cuadrante, siguiendo el sentido de rotación de la manivela). En vista de que los valores de estos momentos son pequeños, generalmente se desprecian y se cumplen solamente las dos primeras condiciones de equivalencia.

Para la mayoría de las estructuras existentes de motores de automóvil

$$m_{bp} = (0.2 \dots 0.3)m_b \text{ y } m_{br} = (0.8 \dots 0.7)m_b \quad (83)$$

Así pues, todo el mecanismo biela-manivela se reemplaza aproximadamente por un sistema de dos masas concentradas unidas por enlaces rígidos imponderables: la masa en el punto *A*, que tiene movimiento alternativo:

$$m_i = m_p + m_{bp} \quad (84)$$

Y la masa en el punto *B*, con movimiento rotativo:

$$m_R = m_M + m_{br} \quad (85)$$

Los valores de m_p y m_b se eligen de acuerdo a los datos de las estructuras existentes.

Las masas constructivas m'_p y m'_b , referidas a la unidad de superficie del pistón se ilustran en la siguiente tabla:

Tabla 14. Masas referidas al pistón

Motores	Masa del pistón de aleación de aluminio m'_p	Masa de la biela m'_b
De carburador ($D = 60 - 100 \text{ mm}$)	100-150 (10-15)	120-200 (12-20)
Diesel ($D = 80 - 120 \text{ mm}$)	200-300 (20-30)	250-350 (25-35)

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

En conformidad con el sistema adoptado, en el cual dos masas dinámicamente remplazan el mecanismo biela-manivela, las fuerzas de inercia se reducen a dos: la fuerza de inercia P_i de las masas que tienen movimiento alternativo y la centrífuga de inercia Z_R de las masa rotativas.

La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo es

$$P_i = -m_i a = -m_i R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k \lambda \sin \varphi) \quad (86)$$

La fuerza de inercia de las masas con movimiento alternativo en el sistema del mecanismo biela-manivela se manifiesta en forma de una fuerza libre de magnitud y signo variable que actúa a lo largo del eje del cilindro.

La fuerza centrífuga de las masas rotativas del mecanismo biela-manivela

$$Z_R = -m_R R \omega^2 \quad (87)$$

Está siempre dirigida a lo largo del radio de la manivela, tiene un valor constante y está aplicada en el centro B del muñón de biela de la manivela.

El programa DM-2T utiliza para calcular el modelo dinámico, que incluye las gráficas de posición, velocidad, aceleración y fuerzas las ecuaciones 60, 67, 71, 86, 87. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

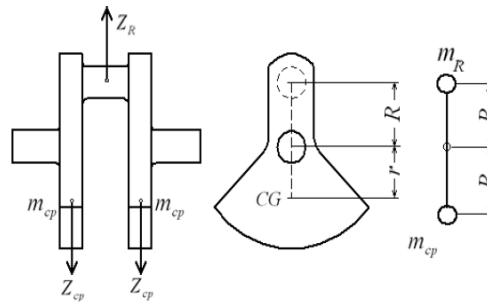
2.5 EQUILIBRADO Y UNIFORMIDAD DE LA MARCHA DEL MOTOR

2.5.1 EQUILIBRADO DE LOS MOTORES

El motor se dice que está equilibrado si durante un régimen estacionario de funcionamiento sobre sus soportes se transmiten unas fuerzas cuya magnitud y cuya dirección son constantes.

En un motor no equilibrado la presión sobre los soportes varía continuamente y origina vibraciones del bastidor y del vehículo en su conjunto, lo que va acompañado con el debilitamiento de las uniones emperradas, con sobrecargas en determinadas piezas, incrementando su desgaste, y con otros fenómenos indeseables.

Figura 28. Equilibrado del Cigüeñal



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La primera causa del desequilibrio en el motor de pistón consiste en la existencia de las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo P_i que varían en magnitud y en signo, así como de las fuerzas centrífugas de las masas giratorias Z_R que varían permanentemente de dirección. En el motor multicilíndrico las fuerzas P_i y Z_R de cada uno de los cilindros parcialmente se equilibran, pero en su conjunto pueden originar la aparición de fuerzas de inercia libres no equilibradas y sus respectivos momentos.

La segunda causa del desequilibrio es la irregularidad (variación) del par motor o torque total $\sum M_i$ que tiene un sentido contrario. El par motor total es una función periódica del ángulo de rotación del cigüeñal, por eso la menor posible variación de las reacciones de los soportes se consiguen aumentando el número de cilindros y respetando la igualdad de los intervalos entre las carreras de trabajo, lo que asegura una mayor uniformidad del par motor total.

El motor alternativo no puede estar completamente equilibrado, ya que es inevitable la irregularidad del par motor, lo que siempre origina la variación periódica de la carga sobre los soportes. Por eso, al hablar sobre el equilibrado del motor, con este concepto por lo común se sobre entiende la observación del grado tolerable de vibración como resultado de las medidas constructivas y de producción adoptadas que permiten eliminar en una u otra medida las causas que suscitan el desequilibrio.

El equilibrado del motor en la práctica se realiza eligiendo correspondientemente el número y la disposición de los cilindros, así como la colocación de los contrapesos. Para conocer el grado de equilibrado generalmente se limitan al análisis de las fuerzas de inercia y de sus momentos de primer y segundo orden, además sin considerar el posible descentrado que pueden tener los ejes de los cilindros ($e = kR = 0$).

Para obtener el equilibrado constructivo previsto se presenta también una serie de requisitos ante la producción de las piezas individuales del motor en cuanto a las tolerancias en sus masas y dimensiones.

La fijación de estas tolerancias está condicionada por la necesidad de cumplir en mayor o menor grado las condiciones siguientes:

- 1) Igualdad de masas en los juegos de piezas del pistón;
- 2) Igualdad de masas de las bielas o idéntica posición de sus centros de gravedad;
- 3) Equilibrado dinámico del cigüeñal.

El equilibrado de las fuerzas de inercia de las masas giratorias de mecanismo biela-manivela se consigue colocando las masas giratorias en las manivelas o los contrapesos, de tal manera que se cumplen las dos condiciones siguientes:

- 1) El centro de gravedad del sistema reducido del cigüeñal se encuentra en el eje de rotación;
- 2) La suma de los momentos de las fuerzas centrífugas de inercia de las masas giratorias con respecto a cualquier punto del eje del cigüeñal sea nula.

El cumplimiento de la primera condición se obtiene aplicando el equilibrado estático y se comprueba montando el cigüeñal sobre prismas. Esta condición de equilibrado se expresa analíticamente por la igualdad a cero de la resultante de todas las fuerzas centrífugas de inercia.

El cumplimiento de la segunda condición (cumpliéndose simultáneamente) se asegura mediante el equilibrado dinámico, el cual se comprueba haciendo girar el cigüeñal en máquinas equilibradoras.

Ambas condiciones de equilibrado corresponden a la rotación del cigüeñal en torno a su eje principal central de inercia.

En un cigüeñal de una sola manivela la suma de las fuerzas centrífugas desarrolladas por los dos contrapesos deberá ser igual y de dirección contraria a la fuerza centrífuga Z_R :

$$2Z_{cp} = Z_R \text{ ó } 2m_{cp}\rho\omega^2 = m_R R\omega^2 \quad (88)$$

Por lo tanto la masa de cada contrapeso será:

$$m_{cp} = \frac{1}{2} \frac{R}{\rho} m_R \quad (89)$$

En el cigüeñal de dos codos, el momento creado por las fuerzas centrífugas de dos contrapesos debe equilibrar el momento creado por las fuerzas centrífugas que aparecen durante la rotación de dos manivelas:

$$Z_{cp} b = Z_R a \text{ ó } m_{cp} \rho \omega^2 b = m_R R \omega^2 a \quad (90)$$

De esta manera:

$$m_{cp} = \frac{a}{b} (R/\rho) m_R \quad (91)$$

A continuación se estudia el procedimiento de equilibrado en los motores monocilíndricos.

2.5.2 EQUILIBRADO DEL MOTOR MONOCILÍNDRICO

En este motor la suma de las fuerzas centrífugas se equilibran con contrapesos que se colocan en la prolongación de los brazos de la manivela; mientras que las fuerzas de inercia de primer orden P_{II} y de segundo orden P_{III} pueden equilibrarse solamente con la ayuda de un sistema de contrapesos adicionales.

La fuerza de inercia P_{II} se equilibra colocando un contrapeso en cada uno de los dos árboles A y A' , paralelos al eje del cigüeñal y dispuestos simétricamente a ambos lados en el cárter del motor, que giran en direcciones opuestas con una velocidad igual a la frecuencia de rotación del cigüeñal. Los contrapesos se montan en un plano que pasa por el eje del cilindro y es perpendicular al eje del cigüeñal, además se colocan de tal manera que durante la rotación siempre conforman con la línea vertical un ángulo φ , igual al ángulo de rotación del cigüeñal. (En el motor con mecanismo biela-manivela descentrado este ángulo debe ser igual a $\varphi - \Delta\varphi = \varphi - k\lambda \cdot 57.3^\circ$). Las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas de inercia de estos contrapesos son de igual magnitud, pero están dirigidas en sentido contrario y, por lo tanto, se equilibran mutuamente.

La resultante de las componentes verticales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos está situada en el eje del cilindro y dirigida en sentido contrario a la fuerza de inercia. Esta resultante es

$$2(R_{cpI})_x = 2Z_{cpI} \cos \varphi = 2m_{cpI} \rho_I \omega^2 \cos \varphi \quad (92)$$

Si la masa de cada contrapeso se elige cumpliendo la condición $2m_{cp}\rho_I = m_i R_i$ es decir, $m_{cp} = 1/2(R/\rho_I)m_i$ entonces la resultante de las componentes verticales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos adicionales equilibrará la fuerza de inercia de primer orden.

Para equilibrar la fuerza de inercia de segundo orden se instala un contrapeso en cada uno de los otros dos árboles B y B' situados análogamente a los primeros, pero que giran con doble velocidad angular del cigüeñal. Los contrapesos se colocan de tal manera que durante la rotación siempre conforman con la vertical el ángulo 2φ , igual al doble ángulo de rotación del cigüeñal. Las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas de inercia de los contrapesos se equilibran entre sí. La resultante de sus componentes verticales iguales a

$$2(R_{cpII})_x = 2Z_{cpII} \cos 2\varphi = 2m_{cpII}\rho_{II}(2\omega)^2 \cos 2\varphi \quad (93)$$

Equilibra la fuerza de inercia de segundo orden, si la masa de cada contrapeso adicional se elige partiendo de la condición:

$$2m_{cpII}\rho_{II}(2\omega)^2 = m_i \lambda R \omega^2 \quad (94)$$

Es decir:

$$m_{cpII} = \frac{1}{8} \lambda \frac{R}{\rho_{II}} m_i \quad (95)$$

Semejante equilibrado de los motores se realiza solamente en bancos experimentales especiales destinados a efectuar trabajos de investigación. En la mayoría de los motores monocilíndricos se limitan a colocar en la prolongación de los brazos del cigüeñal contrapesos con una masa mayor ($m_{cp} + \Delta m_{cp}$). Como resultado de este equilibrado denominado excesivo se consigue disminuir la magnitud absoluta de la componente vertical de la fuerza de inercia no equilibrada de primer orden (apareciendo simultáneamente la componente horizontal no equilibrada de la fuerza centrífuga de los contrapesos).

2.6 PREMISAS PARA CALCULAR UN MOTOR Y ELEGIR SUS PRINCIPALES PARÁMETROS

Debido a la gran variedad de parámetros que se involucran en el diseño de motores se definen las principales recomendaciones para el desarrollo de estos.

2.6.1 REGÍMENES QUE SE CALCULAN PARA LOS MOTORES

Las piezas de los motores trabajan en condiciones de cargas cíclicas repetidas, las cuales se originan por la acción periódica de las fuerzas de presión de los gases y por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alternativo y rotativo. La magnitud de las tensiones depende de los regímenes en que funciona el motor (de velocidad, de carga, térmico, no estacionario).

Los regímenes que se eligen para calcular los motores deben corresponder a las condiciones más duras de trabajo, en cuanto a los parámetros de resistencia y durabilidad de las piezas principales.

Los esfuerzos dependen no sólo de qué valores absolutos tienen las fuerzas de presión de los gases y las de inercia, sino también de las relaciones entre ellas, las cuales varían constantemente durante el trabajo del motor. Durante los cálculos es necesario considerar las condiciones y la duración del trabajo del motor en los regímenes operacionales característicos. Esto tiene importancia para establecer la interdependencia entre las tensiones obtenidas, los coeficientes de seguridad, las cargas específicas convencionales y los índices de fiabilidad.

Para los motores de carburador son característicos los regímenes de cálculo correspondientes:

- a. Al momento de torsión máximo para la frecuencia de rotación $\eta_{t_{max}} = (0,4 - 0,5)\eta_{nom}$, cuando el rendimiento volumétrico η_v y la presión de los gases al final de la combustión, alcanzan sus valores máximos.
- b. A la potencia nominal siendo la frecuencia de rotación η_{nom} .
- c. A la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío $\eta_{v_{max}}$, con la cual las fuerzas de inercia alcanzan los valores máximos.

En los motores diesel la presión máxima de la combustión queda definida por el método de formación de la mezcla y en algunos casos no corresponde al régimen del momento de torsión máximo. Por lo general, las presiones máximas de combustión corresponden al régimen de potencia nominal, especialmente en los motores diesel con formación directa de la mezcla.

Por esta razón, para los motores diesel se pueden recomendar los siguientes regímenes de cálculo que corresponden:

- a. a la potencia nominal siendo η_{nom} .

b. a la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío $\eta_{v_{max}}$.

Disponiendo de reguladores, la frecuencia máxima de rotación a marcha en vacío oscila entre $(1,05 - 1,10)\eta_{nom}$ para los motores de carburador y $(1,05 - 1,07)\eta_{nom}$ para los motores diesel con reguladores mecánicos.

2.6.2 CÁLCULO DE LAS PIEZAS CONSIDERANDO LAS CARGAS VARIABLES

La resistencia mecánica de las diferentes piezas (conjunto del pistón, culata, camisas de los cilindros, válvulas de escape, etc.) queda definida no sólo por las tensiones y deformaciones, sino que también por las temperaturas que alcanzan unos valores tales con los cuales las propiedades mecánicas de los materiales se reducen considerablemente, apareciendo tensiones complementarias debido al calentamiento desigual de las piezas por todo el volumen.

El estado de tensión no queda caracterizado con plenitud por las tensiones obtenidas mediante el cálculo, pues éstas se determinan sin tener en cuenta las deformaciones en las piezas, así como las variaciones de las dimensiones durante su explotación.

En algunos casos tampoco se puede considerar totalmente el carácter dinámico de aplicación de los esfuerzos. Esto sucede por ejemplo, cuando se calculan los elementos de la biela para el caso de un atascamiento del pistón, o al calcular los elementos de la biela y el cigüeñal de los motores diesel en el instante de la combustión, siendo elevado la velocidad de crecimiento de la presión y el aumento de las holguras durante el servicio. Por estas razones las tensiones y deformaciones obtenidas en el cálculo mayormente son convencionales y estadísticas.

Para esfuerzos estáticos, los cálculos se realizan aplicando las formulas dadas en resistencia de materiales, éstas se deducen a partir de la condición de elasticidad absoluta del metal. En este caso se admiten las deformaciones sólo hasta el límite de elasticidad, es decir, sin deformación de las piezas. Las tensiones están caracterizadas por los límites de fluencia σ_f y τ_f , así como los de rotura σ_r y τ_r (para las tensiones normales y de corte, respectivamente).

Siendo cíclicas las cargas, provocan tensiones de magnitud y signo variables, en este caso las características de resistencia mecánica vienen a ser los límites de fatiga σ_{-1} , σ_{-1t} y τ_{-1} (para la flexión, tracción-compresión y torsión, respectivamente) y los límites de fluencia σ_f y τ_f . En estas condiciones las piezas

deben poseer tenacidad (resistencia cíclica) y trabajar sin destruirse ante las cargas alternativas.

El límite de fatiga de una pieza depende de una serie de factores, entre los cuales fundamentalmente figuran la forma y dimensiones de la pieza, el tipo de ciclo de la carga, la naturaleza de las tensiones, el estado de la superficie, la tecnología de fabricación, etc.

El estado tensional de una pieza se evalúa por las tensiones máximas σ_{max} y mínima σ_{min} del ciclo, por σ_m (componente constante del ciclo) y por la amplitud de las tensiones σ_a (componente variable del ciclo). La amplitud y la tensión media del ciclo son respectivamente iguales a la semidiferencia y semisuma algebraica:

$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \text{ y } \sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad (96)$$

La tensión máxima del ciclo es igual a

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (97)$$

En la tabla 15 se dan las relaciones entre las tensiones σ_{max} , σ_{min} , σ_a , y σ_m para los ciclos simétricos y asimétricos alternativos así como de pulsación unívoca.

Tabla 15. Relación entre las tensiones para diferentes ciclos

Parámetros	Ciclo		
	Simétrico	Asimétrico alternativo	Pulsante univoco
Amplitud de la tensión	$\sigma_a = \sigma_{max} = \sigma_{min}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$	$\sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$
Tensión media del ciclo	$\sigma_m = 0$	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$	$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{max}}{2}$

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

El grado de asimetría de un ciclo se expresa a través de su coeficiente de asimetría:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (98)$$

Para el ciclo simétrico $r_{-1} = -1$ (siendo $\sigma_{max} = \sigma_{min}$) y para el ciclo de pulsación $r = 0$ ($\sigma_{min} = 0$).

La relación entre las tensiones características para el ciclo alternativo puede expresarse a través del coeficiente de asimetría:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1 - r}{1 + r} \quad (99)$$

Las tensiones normales y cortantes máximas del ciclo deben ser menores que los respectivos límites de fluencia, es decir, $\sigma_{max} < \sigma_f$ (condiciones limitantes), mientras que las amplitudes de las mismas no deben de exceder las amplitudes límites ($\sigma_a < \sigma_{a\ lim}$ y $\tau_a < \tau_{a\ lim}$) que corresponden a los ciclos asimétricos dados. El ciclo simétrico, cuya amplitud es $\sigma_a = \sigma_{max}$ resulta el más peligroso desde el punto de vista de las roturas por fatiga. El valor de la amplitud en caso de rotura por fatiga es mayor que la tensión máxima.

La experiencia de servicio cotidiano de los motores muestra que la mayoría de las roturas son causadas por la fatiga. Las destrucciones tienen lugar en las zonas de concentración de las tensiones, en los sitios donde se forma una estructura cristalina no homogénea, debida a los defectos internos en el metal (rechupes, grietas) y a los deterioros de las superficies externas (ralladuras, picaduras, corrosión).

Cuando la estructura del metal no es uniforme, las deformaciones elásticas repetidas periódicamente se distribuyen por todo el volumen de la pieza en forma desigual. En este caso, las estrías iniciales aparecen en primer lugar en los microespacios, debilitados por los defectos locales, o que resultan orientados incorrectamente respecto a la acción de la carga. Al aumentar el número de ciclos de trabajo, la zona de destrucción abarca cada vez mayor volumen, llegando inclusive hasta la zona de rotura repentina.

Las roturas por fatiga pueden surgir debido a los siguientes tipos de cargas: alternativas, de impacto, de contacto y térmicas. La resistencia de las piezas a la fatiga depende de:

- 1) la concentración de tensiones (factor de forma).
- 2) las dimensiones absolutas de las piezas (factor de escala).
- 3) la rugosidad de la superficie (factor tecnológico).

4) la simetría del ciclo.

5) el tipo de estado tensional (están sometidas a la flexión, tracción - compresión, torsión);

6) el tratamiento térmico y químico – térmico, así como de los métodos de endurecimiento mecánico de la superficie.

En las piezas la forma a las dimensiones de las secciones transversales varían longitudinalmente (como es el caso en el cigüeñal, biela, válvulas, etc.), en los lugares donde se modifica la forma, en los redondeos, bordes de orificios y estrías de las chavetas, en las roscas y dientes de piñones, etc., aparecen la concentración de tensiones, la cual crece a medida que disminuye la plasticidad del metal y aumentan las características estáticas de la resistencia mecánica.

Siendo cíclicas las cargas, la irregularidad de las tensiones se caracterizan por los coeficientes efectivos de concentración de tensiones K_σ y K_τ , o sea, por los factores de forma, que también dependen del carácter de la carga, de las propiedades mecánicas del metal y otros.

El coeficiente efectivo de concentración se expresa por la relación entre los límites de fatiga de un modelo liso, sin concentración de tensiones ($\sigma_{-1 mod}$ o $\tau_{-1 mod}$), fabricado del mismo material y con la misma calidad de acabado superficial que la pieza a calcular y el límite de fatiga de la pieza $\sigma_{-1 pieza}$, $\tau_{-1 pieza}$ en la que hay concentración de tensiones. Para las tensiones normales y de corte, respectivamente

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1 mod}}{\sigma_{-1 pieza}} > 1 \text{ y } K_\tau = \frac{\tau_{-1 mod}}{\tau_{-1 pieza}} > 1 \quad (100)$$

La relación entre los coeficientes K_σ y K_τ según datos experimentales, puede expresarse a través de la función $K_\tau \approx (0.4 - 0.6)K_\sigma$.

El valor del factor de forma también depende tanto de las propiedades mecánicas del material, como de los métodos de tratamiento superficial empleados (térmico, químico-térmico y mecánico). Los aceros aleados, de elevados índices de resistencia mecánica, poseen mayor sensibilidad a la concentración de tensiones y en consecuencia, se caracterizan por tener mayores magnitudes de los coeficientes K_σ y K_τ .

La probabilidad de que surja una estructura heterogénea del metal con la consecuente aparición de microfisuras en caso de cargas variables, aumenta al

incrementar las dimensiones absolutas de la pieza. Las microfisuras al difundirse por el volumen del metal poco a poco se transforman en macrofisuras alrededor de las cuales se manifiesta la concentración de tensiones. Las dimensiones absolutas de una pieza al hacer los cálculos, se toman en cuenta mediante los llamados factores de escala ε'_σ y ε'_τ , iguales a la relación entre los límites de fatiga de la pieza de tamaño natural ($\sigma'_{-1\text{pieza}}$, $\tau'_{-1\text{pieza}}$) y los modelos lisos ($\sigma'_{-1\text{mod}}$, $\tau'_{-1\text{mod}}$) con diámetro de 10 mm fabricados del mismo material que aquella, es decir:

$$\varepsilon'_\sigma = \frac{\sigma'_{-1\text{pieza}}}{\sigma'_{-1\text{mod}}} < 1 \text{ y } \varepsilon'_\tau = \frac{\tau'_{-1\text{pieza}}}{\tau'_{-1\text{mod}}} < 1 \quad (101)$$

En la tabla 16 se muestran los valores de los factores de escala correspondientes a los aceros de construcción para las tensiones normales y de corte.

Tabla 16. Valores de los factores de escala para los aceros de construcción

Factor de escala	Diámetro del árbol, mm			
	25	50	100	150
ε'_σ	0,8 - 0,9	0,7 - 0,8	0,6 - 0,7	0,55 - 0,60
ε'_τ	0,85	0,70	0,55	0,50

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Los valores mínimos de los coeficientes ε'_σ , ε'_τ corresponden a los aceros aleados.

La rugosidad de la superficie de una pieza influye sobre los límites de fatiga, ya que por los bordes de las asperezas que se forman en la superficie después del maquinado aparecen concentraciones de tensiones. La influencia de la calidad del acabado superficial se evalúa a través de los llamados factores tecnológicos ε''_σ y ε''_τ , los cuales representan la relación entre los límites de fatiga de una pieza con dada rugosidad σ''_{-1} , τ''_{-1} y el límite de fatiga de un modelo liso pulido $\sigma''_{-1\text{pul}}$, $\tau''_{-1\text{pul}}$:

$$\varepsilon''_\sigma = \frac{\sigma''_{-1}}{\sigma''_{-1\text{pul}}} < 1 \text{ y } \varepsilon''_\tau = \frac{\tau''_{-1}}{\tau''_{-1\text{pul}}} < 1 \quad (102)$$

Los valores máximos de los coeficientes ε''_{σ} y ε''_{τ} se refieren a las superficies pulidas. El desmejoramiento de la calidad del acabado superficial, en comparación con la superficie pulida, va acompañado con la disminución de los límites de fatiga.

Tabla 17. Valores de los factores tecnológicos para diferentes tipos de maquinado

Tipo de maquinado	ε''_{σ}	ε''_{τ}
Pulido	1,00	1,00
Rectificado	0,85 - 0,95	0,90 - 0,97
Torneado en fino	0,80 - 0,90	0,88 - 0,94
Torneado en Tosco	0,60 - 0,80	0,76 - 0,88
Sin tratar	0,40 - 0,60	0,64 - 0,76

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Teniendo en cuenta los factores indicados la máxima tensión del ciclo resultará igual a:

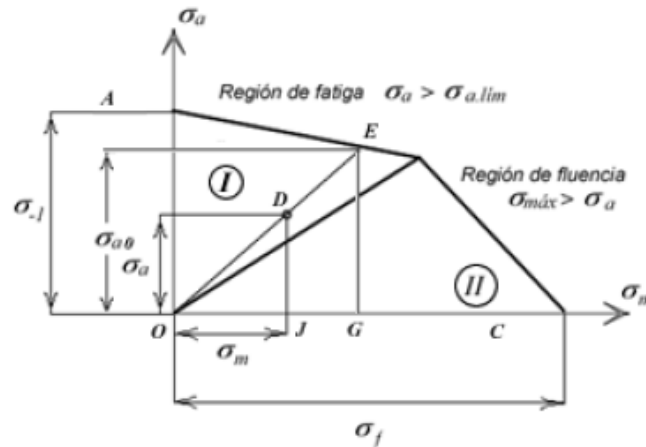
$$\sigma_{max} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon'_{\sigma} \varepsilon''_{\sigma}} \sigma_a + \sigma_m \quad (103)$$

Para aumentar la resistencia a la fatiga se emplean diferentes procedimientos tecnológicos, los más importantes son:

1. Endurecimiento creando deformaciones plásticas con ayuda de rodillos o bolas, tratamiento con chorro de perdigones, etc. Aplicando este método en la capa superficial se originan tensiones residuales de compresión y se eliminan las fisuras sub microscópicas.
2. Temple por inducción eléctrica con corriente de alta frecuencia. En este caso, aparecen igualmente en la superficie templada tensiones residuales de compresión, alcanzándose así un efecto de endurecimiento considerable.
3. Tratamientos químicos- térmicos, como la nitruración y cementación, que aseguran el aumento a la resistencia por fatiga, debido a que en la capa superficial aparecen tensiones residuales de compresión, aumentando la dureza y resistencia al desgaste.

El límite de fatiga también depende de la asimetría del ciclo, caracterizada por la relación $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$. Al aumentar la componente constante del ciclo σ_m , la tensión máxima σ_{max} , correspondiente al límite de rotura de la pieza, crece, mientras que la componente variable σ_a (amplitud) disminuye.

Figura 29. Diagrama de las amplitudes límites de las tensiones



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La influencia del coeficiente de asimetría r puede determinarse recurriendo a los diagramas de amplitudes límites $\sigma_{a\ lim} = f(\sigma_{m\ lim})$. Para construir estos diagramas se debe conocer el límite de fatiga para el ciclo simétrico (punto a), la amplitud límite del ciclo de pulsación (punto b) y el límite de fluencia (punto c). Cualquier punto d, con coordenadas (tensiones de trabajo del ciclo), ubicado en el área debajo de la curva, corresponde a cierto ciclo cuyo coeficiente de asimetría es r , ya que la tangente del ángulo perteneciente al rayo oe , trazado desde el centro de coordenadas o a través del punto d es igual a

$$\tan \gamma = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{(1 - r)}{(1 + r)} \quad (104)$$

La suma de las coordenadas de este punto es igual a la tensión máxima de trabajo del ciclo:

$$\sigma_{max} = \sigma_a + \sigma_m$$

La tangente del ángulo de inclinación de la recta ab es:

$$\tan \varphi = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{a0}}{\sigma_{a0}} = A_\sigma \quad (105)$$

El factor de seguridad de una pieza, siendo las tensiones de trabajo σ_a y σ_m , se determina a base de la semejanza de los ciclos de trabajo y del ciclo límite.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{a \text{ lim}}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{m \text{ lim}}}{\sigma_m} \quad (106)$$

Sustituyendo la amplitud límite $\sigma_{a \text{ lim}}$ por $\sigma_{a \text{ lim}} = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_m$ realizando una serie de transformaciones obtendremos la expresión para el factor de seguridad de fatiga:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m} \quad (107)$$

El factor de seguridad para las tensiones normales y por corte, considerando los factores de forma escala y tecnológico, respectivamente, será:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon'_\sigma \varepsilon''_\sigma} \sigma_a + \alpha_\sigma \sigma_m} \quad (108)$$

En la tabla 18 se dan los coeficientes de reducción α_σ y α_τ para las tensiones normales y de corte en los aceros con diferentes límites de rotura σ_r .

Tabla 18. Coeficientes de reducción para aceros con diferentes límites de roturas

Coeficientes	σ_r , MN/m ²				
	550 - 755	700 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400	1400 - 1600
α_σ	0,05	0,10	0,20	0,25	0,30
α_τ	0	0,05	0,10	0,15	0,20

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Para los aceros con límite de rotura $\sigma_r < 550 \text{ MN} / \text{m}^2$ los coeficientes α_σ y α_τ son nulos.

En función de la asimetría del ciclo las destrucciones pueden ocurrir debido a las roturas por fatiga, que poseen un carácter frágil, sin formarse anticipadamente deformaciones plásticas o después de aparecer éstas. En el primer caso, la

resistencia queda caracterizada por el límite de fatiga y en el segundo, por la resistencia a las deformaciones plásticas, es decir, por el límite de fluencia.

El margen de seguridad en la fluencia se determinará de la expresión

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_f}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (109)$$

Si se toma en cuenta la influencia de las concentraciones de tensiones, las dimensiones de la pieza y la calidad del acabado superficial, entonces las expresiones de los factores de seguridad en la fluencia para las tensiones normales y por corte tendrán las siguientes formas:

$$n_{f\sigma} = \frac{\sigma_f}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon'_{\sigma}\varepsilon''_{\sigma}}\sigma_a + \sigma_m} \quad (110)$$

$$n_{f\tau} = \frac{\tau_f}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon'_{\tau}\varepsilon''_{\tau}}\tau_a + \tau_m} \quad (111)$$

Para el caso de un estado tensional complejo, cuando en la pieza surgen al mismo tiempo tensiones normales y de corte, el factor de seguridad total n_0 se calcula de acuerdo a la tercera teoría de resistencia, habiéndose determinado de antemano los márgenes de seguridad particulares para las tensiones normales n_{σ} y de corte n_{τ} :

$$n_0 = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (112)$$

En la tabla 19 se muestran las características de resistencia mecánicas para los aceros de construcción más conocidos.

