

## RAE

**TIPO DE DOCUMENTO:** Trabajo de grado para optar por el título de Ingenieros Aeronáuticos.

**TÍTULO:** DISEÑO DE UN MOTOR A PISTÓN PARA UN VEHICULO URBANO APLICADO A LA COMPETENCIA SHELL ECO-MARATHON

**AUTORES:** Michael Daniel Mesa Robledo y Sebastián Bernal Castillo

**LUGAR:** Bogotá, D.C

**FECHA:** Junio de 2014

**PALABRAS CLAVE:** Termodinámica, ciclo Otto, motor de combustión interna, Pistón, Biela, componentes, sistema de distribución, ensamble.

**DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO:** La razón fundamental para el desarrollo del proyecto es la implementación de un Motor de Combustión Interna en el sistema híbrido de una planta motriz para un vehículo que competirá en la Shell- Eco maratón.

Este proyecto permitiría ampliar el estudio de sistemas de propulsión híbrida y de motores de combustión interna y la innovación de diseñar elementos de ingeniería aplicados a otros campo fuera de la aviación en la Facultad de Ingeniería y específicamente en el programa de Ingeniería Aeronáutica de la Universidad de San Buenaventura, además de incentivar el diseño de un vehículo que podrá ser participe en una competencia de carácter internacional.

**LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN:** Línea de Investigación de la USB: Fuentes de Energías Alternas. Campo Temático del Programa: Diseño y Construcción de Motores

### **FUENTES CONSULTADAS:**

**CONTENIDOS:** El proyecto se enfoca al estudio del diseño de un motor de combustión interna regido por el ciclo Otto con el fin de que en un futuro pueda ser construido e implementado en un vehículo que se espera compita en la Shell-Eco-Marathon.

El proyecto busca realizar el diseño del motor que será la fuente de energía para una planta motriz híbrida, por medio de cálculos térmicos y dinámica de gases se pretende realizar un moldeamiento de un primer prototipo para sentar las bases de futuras optimizaciones al modelo planteado en este trabajo.

De igual forma, deja un precedente en cuando geometrías básicas de los principales componentes del motor diseñado.

**METODOLOGÍA:** Es de carácter sistémico-analítico, con base a los cálculos desarrollados basados en sistemas y modelos ya establecidos encontrados en la bibliográfica consultada a lo largo del desarrollo del proyecto y a los modelos de las piezas generadas en software de diseño por computador asistido.

**CONCLUSIONES:** El desarrollo de motores de combustión interna permite analizar y ampliar los estudios en temas como termodinámica, resistencia de materiales y otros campos de gran interés ingenieril. Realizando aproximaciones numéricas de los fenómenos que se pueden presentar dentro de los motores y de los componentes que hacen parte de este. Adicionalmente estas aproximaciones numéricas se realizan para ver parámetros de vital importancia del funcionamiento, rendimiento y eficiencia del prototipo diseñado. De igual forma, el desarrollo de las piezas en programas asistidos por computador permite visualizar de manera práctica y validar algunos datos sobre el diseño propuesto y de esta forma garantizar que las piezas calculadas y diseñadas podrán ser ensambladas sin que se generen conflicto entre ellas. Así mismo, con la ayuda de estos programas se permite realizar planos esquemáticos y de ingeniería que son de gran ayuda para un futuro en el que la construcción del motor se vea contemplada.