Tabla 19. Propiedades mecánicas de los aceros de construcción

Tipos de aceros	Tensiones, en MN/m ²					
	σ_r	σ_f	σ_{-1}	σ_{-1t}	τ_f	τ_{-1}
40	570-700	310	230-320	180-240	400	140-190
45	600-750	340	250-340	190-250	200	150-200
50	630-800	350	270-350	200-260	-	160-210
50T	650-850	370	290-360	-	-	-
45T2	700-900	685	600	-	-	180-220
40X	750-1100	650-900	320-480	240-340	-	165
45X	850-1500	650-1300	400-500	-	-	-
40XH	850-1600	600-1400	460-600	320-420	-	-
40XHMA	900-1850	600-1600	475-520	-	700	225-380
12XH3A	950-1400	700-1100	420-640	300	400	220-300
20XH3A	950-1450	850-1100	430-650	310	-	240-310
18X2H4BA	1500	800-850	300-560	-	-	-
18X2H4MA	1150-1400	850-1200	540-620	380	550	300-340
25X2H4BA	1100	950	500	360	600	290
38XA	860	690	380	-	-	-
30XMA	930	735	410-460	-	-	225
40XΦA	880-1570	735-1275	380-490	-	-	265
50XΦA	1300-1500	1100-1300	690	-	-	530

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

2.7 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL MOTOR

Los elementos que se describen a continuación son: el pistón, la biela, el bulón, el cigüeñal y el bloque, para los cuales se establecerán las ecuaciones principales para su diseño.

2.7.1 ELEMENTOS DEL GRUPO PISTÓN

El grupo pistón incluye el émbolo, el bulón, los anillos y los elementos de sujeción del bulón. La función del pistón es 1) formar las superficies de la cámara de combustión con volumen variable 2) suministrar a la biela la presión de los gases absorbida por el émbolo 3) transmitir los esfuerzos laterales a las paredes del cilindro y 4) distribuir el aceite de lubricación.

2.7.1.1 Condiciones de trabajo y cálculo del émbolo

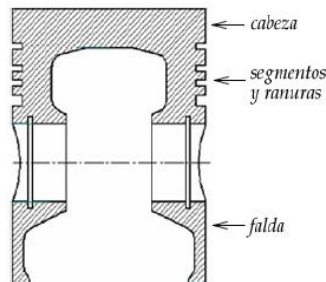
Trabaja en condiciones realmente difíciles, ya que está sometido a las altas presiones de los gases y a altas fuerzas de inercia cercanas a esfuerzos de impacto, así como a esfuerzos térmicos producidos por las altas temperaturas. Además, su velocidad es altamente variable en unas condiciones donde no hay muy buena lubricación.

Los émbolos para trabajo normal deben cumplir las siguientes condiciones:

- tener una masa lo más pequeña posible.
- asegurar menor toma de calor de gases en la cabeza del pistón.
- transferir el calor de los gases hacia las paredes del cilindro para ser disipado.
- conservar las propiedades mecánicas requeridas en el respectivo rango de trabajo de temperatura.
- tener gran resistencia a las altas temperaturas con un pequeño coeficiente de dilatación lineal.

Las partes principales del émbolo son cabeza, falda y partes laterales. Estas pueden verse en la figura 30.

Figura 30. Pistón y sus partes



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Los émbolos generalmente se hacen de aluminio o fundición gris, con superficie plana y con cámara de combustión y otros con morro. Los planos son los más usados, debido a que son más fáciles de fabricar tecnológicamente y absorben menos calor con el tiempo. No obstante, los pistones con cámara son elegidos por los diseñadores porque permiten dar una forma más cercana a la esférica, que es más resistente.

Las faldas de los pistones de los motores de carburador son hechas de aleación de aluminio. La compensación de la dilatación térmica se alcanza con la forma elíptica de la falda. El eje mayor de la elipse se hace perpendicular al eje del bulón. Cuando los esfuerzos sean mayores, la forma elíptica se abandona a favor de una forma más circular.

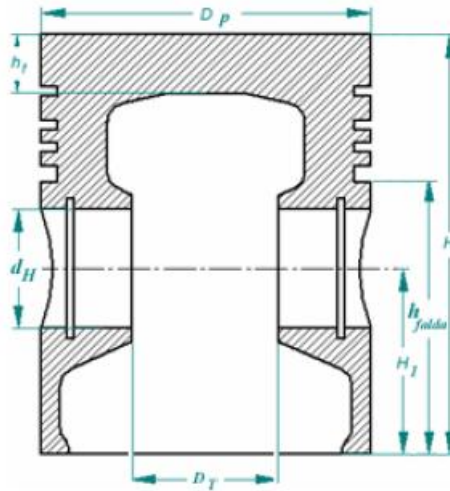
Con el objetivo de limitar la dilatación térmica del émbolo se introducen insertos de distintos materiales para sus partes. Estos pistones se conocen como pistones bimetalicos termorregulados. La dilatación térmica se determina a partir de la suma de los coeficientes de dilatación de las partes y del material del émbolo. La relación del espesor de la pared del inserto es generalmente de 2 a 1 del espesor de la pared. La nomenclatura para entender estas ecuaciones se encuentra en la figura 31. Las principales dimensiones relativas del pistón se encuentran en la tabla 20.

Tabla 20. Principales dimensiones relativas del pistón

Parámetro	Van Basshuysen [#]	Jovaj ^Δ
Diámetro D_p	65 - 100mm	----
Altura H	0,8 - 1	0,9-1,3
Altura de compresión	0,4 - 0,55	----
Diámetro del bulón d_H	0,2 - 0,25	0,24 - 0,28
Altura de la zona de fuego h_f	2,5 - 3,5mm	0,05 - 0,08
Altura del primer tabique h_r	0,045 - 0,06	0,06 - 0,09
Altura de la parte directriz h_{falda}	0,55 - 0,7	0,68 - 0,74
Distancia entre los tetones para los bulones flotantes D_T	0,25 - 0,35	0,4
Fuente: # Van Basshuysen Pág. 81 Δ Jovaj Pág. 467		

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Figura 31. Dimensiones relativas de los pistones



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

En un primer cálculo para determinar la configuración del pistón, se calcula el esfuerzo por flexión sobre la cabeza del pistón:

$$\sigma_{flexión} = 0,25 P_{zMáx} \left(\frac{d_b}{\delta_d} \right)^2 \quad (113)$$

Dónde: d_b = diámetro interno de la cabeza; δ_d = profundidad de la cabeza.

El esfuerzo de compresión se calcula en la sección del pistón con menor área. Esta es la sección $a-a$, donde se encuentran los orificios de salida del aceite (véase la figura 32).

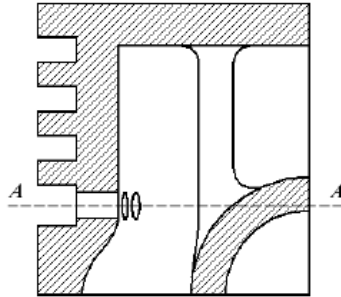
$$\sigma_{com.p.AA} = F_{zMáx} / A_{A-A} \quad (114)$$

Donde A_{A-A} es el área de la sección transversal $a-a$.

$\sigma_{com,p}$ no debe sobrepasar 30-40Mpa para pistones de aleación de aluminio ni de 60-80 Mpa para pistones de fundición gris. Los esfuerzos a tensión debidos a la fuerza de inercia del grupo pistón sobre la sección $a-a$ de los orificios de aceite se calcula según la siguiente ecuación.

$$\sigma_{p.AA} = F_{p.AA} / A_{A-A} \quad (115)$$

Figura 32. Sección de menor área transversal del pistón



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Dónde: $F_{p.AA}$ es la fuerza de inercia del grupo pistón más los anillos que está por encima de la sección a-a.

$$F_{p.AA} = -m_{pA-A} R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (116)$$

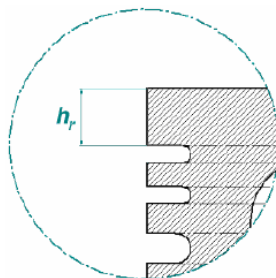
La masa de la cabeza del pistón se determina por geometría, y generalmente corresponde a 0,4 – 0,6 del grupo pistón. El $\sigma_{tracción}$ máximo es de 4 – 10mpa en los pistones de aleación de aluminio y de 8 – 20mpa en los pistones de hierro fundido. El primer tabique se calcula como un aro alrededor de la circunferencia ya que está cargado en su superficie debido a la presión de los gases. Las tensiones a la flexión en la ranura en Mpa son:

$$\sigma_{flex.pis.r} = 0,0045 P_{zMax} \left(\frac{D}{h_r} \right)^2 \quad (117)$$

$$\tau_{flex.pis.r} = 0,0314 P_{zMax} \left(\frac{D}{h_r} \right) \quad (118)$$

Dónde: h_r es la altura del primer tabique (figura 33).

Figura 33. Sección transversal del pistón mostrando los tabiques



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Los esfuerzos totales son:

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma_{flex.pis.r}^2 + 4\tau_{flex.pis.r}^2} \quad (119)$$

Este esfuerzo no debe pasar de 30 – 40 Mpa en pistones de aleación de aluminio ni de 60 – 80 Mpa en pistones de fundición gris.

El cálculo de la falda del pistón consiste en la determinación de la máxima presión unitaria sobre la superficie del cilindro.

$$P_{falda} = \frac{N_{m\acute{a}x}}{h_{falda} D_p} \quad (120)$$

Dónde: $N_{m\acute{a}x}$ es la fuerza normal máxima que actúa sobre el cilindro y h_{falda} es la altura de la falda. En los motores, la presión normal está entre 0,3 y 1Mpa.

Los huelgos de montaje dependen principalmente del diferencial de temperatura y de las propiedades de los materiales de los elementos en contacto. Su magnitud se determina para una $t = t_o$ inicial que generalmente se toma igual a 15° c. Los huelgos del diámetro teóricos para la cabeza y la falda en estado frío se determinan por las siguientes fórmulas:

$$\Delta_{cab.p} = D - d_{cab.p} \quad (121)$$

$$\Delta_{falda.p} = D - d_{falda.p} \quad (122)$$

Los valores de $d_{cab.p}$ y $d_{falda.p}$ sin embargo, se determinan partiendo de las condiciones necesarias del trabajo normal del motor en caliente. Los huelgos entre el pistón y la pared de la camisa deben ser iguales en toda la longitud del pistón y se encuentran entre 0,02 y 0,04 mm.

$$\Delta'_{cab.p} = D' - d'_{cab.p} \quad (123)$$

$$\Delta'_{falda.p} = D' - d'_{falda.p} \quad (124)$$

$\Delta'_{cab.p}$, d' , $d'_{cab.p}$, $d'_{falda.p}$ en estado caliente del motor. Estas ecuaciones en estado caliente se pueden expresar de la siguiente forma:

$$\Delta'_{cab.p} = [D + D\alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - [d + d\alpha_{piston}(t_{cab.p} - t_0)] \quad (125)$$

$$\Delta'_{falda.p} = [D + D\alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - [d + d\alpha_{piston}(t_{falda.p} - t_0)] \quad (126)$$

Dónde: $\alpha_{cilindro}$ y α_{piston} son los coeficientes de dilatación del cilindro y del pistón respectivamente.

$t_{cilindro}$ es la temperatura correspondiente a la pared del cilindro. $t_{cilindro}$ está entre 110 y 115°C.

$t_{cab.p}$ es la temperatura correspondiente a la cabeza del pistón. t_{cabeza} está entre 220 y 320°C para aleación de aluminio y 250 y 400°C para fundición gris.

$t_{falda.p}$ es la temperatura del émbolo en la zona de la falda. $t_{falda.p}$ está entre 150 y 200°C para aleación de aluminio y 180 y 240°C para fundición gris.

Para los motores con enfriamiento con aire $t_{cab.p}$ y $t_{falda.p}$ se pueden aumentar entre 30 y 40% aproximadamente, y $t_{cilindro}$ entre 170-190%.

Remplazando en las ecuaciones anteriores los valores conocidos y resolviendo con respecto al $d_{cab.p}$ y $d_{falda.p}$, encontramos los diámetros del pistón en estado frío.

$$d_{cab.p} = \frac{D[1 + \alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - \Delta_{cab.p}}{1 + \alpha_{piston}(t_{cab.p} - t_0)} \quad (127)$$

$$d_{falda.p} = \frac{D[1 + \alpha_{cilindro}(t_{cilindro} - t_0)] - \Delta_{falda.p}}{1 + \alpha_{piston}(t_{falda.p} - t_0)} \quad (128)$$

En estado no caliente tendremos huelgos grandes entre el pistón y la camisa. Por eso, durante el trabajo del motor en frío es posible que aparezcan ruidos, vibraciones y otros fenómenos negativos. Con el fin de eliminar estos problemas, los pistones se hacen en sección de óvalo y con ranuras de dilatación. La correspondencia entre las medidas de diseño de los elementos del pistón se da en la tabla 20.

El programa DM-2T utiliza para calcular las dimensiones del pistón las ecuaciones 113, 114, 116-118. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.7.1.2 Condiciones de trabajo y cálculo de los bulones

El bulón tiene como función la unión del émbolo y el pie de biela y es el eje alrededor del cual se realiza el movimiento oscilante de la biela. Actualmente los bulones más utilizados son los libres, que tienen la posibilidad de moverse en el orificio del émbolo o en el pie de biela. Esto se debe a que este tipo de bulones presenta un desgaste longitudinal y radial menor y más uniforme, mientras que al mismo tiempo presenta menor riesgo de calado y gran facilidad de montaje.

Los bulones no se diferencian mucho en cuanto al diseño. Se fabrican como ejes vaciados de superficie cilíndrica y de un solo diámetro en toda su longitud. Las medidas del bulón en primer lugar se pueden determinar aproximadamente por datos estadísticos y posteriormente se prueban mediante el cálculo. La tabla 21 muestra los datos estadísticos de las principales medidas de los bulones.

Tabla 21. Principales dimensiones de los bulones

Parámetros del bulón	Motor	
	Encendido por chispa	Diesel
Diámetro externo d_H	(0,25-0,30) D #1	(0,30-0,40) D #
	(0,24-0,28) D *	(0,34-0,38) D *
	(0,20-0,26) D Δ	(0,32-0,40) D Δ
Diámetro interno d_B	(0,65-0,75) d_H #	(0,50-0,70) d_H #
	(0,64-0,72) d_H *	(0,52-0,58) d_H *
	(0,55-0,70) d_H Δ	(0,48-0,52) d_H Δ
Longitud del bulón L_B	(0,78-0,88) D #	(0,80-0,89) D #
	0,80 D *	0,85 D *
Fuente: #Zhelesko * Jovaj Δ van Bashuysen		
1 Los límites inferiores se refieren a los bulones sujetos		

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La destrucción del bulón se debe principalmente a las fuerzas de flexión y de corte durante la ovalización. La resistencia al desgaste del bulón depende de las tensiones por unidad de área en el pie de biela y en la falda del émbolo. Las dimensiones consideradas en estas ecuaciones, así como el diagrama de carga, pueden verse en la figura 34.

La tensión por unidad de área sobre la superficie de apoyo es:

En el émbolo,

$$P_{bulón-émbolo} = \frac{P_{zmax} A_p + k_M F_{i.pis}}{d_H (L_B - D_T)} \quad (129)$$

En la biela,

$$P_{bulón-biela} = \frac{P_{zmax} A_p + F_{i.pis}}{d_H a} \quad (130)$$

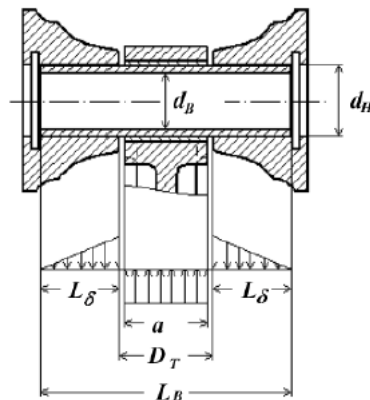
Dónde: k_M = coeficiente que depende de la masa del bulón; L_B = longitud del bulón; $F_{i.pis}$ = fuerza de inercia del grupo pistón en MN (el émbolo y los anillos sin el bulón).

$$F_{i.pis} = -m_p \omega^2 R(1 - \lambda) \quad (131)$$

D_T = distancia entre los tetones del pistón en mm; a = ancho del pie de biela en mm. Para los motores de carburador:

$$k_M = (0,76 - 0,86) \quad (132)$$

Figura 34. Bulón flotante y diagrama de carga



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Para los motores de tractores y automóviles modernos, $P_{bulón-émbolo} = (15-50)$ Mpa y $P_{bulón-biela} = (20-60)$ Mpa. Valores altos están relacionados con motores diesel rápidos y valores menores con motores de tractores. La fórmula para la determinación de las tensiones a la flexión del bulón en correspondencia con la distribución de fuerzas de la figura 34es:

$$\sigma_{flex.bulón} = \frac{F(L_B + 2D_T - 1,5a)}{[1,2d_H^3(1 - \gamma_B^4)]} \quad (133)$$

Dónde:

$$F = P_{zmax} A_p + k_M F_{i.pis} \quad (134)$$

$$\gamma_B = \frac{d_B}{d_H} \quad (135)$$

La tensión normal máxima permitida durante la flexión $\sigma_F = 200 - 500 \text{ Mpa}$.

La máxima tensión de corte o cizallamiento del bulón aparece en las secciones ubicadas entre los apoyos de los tetones del émbolo y las caras del pie de biela, y se calcula así:

$$\tau_{bulón} = \frac{0,85F(1 + \gamma_B + \gamma_B^2)}{(1 - \gamma_B^4)d_H^2} \quad (136)$$

La tensión de corte $\tau_{bulón}$ permitida es igual a (80-250) Mpa.

Durante el trabajo del motor el bulón se deforma en su sección transversal y se produce la ovalización. El máximo valor de la deformación con respecto al diámetro es:

$$\Delta d_{máx} = \frac{0,09 * F}{E_{bulón} L_B} \left(\frac{1 + \gamma_B}{1 - \gamma_B} \right)^3 K_R \quad (137)$$

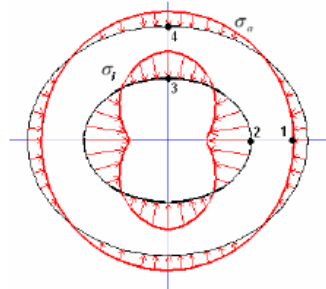
Dónde: K_R = coeficiente de corrección,

$$K_R = 1,5 - 15(\gamma_B - 0,4)^3 \quad (138)$$

La deformación del diámetro no debe sobrepasar $0,001 d_H$.

En la figura 35 se observan las tensiones que se producen durante la ovalización del bulón.

Figura 35. Diagrama de las tensiones del bulón debidas a la ovalización



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

En la superficie externa del bulón en el plano horizontal (punto 1)

$$\sigma_{a1} = \frac{F}{L_B d_H} \left[0,19 \frac{(2 + \gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2} - \frac{1}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (139)$$

En la superficie interna en el plano horizontal (punto 2):

$$\sigma_{i2} = -\frac{F}{L_B d_H} \left[0,19 \frac{(1 + 2\gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2 \gamma_B} + \frac{1}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (140)$$

En la superficie externa en el plano vertical (punto 3):

$$\sigma_{a3} = -\frac{F}{L_B d_H} \left[0,174 \frac{(2 + \gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2} + \frac{0,636}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (141)$$

En la superficie interna en el plano vertical (punto 4):

$$\sigma_{i4} = \frac{F}{L_B d_H} \left[0,174 \frac{(1 + 2\gamma_B)(1 + \gamma_B)}{(1 - \gamma_B)^2 \gamma_B} - \frac{0,636}{1 - \gamma_B} \right] K_R \quad (142)$$

Del análisis de estas ecuaciones y de la gráfica se observa que las máximas tensiones ocurren en la superficie interna del bulón en el plano horizontal. Estas tensiones son los valores límite y no deben sobrepasar los 300-500 Mpa.

Los huelgos entre el bulón y la biela y el émbolo en estado de operación se escogen de la siguiente relación:

$$\Delta H = 0,001d_H \quad (143)$$

Y, por lo tanto, el ajuste de montaje, por ejemplo, entre el bulón y el émbolo, será:

$$\Delta = \Delta H + d_H (\alpha_{bulón} \Delta t_B - \alpha_{pistón} \Delta t_P) \quad (144)$$

Dónde: $\alpha_{bulón}$ y $\alpha_{pistón}$ son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales correspondientes al bulón y al émbolo.

Δt_B y Δt_P = grado de calentamiento del bulón y del émbolo (en una primera aproximación, $\Delta t_B = 100 - 120^\circ \text{ c}$ y $\Delta t_P = 120 - 140^\circ \text{ c}$).

El programa DM-2T utiliza para calcular las dimensiones del bulón las ecuaciones 131, 134, 135, 138-142. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.7.2 ELEMENTOS DEL GRUPO BIELA

Ahora se establecerán las ecuaciones para el diseño de las distintas partes de la biela, tanto las dimensiones como los esfuerzos que soporta.

2.7.2.1 Cálculo de resistencia estructural de los elementos de la biela

El cálculo de la biela se reduce a la determinación de las tensiones, deformaciones y factores de seguridad en el pie, cuerpo, cabeza y pernos de apriete.

Los diferentes elementos de la biela funcionan en condiciones de esfuerzos alternativos y de signo variable, además cambian dentro de amplios límites.

Las amplitudes de los ciclos de tensiones alcanzan elevados valores, especialmente durante el funcionamiento y elevada frecuencia de rotación y con sobrealimentación, cuando la máxima presión de combustión se incrementa hasta $12,5\text{MN/m}^2$. En algunos casos las tensiones máximas se acercan al límite de fluencia. Las principales medidas de la biela se encuentran consignadas en la tabla 22.

Tabla 22. Principales medidas de la biela

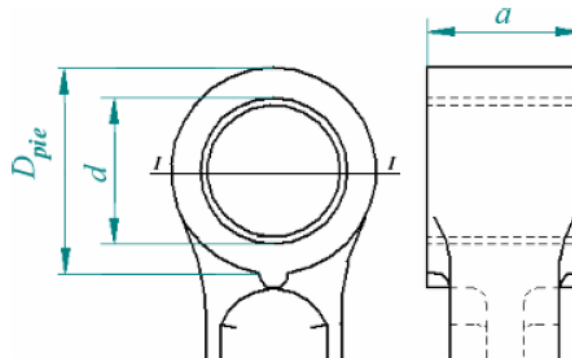
Medida de la biela	Carburador	Diesel
Diámetro interno del pie de biela d	$(1,1-1,25) d_H$	$(1,1-1,25) d_H$
Diámetro externo del pie de biela D_{pie}	$(1,25-1,65) d_H$	$(1,3-1,7) d_H$
Ancho del pie de biela a .		
Bulón flotante	$(0,33-0,45) D$	
Bulón no flotante	$(0,28-0,32) D$	
Altura mínima de la sección en I de la biela h_{bmin}	$(0,5-0,55) D_{pie}$	
Altura de la sección en I de la biela ubicada en el centro de masa. h_b	$(1,2-1,4) h_{bmin}$	
Ancho centro de masa b_b .	$(0,6-0,7) h_b$	
Ancho de la cabeza de la biela L_{KT} .	$(0,45-0,95) d_{i,cojmete}$	
Distancia entre los pernos C_b .	$(0,75-0,9) D$	$(0,85-0,97) D$

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

2.7.2.2 El pie de biela

Durante los procesos de admisión y escape está sometido a la tracción por las fuerzas de inercia $F_{i,pis}$ del conjunto del pistón, que alcanzan su máximo valor cuando el pistón se encuentra en el PMS y a la compresión por la fuerza de presión de los gases F_z descontando la fuerza de inercia $F_{i,pis}$. Las principales dimensiones del pie de biela se ven en la figura 36.

Figura 36. Medidas del pie de biela



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Las tensiones en las paredes del pie de biela originadas por las fuerzas de inercia se calculan en el régimen de la máxima frecuencia de rotación a marcha en vacío $N_{wmáx}$ fijada por el regulador. En este caso,

$$\sigma_{m\acute{a}x} = F_{i.pie.II} / (2\delta_{pie} a) \quad (145)$$

Dónde,

$$F_{i.pie.II} = (m_{pie.bie.II} + m_p) w_{m\acute{a}x}^2 R(1 + \lambda) \quad (146)$$

Dónde: $m_{pie.bie.II}$ es la masa de la parte superior del pie de biela, a partir del plano

$I-I$, que se puede determinar a partir de las relaciones geométricas o se toma como un 6 a 9% de la masa de la biela. a es el ancho del pide de biela.

Cuando el pistón se encuentra en el P. M. S. la fuerza tensora de inercia que se debe calcular es

$$F_{i.pis} = -m_p w^2 R(1 + \lambda) \quad (147)$$

Y la fuerza de compresión,

$$F_{com.pie} = F_Z + F_{i.pis} = p_z A_p - m_p w^2 R(1 + \lambda) \quad (148)$$

Generalmente se desprecia cierto desplazamiento que tienen los máximos valores de $F_{com.pie}$ con respecto al PMS dentro de los límites de 15-20° de rotación de la manivela (la presión de los gases es máxima pasado el PMS).

Además de las tensiones originadas por las fuerzas de tracción y compresión, en el pie de biela aparecen tensiones preliminares debido al ajuste a presión Δ del casquillo de bronce y del posterior incremento de dicho ajuste en la magnitud Δ_t por efecto de los diferentes coeficientes de dilatación lineal de los materiales del pie y del casquillo, cuando la biela se calienta durante el funcionamiento del motor en 100-120 °C. El valor de Δ se encuentra entre 0,04 y 0,12.

Al calcular las tensiones que aparecen a cuenta del encaje del casquillo y su incremento debido a la temperatura, este último se halla por la fórmula:

$$\Delta_t = dt(\alpha_b - \alpha_{biela}) \quad (149)$$

Dónde: d es el diámetro interno del pie o diámetro externo del casquillo de bronce; t la temperatura de calentamiento de la biela y del casquillo; $\alpha_{casquillo}$ el coeficiente de dilatación térmica del material del casquillo; para el bronce tenemos $\alpha_{casquillo} =$

$18 \cdot 10^{-6} [1/^\circ C]$; α_{biela} el coeficiente de dilatación térmica del material del pie de biela; para el acero $\alpha_{biela} = 11 \cdot 10^{-6} [1/^\circ C]$.

Debido a los ajustes $\Delta + \Delta_t$, en la superficie de contacto del casquillo de bronce con el pie de biela aparece una presión que puede ser determinada, teniendo en cuenta su valor constante en toda la superficie cilíndrica, de acuerdo con la fórmula:

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d \left[\frac{(D_{pie}^2 + d^2)/(D_{pie}^2 - d^2) + \mu}{E_{biela}} + \frac{(d^2 + d_i^2)/(d^2 - d_i^2) - \mu}{E_{casquillo}} \right]} \quad (150)$$

Dónde: D_{pie} es el diámetro exterior del pie; d_i el diámetro interior del casquillo; μ el coeficiente de Poisson $\mu = 0,3$; E_{biela} el módulo de elasticidad del material de la biela $E_{biela} = 2,2 \cdot 10^5 MN/m^2$; $E_{casquillo}$ el módulo de elasticidad del material del casquillo $E_{casquillo} = 1,15 \cdot 10^5 MN/m^2$.

Conociendo la presión p del casquillo sobre el pie de biela, aplicando las siguientes fórmulas se pueden calcular las tensiones que surgen en las superficies interna y externa del pie de biela.

La tensión en la superficie exterior del pie es:

$$\sigma'_e = p \frac{2d^2}{D_p^2 - d^2} \quad (151)$$

La tensión en la superficie interna:

$$\sigma'_i = p \frac{D_p^2 + d^2}{D_p^2 - d^2} \quad (152)$$

Las tensiones σ'_e y σ'_i pueden alcanzar 100-150 MN/m².

Para calcular las tensiones en el pie de biela, originadas por las fuerzas tensoras de inercia del grupo pistón, es indispensable establecer la ley de la distribución de presiones que se transmiten por el bulón al casquillo y al pie de biela. La distribución de presiones depende de la rigidez del pie y del bulón, de la holgura entre el bulón y el casquillo.

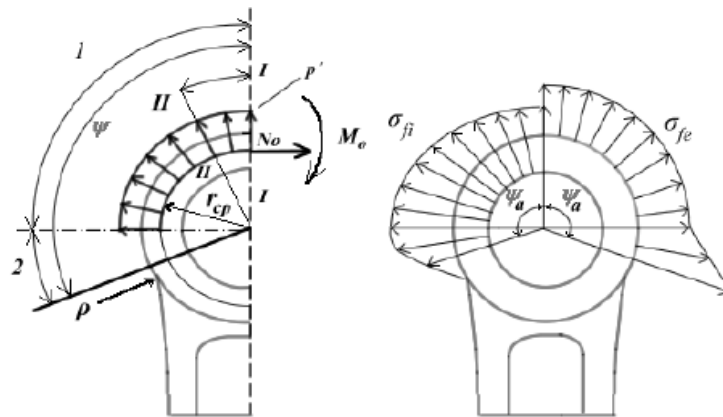
La presión radial p' hacia el pie de biela se considera uniformemente distribuida en semicírculo:

$$p' = \frac{F_{i.pis}}{2r_m} \quad (153)$$

Dónde: r_m es el radio medio del pie de biela.

Las tensiones se calculan recurriendo a las ecuaciones de una viga de pequeña curvatura. El esquema para el cálculo se representa en la figura 37, a. Se asume que la viga encorvada está sujeta en los lugares de conjugación de la superficie exterior del pie de biela y la superficie de transición con radio ρ . Se supone condicionalmente que la parte interior del pie de biela, que se apoya en la caña de alta rigidez, no se deforma. El pie se corta a lo largo del eje longitudinal de simetría de la biela. La acción de la parte derecha del pie se reemplaza por el momento de flexión M_0 y la fuerza normal N_0 , que se determinan bajo la suposición de que la sección $I-I$ en dirección horizontal no se desplaza por efecto de la acción de la carga simétrica.

Figura 37. a) esquema de sollicitación para la tracción b) diagrama de tensiones



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Los momentos de flexión M_{j_0} y las fuerzas normales N_{j_0} para la sección $II-II$ del pie, situada formando el ángulo ψ con respecto al plano vertical en el tramo 1 desde $\psi' = 0^\circ$ hasta $\psi' = 90^\circ$, pueden determinarse conforme a las fórmulas:

$$M_{j_0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - 0,5 F_{i.pis} r_m (1 - \cos \psi) \quad (154)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi + 0,5F_{i.pis} (1 - \cos \psi) \quad (155)$$

Respectivamente para el tramo 2 desde $\psi' = 90^\circ$ hasta el ángulo ψ_α .

$$M_{j0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - 0,5F_{i.pis} r_m (\text{sen } \psi - \cos \psi) \quad (156)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi + 0,5F_{i.pis} (\text{sen } \psi - \cos \psi) \quad (157)$$

El momento M_0 y la fuerza normal N_0 en la sección para la cual $\psi = 0$, se halla de las expresiones empíricas:

$$M_0 = F_{i.pis} r_m (0,00033\psi_\alpha - 0,0297) \quad (158)$$

$$N_0 = F_{i.pis} (0,572 - 0,0008\psi_\alpha) \quad (159)$$

El ángulo de anclaje ψ'_α en las dos últimas expresiones se expresa en grados.

Después de hallar el momento M_0 y la fuerza normal N_0 para la sección dada del pie se calculan las tensiones en la fibra externa,

$$\sigma_{ext.pie.tens} = \left[2M \frac{6r_m + \delta_{pie}}{\delta_{pie}(2r_m + \delta_{pie})} + K_{pie} N \right] \frac{1}{a\delta_{pie}} \quad (160)$$

Y en la fibra interna,

$$\sigma_{int.pie.tens} = \left[-2M \frac{6r_m - \delta_{pie}}{\delta_{pie}(2r_m - \delta_{pie})} + K_{pie} N \right] \frac{1}{a\delta_{pie}} \quad (161)$$

Dónde: M y N son el momento y la fuerza normal, respectivamente, determinados aplicando las fórmulas (6) a (9); a , la longitud del pie de biela (véase la figura 36); δ_{pie} el grosor de la pared del pie $\delta_{pie} = (D_p - d)/2$; K_{pie} un coeficiente que tiene en cuenta la presencia del casquillo de bronce encajado a presión.

Se considera que en caso de ajuste a presión el casquillo y el pie se deforman conjuntamente y una parte de la fuerza normal, proporcional a la magnitud $(1 - K_{pie})$, es percibida directamente por el casquillo.

El coeficiente K_{pie} se determina de la relación entre la rigidez a la tracción del pie y del casquillo, es decir,

$$K_{pie} = E_{biela} A_{pie} / (E_{biela} A_{pie} + E_{casquillo} A_{casquillo}) \quad (162)$$

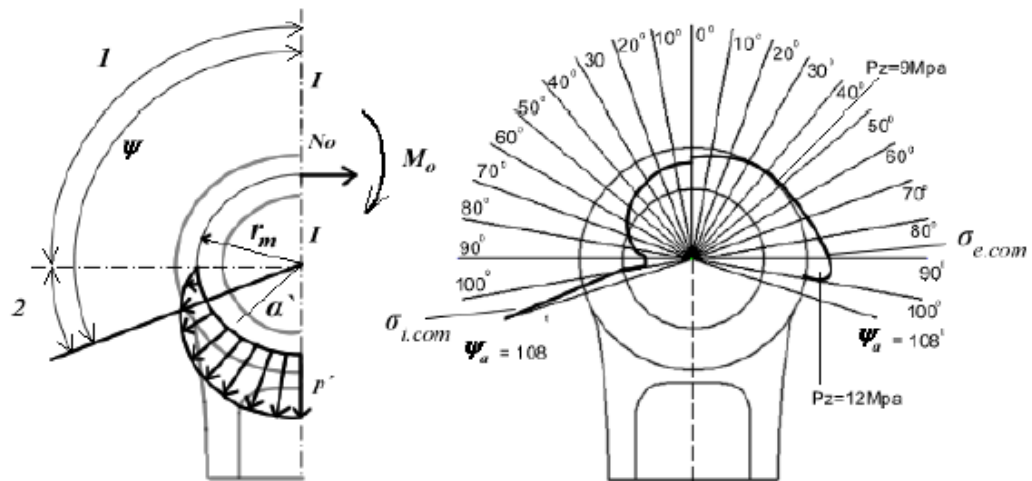
Dónde: A_{pie} y $A_{casquillo}$ son las áreas de las secciones del pie y del casquillo, respectivamente.

Las máximas tensiones en la fibra exterior σ_{fe} surgen en los lugares de anclaje siendo el ángulo igual a ψ'_a (figura 37), tal como se ve en el diagrama de tensiones; los valores absolutos de las tensiones σ_{fe} crecen a medida que aumenta el ángulo ψ'_a . Para reducir las tensiones en la fibra exterior pueden recomendarse dos métodos: la disminución del ángulo ψ'_a (hasta 90°) y el aumento del radio ρ del arco de conjugación. Las tensiones en la fibra interna σ_{fi} alcanzan los máximos valores siendo el ángulo $\psi'_a = 90^\circ$.

La investigación de las tensiones, originadas por la fuerza de compresión, ha permitido establecer que la mayor coincidencia entre los resultados experimentales y los calculados se obtiene con una distribución cosenoidal de la carga sobre la parte inferior del pie de biela, tal como se muestra en la figura 38.

$$p' = \frac{2F_{com.pie} \cos \alpha'}{\pi r_m} \quad (163)$$

Figura 38. Distribución de tensiones en el pie de biela en compresión



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

El carácter de la distribución de la carga depende, también en este caso, de la rigidez de la orejeta o cuerpo y del bulón, así como de la holgura en la articulación.

El esquema para el cálculo queda el mismo en caso de las fuerzas de tracción. Los momentos flectores y las fuerzas normales para cualquier sección en el tramo 1 se determinan según las ecuaciones:

$$M_{j0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) \quad (164)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi \quad (165)$$

Respectivamente para el tramo 2:

$$M_{j0} = M_0 + N_0 r_m (1 - \cos \psi) - F_{com.pie} r_m \left(\frac{\sin \psi}{2} - \frac{\psi}{\pi} \sin \psi - \frac{1}{\pi} \cos \psi \right) \quad (166)$$

$$N_{j0} = N_0 \cos \psi + F_{com.pie} \left(\frac{\sin \psi}{2} - \frac{\psi}{\pi} \sin \psi - \frac{1}{\pi} \cos \psi \right) \quad (167)$$

En las anteriores ecuaciones el ángulo ψ en la relación ψ/π se introduce en radianes. El valor del momento M_0 y de la fuerza normal N_0 se buscan en la tabla 23, siendo conocidos los ángulos ψ_a y las magnitudes relativas de $N_0/F_{com.pie}$ y $M_0/F_{com.pie} r_m$.

Tabla 23. Valores relativos de M_0 y N_0 para diferentes ángulos de anclaje

Parámetro	Ángulo ψ_a en grados						
	100°	105°	110°	115°	120°	125°	130°
N_0/F_{com}	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,0030	0,0060	0,0085
$N_0/F_{com} r_m$	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,0030

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Las mayores tensiones procedentes de las fuerzas de compresión tienen lugar en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela, es decir, para el ángulo ψ_a (figura 38, a). Además, en la fibra externa existen esfuerzos de compresión y en la interna, esfuerzos de tracción.

Las tensiones en el pie de biela varían siguiendo el ciclo asimétrico. El mínimo factor de seguridad resulta en las fibras externas, en las zonas de transición del pie al cuerpo de la biela para el ángulo ψ_a . Este ángulo varía dentro de pequeños límites y en la mayoría de las bielas constituye 120-125°.

Las tensiones máximas y mínimas del ciclo se determinan aplicando las formulas siguientes:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_e + \sigma_{fe} \quad (168)$$

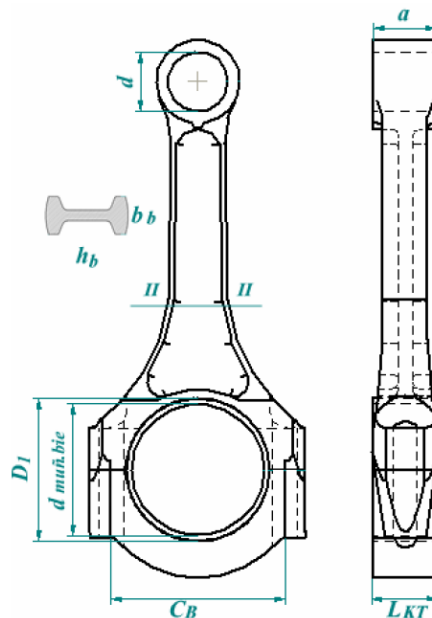
$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_e + \sigma_{ec} \quad (169)$$

Los factores de seguridad de los pies de biela oscilan entre los límites de 2,5 y 5,0. Estos elevados factores de seguridad garantizan un trabajo fiable del motor, incluso durante el agarrotamiento del motor, cuando prácticamente resulta imposible determinar la magnitud real de la fuerza destructora.

2.7.2.3 Cuerpo de biela

El cuerpo de biela se somete a la tracción por las fuerzas de inercia de las masas con movimiento longitudinal, situadas por encima de la sección que se calcula, y se comprime por la fuerza que se produce en el instante de la combustión, que es igual a la diferencia entre la fuerza de presión de los gases y la fuerza de inercia. La amplitud del ciclo de tensiones no depende de las magnitudes absolutas de las fuerzas de inercia y alcanza su máximo valor siendo máxima la presión de combustión. En la figura 39 se muestran las dimensiones que se tienen en cuenta para el cálculo del cuerpo de biela.

Figura 39. Sección transversal de cálculo del cuerpo de biela



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

La fuerza que estira la biela cuando se encuentra en el PMS se halla de la siguiente expresión:

$$F_{i.bie.II-II} = -(m_p + m_{b.s})R\omega^2(1 + \lambda) \quad (170)$$

Dónde: $m_{b.s}$ es la parte de la masa de la biela situada sobre la sección calculada y es alrededor del 30% de la masa de la biela.

La fuerza que comprime la biela alcanza su valor máximo durante el inicio de la carrera de expansión y se halla según la siguiente ecuación:

$$F_{com.II-II} = (5,39 - p_0)A_p + F_{i.bie.II-II} \quad (171)$$

Dónde: p_0 es la presión atmosférica generalmente igual a 0,1 Mpa.

En la sección II-II es donde aparecen las tensiones máximas de compresión debidas a la fuerza y a la flexión en el plano de movimiento de la biela y el plano paralelo al mismo.

$$\sigma_{máxX} = K_X F_{com.II-II} / A_{B-B} ; \sigma_{máxY} = K_Y F_{com.II-II} / A_{B-B} \quad (172)$$

Dónde: K_X y K_Y son los coeficientes que toman en cuenta la flexión en los diferentes planos o coeficientes de irregularidad. Para las bielas actuales $K_X \approx K_Y \approx 1,1 - 1,2$.

A causa de la fuerza $F_{i.bie.II-II}$ en la sección B-B se halla $\sigma_{mín}$.

$$\sigma_{mín} = F_{i.bie.II-II} / A_{B-B} \quad (173)$$

2.7.2.4 Cabeza de la biela

La cabeza de la biela se carga al principio de la carrera de escape a través de las fuerzas de inercia producidas por las masas alternativas y rotativas. Las fuerzas de inercia se distribuyen en la parte superior del plano de la sección de corte de la tapa o plano divisorio de la cabeza de la biela.

$$F_{i.cab.bie} = -[(m_p + m_{b.p})(1 + \lambda) + (m_{b.r} - m_s)] * \omega_{máx}^2 R \quad (174)$$

Dónde: m_s es la masa de la tapa de la biela. Esta se encuentra entre 0,2-0,28 de la masa de la biela. $m_{b,r}$ es la masa de la biela modelada con movimiento rotativo y, como se dijo anteriormente, $m_{b,r} = (0.8 \dots 0.7)m_b$.

Las tensiones de flexión de la tapa, teniendo en cuenta conjuntamente la deformación del cojinete de biela, son:

$$\sigma_{f.tapa} = F_{i.cab.bie} \left[\frac{0,023 * C_B}{(1 + I_C / I_S) W} + \frac{0,4}{A_G} \right] \quad (175)$$

Dónde: C_B es la distancia entre los pernos. I_C es el momento de inercia de la sección de cálculo correspondiente al cojinete en m^4 .

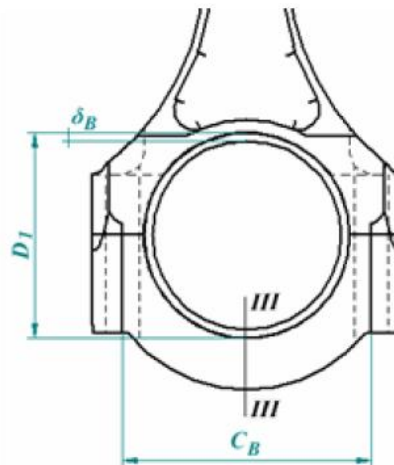
$$I_C = L_{KT} * \delta_B^3 \quad (176)$$

Dónde: δ_B es el espesor del cojinete y L_{KT} el ancho de la cabeza de biela. W es el momento de resistencia de la sección de cálculo, y se halla por medio de la siguiente forma:

$$W = L_{KT} (0,5C_B - r_1)^2 / 6 \quad (177)$$

En la figura 40 se ven las medidas y la sección de cálculo de la cabeza de biela.

Figura 40. Medidas para el cálculo de la cabeza de biela



Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

El valor de σ_f se encuentra entre 100 y 300 Mpa.

El programa DM-2T utiliza para calcular las dimensiones de la biela las ecuaciones 145, 146, 151, 152. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.7.3 EL CIGÜEÑAL

Este componente es el más importante de un motor por ser la columna vertebral del mismo, su función consiste en transformar el movimiento vertical de los pistones en movimiento giratorio. Se encuentra sobre el cárter por debajo de los cilindros, siendo sostenido por casquetes, denominados también cojinetes.

2.7.3.1 Estructuras de los cigüeñales

El cigüeñal trabaja sometido a fuerzas y momentos variables. Bajo la acción simultánea de las fuerzas de inercia y de presión de los gases en el cigüeñal surgen tensiones de signo variable.

El cigüeñal trabaja sometido a fuerzas y momentos variables. La resistencia mecánica del cigüeñal queda definida por:

- 1) las dimensiones y formas de los elementos individuales de la manivela, o sea, los muñones (o pernos) de biela y de bancada y los brazos.
- 2) la influencia de factores que reducen la resistencia, es decir, la concentración de tensiones que aparecen en las curvas (en los lugares de transición de los muñones a los brazos), y en los bordes de los orificios de lubricación en los muñones.
- 3) las características de resistencia mecánica del material del árbol: el límite de fluencia, los límites de resistencia a la flexión y a la torsión de signo variable.
- 4) los métodos de endurecimiento que pueden ser tratamientos mecánicos, químico-térmicos y térmicos.
- 5) la disposición de las fibras que dependen del método de formación de las manivelas.

Cuando se hace el primer diseño estructural del motor y se determinan las dimensiones de los elementos del cigüeñal, pueden utilizarse datos estadísticos de las estructuras de motores existentes, que son los que permiten establecer, en una primera aproximación, las dimensiones principales de la manivela. Las dimensiones relativas medias de los muñones de biela y de bancada para los cigüeñales de acero, según datos estadísticos, vienen expuestas en la tabla 24.

Tabla 24. Dimensiones relativas de los muñones de biela y bancada

		$d_{\text{muñ.bie}} / D$	$l_{\text{muñ.bie}} / d_{\text{muñ.bie}}$	$d_{\text{muñ.ban}} / D$	$l_{\text{muñ.ban}} / d_{\text{muñ.ban}}$
En línea	Jovaj	0,55-0,68	0,45-0,62	0,6-0,70	0,45-0,60
	Zhelesko	0,55-0,7	0,45-0,65	0,65-0,8	0,45-0,6
En V con dos bielas por muñón	Jovaj	0,55-0,65	0,8-1,0		
	Zhelesko	0,55-0,65	0,8-1	0,62-0,7	0,45-0,5

Fuente: Motores de Automóviles, Jovaj. [1]

Las dimensiones del cigüeñal de los motores en línea dependen de los siguientes factores: 1) de la cantidad de cojinetes de bancada y de biela; 2) de la estructura del bloque de cilindros (cilindros separados o bloque de cilindros, camisas húmedas o secas); 3) de la estructura de las culatas (culata común para todos los cilindros o separadas para uno, dos o tres cilindros); 4) del tipo de acoplamiento de las bielas en los motores en v (acoplamiento central, con bielas, de dos bielas una tras otra en un mismo muñón); 5) del método de fabricación y del material del árbol (de acero estampados o colados de fundición gris), así como de los métodos para endurecerlos.

Las relaciones aducidas anteriormente, para determinar las dimensiones del muñón de biela, ($d_{m.b}, l_{m.b}$), deben asegurar, en el instante en que en el cilindro se alcance la presión máxima de combustión, la presión máxima convencional, referida a la proyección del área de apoyo del muñón de biela, no mayor de 25...30 Mpa. Las presiones admisibles dependen de la composición de la aleación antifricción del cojinete de la biela.

Las dimensiones de los muñones de bancada se eligen tomando en consideración la obtención de la resistencia mecánica requerida, las presiones convencionales tolerables referidas a la proyección del área de apoyo y a la rigidez a la torsión, pues ésta influye sobre la frecuencia de las oscilaciones naturales del sistema del cigüeñal y, por lo tanto, sobre la frecuencia de las vibraciones de resonancia del árbol.

En los motores que tienen apoyos cada dos cilindros, los brazos intermedios, que unen dos muñones de biela, no se maquinan. Los brazos tienen formas complejas, además, se tiende a colocar su centro de gravedad lo más cerca posible del eje de rotación. Generalmente los brazos que unen los muñones de biela y de bancada se maquinan sólo parcialmente. Los contrapesos en los árboles se fabrican conjuntamente con los brazos o se enroscan en ellos.

Las formas de los brazos se hacen con mayor frecuencia de forma elíptica, que es la que asegura elevada rigidez a la flexión y torsión. El ancho de los brazos, de acuerdo a datos estadísticos, en los cigüeñales de motores a carburador varía entre los límites de $(1,0...1,25)*d$. El espesor de los brazos de los cigüeñales con apoyos entre cada par de cojinetes es $(0,20...0,22)*d$. En los motores diesel los brazos se hacen elípticos o redondos. El ancho del brazo elíptico es de $(1,05...1,30)*d$ y el espesor alcanza $(0,24...0,27)*d$. Cuando es grande el solapado de los muñones, el espesor relativo de los brazos aproximadamente es igual a $0,18*d$.

Los radios de transición desde los brazos hacia los muñones de bancada y de la biela se hacen igual a $0,06...0,08$ del diámetro del muñón, con el fin de evitar que aparezcan elevadas concentraciones de tensiones.

A medida que se ha ido elevando la frecuencia de rotación del cigüeñal, en los motores multicilíndricos comenzaron a instalar contrapesos que permiten descargar los cojinetes de bancada, en este caso todos los muñones intermedios pueden tener igual longitud. Además, debe tenerse en cuenta que el cigüeñal equilibrado no es absolutamente rígido y, por efecto de su elasticidad, los momentos de las fuerzas centrífugas parcialmente se transmiten a través de sus apoyos al cárter y lo someten a la carga. Sin embargo el empleo de contrapesos tiene sus desventajas. El momento de inercia de las masas reducidas de la manivela con contrapesos se eleva considerablemente, lo que conduce a la disminución de la frecuencia de las oscilaciones naturales del sistema del árbol. La masa del contrapeso alcanza del 70-80% de la masa total de las partes giratorias.

Con el fin de absorber parcialmente la energía que se introduce al sistema del cigüeñal durante la resonancia por el momento armónico de excitación y para atenuar las vibraciones torsionales se utilizan dámperes o amortiguadores de vibraciones de torsión que se instalan en el extremo delantero del árbol, donde las amplitudes de las oscilaciones son las máximas. Cuando los amortiguadores se colocan por fuera, por lo común se fijan en los cubos de las poleas de las transmisiones por correa.

Los cigüeñales de fundición tienen las siguientes ventajas:

- 1) menor gasto de metal en comparación a los cigüeñales estampados; la cantidad de metal arrancado durante el maquinado del árbol colado es considerablemente menor, reduciéndose simultáneamente el número de operaciones en el maquinado por corte.

2) la posibilidad de obtener las formas óptimas (en cuanto a la distribución y a la resistencia por fatiga) de los elementos separados del cigüeñal, por ejemplo de las cavidades internas de los muñones de biela y de bancada. Estas cavidades se hacen en forma de tonel, mientras que los brazos se hacen con bolsillos de descarga. Como resultado de esto en los cigüeñales colados surgen menores concentraciones de tensiones y por lo tanto ellos poseen mayor resistencia a la fatiga.

Para cigüeñales de fundición los factores mínimos de seguridad de los muñones de biela en la sección donde pasan los canales de aceite deben fluctuar entre los límites de 3,3-3,5 y para los brazos en la zona de las curvas de acuerdo deberán de ser iguales a 3,5 y 4,0.

Para los valores indicados de los factores de seguridad no se han observado roturas de cigüeñales en condiciones operacionales. La fiabilidad que tienen los cigüeñales de fundición, siendo sus factores de seguridad relativamente pequeños, se explica por la menor sensibilidad del hierro fundido hacia la concentración de tensiones, por la distribución de las tensiones más uniforme en todo el volumen y por sus elevadas propiedades de amortiguación.

2.7.3.2 Cálculo de la resistencia mecánica del cigüeñal

El cigüeñal está afectado por las fuerzas externas y momentos de las fuerzas de presión de los gases y de inercia de las masas en movimiento que son funciones periódicas del ángulo de rotación de la manivela. Simultáneamente en el árbol pueden aparecer tensiones originadas por las vibraciones torsionales y flectoras.

La súbita variación de las secciones transversales y de la dirección de los elementos individuales de la manivela así como el carácter que tiene la distribución de las fuerzas actuantes conducen a una irregular distribución de las tensiones a lo largo del árbol y en sus secciones transversales. La irregularidad de las tensiones se refuerza por la concentración de tensiones en los radios de transición de los brazos y en los bordes de los orificios de aceite de los muñones del árbol. Ante este hecho las tensiones reales pueden sobrepasar considerablemente los valores nominales, calculados por las fórmulas de resistencia de materiales.

Al calcular los cigüeñales, los valores de las tensiones nominales normales resultan bajos y no permiten evaluar correctamente el estado tensional de sus elementos. Por eso, además de determinar las tensiones nominales es indispensable calcular el árbol a la fatiga, tomando en consideración las

concentraciones de tensiones que aparecen, así como hallar los factores de seguridad en los regímenes característicos de trabajo del motor.

La fiabilidad de los cigüeñales depende de muchos factores y en primer término de la no axialidad de los apoyos y del batimiento de los muñones principales. La desalineación de los apoyos se debe a la inexactitud de la fabricación, a las deformaciones plásticas del monobloque y a los desgastes de los muñones del árbol y de la sección antifricción de los cojinetes.

2.7.3.3 Conceptos fundamentales sobre las vibraciones de torsión del cigüeñal

Sobre cada muñón de biela de un árbol con manivelas múltiples actúan los periódicamente variables momentos torsores indicados, desfasados en correspondencia con el orden de trabajo de los cilindros y con los ángulos a que están dispuestas las manivelas. Como consecuencia, los momentos torsores aplicados a los muñones vecinos, para un mismo instante, serán diferentes. Por eso, en distintos sectores de un árbol flexible, situados entre los planos de acción de los momentos torsores mencionados, aparecen deformaciones torsionales con ángulos desiguales de torsión. Estos ángulos se determinan como la diferencia entre los ángulos de las desviaciones de dos masas vecinas, constituidas por la masa de la manivela m_m , una parte de la masa de la biela $m_{b,r}$ y la masa con movimiento alternativo m_i que se sustituye por una masa giratoria equivalente. De esta manera, en el árbol flexible todas las masas giratorias recorren diferentes ángulos durante un intervalo igual de tiempo y, consiguientemente, se mueven con diferentes velocidades angulares.

Por efecto de la rotación irregular, en los muñones de biela aparecen momentos inerciales originados por las fuerzas tangenciales de inercia de las masas mencionadas, mientras que en los elementos de la manivela (en los sectores entre las masas vecinas) surgen momentos elásticos M_y . Las oscilaciones periódicas de las masas que aparecen en este caso, para las cuales los sectores del árbol entre las masas adyacentes se tuercen uno respecto al otro, se denominan vibraciones de torsión.

El cigüeñal realiza oscilaciones forzadas con la frecuencia del momento excitante, bajo la acción de los momentos torsores indicados, aplicados a los muñones de biela.

Este momento torsor indicado es una curva compleja que puede examinarse como resultado de la suma de los momentos sinusoidales (armónicos) con diferentes

fases, frecuencias y amplitudes. La acción conjunta de estos momentos armónicos es igual a la acción sobre dicho muñón del momento indicado total. Por esta razón, las vibraciones forzadas del sistema del árbol se determinan como la suma de las oscilaciones armónicas. Aquí el número de orden k para cualquier armónica se denomina al número de sus periodos que caben en un periodo de la oscilación inicial.

La condición de resonancia del sistema del árbol puede ser expresada como $kn_{res} = n_{nat}$, donde n_{res} es la frecuencia de rotación crítica o de resonancia; n_{nat} , la frecuencia de las oscilaciones propias o naturales del árbol correspondientes a una de las formas de las vibraciones.

En condiciones de resonancia, las amplitudes resonantes de las masas oscilantes y los correspondientes ángulos de torsión de los sectores individuales del árbol pueden ser considerables.

El momento elástico en el sector donde la pendiente de la forma de las oscilaciones varía con mayor intensidad (por ejemplo, entre las masas vecinas con números de orden $i-1$ e i), es

$$M_{yi-1,i} = (\varphi_{i-1} - \varphi_i) c_{i-1,i} \quad (178)$$

Donde φ_{i-1} y φ_i son las amplitudes de las masas oscilantes; $\varphi_{i-1} - \varphi_i$, el ángulo de torsión del árbol entre las masas; $c_{i-1,i}$, la rigidez torsional de sector del árbol entre las masas dadas.

Las amplitudes de las tensiones de torsión de signo variable se expresan por:

$$\tau_{a,tor} = \frac{M_{yi-1,i}}{W_\tau} \quad (179)$$

Donde W_τ es el momento resistente de la sección a la torsión.

El programa DM-2T utiliza para calcular las dimensiones del cigüeñal las ecuaciones 178, 178 y las relaciones de la tabla 24. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

2.7.4 BLOQUE

Es el elemento constitutivo del motor más voluminoso y pesado. Su función es dar soporte a todo el conjunto móvil de piezas dentro del motor, tienen conductos integrales para su enfriamiento y para la circulación del aceite lubricante y del aire.

Figura 41. Componente superior del motor de 2T



Fuente: <http://www.planetapitbike.com/t9445-kit-4v-para-yx-150-160-y-z>

Se fabrican generalmente de un solo cuerpo, del tipo monoblock, con lo que resultan más compactos y evitan puntos de unión entre sus elementos.

2.7.4.1 Bloque con refrigeración por agua

Los motores refrigerados por agua llevan situados en el interior del bloque unos huecos y canalizaciones, denominadas camisas de agua, que rodean a los cilindros y a través de los cuales circula el agua de refrigeración.

2.7.4.2 Bloque con refrigeración por aire

En los motores enfriados por aire, para que la refrigeración se realice en las debidas condiciones en toda la periferia del cilindro, es preciso que éstos sean independientes, por lo que esta disposición se emplea generalmente para motores monocilíndricos.

Para conseguir la refrigeración se dispone alrededor del bloque una serie de aletas que aumentan la superficie radiante y eliminan mejor el calor interno.

2.7.4.3 Diseño del espesor de la pared

Para el diseño de la pared del bloque es necesario conocer el diámetro interno del bloque, el cual corresponde al valor del diámetro del pistón. Los esfuerzos totales en un cilindro de fundición gris no deben sobre pasar 100...130 MPa y de acero no debe sobre pasar entre 180...200 MPa.

El cálculo del espesor se realiza de la siguiente manera:

$$e = 0.5 * D \left[\sqrt{(55 + 0.4 * P_{zm\acute{a}x}) / (55 - 1.3 * P_{zm\acute{a}x} - 1)} \right] \quad (180)$$

Dónde: D es el diámetro del pistón y $P_{zm\acute{a}x}$ es la presión máxima de combustión.

Generalmente al espesor se le aplica un factor de seguridad del 10% sobre el valor calculado.

La tensión a la tracción en las paredes del cilindro se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_c = 0.5 * P_{zm\acute{a}x} * D / e \quad (181)$$

Los esfuerzos térmicos son:

$$\sigma_t = \alpha_c * E * \Delta T / (2 * (1 - \mu)) \quad (182)$$

Dónde: E es el módulo de Young del material, α_c es el coeficiente de expansión térmica del material, μ es la relación de Poisson del material y ΔT está entre 100...150°C.

2.7.4.4 Fabricación del bloque

El material empleado en la fabricación de los bloques es, generalmente, fundición de hierro con estructura perlítica, aleado con pequeñas proporciones de cromo y níquel, que proporcionan una gran resistencia al desgaste y protección a la corrosión. Este material además resiste muy bien las altas temperaturas que tiene que soportar.

En la fabricación de bloques se emplean también las aleaciones ligeras a base de aluminio-silicio, que tienen las ventajas de su menor peso y gran conductibilidad térmica, con lo que se mejora la refrigeración.

El programa DM-2T utiliza para calcular las dimensiones del bloque las ecuaciones 180-182. Véase el diagrama de flujo para las ecuaciones anteriores en el anexo E3.

3. HERRAMIENTA COMPUTACIONAL DM-2T PARA EL DISEÑO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE DOS TIEMPOS

3.1 CONCEPCIÓN GLOBAL DE LA HERRAMIENTA DM-2T

En la actualidad la tecnología de los motores de combustión de cuatro tiempos crece a pasos agigantados, estos motores son muy eficientes y son diseñados para que sean amigables con el ambiente, por esta razón los motores actuales poseen dispositivos electrónicos y mejoras en los materiales que permiten que sean más competitivos en el mercado; pero el desarrollo y la investigación de los de dos tiempos lleva un paso lento, ya que pocas compañías invierten recursos para la obtención de un motor de dos tiempos que sea competitivo.

Por lo tanto, la posibilidad de poseer una herramienta de fácil acceso, que permita el desarrollo investigativo, que pueda interactuar en conjunto con la tecnología y metodologías para el aprendizaje, incrementa la posibilidad de aumentar la competitividad y el avance investigativo de los motores de dos tiempos, además de quienes utilicen y conozcan el software de diseño de motores, ya sea para uso académico o investigativo.

Para el desarrollo de la herramienta se espera que luego de varios trabajos de grado de pregrado y de posgrado aportados por la Escuela Ingeniería Mecánica de Universidad Industrial de Santander, y de ser posible, con la colaboración de otras escuelas, los estudiantes posean una herramienta para el diseño de motores de dos tiempos.

La asignatura electiva Máquinas Térmicas Alternativas que se imparte en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la UIS solo abarca los fundamentos preliminares del diseño, es decir, el análisis de las fuerzas sobre el mecanismo biela-manivela. Con un desarrollo adecuado de la herramienta DM-2T será posible suplir los requerimientos en el área de diseño de motores.

Actualmente el software está desarrollado bajo el concepto clásico para el diseño de motores, es decir las metodologías de Jovaj¹¹, Taylor¹² y Heywood¹³ para el

¹¹JOVAJ., M.S. Motores de automóvil. ED. MIR. 1982.

¹²TAYLOR, Charles Fayette. The Internal Combustion Engine In Theory and Practice. ED. MIT Press, 1985.

diseño de motores. Se espera que para dentro de algunos años el programa cuente con una metodología de cálculo moderna.

El cálculo termodinámico será realizado para ciclos reales y no teórico como es actualmente, esto será posible con la inclusión de nuevas clases al código fuente del programa en donde se tomen los valores de presión del gas para construir el diagrama de presión del gas contra ángulo de giro. Los valores de presión del gas pueden ser obtenidos mediante el análisis de gases en el que será el nuevo laboratorio de motores en el parque tecnológico de Guatiguará en Piedecuesta, Santander. Igualmente el análisis de fuerzas será desarrollado por métodos modernos.

En el área del diseño de los elementos, se desarrollarán metodologías para el análisis por elementos finitos de los elementos, para obtener un diseño más cercano a la realidad, con el conocimiento preciso de cada uno de los parámetros de diseño para cada uno de los elementos del motor, es decir el estudio de transferencia de calor y el análisis térmico para cada uno de los elementos del motor.

Se espera también que todo el estudio para las lumbreras de admisión y escape pueda ser desarrollado en la herramienta DM-2T.

Y por último el programa será capaz de generar un enlace para poder ver las piezas diseñadas de DM-2T en herramientas CAD/CAE como SolidWorks y ANSYS, y también la generación del código G de cada pieza para su fabricación en máquinas herramientas controladas por computador.