DISEÑO DE UN MOTOR A PISTÓN PARA UN VEHICULO  
URBANO APLICADO A LA COMPETENCIA SHELL ECO-  
MARATHON

SEBASTIÁN BERNAL CASTILLO

MICHAEL DANIEL MESA ROBLEDO

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
INGENIERÍA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ D.C.  
2014

DISEÑO DE UN MOTOR A PISTÓN PARA UN VEHICULO  
URBANO APLICADO A LA COMPETENCIA SHELL ECO-  
MARATHON

SEBASTIÁN BERNAL CASTILLO

MICHAEL DANIEL MESA ROBLEDO

PROYECTO DE GRADO

ASESORA:

PhD. Msc. ING. LUISA FERNANDA MÓNICO

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
INGENIERIA AERONÁUTICA  
BOGOTÁ D.C.  
2014

**Nota de aceptación**

---

---

---

---

---

---

---

---

**Firma del jurado**

---

**Firma del jurado**

---

**Firma del Tutor Metodológico**

**Bogotá D.C Mayo 23 de 2014**

A mis padres Daniel y Pilar que con su amor, apoyo y dedicación lograron ayudarme durante todo el proceso. A mis hermanas y demás familiares por su respaldo y amor incondicional en todo momento.

MICHAEL DANIEL MESA ROBLEDO

Principalmente a Dios, por iluminarme y guiarme en cada momento de mi vida.

A mis padres Hernando y Pilar por su constante apoyo, oraciones y colaboración incondicional durante todo mi proceso académico.

A mis hermanos Katerin, Cristian y Jonathan por ser un pilar de gran importancia en cada paso de mi vida.

A Catherine Fonseca por su compañía y apoyo moral durante mi carrera y mi vida.

A mis familiares y compañeros de estudio en general que me acompañaron durante todo este proceso.

A Michael Mesa por su compromiso con este trabajo y especialmente por su amistad durante estos años de estudio.

Finalmente a Cristhian Quintero, Anderson Pinzón y a todas las personas que de una u otra forma hicieron un aporte a la realización de este trabajo.

SEBASTIAN BERNAL CASTILLO

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores de esta tesis desean expresar sus agradecimientos a:

La PhD. Luisa Fernanda Mónico por su constante apoyo, guía y compromiso con el proyecto.

A los ingenieros Rafael Cerpa, Oscar Venegas y Alejandro Urrego por su asesoría y aportes realizados al proyecto.

A la Universidad San Buenaventura por ser el espacio que nos formó académicamente durante este largo proceso.

A los diferentes ingenieros, profesores, educadores y compañeros que fueron parte de este proceso de formación educativa.

## NOMENCLATURA

$A$	Área del pistón
$a$	Diámetro del cigüeñal
$A/F$	Relación aire – combustible
$A_S$	Área superficial de transferencia de calor
$aV_{Ad}$	Alzado/desplazamiento válvula de admisión
$aV_{Es}$	Alzado/desplazamiento válvula de escape
$B$	Diámetro del cilindro
$BC$	Punto muerto inferior
$Bsfc$	consumo específico de combustible al freno
$c_V$	Calor específico a volumen constante
$c_p$	Calor específico a presión constante
$D'$	Diámetro del pistón
$D_e$	Diámetro externo
$D_i$	Diámetro interno
$D_p$	Diámetro primitivo
$\delta$	Distancia desde el último anillo hasta la parte inferior del pistón
$DV_{Ad}$	Diámetro válvula de admisión
$DV_{Es}$	Diámetro válvula de escape
$e$	Espesor
$\varepsilon_{aleta}$	Efectividad de la aleta refrigerante del cilindro
$H$	Altura del pistón
$H_{CIL}$	Altura cilindro
$He$	Addendum
$hp$	Deddendum
$h$	Coefficiente de transferencia de calor
$k_{aire}$	Constante adiabática del aire
$k_{gases}$	Constante adiabática de los gases
$k$	Coefficiente de conductividad térmica