3.2 CONDICIONES DE DISEÑO DE LA HERRAMIENTA COMPUTACIONAL DM-2T

Los siguientes aspectos fueron los que se tuvieron en cuenta para el diseño de la herramienta DM-2T:

- Debe poseer una IHM (Interfaz Hombre-Máquina) sencilla y de fácil uso por parte de los usuarios.
- Debe ser implementada en un lenguaje de programación orientado a objetos.

¹³HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals.ED.McGraw-Hill.1988.

- Debe ser de fácil instalación en servidores con sistema operativo Windows.
- El programa desarrollado debe estar debidamente documentado para que se puedan desarrollar versiones futuras más avanzadas.
- El software DM-2T debe realizar:
 - ✓ Cálculo térmico para las condiciones ingresadas por el usuario.
 - ✓ Cálculo dinámico para el mecanismo Biela-Manivela.
 - ✓ Cálculo de resistencia de materiales para los elementos Pistón, Bulón, Biela, Cigüeñal y el bloque.

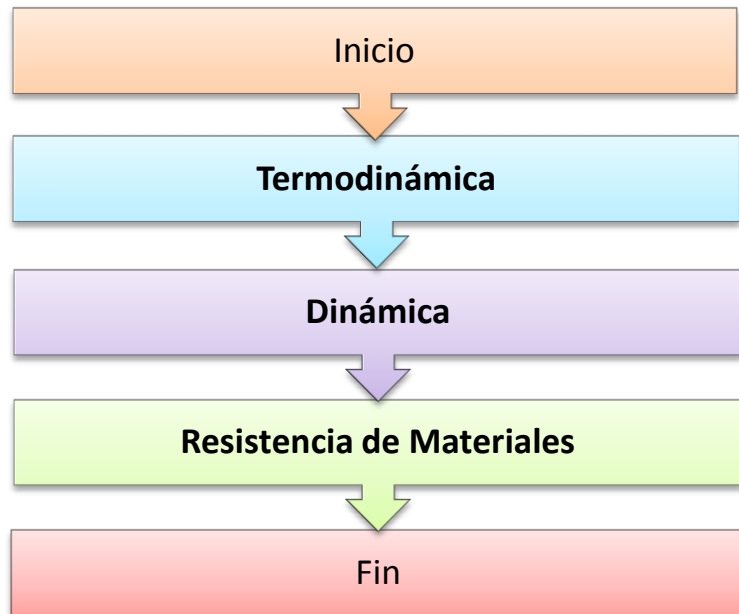
3.3 PASOS PARA EL CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS

En este capítulo se describe la secuencia matemática de las ecuaciones utilizadas que permiten simular el diseño de las piezas émbolo, bulón, cigüeñal, biela y bloque.

En el software DM-2T se siguió la siguiente secuencia para simular el ciclo termodinámico y calcular una geometría.

De manera general, se siguió el siguiente flujo de información:

Figura 42. Diagrama de flujo simplificado



Cada uno de estos procesos se divide a su vez en varias fases.

Los parámetros de ingreso al programa son necesarios para el diseño de los componentes.

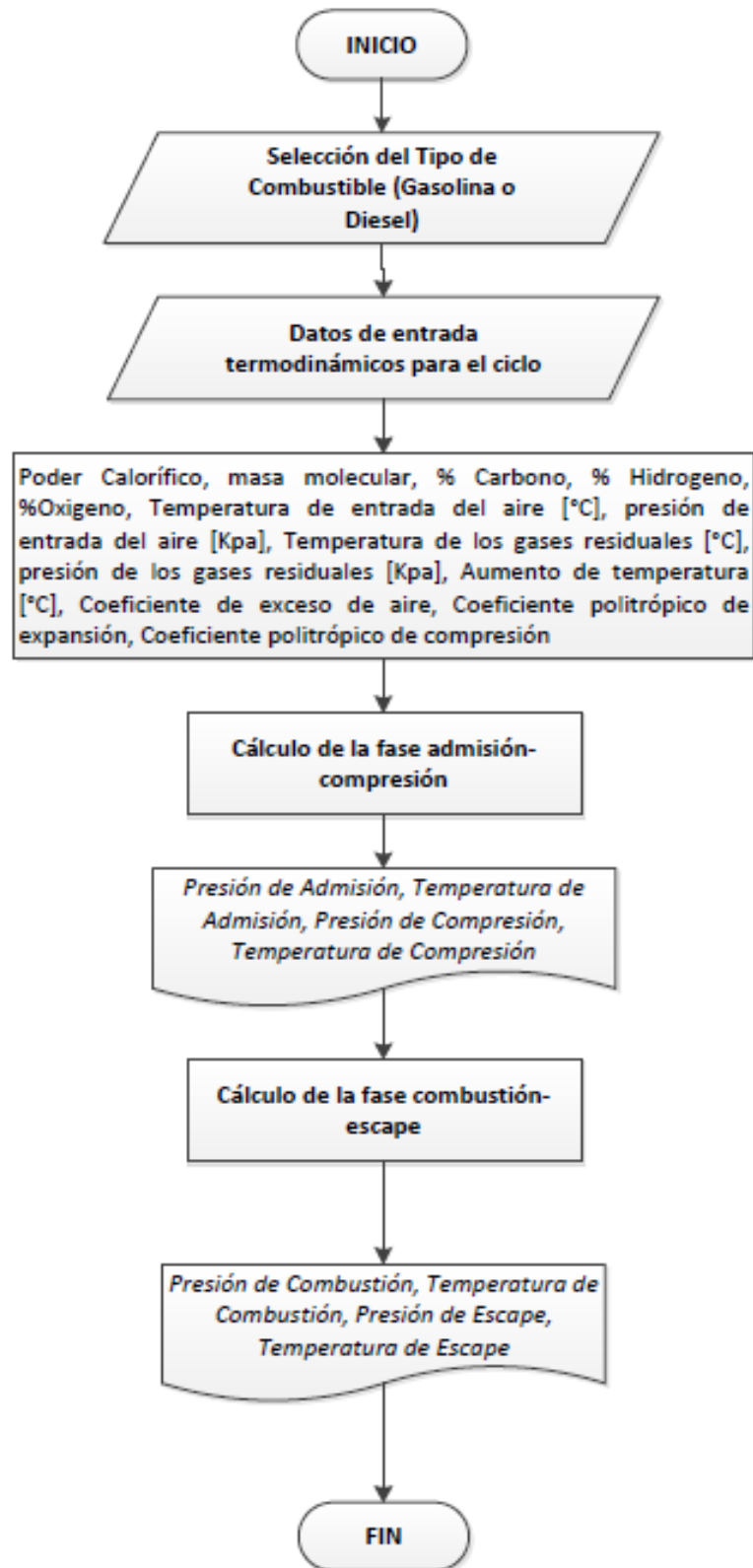
3.3.1 ETAPA TERMODINÁMICA DE DISEÑO

En esta etapa se toman la temperatura y presión de entrada ingresadas por el usuario para definir los valores de temperatura y presión a través de las fases admisión-compresión y explosión-escape, además se hace el cálculo de potencias al freno y efectiva y de las eficiencias, como se muestra en la figura 43.

En este fragmento del código en la etapa termodinámica se muestra el inicio del cálculo del ciclo, que corresponde a las ecuaciones de cantidad requerida de aire para la combustión tanto en Kg como en Kmol.

```
86
87 // Cálculo del ciclo termodinámico
88
89 public double getYB()
90 {
91     return rdBD/rdHD;
92 }
93 public double getLo() // Cantidad teórica de aire necesaria en Kg
94 {
95     return (8*this.C/3+8*this.H-this.Oc)/0.23;
96 }
97 public double getLo() // Cantidad teórica de aire necesaria en Kmol
98 {
99     return (this.C/21+this.H/4+this.Oc/32)/0.21;
100 }
101 public double getM1() // Cantidad total de la mezcla carburante
102 {
103     return (this.alfaa*getLo()+1/this.uc);
104 }
```

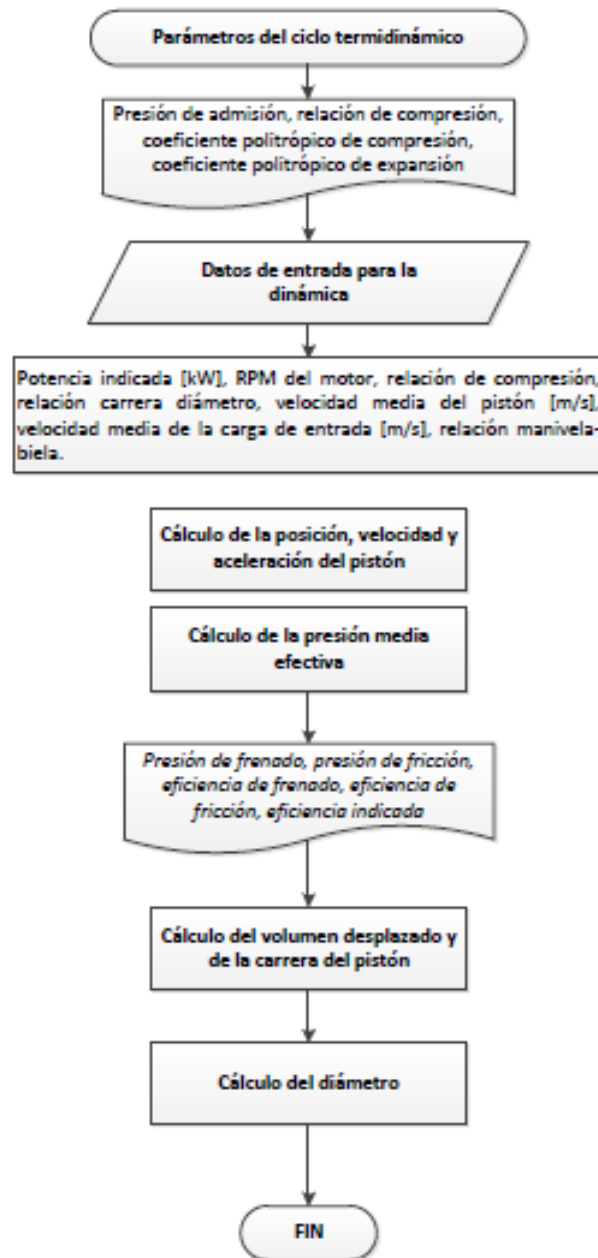
Figura 43. Etapa termodinámica



3.3.2 ETAPA DINÁMICA DE DISEÑO

Luego del cálculo termodinámico se realiza el cálculo de la geometría del mecanismo biela-manivela, que incluye el cálculo del diámetro del pistón, la carrera y el volumen desplazado principalmente, como se muestra a continuación.

Figura 44. Etapa dinámica



En el fragmento podemos ver el cálculo de la presión indicada para el motor, las ecuaciones para el cálculo de la cilindrada, el diámetro y la carrera.

```
public double getPi() // Presión indicada real
{
    return this.fii*getPit();
}
public double getVh() // Cilindrada
{
    return ((60*Ni)/(getPi()*n))*1000000*42.78;
}
public double getD() //Diámetro
{
    return (Math.pow(4*getVh()/(Math.PI*J), 1.0/3.0));
}
public double getS() //Carrera
{
    return (J*getD());
}
```

3.3.3 ETAPA DE RESISTENCIA DE MATERIALES

Ahora que hemos calculado el diámetro podemos utilizar este valor para el diseño de las longitudes necesarias para la construcción completa de la geometría de los diferentes elementos, émbolo, biela y cigüeñal. Como se muestra en la figura 45.

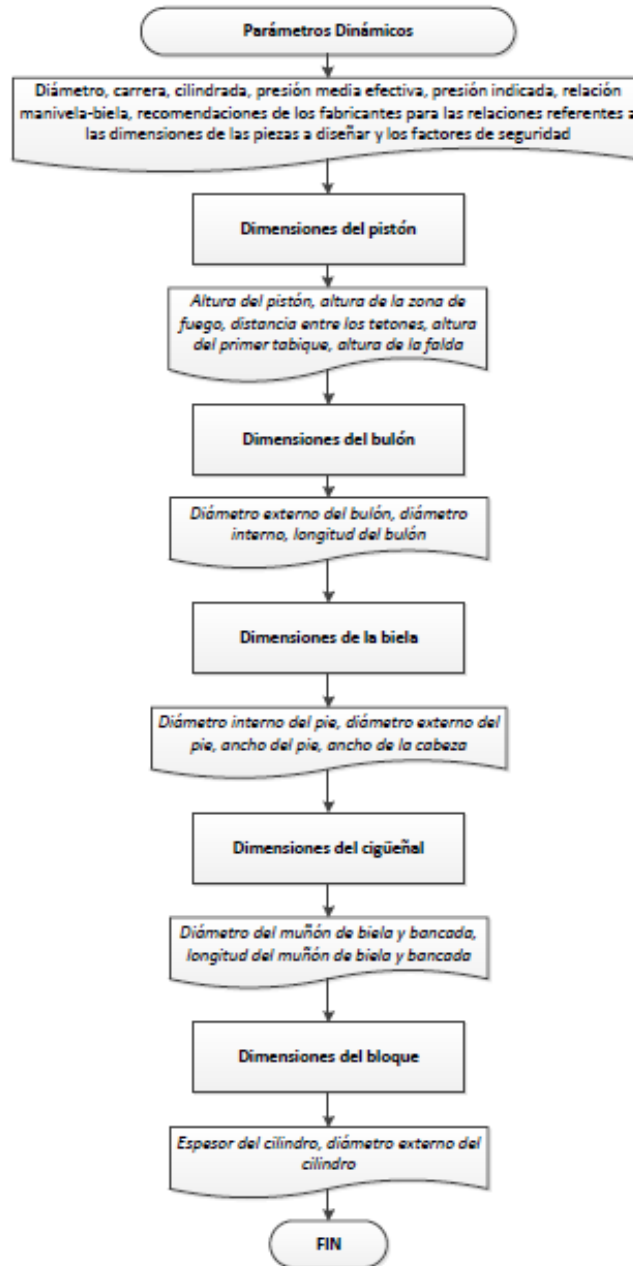
En el fragmento del código en la etapa de cálculo de resistencia de los materiales podemos apreciar las ecuaciones para el cálculo del espesor del bloque, junto al cálculo de los esfuerzos de compresión y térmicos en el bloque:

```
// Bloque

public double getespesor()
{
    double ope = (0.5*getD()*(Math.pow((550000000+0.4*getPzredo())/(550000000-1.3*getPzredo()), 1.0/2.0)-0.7));
    return ope;
}

public double getGco()
{
    return (0.5*getPzredo()*getD()/getespesor());
}
public double getGt()
{
    return (110000*10400000*getPzredo()/(2*(1-0.25)));
}
```

Figura 45. Etapa de resistencia de materiales



3.4 PLATAFORMA DE DESARROLLO

Utilizando la teoría de los textos Motores de Automóviles de Jovaj y Motores de combustión interna: teoría y práctica de Taylor citada anteriormente, se desarrolló el software DM-2T cuya finalidad será complementar la asignatura de Máquinas Térmicas Alternativas que se imparte en la Universidad Industrial de Santander en el área de diseño, que no se abarca con profundidad.

Debido a los requerimientos de diseño, la aplicación se desarrolló en el programa NetBeans IDE 7.4 en el lenguaje de programación C++, ya que este proporciona un código de programación sencillo y orientado a objetos, el programa NetBeans es de uso libre y gratuito, distribuido por la compañía Oracle.

3.4.1 CARACTERÍSTICAS DEL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN

El lenguaje de programación seleccionado para desarrollar la aplicación fue C++, por su facilidad de programación genérica, estructurada y orientada a objetos. Una particularidad de C++ es la capacidad de redefinir los operadores, y de poder crear nuevas aplicaciones.

Las siguientes son algunas de sus ventajas:

- Tiene un conjunto completo de instrucciones de control.
- Permite agrupación de instrucciones.
- Los argumentos de las funciones se transfieren a su valor.
- Permite separación de un programa en módulos que admiten compilación independiente.

3.5 DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA DM-2T

Se busca con la herramienta de diseño DM-2T estudiantes y profesores puedan analizar y comparar los resultados obtenidos por la herramienta y los motores de dos tiempos que se encuentran en el mercado. A continuación se presenta de manera detallada como están organizadas las ventanas para hacer un uso adecuado de la herramienta.

3.5.1 DESCRIPCIÓN DE LA IHM DEL SOFTWARE

Luego de iniciar el programa, accedemos a la ventana principal, en la cual primero se selecciona el tipo de combustible, el cual puede ser gasolina o Diesel, y luego ingresamos las demás variables que se encuentran indicadas.

Figura 46. Pantalla principal de MD-2T

DM 2T
Herramienta para el Diseño de Motores de Dos Tiempos

Universidad Industrial de Santander

Tipo de Combustible
Combustible: Gasolina

Valor	Unidades
Poder calorífico: 44	MJ/Kg
Masa Molecular: 115	
C: 0.85	%
H: 0.15	%
O: 0	%

Ingresar Datos Básicos

Potencia indicada [kW]	1.7
RPM del motor	7500
Relación de compresión	8
Relación Carrera/Diámetro (S/D)	0.825
Velocidad media del pistón [m/s]	8
Velocidad Media de Carga en Entrada [m/s]	60
Relación Manivela/Biela (R/L)	0.5
Masa molecular media [Kg/Kmol]	115
Masa molecular aparente AIRE	28.96
Poder Calorífico Inferior [MJ/kg]	44
Número de cilindros	1

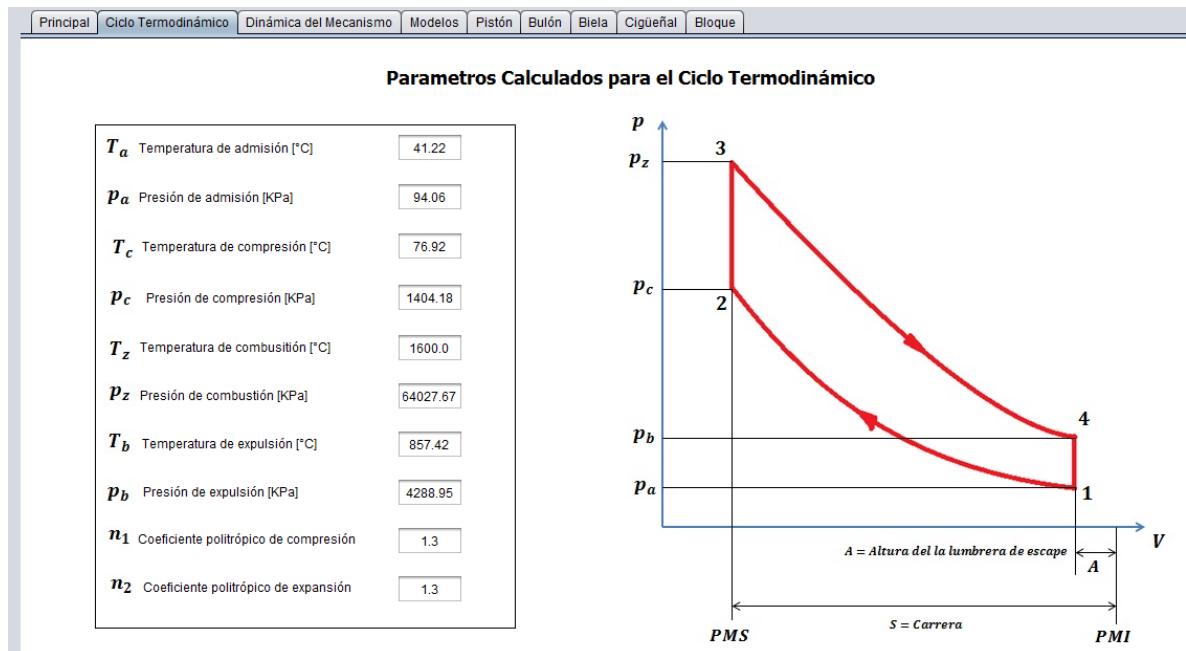
Ingresar Datos Termodinámicos

Temperatura de Entrada del Aire [Celsius]	25
Presión de Entrada del Aire [KPa]	100
Temperatura Gases Residuales [Celsius]	650
Presión Gases Residuales [KPa]	120
Aumento de Temperatura [Celsius]	10
Coefficiente de exceso de aire	0.9
Coefficiente Politrópico de Expansión	1.3
Coefficiente de Politrópico de Compresión	1.3

Diseñar
Ayuda

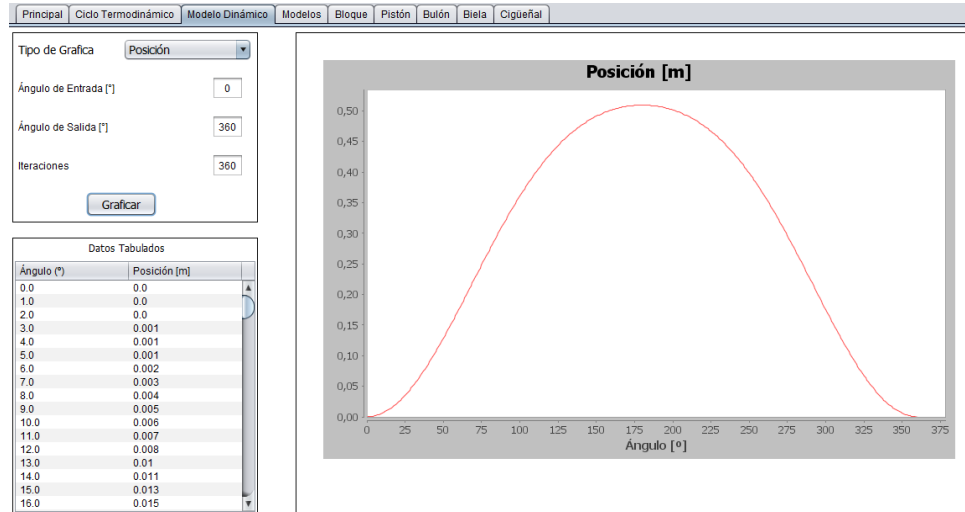
La interfaz principal posee una serie de pestaña en la parte superior en las que se detalla primero los parámetros termodinámicos y luego los valores dimensionales y los esfuerzos sobre las piezas. Después de ingresar todos los valores indicados podemos presionar el botón diseñar.

Figura 47. Pantalla con el ciclo termodinámico



Aquí podemos analizar las diferentes presiones y temperaturas que ocurren en el desarrollo del ciclo, tanto para el ciclo a gasolina como para el diesel. La tercera pestaña muestra los valores de posición, velocidad y aceleración, y también los valores de fuerza normal y de inercia a través de los 360° de giro.

Figura 48. Pantalla de los valores dinámicos



Ahora tenemos los datos detallados para cada uno de los diferentes elementos del motor de combustión de dos tiempos, pistón, bulón, biela, cigüeñal y bloque. Al presionar sobre cualquier elemento tenemos en detalle las dimensiones correspondientes como se muestra, además del material y del proceso de fabricación.

Figura 49. Pantalla dimensiones y esfuerzos del pistón

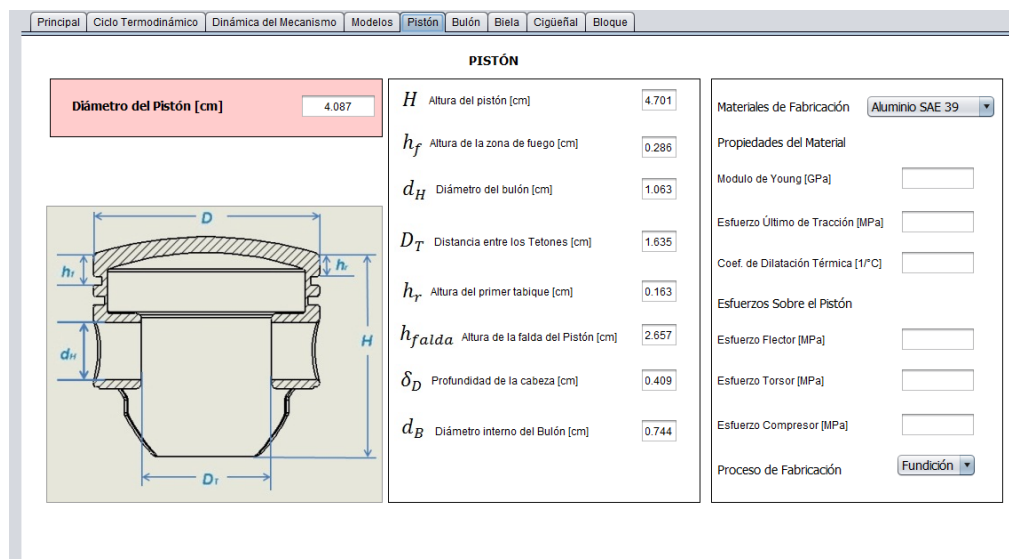


Figura 50. Pantalla dimensiones y esfuerzos de la biela

Principal Ciclo Termodinámico Dinámica del Mecanismo Modelos Pistón Bulón **Biela** Cigüeñal Bloque

BIELA

d	Diámetro interno del pie de Biela [cm]	1.275
D_{pie}	Diámetro externo del pie de Biela [cm]	1.541
h_{bmin}	Altura mínima de la sección I de la Biela [cm]	0.848
h_b	Altura de la sección I en el centro de masa [cm]	1.102
b_b	Ancho del centro de masa [cm]	0.716
L_{KT}	Ancho de la cabeza de la Biela [cm]	1.431

Materiales de Fabricación: **Acero 4140**

Propiedades del Material

Modulo de Young:

Esfuerzo Último de Tracción:

Coef. de Dilatación Térmica:

Proceso de Fabricación: **Fundición**

Ángulo	30°	60°	90°	120°	150°	180°
No	-66.477	-54.004	-51.53	-51.53	-49.057	-46.583
Mo	-0.714	-1.735	-2.755	-3.775	-4.795	-4.795

No es la Fuerza Normal entre la Biela y el Pistón [MN]
 No es el Momentor Flector sobre la Biela [MNm]

En la pantalla de los elementos se muestran las dimensiones principales, los materiales en que se pueden construir y los procesos de fabricación.

Figura 51. Pantalla dimensiones y esfuerzos del bloque

Principal Ciclo Termodinámico Dinámica del Mecanismo Modelos Pistón Bulón Biela Cigüeñal **Bloque**

BLOQUE

e	Espesor del Cilindro [cm]	<input type="text"/>
D_e	Diámetro externo del Cilindro [cm]	<input type="text"/>
A_1	Separación entre las aletas [mm]	<input type="text"/>
A_2	Ancho de las aletas [mm]	<input type="text"/>
A_3	Espesor de las aletas [mm]	<input type="text"/>

Material de Fabricación: **Aluminio 39**

Propiedades de Material

Modulo de Young [GPa]:

Esfuerzo Último de Tracción [MPa]:

Coef. de Dilatación Térmica [1/°C]:

Esfuerzos sobre el Cilindro

Esfuerzo de Compresión [MPa]:

Esfuerzo Térmico [MPa]:

Proceso de Fabricación: **Fundición**

3.6 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE CÁLCULO USADO

El programa está basado en metodologías de autores reconocidos como Jovaj¹⁴, Taylor¹⁵ y otros. Por lo tanto las ecuaciones que se utilizaron para realizar los procesos tienen buen fundamento teórico.

¹⁴JOVAJ., M.S. Motores de automóvil. ED. MIR. 1982.

La herramienta que se encarga de hallar los valores es el programa NetBeans IDE 7.4 en el lenguaje de programación C++, el cual permite una mayor rapidez y evita que se cometan errores humanos.

3.7 LIMITACIONES DEL SOFTWARE

Existen mensajes de información de error y de advertencia, además de comentarios, los cuales aparecen en la pantalla. Los mensajes de error aparecen en caso de que el usuario copie desde el portapapeles datos que no sean únicamente de información numérica. No obstante, el programa tiene un código que impide que el usuario escriba este tipo de información directamente.

La mayoría de los errores se dan por salirse del rango en los datos de entrada. Debido a ello el usuario debe ser cuidadoso al ingresar los datos.

La herramienta computacional proporciona solamente los resultados para el diseño de los elementos Pistón, Bulón, Biela, cigüeñal y el bloque, pues estas fueron las condiciones de diseño establecidas en un principio, es cierto, que se espera que en un futuro pueda abarcar las demás piezas constitutivas de los motores de dos tiempos.

Es muy posible que los resultados obtenidos para el diseño de los elementos tengan ciertas desviaciones de los valores reales, esto puede ser debido a los métodos de cálculo utilizados, que corresponden al diseño clásico de motores de dos tiempos.

¹⁵TAYLOR, Charles Fayette. The Internal Combustion Engine In Theory and Practice. ED. MIT Press, 1985.

4. VALIDACIÓN DEL SOFTWARE DM-2T MEDIANTE LA APLICACIÓN DE INGENIERÍA INVERSA

Para realizar la validación del software DM-2T procedemos a comparar los resultados obtenidos mediante dicho programa, contra los valores reales medidos de un motor de dos tiempos Shindaiwa serie B450, cuyas características se presentan a continuación:

Figura 52. Motor Shindaiwa B450



- Cilindrada = 41.5 cm^3
- Diámetro = 40 mm
- Relación Carrera/Diámetro = 0.825
- bmep = 327.7 kpa
- Potencia nominal= 1.7 KW
- Revoluciones por minuto nominales= 7500RPM
- Relación de compresión = 8
- Potencia por unidad de volumen = 41.0 kW/L
- Peso por unidad de potencia = 8.10 kg/kW
- Capacidad de depósito de combustible = 1000 cm^3

Una vez cargados estos valores en los datos de entrada del programa tenemos los siguientes resultados:

Resultados y comparaciones del elemento Pistón

Figura 53. Émbolo del motor Shindaiwa B450



Parte	Medida Software [cm]	Medida Real [cm]	% Error
Diámetro D_p	4.087	4	2.18
Altura H	4.701	3.8	23.71
Altura de la zona de fuego h_f	0.286	0.39	26.66
Altura del primer tabique h_r	0.163	0.22	25.90
Altura de la falda h_{falda}	2.657	2.68	0.85
Distancia entre los tetones D_T	1.635	2.20	25.68

Para la tabla anterior se puede observar que las medidas dadas por el software para el elemento Pistón, presentan valores muy cercanos a las medidas reales de dicho elemento, mostrando porcentajes de error bajos en medidas como el diámetro y la altura de la falda, y otros un poco más altos como en la altura de la zona de fuego y la del primer tabique, cabe destacar que esta diferencia entre las medidas del software y las reales en algunos de los casos son alrededor de 0.087 cm para el caso del diámetro o en su defecto de 0.104 cm en el caso de la altura de la zona de fuego, por lo tanto podemos decir que a pesar de parecer errores altos, realmente se trata de diferencias muy pequeñas en las medidas.

Resultados y comparaciones del elemento Bulón

Figura 54. Bulón del motor Shindaiwa B450



Parte	Medida Software [cm]	Medida Real [cm]	% Error
Diámetro externo d_H	1.063	1	6.30
Diámetro interno d_B	0.744	0.6	24
Longitud L_B	3.393	3.3	2.81

En la tabla mostrada se puede ver que las medidas dadas por el software para el elemento Bulón, tienen valores muy cercanos a las medidas reales de dicho elemento, las partes principales como el diámetro externo (presenta diferencias entre las medidas de 0.063 cm) y la longitud (exhibe diferencia en las medidas de 0.093 cm) enseñan porcentajes de error bajos, mientras que para el diámetro interno revela un error más elevado, se trata de una diferencia tan solo de 0.144 cm entre las medidas del software y real, por lo tanto podemos decir que a pesar de parecer errores altos, realmente se trata de diferencias muy pequeñas en las medidas.

Resultados y comparaciones del elemento Biela

Figura 55. Biela del motor Shindaiwa B450



Parte	Medida Software [cm]	Medida Real [cm]	% Error
Diámetro interno pie de biela d	1.275	1.4	8.92
Diámetro externo pie de biela D_{pie}	1.541	1.92	19.74
Ancho del pie de biela a	1.635	1	63.5
Ancho de la cabeza de biela L_{KT}	1.431	1	43.10
Diámetro interno de la cabeza de biela $d_{mun.bie}$	2.534	2.4	5.58
Altura centro de masa h_b	1.102	1.2	8.16
Ancho centro de masa a_b	0.716	0.58	23.44

Para el elemento Biela, los porcentajes de error entre las medidas arrojadas por el software y las medidas reales presentan valores pequeños (entre los 5 y 9 por ciento) para el diámetro interno del pie de biela, el diámetro interno de la cabeza de la biela y la altura del centro de masa, lo que representa diferencias entre las medidas del software y las reales cercanas a los 0.125 cm.

Se manifiestan a su vez, errores más elevados como es el caso del ancho de la cabeza de la biela y el ancho del centro de masa, encontrándose el error quizás más alto de todos los cálculos realizados en el ancho del pie de biela, con un valor aproximado del 63.5 por ciento, lo que señala una diferencia de 0.635 cm entre las medidas reales y las del software.

Resultados y comparaciones del elemento Cigüeñal

Figura 56. Cigüeñal del motor Shindaiwa B450



Parte	Medida Software [cm]	Medida Real [cm]	% Error
Diámetro muñón de biela $d_{mun.bie}$	2.534	1.9	33.36
Diámetro muñón de Bancada $d_{mun.ban}$	2.657	1.9	39.84
Longitud del muñón de biela $l_{mun.bie}$	1.318	1	31.80
Longitud del muñón de bancada $l_{mun.ban}$	1.461	1.75	16.51

En los resultados del cigüeñal se observan errores entre los 30 y 40 por ciento, esto puede ser debido quizás a la dificultad para tomar algunas medidas de forma manual debido a las formas que presenta la pieza, aun así la diferencia entre las medidas del software y las reales están aproximadamente entre unos 0.318 cm y 0.757 cm que corresponden a la longitud del muñón de biela y el diámetro del muñón de bancada respectivamente.

Resultados y comparaciones del elemento Bloque

Figura 57. Bloque del motor Shindaiwa B450



Parte	Medida Software [cm]	Medida Real [cm]	% Error
Espesor del cilindro e	0.802	1	19.80
Diámetro externo del cilindro D_e	4.889	5	2.20
Separación entre las aletas A_1	0.6	0.6	
Ancho de las aletas A_2	2	2	
Espesor de las aletas A_3	0.1	0.1	

Para el bloque se presentan errores pequeños en el espesor del cilindro, y en el diámetro externo del cilindro, puesto que la diferencia entre las medidas reales y virtuales es muy pequeña, las demás medidas que aparecen en la tabla son tomadas como recomendaciones de los fabricantes.

CONCLUSIONES

- Por medio del desarrollo de la herramienta software DM-2T para el diseño de motores de combustión interna de dos tiempos, se logró contribuir al desarrollo académico del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander; quedando a disposición para ser usado en la materia de Máquinas Térmicas Alternativas y en cualquier otro caso, por los estudiantes de la Universidad.
- Se realizó satisfactoriamente una revisión del estado del arte en el desarrollo científico y tecnológico de los motores de dos tiempos, así como la investigación en el mercado de los que se comercializan, sus características y en que aplicaciones son usados.
- Se desarrolló un software en C++ para el diseño de elementos como el pistón, biela cigüeñal, bulón y el bloque para motores de dos tiempos, haciendo ingeniería inversa del motor seleccionado.
- Se validaron los resultados del software, es decir, se verificaron los diseños obtenidos de forma virtual, con los de un motor real, determinando así, que el software ofrece una gran ayuda al servir como apoyo, a la hora de construir las piezas.
- Para el uso del software se incorporó toda la documentación necesaria, como lo son los manuales de usuario, científico y de instalación.

La herramienta software para el diseño de motores de combustión interna de dos tiempos DM-2T presenta las siguientes utilidades:

- Proporciona al usuario la facilidad y rapidez para realizar cálculos complejos y tediosos, por medio de la aplicación de los modelos termodinámicos y dinámicos sencillos y, por lo tanto, de fácil entendimiento.
- Posee una interfaz gráfica muy agradable y de fácil comprensión, estimulando el interés del usuario para profundizar en los variados conceptos de la asignatura Máquinas Térmicas Alternativas.

- Los porcentajes de error obtenidos al relacionar los resultados reales medidos con los logrados mediante la herramienta software son aceptables, esto permite tener una buena aproximación antes de realizar la fabricación de los elementos diseñados.
- El porcentaje de error más bajo se encontró en la medida de la altura de la falda en el elemento pistón, con un valor cercano al 0.85 %, lo que hace referencia a la proximidad de las medidas del software y real, debido no solo a la facilidad para tomarla de forma manual sino también a la precisión del cálculo a través de la herramienta DM-2T.
- El porcentaje de error más alto se encontró en la medida del pie de Biela, con un valor cercano al 63.5 %, esto puede ser debido básicamente, a la dificultad para tomar la medida de forma manual debido a la configuración y formas de la pieza.
- En promedio los errores más altos se encontraron en las medidas del elemento Cigüeñal, teniendo un valor cercano al 30 %, esto es debido a los perfiles que presenta la pieza, los cuales dificultaron en gran medida la toma de los datos reales.
- El código fuente empleado es claro y está disponible para su mejora. Se espera que a futuro esta aplicación posea un diseño más en detalle y con muchas más herramientas de diseño.
- La aplicación es muy sencilla de manejar, esto facilita al usuario poder examinar todas las operaciones ejecutadas, permitiendo corregir prontamente errores y de esta forma disponer de un mayor tiempo al estudio de variadas situaciones, con sólo modificar uno o más parámetros.
- La elaboración del software trajo consigo la interpretación de mucha información y el manejo de ejemplos importantes en el tema del diseño de los elementos de motores de combustión interna de dos tiempos.

RECOMENDACIONES

Se aconseja emplear el código fuente del software DM-2T como base para realizar versiones futuras de programas para el diseño de los elementos del motor de dos tiempos, que no solo impliquen los demás elementos constitutivos, sino que también incluyan el análisis térmico y estructural por medio del método de elementos finitos, diferencias finitas y volúmenes finitos, esto con la finalidad de proporcionar cálculos más precisos y cercanos a la realidad y dar al usuario las bases y conocimientos necesarios para abordar el diseño y construcción de un motor de combustión interna de dos tiempos en la Escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

BILBIOGRAFÍA

- [1] A new generation of two stroke engine. Manuel Blanchard. Alexandre Jutras. QUIETS, Ecologic snow mobile ÉTS. [Consultado 8 de marzo de 2013]. Disponible en internet: <http://www.mtukrc.org/download/ets/ets_design_paper_2006.pdf>.
- [2] BLAIR, Gordon P. Design and simulation of two-stroke engines. ED. SAE Inc. 1994.
- [3] CLIMENT, Héctor. Modelado unidimensional de los motores de dos tiempos de pequeña cilindrada. ED. Reverté SA. 2004.
- [4] HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. ED. McGraw-Hill. 1988.
- [5] JOVAJ, M.S. Motores de Automóvil. ED. MIR. 1982.
- [6] Metodologías de desarrollo de software. [Consultado 12 de marzo de 2013]. Disponible internet: <<http://alarcos.inf-cr.uclm.es/doc/ISOFTWAREI/Tema04.pdf>>.
- [7] PAYRI, F.; MUÑOZ, F. Motores de combustión interna alternativos. Publicaciones Universidad Politécnica de Valencia, 1989.
- [8] Pollution by two-stroke engines. Engr. Aminu Jalal. National Automotive Council [Consultado 10 de marzo de 2013]. Disponible en internet:<<http://www.unep.org/transport/pcfv/PDF/Pollution2-StrokeEngines.pdf>>.
- [9] Simulation of the Scavenging Process in Two-Stroke Engines. [Consultado 5 de abril de 2013]. Disponible en internet: <http://cdn.intechopen.com/pdfs/33077/InTech-Simulation_of_the_scavenging_process_in_two_stroke_engines.pdf>.
- [10] Structural design of a two-stroke diesel engine. Henrik Andersson, MAN Diesel, Copenhagen, Denmark. [Consultado 10 de marzo de 2013]. Disponible en internet: <http://www.altairhyperworks.co.uk/html/en-qb/session10/mandiesel-andersson.pdf>.
- [11] TAYLOR, Charles Fayette. The internal Combustion Engine In Theory and Practice. ED. MIT Press, 1985.
- [12] VAN BASSHUYSEN, Richard. Internal Combustion Engine Handbook. ED SAE Inc. 2004.

ANEXOS

ANEXO A. Tablas para los cálculos termodinámicos del ciclo

Tabla 25. Calor específico molar medio de los gases¹⁵

Temperatura, °C	Aire	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	H ₂
0	20,758	20,959	20,704	27,545	25,184	20,808	20,302
100	20,838	21,223	20,733	29,797	25,428	20,863	20,62
200	20,984	21,616	20,8	31,744	25,803	20,988	20,758
300	21,206	22,085	20,972	33,44	26,26	21,202	20,808
400	21,474	22,563	21,185	34,935	26,775	21,474	20,871
500	21,78	23,019	21,449	36,258	27,315	21,784	20,934
600	22,09	23,446	21,729	37,438	27,88	22,11	21,001
700	22,408	23,834	22,027	38,498	28,474	22,437	21,093
800	22,713	24,187	22,32	39,448	29,077	22,755	21,202
900	23,006	24,51	22,609	40,302	29,693	23,061	21,332
1000	23,283	24,803	22,881	41,077	30,304	23,35	21,474
1100	23,547	25,071	23,14	41,784	30,901	23,622	21,629
1200	23,794	25,318	23,392	42,425	31,51	23,877	21,792
1300	24,018	25,548	23,626	43,007	32,092	24,112	21,972
1400	24,25	25,761	23,848	43,543	32,661	24,338	22,152
1500	24,459	25,967	24,057	44,033	33,21	24,543	22,332
1600	24,652	26,159	24,25	44,485	33,741	24,736	22,517
1700	24,863	26,343	24,434	44,903	34,261	24,916	22,697
1800	25,003	26,519	24,602	45,299	34,755	25,087	22,877
1900	25,167	26,691	24,765	45,644	35,224	25,246	23,057
2000	25,326	26,854	24,918	45,975	35,68	25,393	23,233
2100	25,474	27,013	25,062	46,281	36,12	25,535	23,408
2200	25,611	27,168	25,2	46,566	36,538	25,665	23,576
2300	25,745	27,319	25,326	46,829	36,94	25,791	23,743
2400	25,87	27,47	25,447	47,076	37,33	25,908	23,907
2500	25,992	27,612	25,58	47,302	37,702	26,021	24,07

¹⁵ JOVAJ., M.S. Motores de automóvil. ED. MIR. 1982.

Tabla 26. Energía interna de los productos de combustión U en MJ/Kmol¹⁶

Temperatura, °C	$\alpha = 1,0$	$\alpha = 0,9$	$\alpha = 0,8$	$\alpha = 0,7$
0	0	0	0	0
100	2,253	2,2045	2,1881	2,1685
200	4,5766	4,5352	4,4867	4,4285
300	6,3969	6,9165	6,8337	6,7344
400	9,4881	9,3842	9,2584	9,1123
500	12,074	11,9386	11,7688	11,5713
600	14,75	14,5759	14,359	14,1057
700	17,513	17,2989	17,0422	16,7202
800	20,309	20,0938	18,7753	19,4024
900	23,26	22,9688	22,587	22,151
1000	26,2262	25,8806	25,4548	24,9534
1100	29,249	28,8569	28,3743	27,7968
1200	32,325	31,8871	31,3476	30,714
1300	35,443	34,9565	34,3598	33,6586
1400	38,601	38,0531	37,4129	36,6433
1500	41,676	41,1969	40,499	39,6603
1600	45,014	44,368	43,6125	42,7048
1700	48,268	47,5716	46,758	45,7802
1800	51,537	50,7924	49,9207	48,8732
1900	54,835	55,0398	53,1101	51,9929
2000	58,15	57,3052	56,3174	55,1298
2100	61,491	60,5947	59,5484	58,2851
2200	64,846	63,9001	62,7955	61,4671
2300	68,208	67,2127	66,0498	64,6528
2400	71,588	70,5432	69,3228	67,8557
2500	74,976	73,882	72,6038	71,0678

¹⁶ JOVAJ., M.S. Motores de automóvil. ED. MIR. 1982

ANEXO B. Modelo CAD del motor de guadañadora de dos tiempos marca Shindaiwa serie B450 en SolidWorks

Figura 58. Modelo ensamblado del motor Shindaiwa B450



Figura 59. Plano de la Vista explosionada del modelo

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Cubierta Ventilador	1
2	Carter Izquierdo	1
3	Carter Derecho	1
4	Cigüeñal	1
5	AFBMA 20.1 - 02-15 - 10.DE.AC.10_68	2
7	Biela	1
8	AFBMA 20.1 - 48-15 - 18.DE.AC.18_68	1
9	AFBMA 18.1.3.4 - 10NM32 - 14.DE.AC.14	1
10	Bulón	1
11	Culata	1
12	Embolo	1
13	Cuna	1
14	Ventilador	1

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

MÓDELO: VISTA EXPLOSIONADA MOTOR DE DOS TIEMPOS

REALIZADO POR: JAIRO DANIEL CASTELLAR LEONARDO ROMERO M. ESC: 1:5

REVISADO POR: PROF. JORGE LUIS CHACÓN

FORMATO A4 HOJA 1 DE 1

Figura 60. Plano del Émbolo del modelo

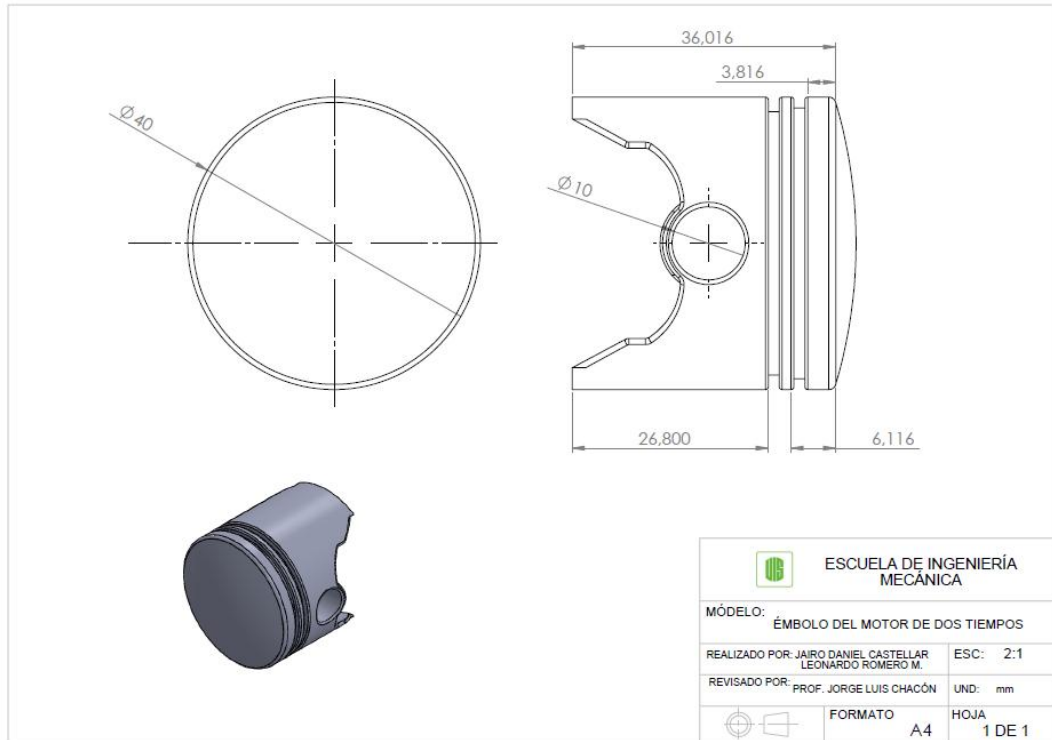


Figura 61. Plano de la Biela del modelo

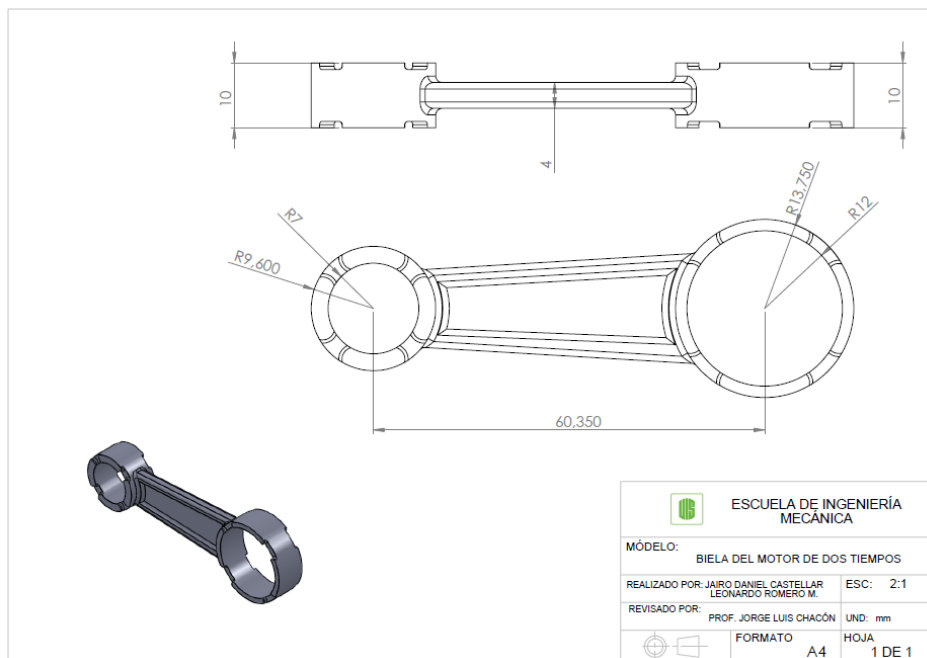


Figura 62. Plano del Bulón del modelo

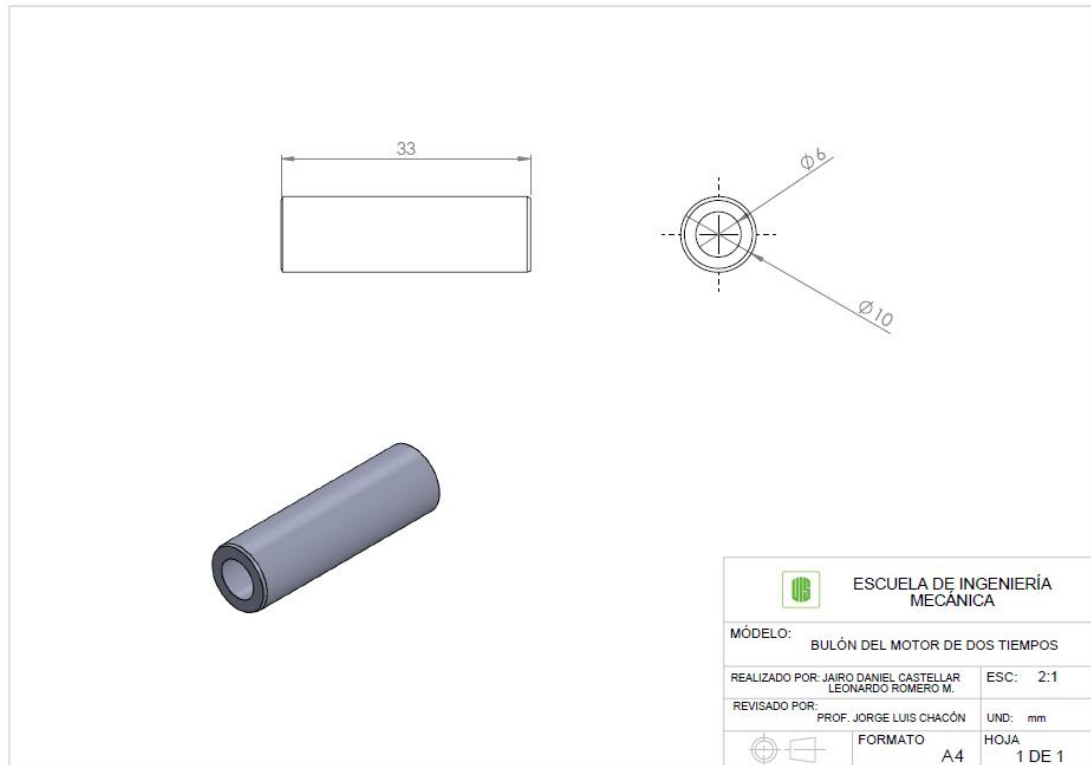


Figura 63. Plano del Bloque del modelo

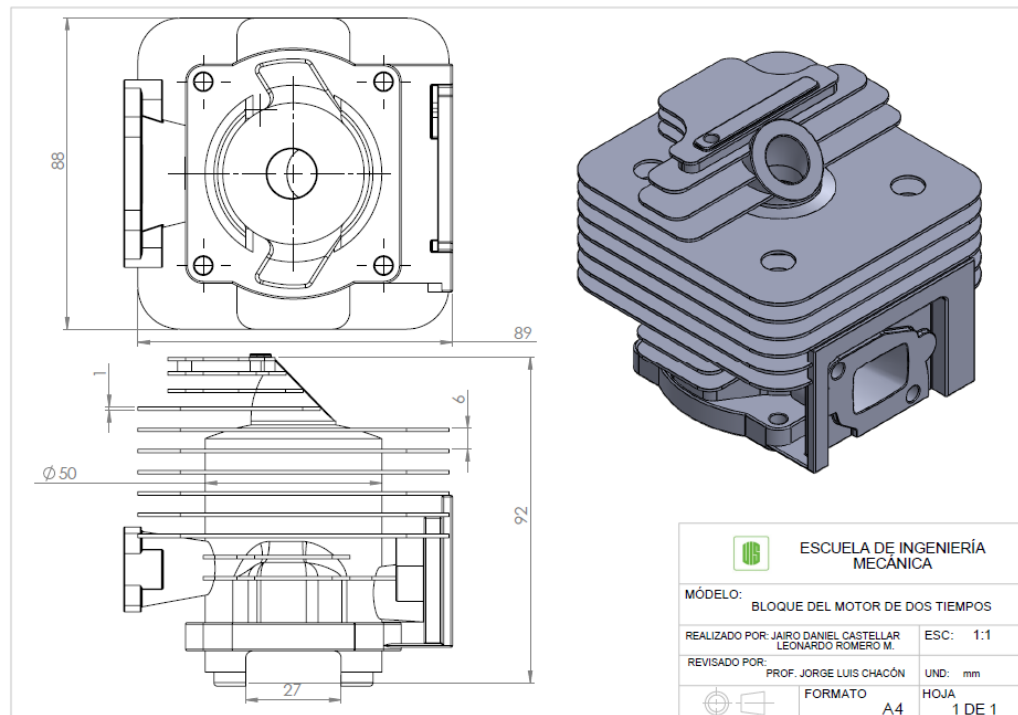
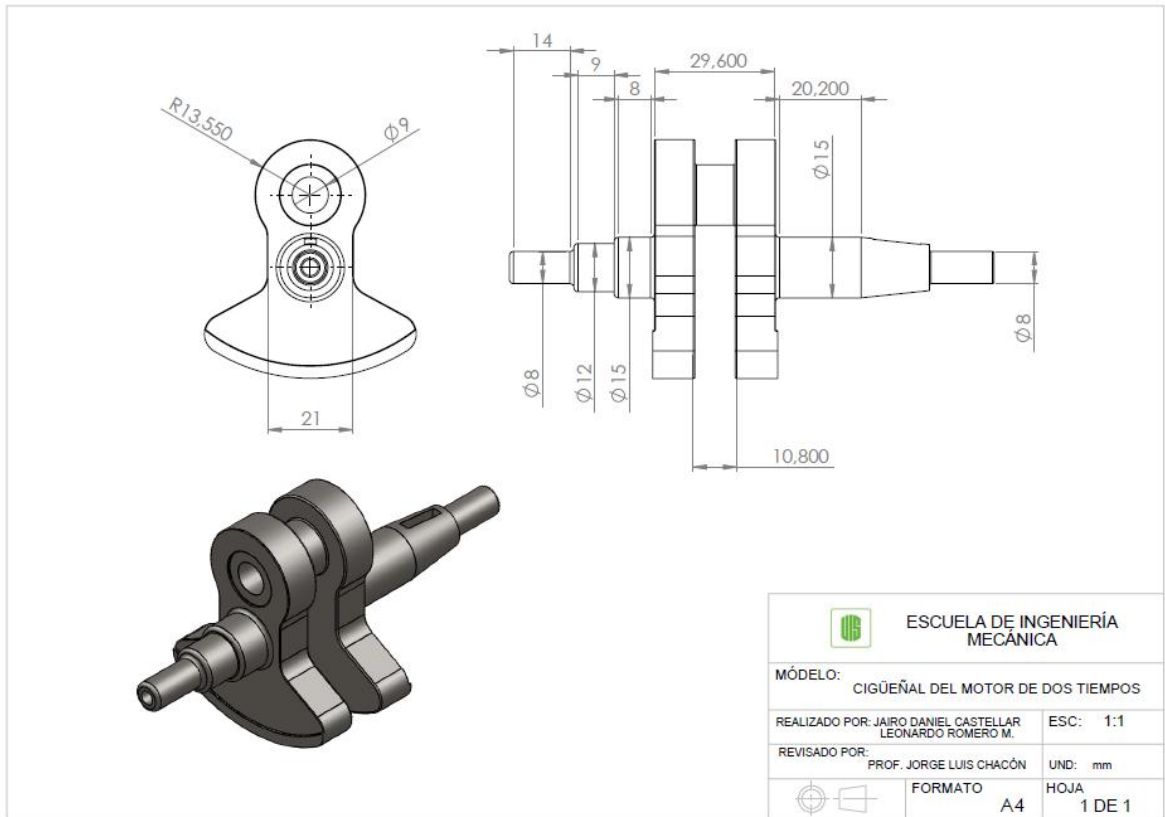


Figura 64. Plano del Cigüeñal del modelo



ANEXO C. Manual de instalación de la herramienta computacional DM-2T

DM-2T

La herramienta software DM-2T es una aplicación sencilla y de fácil manejo que proporciona al usuario la facilidad para realizar cálculos complicados en lo referido al diseño de los elementos constitutivos de un motor de dos tiempos, como lo son el pistón, el bulón, la biela, el cigüeñal y el bloque, permitiendo además conocer las características termodinámicas, dinámicas y de resistencia de materiales de los distintos ciclos, así como también otra serie de características que pueden ser de relevante importancia a la hora de realizar la fabricación de los elementos.

Requerimientos del sistema

Para el correcto funcionamiento de la aplicación, el sistema debe tener al menos las siguientes características:

- Sistemas operativos:
 - ✓ Windows XP
 - ✓ Windows Vista
 - ✓ Windows 7
 - ✓ Windows 8
- Memoria RAM a partir de 128 MB
- Implementación de la tecnología Java y NetBeans IDE 7.4

Pasos para la instalación de la herramienta software DM-2T

- El DM-2T es un archivo portable, lo cual quiere decir, que es una aplicación informática que puede ser utilizada en cualquier ordenador que posea el sistema operativo para el que fue programada sin instalación previa; esto significa que no es necesaria la instalación de bibliotecas adicionales en el sistema para su funcionamiento.
- Como primera medida y de vital importancia para el buen funcionamiento de DM-2T es importante tener instalada la tecnología Java en el sistema operativo a utilizar, dicho implemento se encuentra disponible para descargar en la página web <<http://www.java.com/es/download/>>en donde encontraremos la siguiente ventana:

Todas las descargas de Java

Si desea descargar Java para otra computadora o sistema operativo, haga clic en el enlace que aparece a continuación. [Todas las descargas de Java](#)

Informar de un problema

Descargar Ayuda

Buscar

Descarga gratuita de Java

Descargue Java para su computadora de escritorio ahora

Version 7 Update 45

[Descarga gratuita de Java](#)

[¿Qué es Java?](#) [¿Tengo Java?](#) [¿Necesita ayuda?](#)

- Dando clic en “Descarga gratuita de Java” y luego nuevamente en la opción que saldrá a continuación “Aceptar e iniciar descarga gratuita de Java” procederemos con dicho proceso.
- El archivo descargado se llama “jxpiinstall”, para su instalación le damos doble clic a dicho archivo, y luego le damos clic en la pestaña instalar, y esperamos a que se realicen todas las acciones.
- Es importante informar al usuario que la página web enseñada para la descarga de Java, se da solo como una ayuda, si por el contrario ya se posee la herramienta o tiene la actualización de la misma, puede de forma segura obviar los pasos anteriores.

NetBeans IDE 7.4

Características Principales

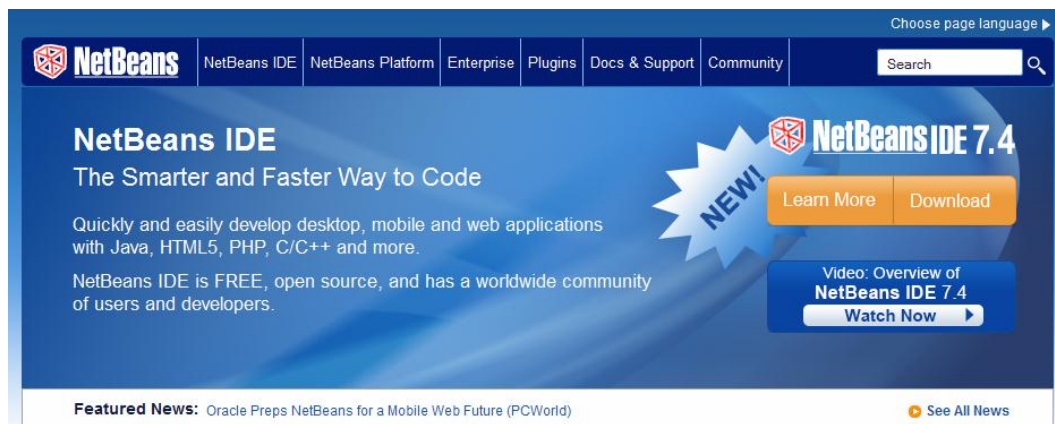
El IDE NetBeans es una herramienta para programadores pensada para escribir, compilar, depurar y ejecutar programas. Está escrito en Java pero puede servir para cualquier otro lenguaje de programación, es un producto libre y gratuito sin restricciones de uso.

La plataforma NetBeans permite que las aplicaciones sean desarrolladas a partir de un conjunto de componentes de software llamados *módulos*. Un módulo es un archivo Java que contiene clases de java escritas para interactuar con las APIs de NetBeans y un archivo especial (manifest file) que lo identifica como módulo. Las aplicaciones construidas a partir de módulos pueden ser extendidas agregándole nuevos módulos. Debido a que los módulos pueden ser desarrollados

independientemente, las aplicaciones basadas en la plataforma NetBeans pueden ser extendidas fácilmente por otro software como lo es C++.