L	Carrera
$l$	Largo de la biela
$L_{aleta}$	Longitud aleta de refrigeración cilindro
$L_C$	Longitud aleta corregida
$m_m$	Masa de la mezcla
$m_a$	Masa del aire
$m_r$	Masa de residuos
$\dot{m}_f$	Flujo másico de combustible
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire
Mc	Masa del eje; en este caso es la masa de la biela.
M'c	Masa de los contrapesos.
n	Numero de revoluciones por ciclo
N	Número de revoluciones por segundo
$n_m$	Eficiencia mecánico del motor
$n_{ith}$	Eficiencia térmica
$n_{ithf}$	Eficiencia térmica al freno
$n_v$	Eficiencia volumétrica
$n_{rel}$	Eficiencia relativa
$\eta_{aleta}$	Eficiencia de la aleta
$\emptyset_{DN}$	Diámetro Nominal camisa
$\emptyset A$	Diámetro de ajuste camisa
$\emptyset_{ext-pie}$	Diámetro exterior pie de biela
$\emptyset_{int-pie}$	Diámetro interior pie de biela
$\emptyset_{int-cabeza}$	Diámetro interior cabeza de la biela
$\emptyset_{ext-cabeza}$	Diámetro exterior cabeza de la biela
$p$	Presión
P	Paso
$P_{me}$	Presión media efectiva
$Q_i$	Calor que entra al sistema
$Q_{hv}$	Poder calorífico del combustible

$\dot{Q}$	Transferencia de calor
$r_c$	Relación de compresión
rps	Revoluciones por segundo
rpm	Revoluciones por minuto
R	Constante universal de los gases
$R_D$	Distancia hasta Mc; distancia desde el muñón hasta el pie de biela
$R_C$	Distancia desde el muñón hasta los contrapesos
S	Posición del pistón
$S_p$	Velocidad media del pistón
sfc	Consumo específico de combustible
t	Tiempo
T	Temperatura
$\tau_r$	Torque real
TC	Punto muerto superior
$T_b$	Temperatura del medio circundante
$T_\infty$	Temperatura hacia el medio circundante
$V_d$	Volumen desplazado
$V_c$	Volumen cámara de combustión
$v$	Volumen específico
V	Volumen
W	Trabajo
$W_{neto}$	Trabajo neto
$w_c$	Trabajo de compresión
$w_e$	Trabajo de expansión
$\omega$	Velocidad angular
$w_f$	Potencia al freno
$W_f$	Potencia de fricción
$w_i$	Potencia indicada
$W_s$	Potencia específica de salida
Z	Número de cilindros

## TABLA DE CONTENIDO

NOMENCLATURA.....	8
TABLA DE FIGURAS .....	15
LISTA DE TABLAS .....	18
INTRODUCCIÓN.....	19
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	20
1.1. ANTECEDENTES .....	20
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	20
1.3 PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN.....	21
1.4 JUSTIFICACIÓN.....	21
2. MARCO TEÓRICO .....	24
2.1 INTRODUCCIÓN.....	24
2.2 LÍNEA BASE DE DISEÑO .....	24
2.2.1 MODELO Y MEDIDAS GENERALES DEL VEHÍCULO .....	24
2.2.2 MODELO Y MEDIDAS GENERALES DEL VEHÍCULO PRELIMINAR.....	26
2.3 MOTOR DE CUATRO TIEMPOS ENCENDIDO POR CHISPA.....	27
2.3.1 HISTORIA DE LOS MOTORES A PISTÓN.....	27
2.3.2. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS.....	30
2.3.3. CICLOS TERMODINAMICOS DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS .....	30
2.3.4. COMPONENTES Y PARTES DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS ENCENDIDO POR CHISPA.....	32
2.3.5. SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS .....	37
3. METODOLOGÍA.....	42
3.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN .....	42
3.2 LÍNEA DE FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA.....	42
3.3 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN.....	42
3.4 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN .....	43