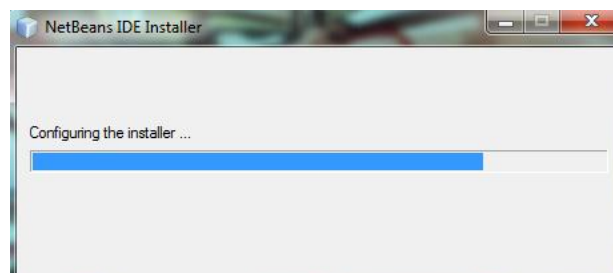
Pasos para la instalación de la herramienta de programación NetBeans IDE 7.4

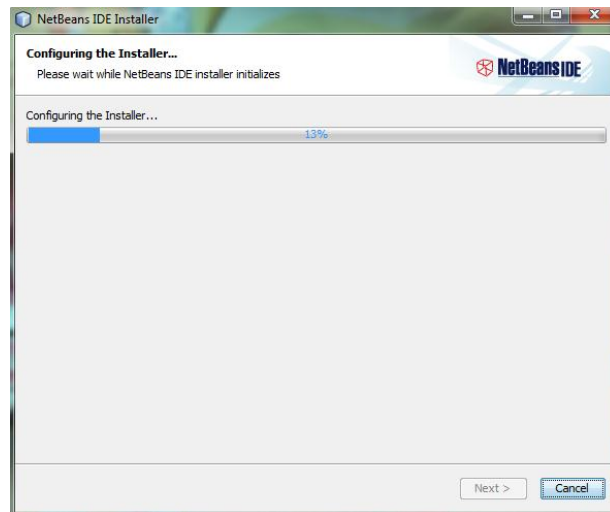
La herramienta DM-2T fue desarrollada en el programa NetBeans IDE 7.4, el cual se puede obtener de forma gratuita en la dirección <<https://netbeans.org/>>. A continuación podemos ver el manual de instalación de la herramienta anterior por si se desea modificar el proyecto:



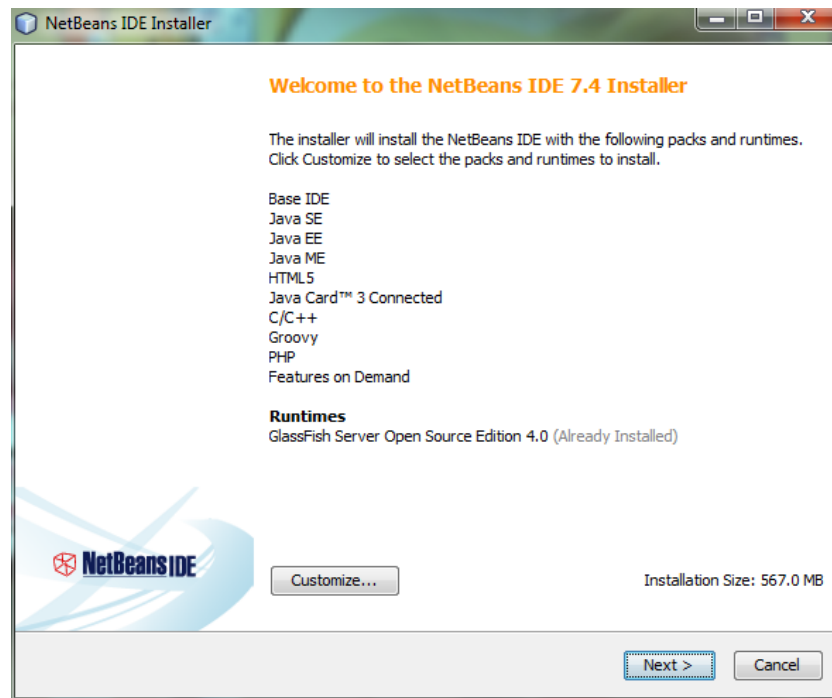
La aplicación ocupa un tamaño de 203 MB en el disco duro.

Luego de descargar la aplicación, ejecutamos el instalador y vemos la siguiente pantalla:

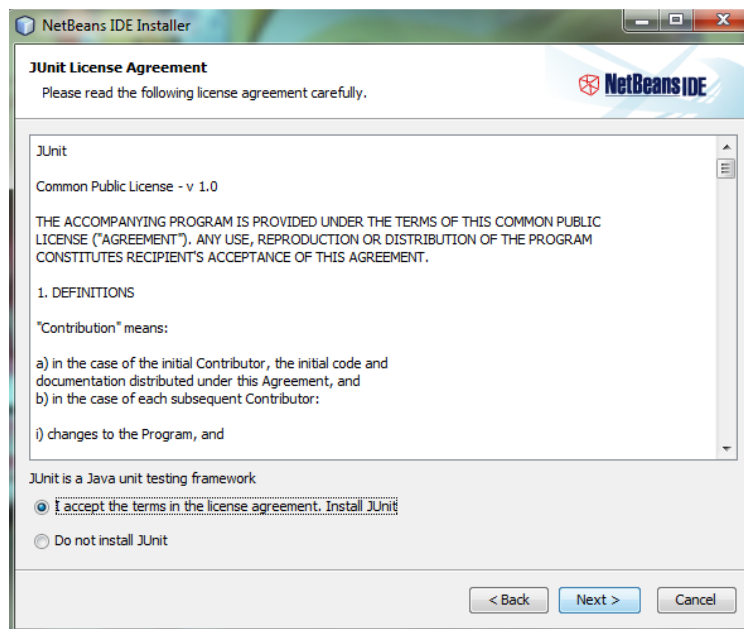
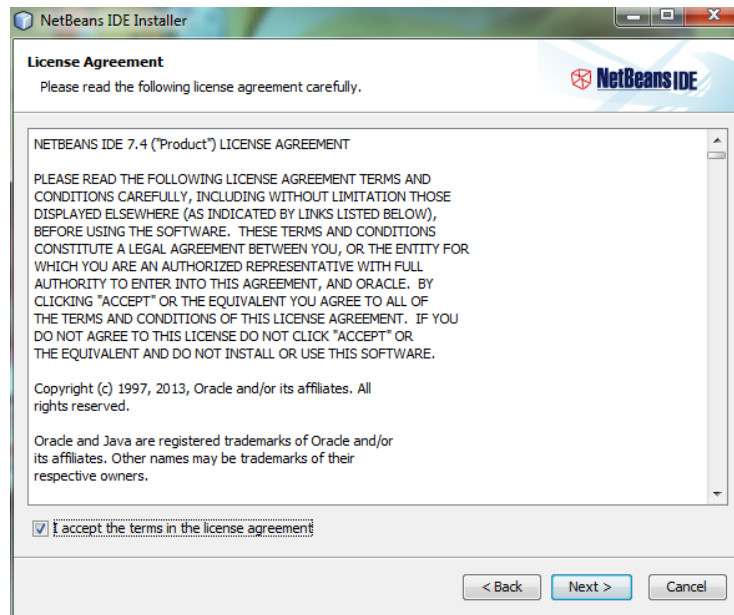




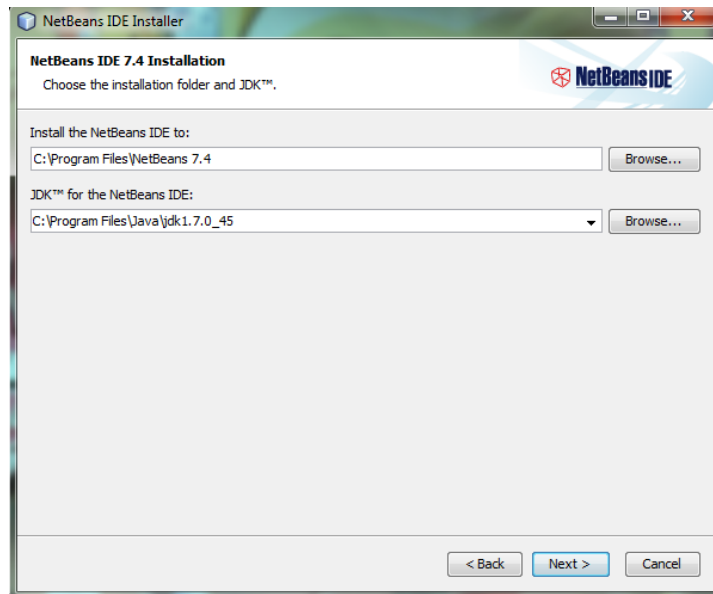
Las ventanas anteriores se cargan automáticamente, luego de esto podemos elegir cuales paquetes deseamos instalar, se recomienda la instalación de todos los lenguajes de programación.



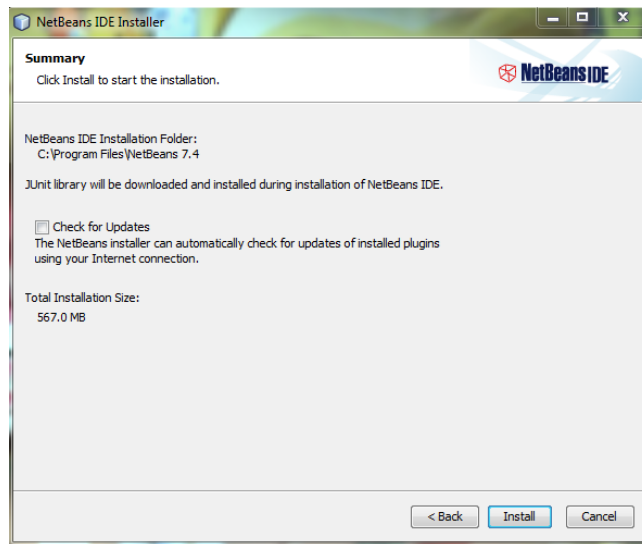
Al presionar en siguiente (Next), aceptamos los acuerdos de licencia como se muestra:



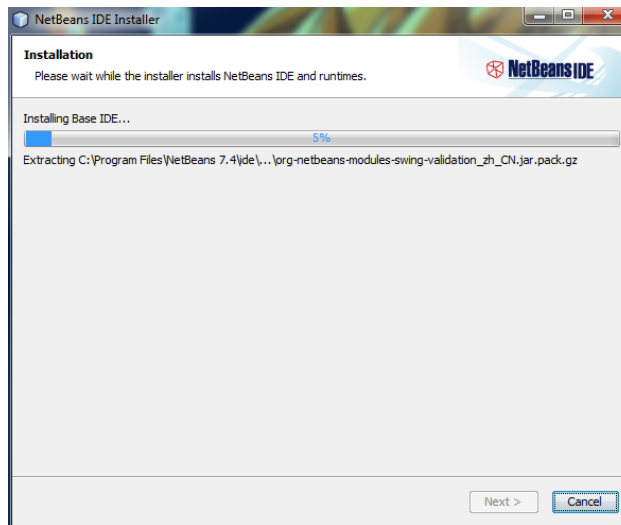
El programa trae por definición la carpeta donde se instalará la aplicación, el usuario puede cambiar esta carpeta:



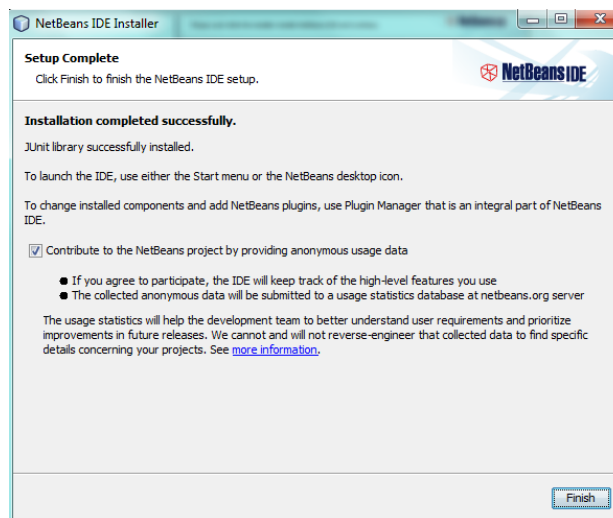
Vemos entonces un resumen de todo lo seleccionado anteriormente, y podemos decidir si deseamos que el programa busque automáticamente actualizaciones o no:



Si todo lo anterior está correcto, el programa inicia la instalación:



Por último tenemos la opción de participar en el foro virtual, y damos en el botón finalizar:



Tenemos instalado en nuestro sistema operativo NetBeans IDE 7.4, el programa instalado ocupa un tamaño de 567 MB en el disco duro.

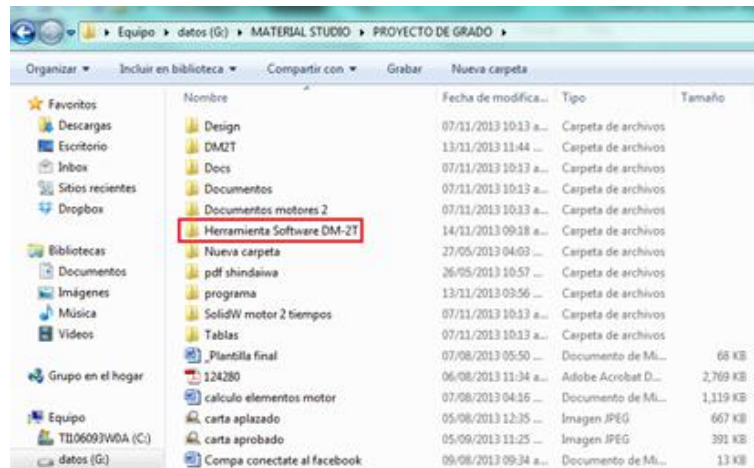
Pasos para la desinstalación de la herramienta software DM-2T

Como el software DM-2T es de carácter portable, no necesita entonces de los procesos normales de desinstalación de programas, como lo son aquellos encontrados en <inicio/panel de control/agregar o quitar programas/seleccione el programa y oprima en el botón cambiar o quitar> simplemente la aplicación una vez cerrada anula los vínculos con el sistema operativo, encontrándose en la completa disposición para ser eliminada si el usuario así lo desea.

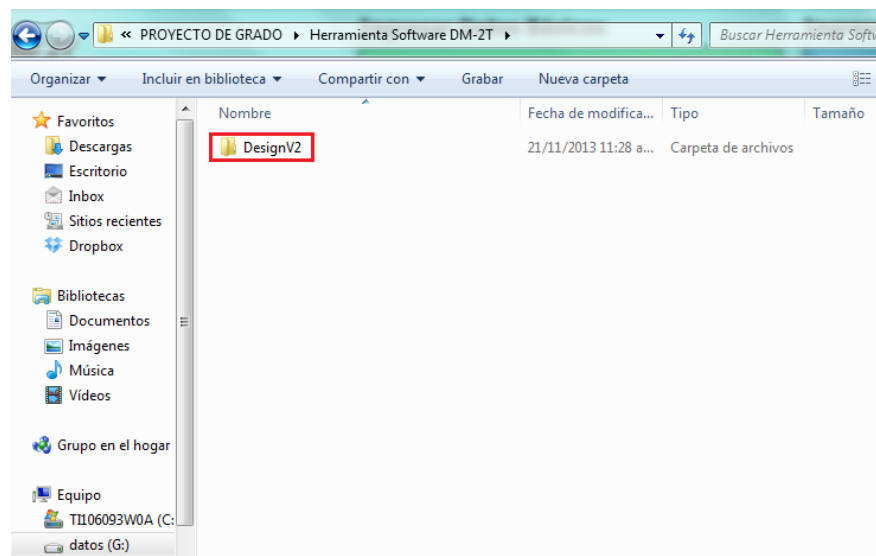
ANEXO D. Manual de usuario para la utilización de la herramienta computacional DM-2T

Para realizar un buen manejo de la aplicación, se recomienda al usuario seguir las siguientes instrucciones:

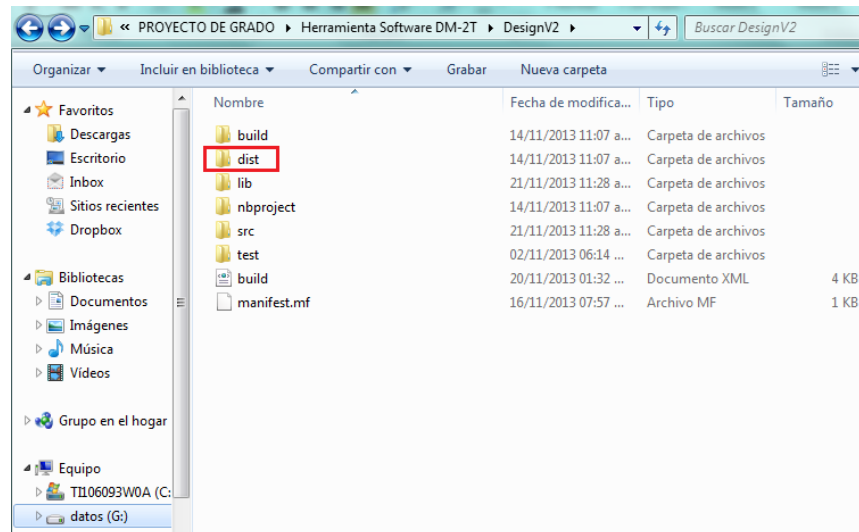
- Para la ejecución del software DM-2T portable, nos vamos primero a la ubicación donde se encuentre en el dispositivo la carpeta denominada “Herramienta Software DM-2T”.



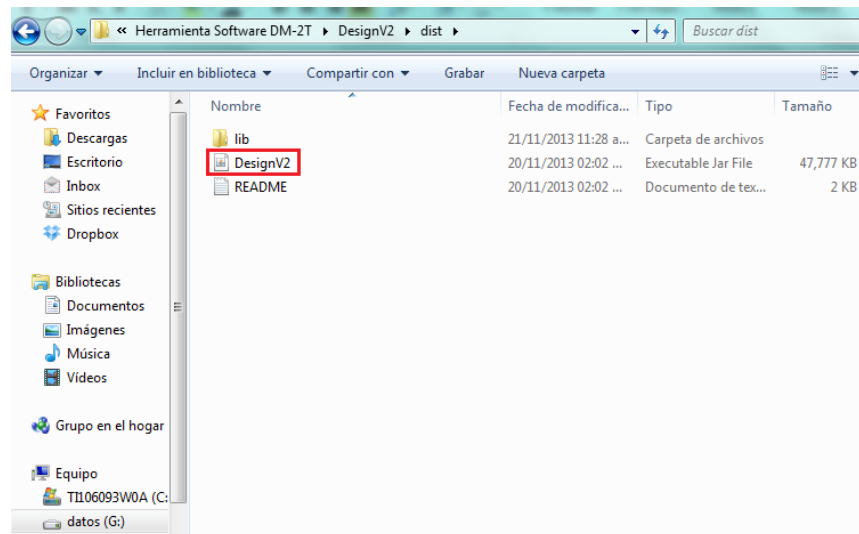
- Dándole doble clic a la misma, obtendremos la siguiente ventana, en la cual encontraremos la carpeta denominada “DesignV2” la cual contiene los códigos de programación y toda la información utilizada para la elaboración del software. Procedemos dando doble clic a dicha carpeta.



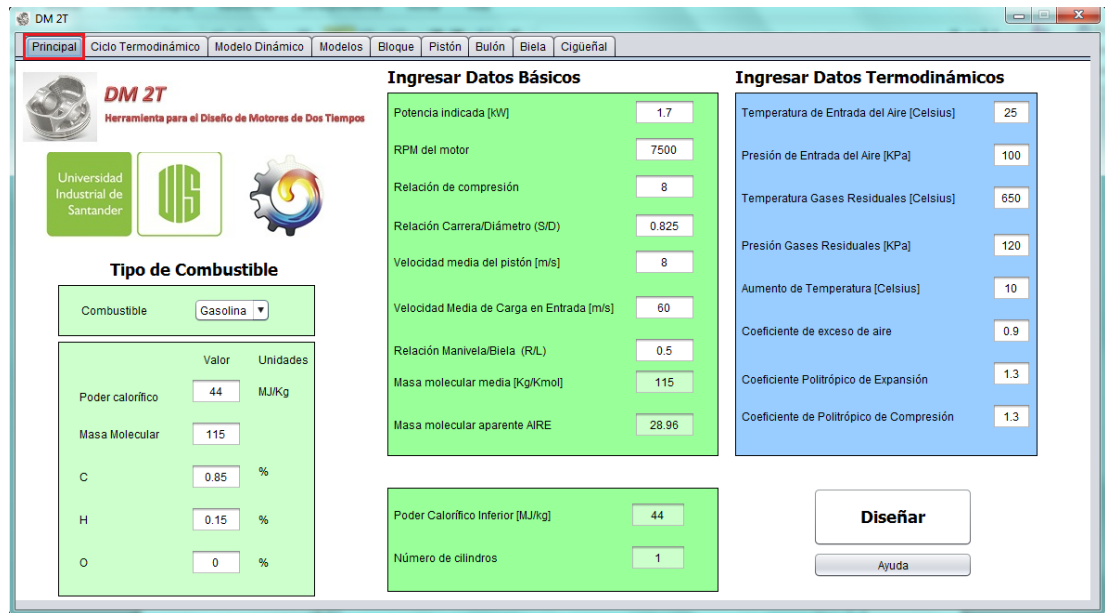
- Una vez realizado el paso anterior aparecerá la siguiente ventana, en la cual procederemos dando doble clic a la carpeta de nombre “dist”.



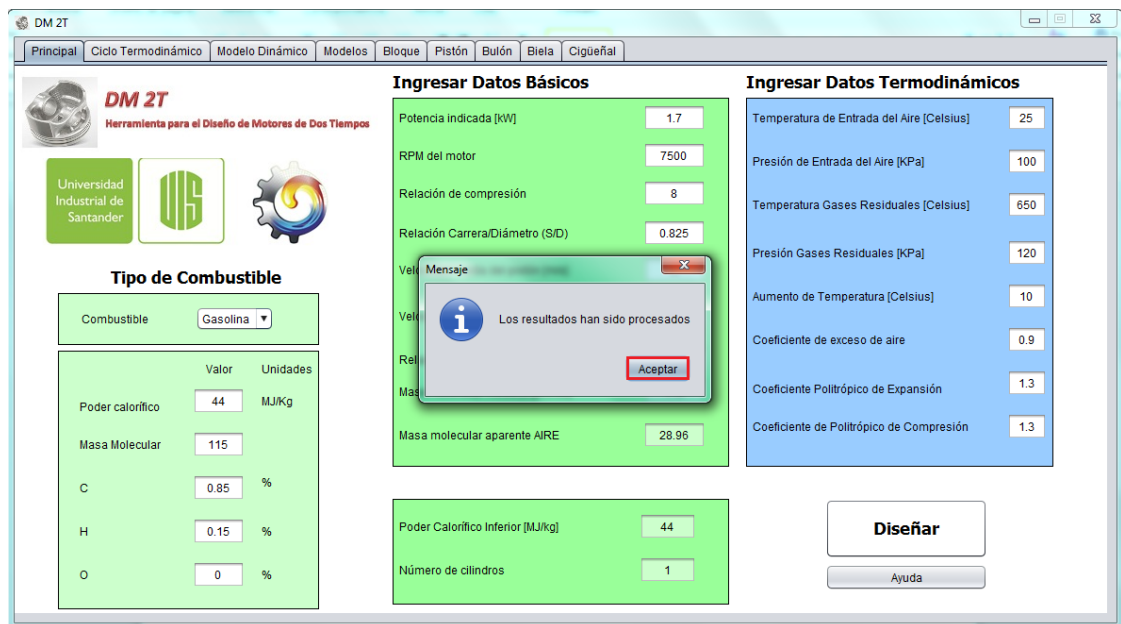
- Apareciendo la siguiente ventana, damos doble clic a “DesignV2”.



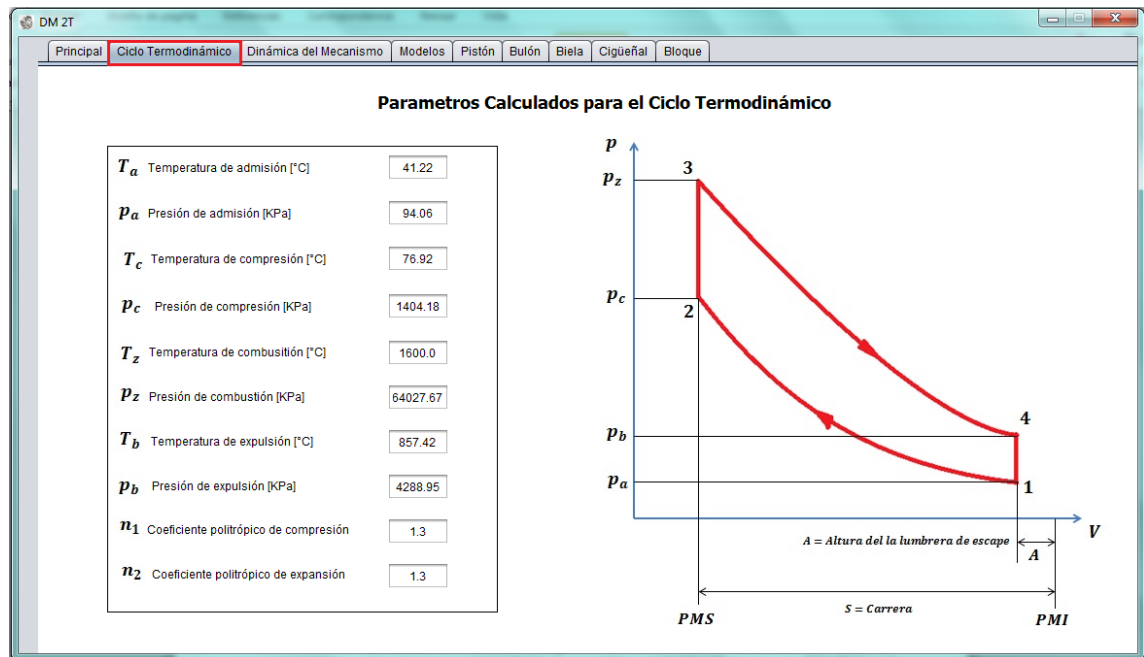
- Obteniendo de esta manera la ejecución completa de la herramienta software, apareciendo así la ventana principal del mismo la cual consta de tres paneles principales para el ingreso de los datos, nueve pestañas superiores para los resultados a estudiar, y los botones “Diseñar” y “Ayuda”.



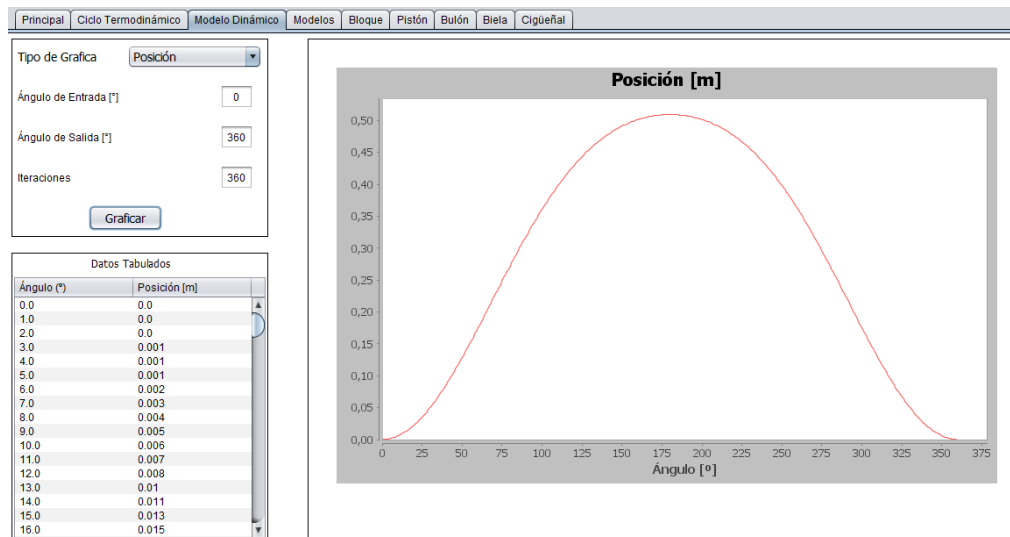
- Una vez ingresados los datos presionamos el botón “diseñar”, para lo cual el programa mostrara un mensaje una vez los resultados han sido procesados, damos clic en “aceptar”.



- Los resultados obtenidos pueden ser observados en las pestañas superiores, cada una tiene el nombre respectivo para el estudio realizado, la segunda pestaña es la llamada “Ciclo Termodinámico” en ella se encontraran los resultados termodinámicos y la gráfica del ciclo trabajado, ya sea para gasolina o Diesel.



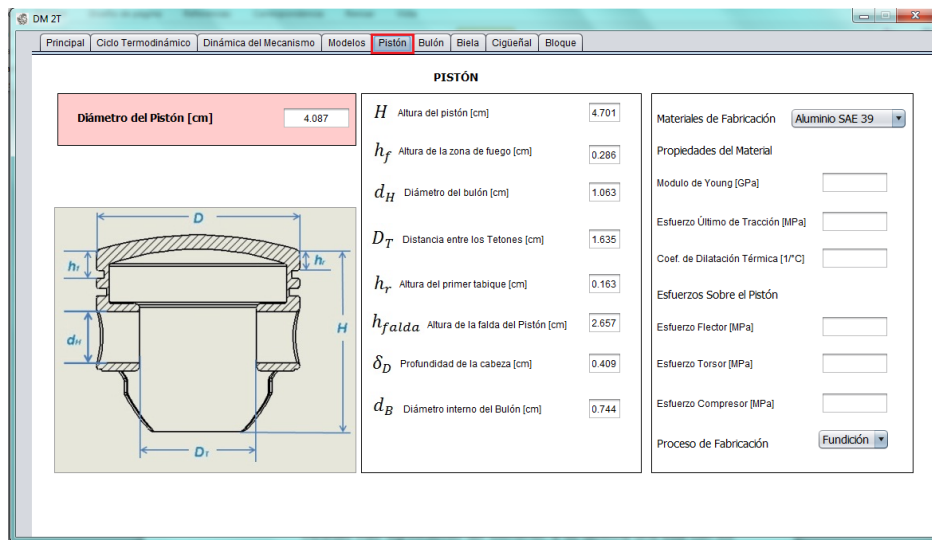
- La tercera pestaña es la llamada “Dinámica del Mecanismo”, en ella encontraremos la información correspondiente al estudio dinámico y a las fuerzas que actúan sobre del elemento pistón.



- La cuarta pestaña es la denominada “Modelos”, en la cual como su nombre lo indica se muestran imágenes de los elementos a diseñar del motor de dos tiempos, como lo son el pistón, el bulón, la biela, el cigüeñal y el bloque.

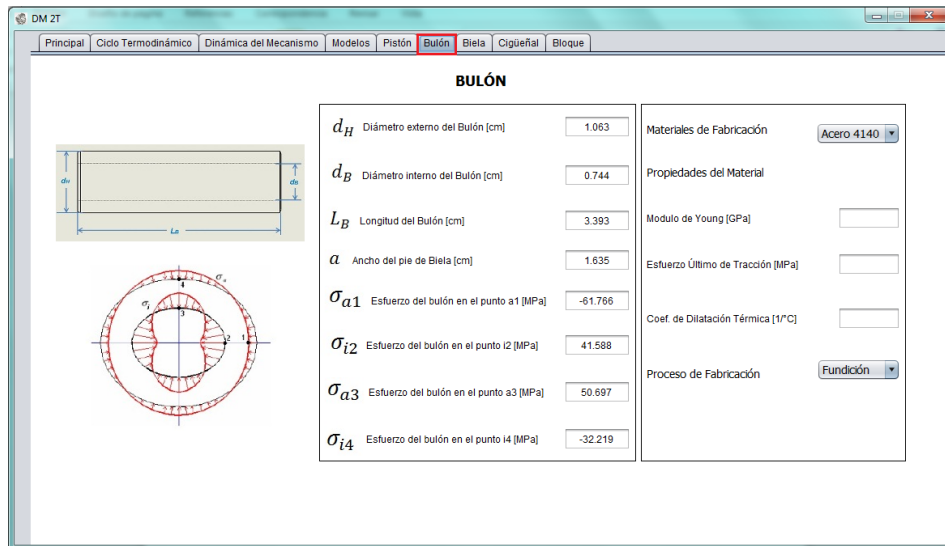


- La quinta pestaña es la designada “Pistón” , en donde se muestra en primera instancia una imagen con las medidas más relevantes de dicha pieza, teniendo a su derecha una tabla con los resultados arrojados por el software, y por ultimo una tabla donde se muestran las propiedades más importantes para los distintos materiales de fabricación del elemento.

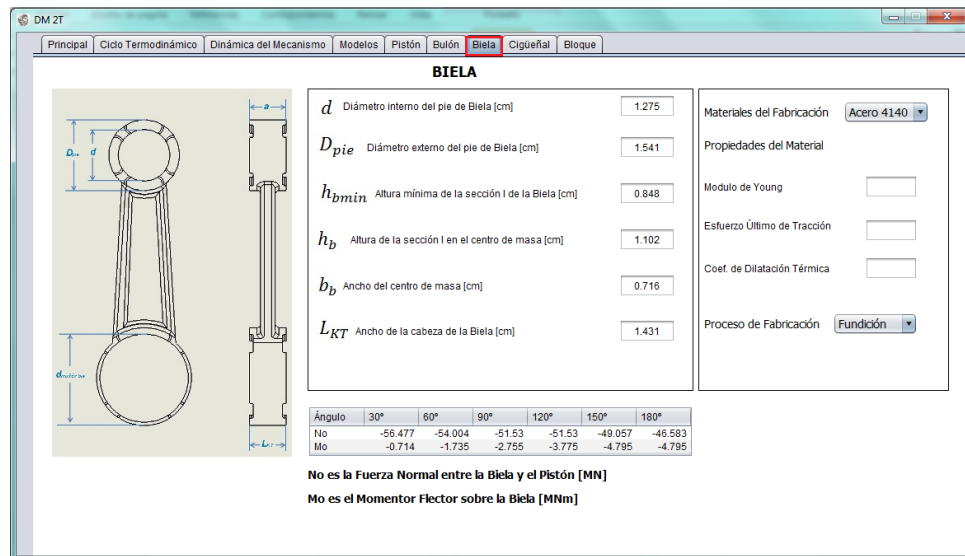


- La sexta pestaña es la nombrada “Bulón” aquí tenemos la figura con las medidas más importantes de la pieza y el diagrama de esfuerzos, a su derecha una tabla con los resultados arrojados por el software, y por ultimo

una tabla donde se muestran las propiedades más importantes para los distintos materiales de fabricación del componente.

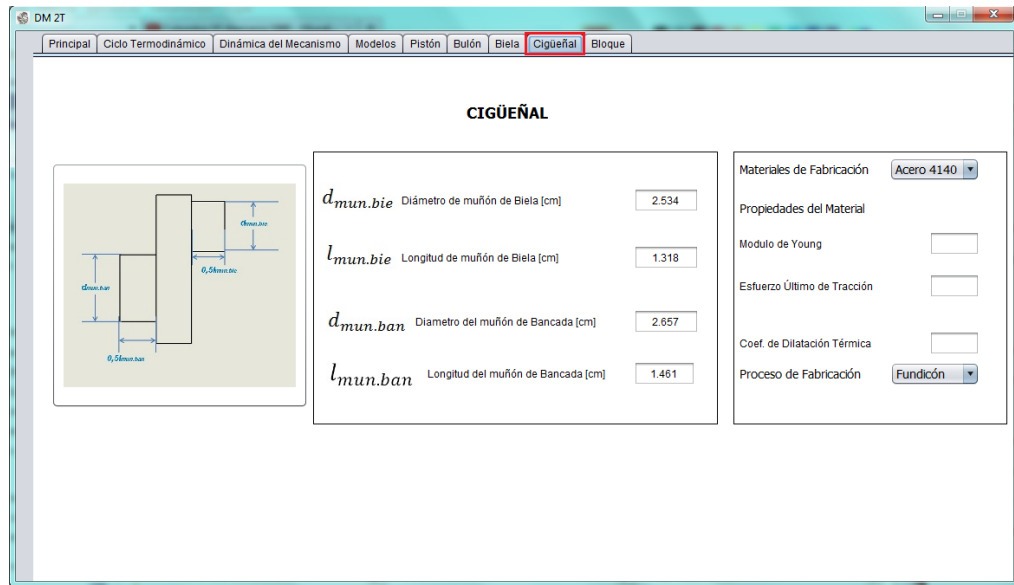


- La séptima pestaña es la llamada “Biela”, muestra la imagen con las medidas más significativas del elemento, a su derecha una lista con los resultados arrojados por el software, y al final una tabla donde se encuentran las propiedades más relevantes para los distintos materiales de fabricación de la pieza.

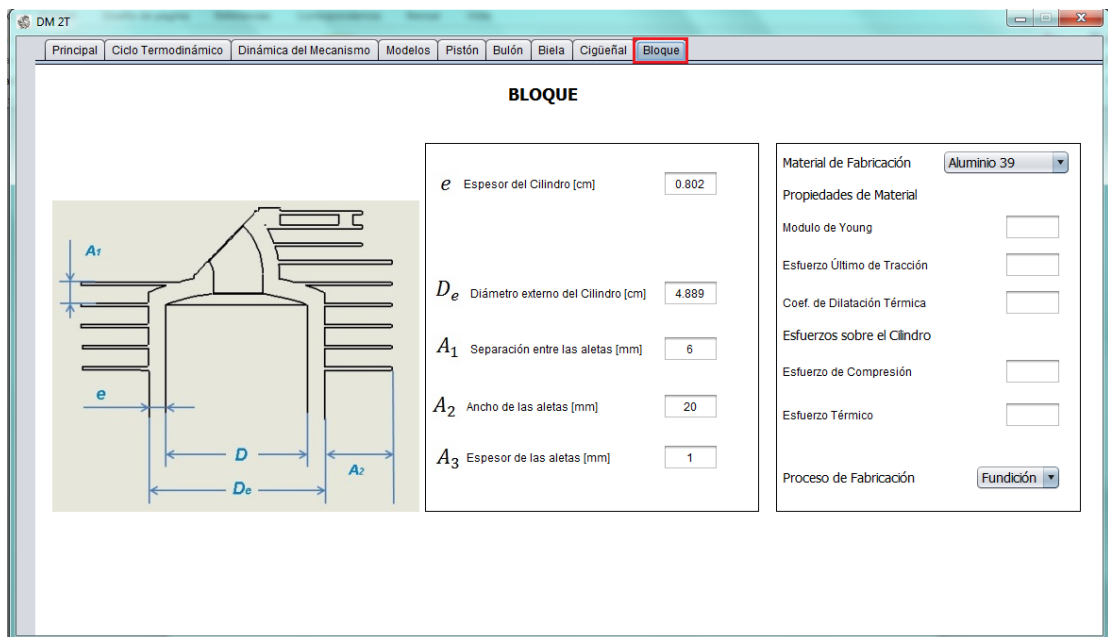


- La octava pestaña tiene por nombre “Cigüeñal”, presenta una figura con las medidas más destacadas de la pieza, al lado muestra la tabla con los resultados arrojados por el software, y por último una lista donde se

encuentran las propiedades más importantes para los distintos materiales de fabricación del elemento.



- La novena pestaña se llama “Bloque”, aquí se enseña en primera medida una imagen con las características más relevantes de la pieza, a su derecha una tabla con los resultados arrojados por el software, y por último la lista con las propiedades más destacadas para los distintos materiales de fabricación del elemento.



- Una vez analizados todos los resultados, el usuario puede si así lo desea, regresar a la pestaña principal, ingresar nuevos datos y realizar los estudios correspondientes a los resultados en las distintas pestañas, si por el contrario no pretende hacer más uso de la herramienta software DM-2T, debe proceder dando clic en el botón cerrar (representado por una X) que se encuentra en la parte superior derecha de la ventana del programa.

Pestaña de “Ayuda”

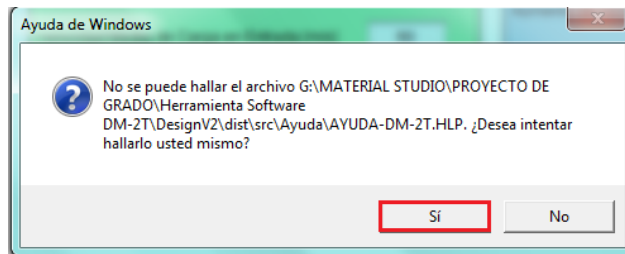
Si una vez empleado DM-2T el usuario presenta dudas, inquietudes, no entiende alguna de las opciones brindadas por el software, o en su defecto desea informarse más del contenido que presenta, el botón “Ayuda” que se encuentra en la ventana principal debajo de “Diseñar”, puede brindarle una serie de apoyos que facilitaran el entendimiento de todas las herramientas del software.

The screenshot shows the DM-2T software interface with the following data:

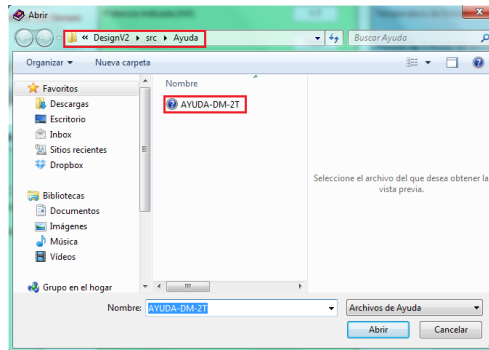
Ingresar Datos Básicos		Ingresar Datos Termodinámicos	
Potencia indicada [KW]	1.7	Temperatura de Entrada del Aire [Celsius]	25
RPM del motor	7500	Presión de Entrada del Aire [KPa]	100
Relación de compresión	8	Temperatura Gases Residuales [Celsius]	650
Relación Carrera/Diámetro (SID)	0.825	Presión Gases Residuales [KPa]	120
Velocidad media del pistón [m/s]	8	Aumento de Temperatura [Celsius]	10
Velocidad Media de Carga en Entrada [m/s]	60	Coefficiente de exceso de aire	0.9
Relación Manivela/Biela (RL)	0.5	Coefficiente Politrópico de Expansión	1.3
Masa molecular media [Kg/Kmol]	115	Coefficiente de Politrópico de Compresión	1.3
Masa molecular aparente AIRE	28.96		
Poder Calorífico Inferior [MJ/kg]	44		
Número de cilindros	1		

Buttons: **Diseñar**, **Ayuda** (highlighted in red)

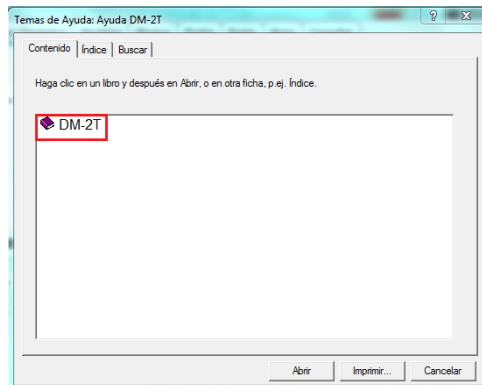
Una vez dado clic a la pestaña “Ayuda” tenemos la siguiente ventana, a la cual daremos clic en “Si”:



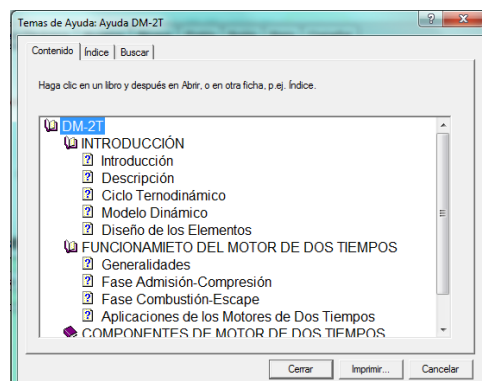
Inmediatamente se abrirá una nueva ventana, en donde tendremos que escoger la ubicación del archivo ayuda, encontrándose en >>Herramienta Software DM-2T>> DesignV2>>src>>Ayuda. Como se muestra en la imagen siguiente:



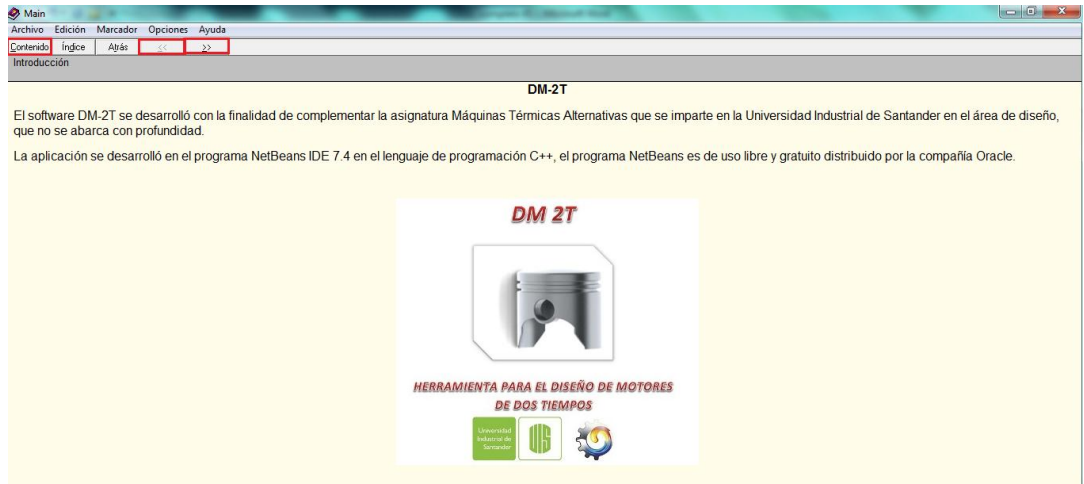
Procedemos dando doble clic a “AYUDA-DM-2T”, permitiendo que la opción de ayuda quede completamente habilitada para el uso por parte del usuario, apareciendo la siguiente ventana:



Dando doble clic en DM-2T, podremos desplegar todo el contenido con sus ficheros:



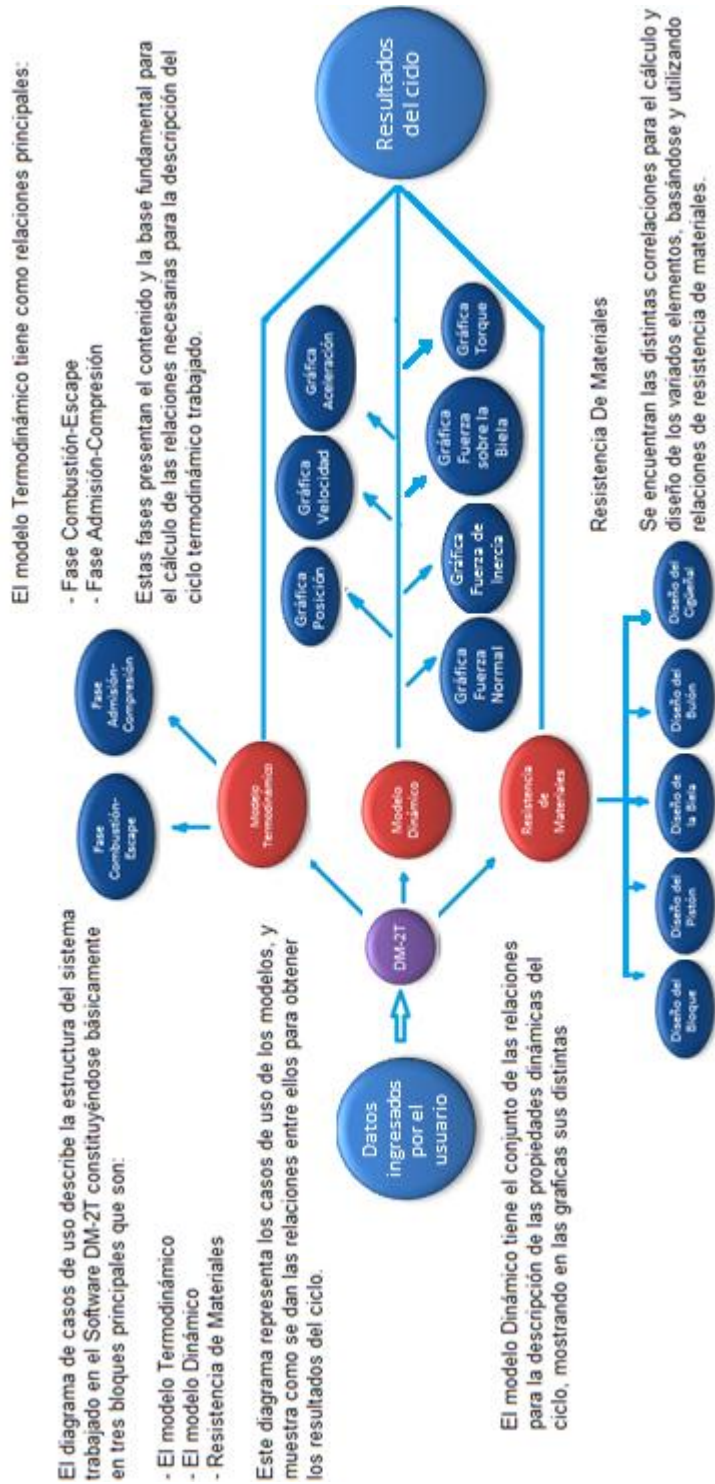
Así solo damos doble clic al asunto del que queremos más información, en este ejemplo utilizaremos la pestaña introducción, para lo cual se abrirá una nueva ventana:



Las pestañas superiores son para adelantar a la siguiente información o en su caso regresarse a la anterior, la pestaña contenido permite volver nuevamente a la ventana principal de la ayuda.

ANEXO E. Manual de diseño de la herramienta computacional DM-2T

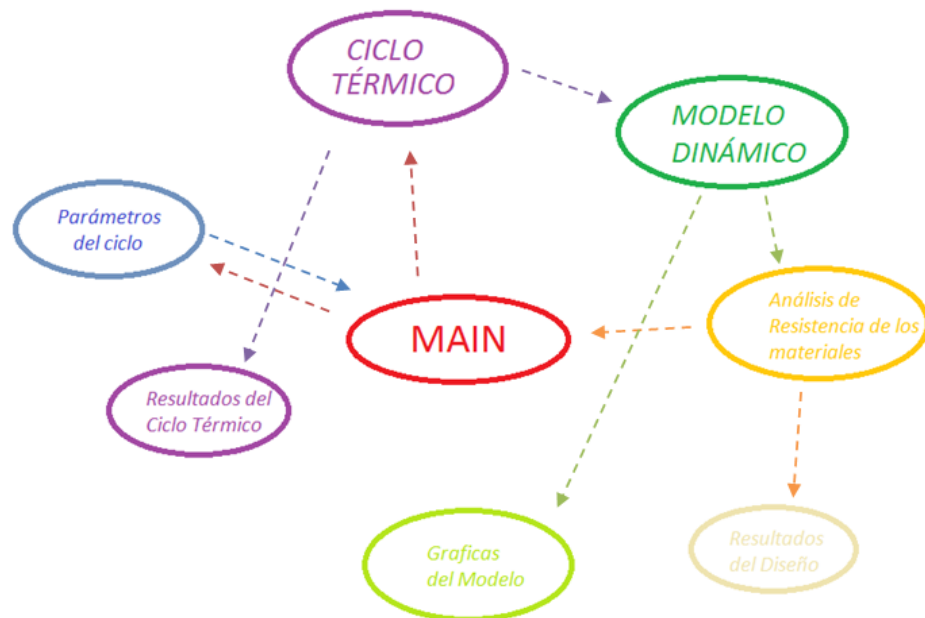
Anexo E1. Casos de Uso de la herramienta DM-2T



Anexo E2. Diagrama de clases

Un diagrama de clases es un tipo de diagrama estático que describe la estructura de un sistema mostrando la relación entre las unidades básicas que contienen la información de un objeto que se involucran en el sistema, las cuales pueden ser de asociativas, de herencia, de uso y de contenido.

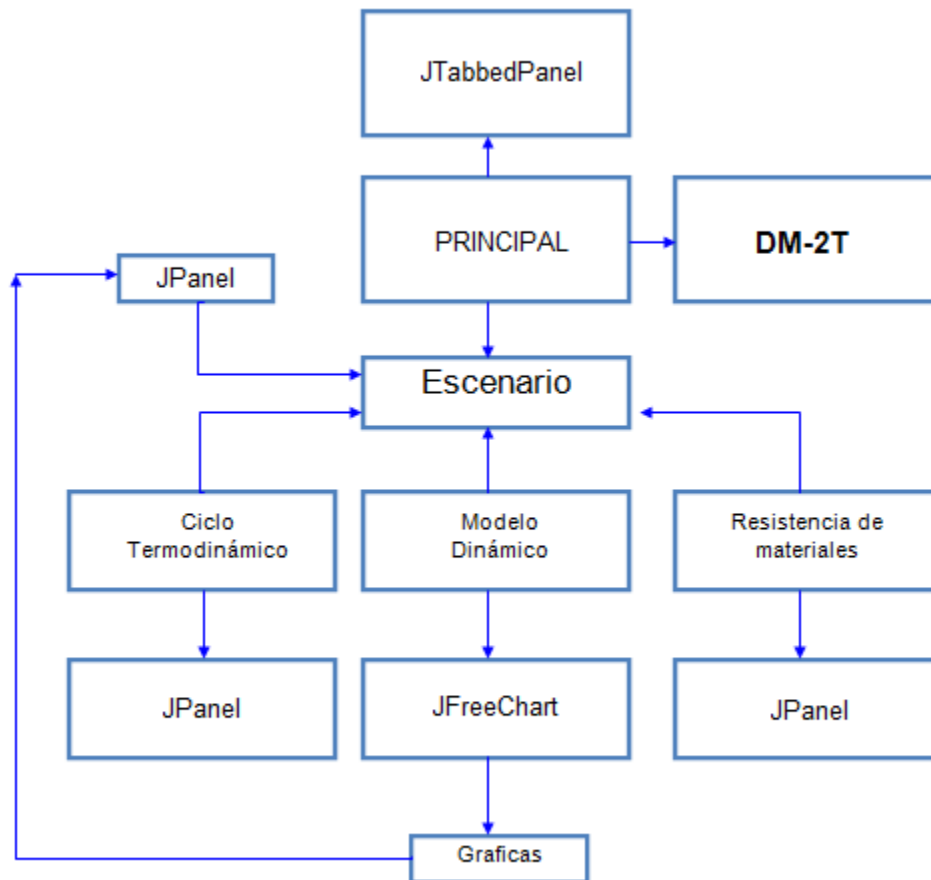
En el desarrollo del programa los atributos y métodos utilizados son de clase “public” esto permite que los atributos serán visibles dentro y fuera de la clase, es decir, accesible desde todos lados.



El “main” o programa principal contiene el código fuente del programa, es decir las ecuaciones. Al ejecutar el programa en el botón diseñar en la interfaz principal se ejecuta la revisión de los parámetros del ciclo, es decir que los valores ingresados por el usuario se encuentren entre los límites establecidos para el diseño óptimo de los elementos por ejemplo si seleccionamos como tipo de combustible la gasolina, la relación de compresión debe estar entre 8 y 12, si no es así un mensaje alertara que se debe corregir el valor de relación.

Luego, el código es ejecutado en su totalidad, todas las ecuaciones con desarrolladas para el ciclo termodinámico, la dinámica y la resistencia de materiales, y en la interfaz principal se imprimen inmediatamente todos los resultados obtenidos en el orden Termodinámica-Dinámica-Resistencia de materiales.

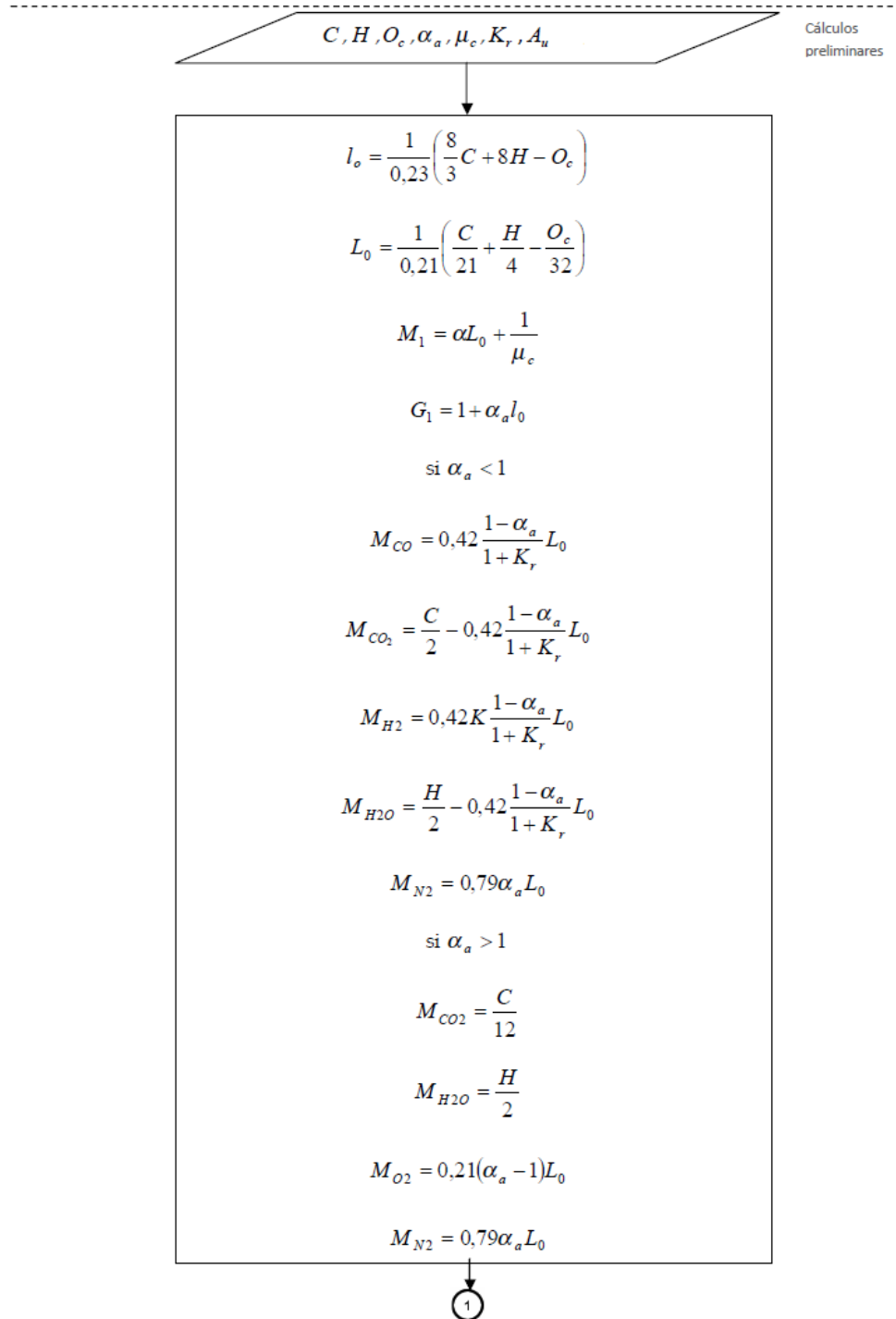
Diagrama de Clases de la interfaz de Usuario



La clase principal, junto con la clase DM-2T es de las más importantes, pues muestran la ventana básica en donde el usuario va a interactuar con el mismo, todos los paneles presentes en principal están asociados a un Tabes Panel el cual genera una forma de presentación en forma de pestañas en serie. Para el proceso de graficación se utiliza una clase llamada JFreeChart la cual genera los códigos necesarios para las gráficas de las diferentes funciones.

Anexo E3. Diagrama de Flujo de la información

Diagrama del flujo de las ecuaciones para el cálculo del ciclo termodinámico ideal, descritas en la sección 2.21.



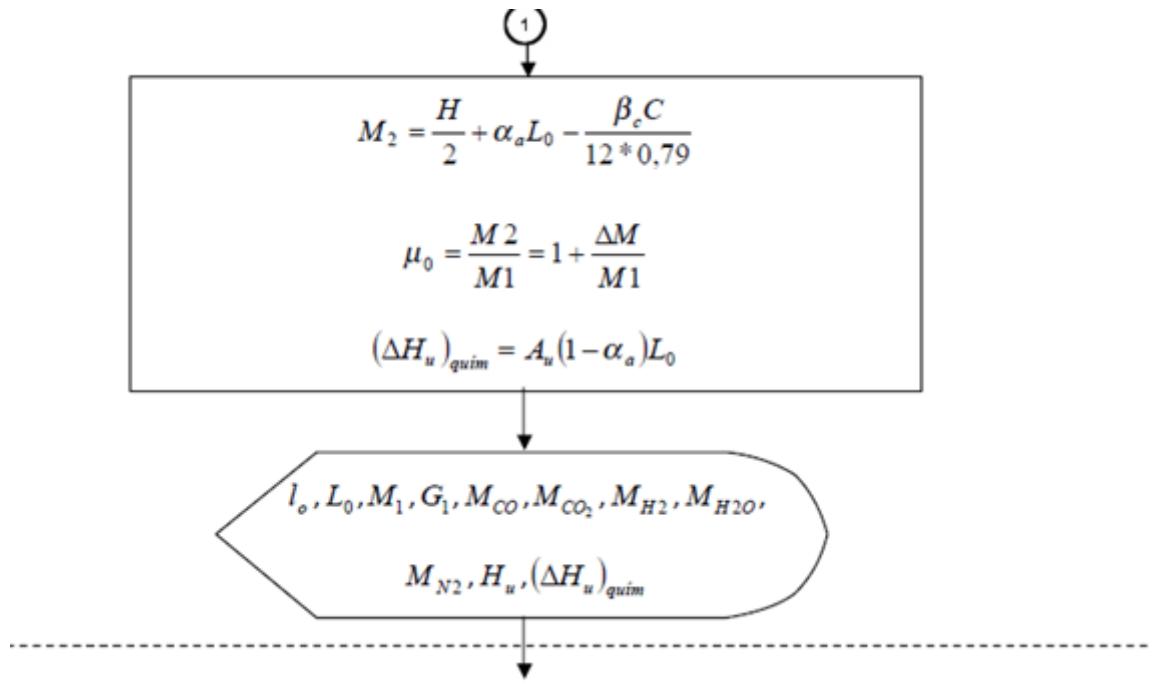


Diagrama de flujo de las ecuaciones para el cálculo del ciclo termodinámico en la fase de admisión de la sección 2.2.2.1.

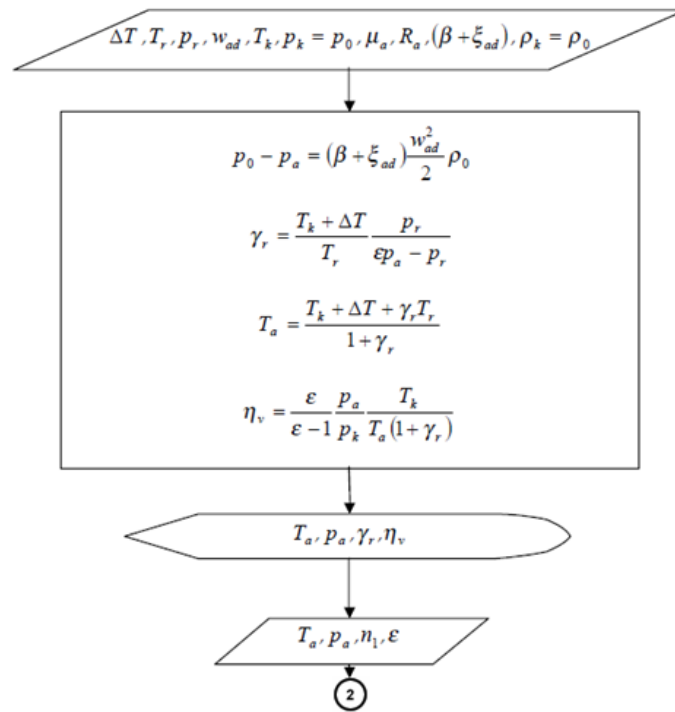
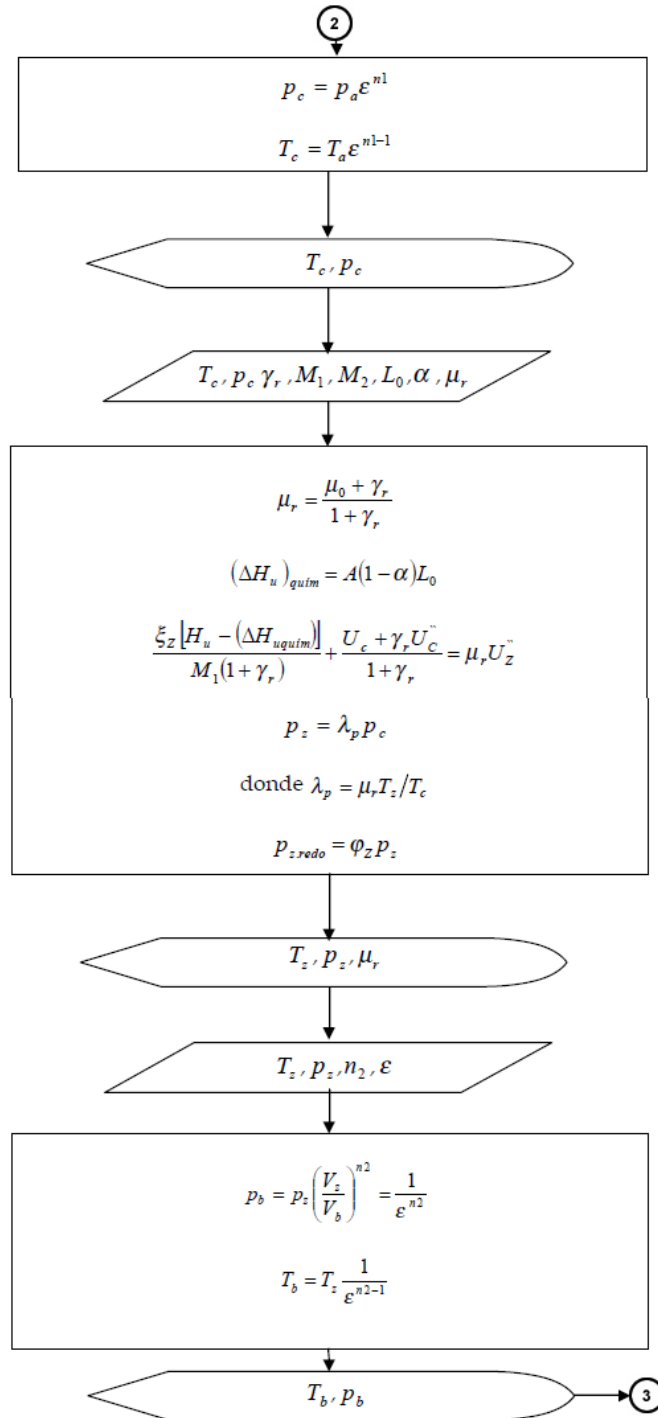
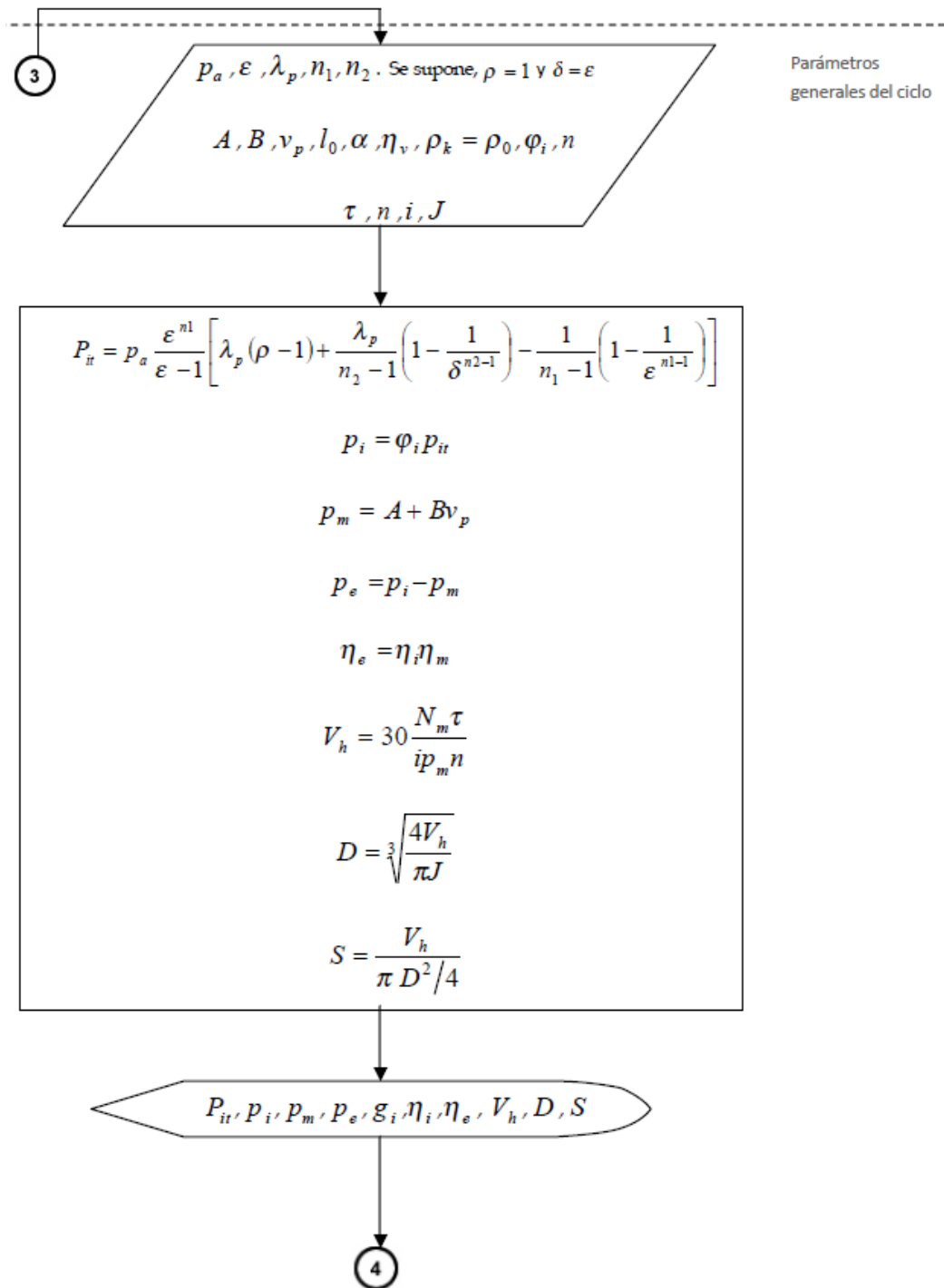


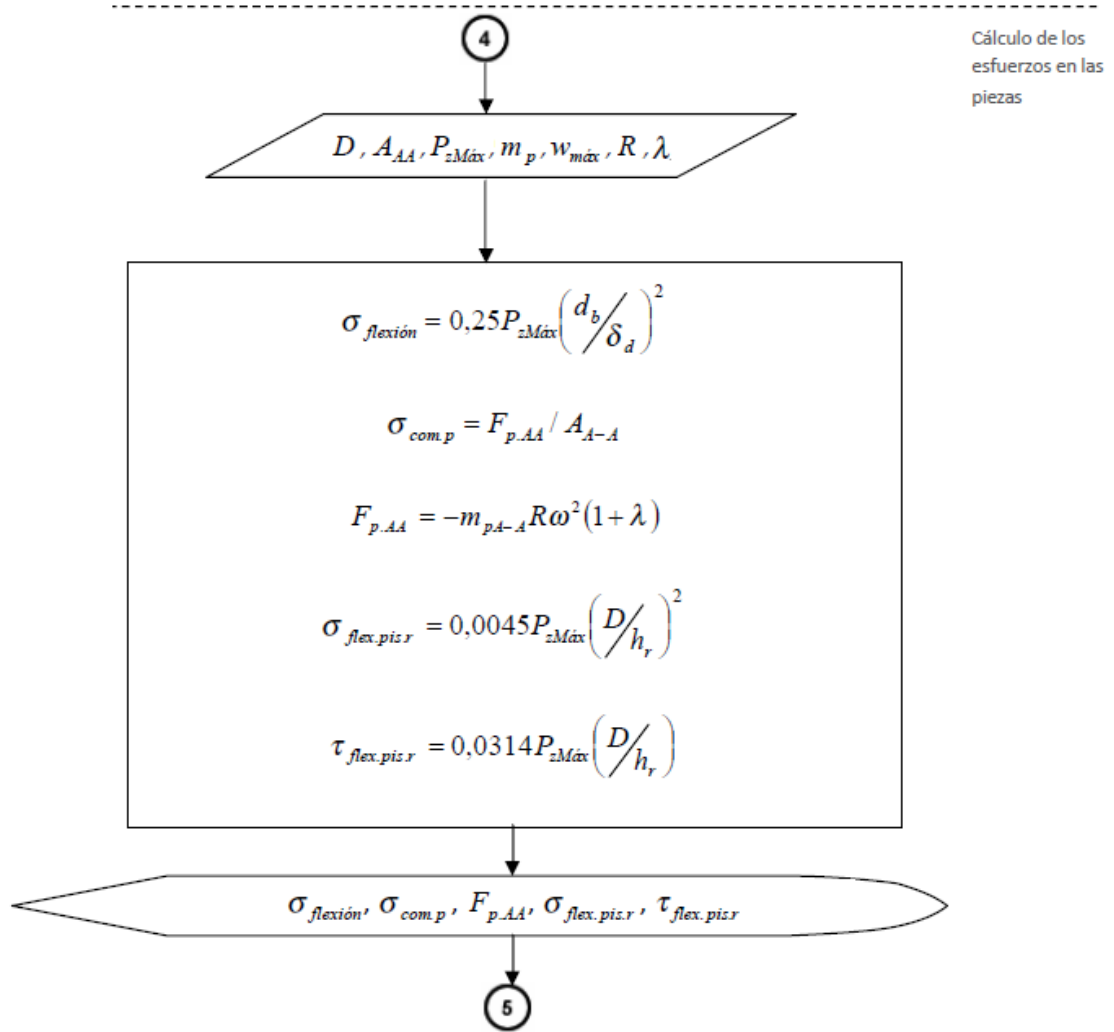
Diagrama de flujo de ecuaciones para las fases de compresión, combustión y escape descritas en la sección 2.2.2.2, 2.2.2.3 y 2.2.2.4.



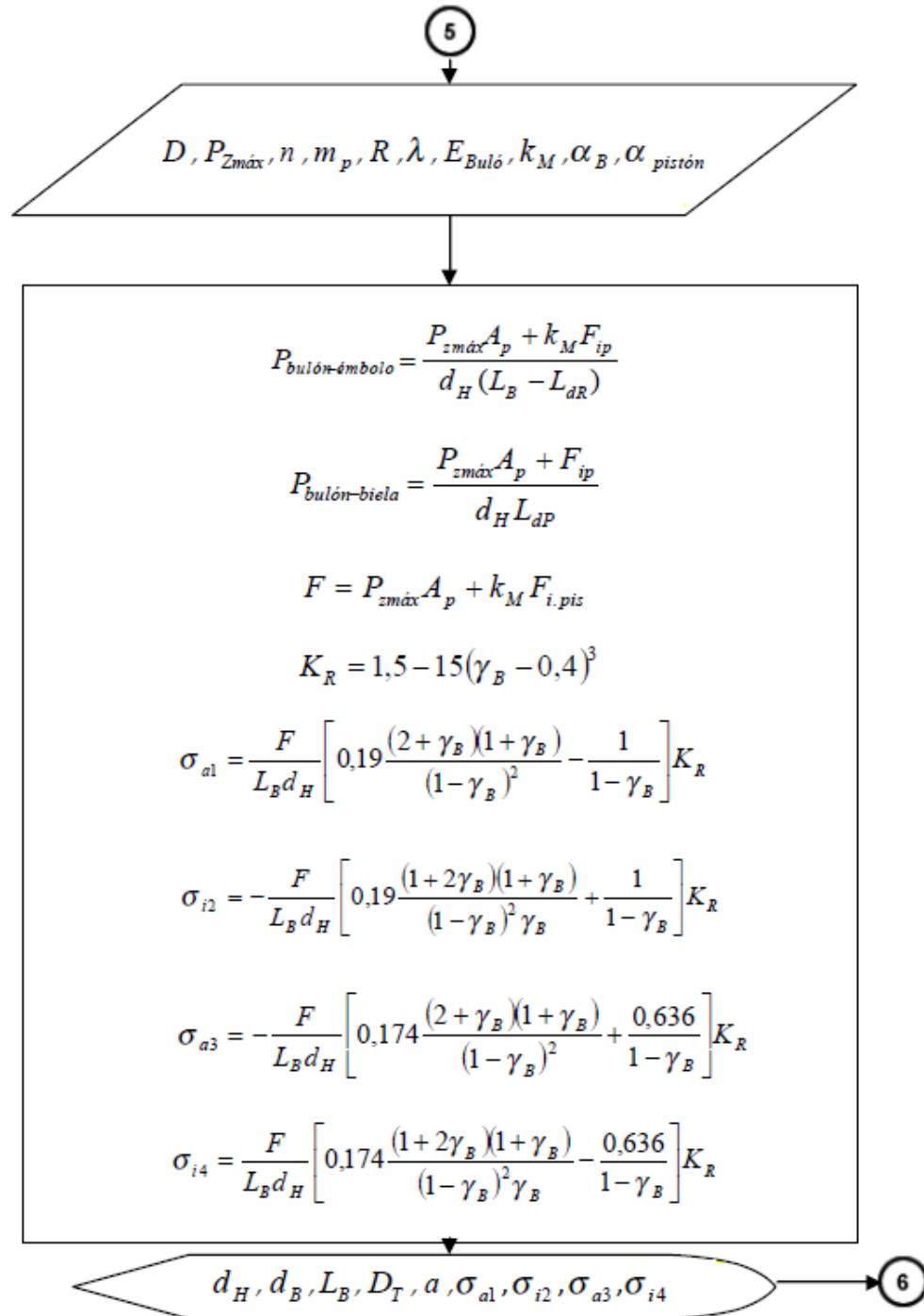
Luego del cálculo térmico, presentamos el diagrama de flujo para las ecuaciones del modelo dinámico en la sección 2.3.



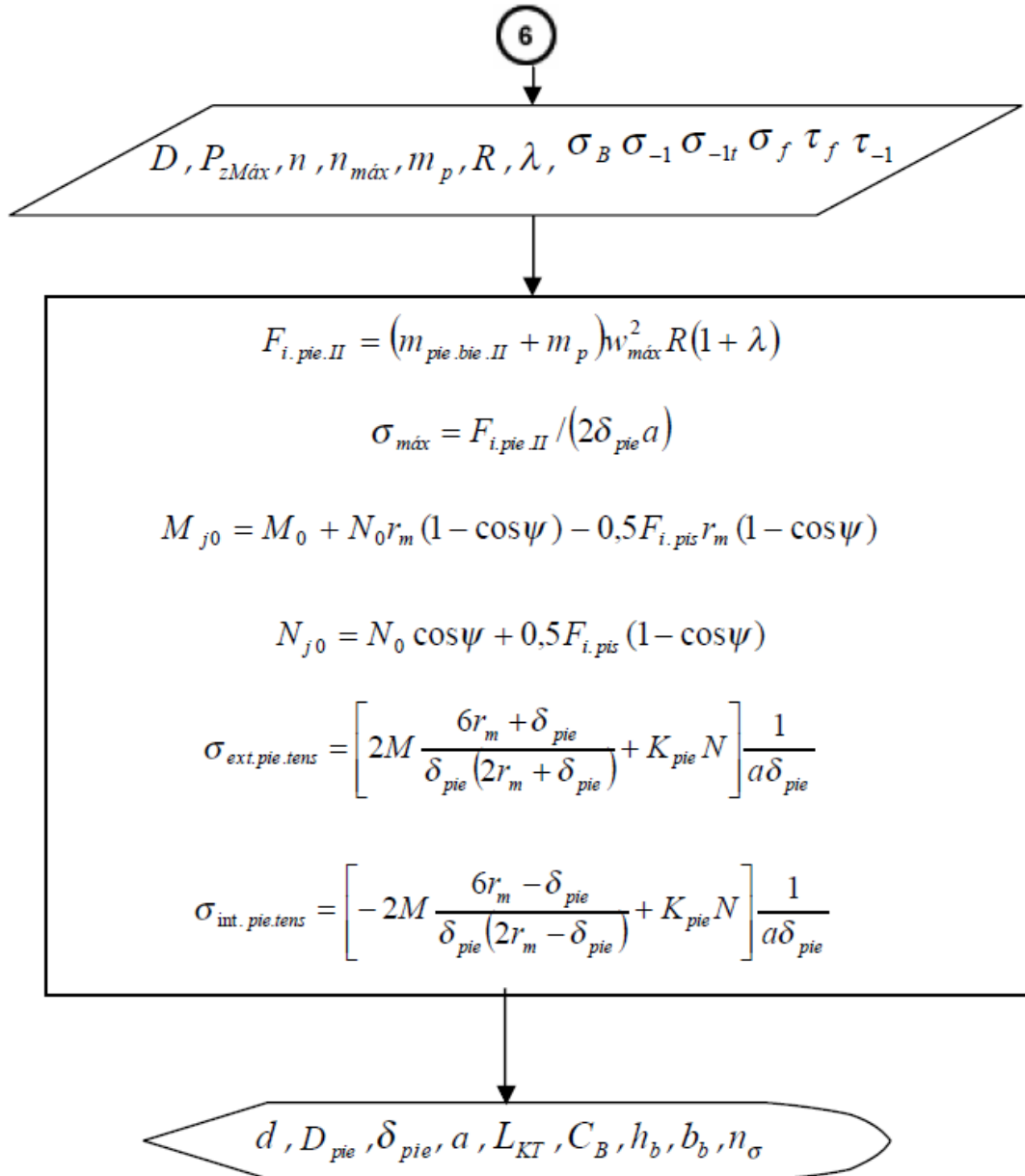
Después del modelo dinámico pasamos a la parte de resistencia de los materiales, el diagrama siguiente es para el flujo de ecuaciones de la sección que corresponde al cálculo del pistón 2.7.1.



Luego del pistón, se presenta el diagrama para el bulón y la biela de la sección 2.7.2.



Y por último las ecuaciones de la sección que corresponden al diseño del bloque y del cigüeñal 2.7.3 y 2.7.4.



ANEXO F. Ejemplo de aplicación de DM-2T

Realizaremos un ejemplo en el cual se visualizan los pasos a seguir para obtener las dimensiones de las piezas. En este ejemplo se simula el motor de motosierra marca STIHL modelo MS 170 de las siguientes características:

- ✓ Diámetro= 37 mm
- ✓ Relación carrera/diámetro = 0.757
- ✓ Régimen de giro = 8500 RPM
- ✓ Potencia = 1.3 KW
- ✓ Combustible = gasolina

Ahora ingresamos los valores a DM-2T al igual que los demás valores termodinámicos como se muestra:

- Parámetros geométricos:

Relación de compresión = 8

Velocidad media de la carga de entrada = 100 m/s

Velocidad media del pistón = 13.5 m/s

Relación Manivela/Biela = 0.5

- Parámetros termodinámicos:

Temperatura de aire en la entrada = 25°C

Presión del aire en la entrada = 100 kpa

Temperatura de los gases residuales = 650°C

Presión de los gases residuales = 120 kpa

Aumento de temperatura de los gases = 15°C

Coeficiente de exceso de aire = 0.9

Coeficiente politrópico de expansión = 1,34

Coeficiente politrópico de compresión = 1,24

- Parámetros de la composición química del motor:

Poder calorífico inferior del combustible = 44 MJ/kg

Masa molecular media del combustible = 114 Kg/Kmol

Porcentaje de carbono en el combustible = 0,85%

Porcentaje de hidrógeno en el combustible = 0,15%

Porcentaje de oxígeno en el combustible = 0%

Relación entre H y C de los gases = 0.5

Masa molecular aparente del aire = 28.96 Kg/Kmol

- Parámetros principales del motor:

Potencia Indicada = 1.3 KW

Revoluciones del motor = 8500 RPM

The screenshot shows the DM 2T software interface with the following sections:

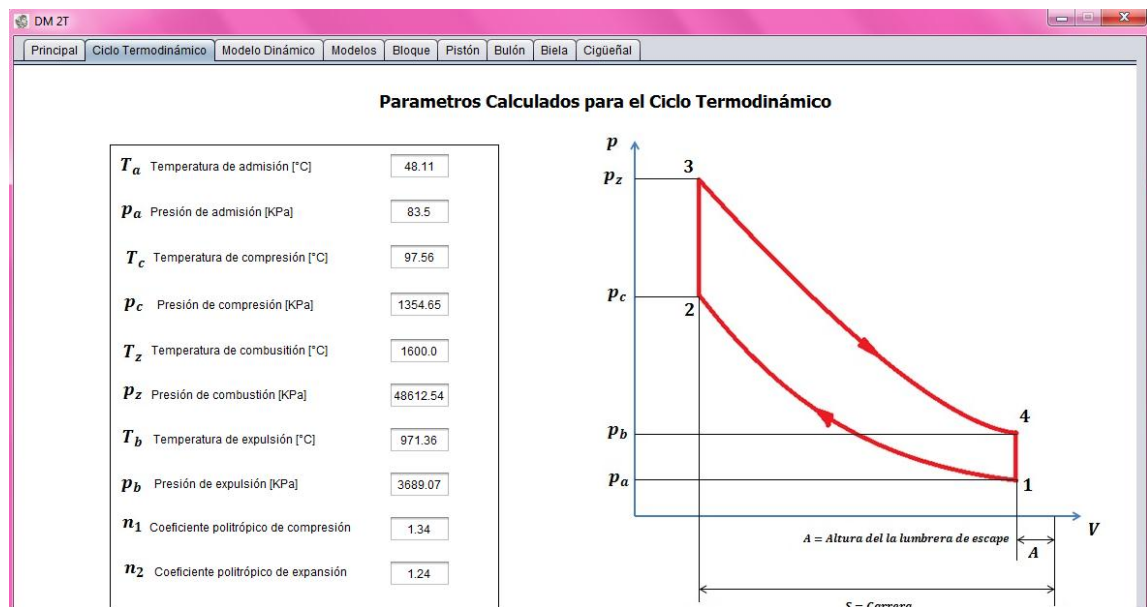
- DM 2T** logo and title: Herramienta para el Diseño de Motores de Dos Tiempos.
- Universidad Industrial de Santander** logo.
- Tipo de Combustible**: Gasolina.
- Propiedades del Combustible** table:

	Valor	Unidades
Poder calorífico	44	MJ/Kg
Masa Molecular	115	
C	0.85	%
H	0.15	%
O	0	%
- Ingresar Datos Básicos** table:

Potencia indicada [KW]	1.3
RPM del motor	8500
Relación de compresión	8
Relación Carrera/Diámetro (S/D)	0.757
Velocidad media del pistón [m/s]	13.5
Velocidad Media de Carga en Entrada [m/s]	100
Relación Manivela/Biela (R/L)	0.5
Masa molecular media [Kg/Kmol]	115
Masa molecular aparente AIRE	28.96
Poder Calorífico Inferior [MJ/Kg]	44
Número de cilindros	1
- Ingresar Datos Termodinámicos** table:

Temperatura de Entrada del Aire [Celsius]	25
Presión de Entrada del Aire [kPa]	100
Temperatura Gases Residuales [Celsius]	650
Presión Gases Residuales [kPa]	120
Aumento de Temperatura [Celsius]	15
Coefficiente de exceso de aire	0.9
Coefficiente Politrópico de Expansión	1.34
Coefficiente de Politrópico de Compresión	1.24
- Botones**: Diseñar, Ayuda.

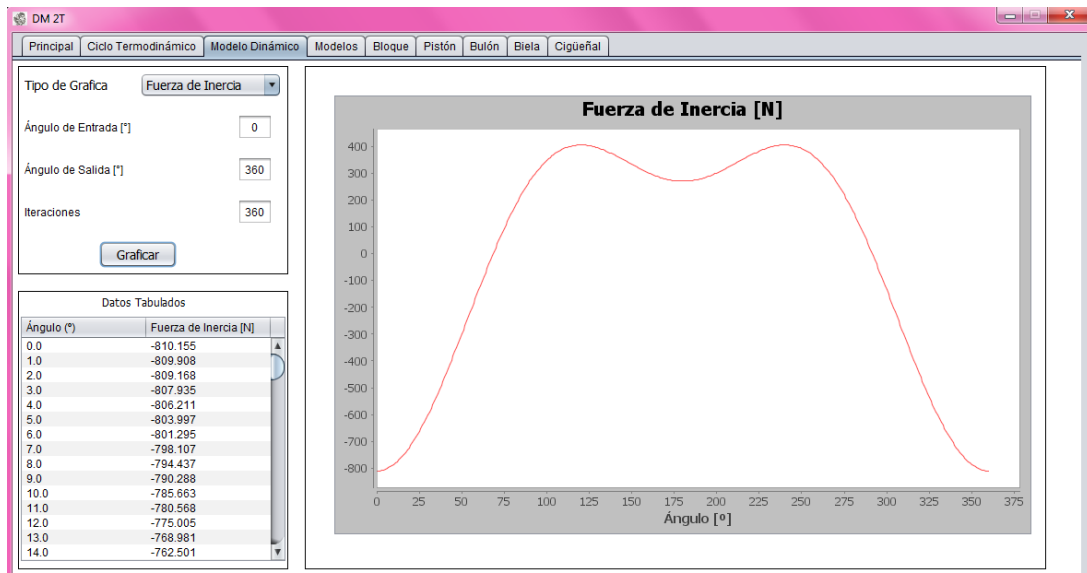
Ahora después de introducir los datos podemos presionar el botón Diseñar. Y pasamos a la pestaña de ciclo termodinámico:



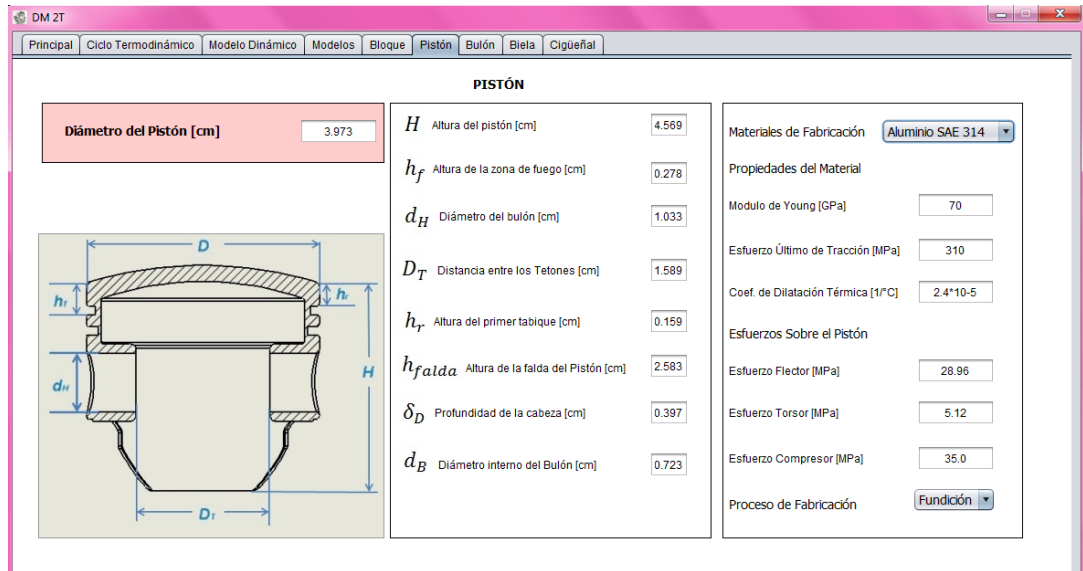
Obtenemos los valores para el análisis del ciclo termodinámico de la siguiente manera:

- Temperatura de admisión = 48.11°C
- Presión de admisión = 83.5 kpa
- Temperatura de compresión = 97.56°C
- Presión de compresión = 1354.65 kpa
- Temperatura de combustión = 1600°C
- Presión de combustión = 48612.54 kpa
- Temperatura de expulsión = 971.36°C
- Presión de expulsión = 3689.07 kpa

Al obtener los resultados anteriores podemos pasar a la pestaña de modelo dinámico, en donde podemos obtener diferentes gráficos para el motor, por ejemplo la fuerza de inercia de las masas reciprocantes:



Luego del análisis dinámico y termodinámico podemos ver los resultados del diseño de las piezas, vemos por ejemplo la pestaña del émbolo, en donde seleccionamos cualquiera de los materiales de fabricación y visualizamos los esfuerzos que se generan sobre este, en este caso seleccionamos Aluminio SAE 14:



Los resultados para el pistón son:

- Diámetro del pistón = 3.97 cm
- Altura del pistón = 4.57 cm
- Altura de la zona de fuego = 0.278 cm

- Diámetro del bulón = 1.03 cm
- Distancia entre los tetones = 1.58 cm
- Altura del primer tabique = 0.16 cm
- Altura de la falda = 2.58 cm
- Profundidad de la cabeza = 0.397 cm
- Diámetro interno del bulón = 0.723 cm

Esfuerzos del aluminio SAE 14:

- Módulo de Young = 70 GPa
- Esfuerzo último de tracción = 310 MPa
- Coeficiente de dilatación térmica = $2.4 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$
- Esfuerzo flector = 28.96 MPa
- Esfuerzo torsor = 5.12 MPa
- Esfuerzo compresor = 35 MPa

Podemos observar que el programa nos arrojó un diámetro de 3.97 cm y el catálogo de la motosierra STIHL MS 170 nos dice que es 3.7 cm, generando un error de:

$$\%Error = 7.3\%$$

Lo cual es un buen resultado.