3.5 VARIABLES.....	43
3.6 DESARROLLO METODOLÓGICO .....	43
4. DESARROLLO INGENIERIL .....	45
4.1 PARÁMETROS INICIALES DE DISEÑO .....	45
4.2 GEOMETRÍA DEL MOTOR.....	46
4.2.1 VOLUMEN DESPLAZADO.....	47
4.2.2 CILINDRADA .....	47
4.2.3 VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN .....	48
4.2.4 RADIO DEL CIGÜEÑAL.....	48
4.2.5 LARGO DE LA BIELA.....	48
4.2.6 DISTANCIA ENTRE EL PUNTO MEDIO DEL PISTÓN Y EL CIGÜEÑAL ...	48
4.2.7 DESPLAZAMIENTO EN EL PUNTO MUERTO SUPERIOR (TC) .....	48
4.2.8 VOLUMEN INSTANTANEO DEL CILINDRO .....	49
4.2.9 VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN .....	49
4.3 CÁLCULOS TÉRMICOS Y DINAMICA DE GASES .....	50
4.3.1 DESCRIPCIÓN TÉRMICA DEL CICLO OTTO .....	50
4.3.2 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DE GASES (DEL PUNTO 2 AL 3). 51	
4.3.3 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DE GASES (DEL PUNTO 3 AL 4). 52	
4.3.4 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DINAMICA DE GASES (DEL PUNTO 4 AL 1).....	53
4.4 CÁLCULOS DE PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO .....	54
4.4.1 CÁLCULOS BÁSICOS DE OPERACIÓN.....	54
4.5. CALCULOS BÁSICOS DE DESEMPEÑO .....	57
4.5.1 Trabajo de compresión.....	57
4.5.2 Trabajo de expansión .....	57
4.5.3 Trabajo neto .....	58
4.5.4 Potencia indicada .....	58
4.5.5 Potencia al freno.....	58
4.5.6 Flujo másico de combustible .....	59

4.5.7	Consumo específico de combustible al freno .....	59
4.5.8	Torque real .....	59
4.6	CÁLCULOS DE RENDIMIENTO .....	60
4.6.1	CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA.....	60
4.6.2	CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA AL FRENO.....	60
4.6.3	EFICIENCIA MECÁNICA .....	60
4.6.4	EFICIENCIA VOLUMÉTRICA .....	60
4.6.5	EFICIENCIA RELATIVA.....	61
4.6.6	PRESIÓN MEDIA EFECTIVA INDICADA .....	61
4.6.7	POTENCIA ESPECÍFICA DE SALIDA .....	61
4.6.8	POTENCIA DE FRICCIÓN .....	61
4.6.9	CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE .....	62
5.	ANÁLISIS DE CARGAS PISTÓN-BIELA-CIGÜEÑAL .....	63
5.1	FUERZAS PRESENTES EN EL MECANISMO.....	63
5.2	ANÁLISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACIÓN.....	65
5.3	ANÁLISIS DE FUERZAS.....	67
6.	DISEÑO DE COMPONENTES .....	75
6.1	SISTEMA DE ADMISIÓN Y DE ESCAPE .....	75
6.1.1	FUNCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS .....	75
6.1.2	DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN.....	76
6.1.3	DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ESCAPE .....	76
6.1.4	DESPLAZAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN SOBRE SU ASIENTO .	76
6.1.5	DESPLAZAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ESCAPE SOBRE SU ASIENTO ....	76
6.1.6	ÁNGULO DE ASIENTO VÁLVULA DE ADMISIÓN.....	76
6.1.7	ÁNGULO DE ASIENTO VÁLVULA DE ESCAPE .....	77
6.1.8	DIÁMETRO DEL VÁSTAGO .....	77
6.2	SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN .....	78
6.2.1	DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN.....	78
6.2.2	MUELLES DE LAS VÁLVULAS.....	79

6.2.3 ÁRBOL DE LEVAS .....	80
6.2.4 GEOMETRÍA DE LAS LEVAS .....	80
6.2.5 TAQUES .....	82
6.2.6 VARILLAS IMPULSADORAS.....	83
6.2.7 BALANCINES .....	84
6.2.8 RUEDAS DENTADAS .....	84
6.2.9 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA RUEDA CONDUCTORA Y RUEDA CONDUCTIDA .....	86
6.3 CILINDRO-CAMISA .....	89
6.4 PISTÓN .....	97
6.5 BULÓN .....	104
6.6 BIELA .....	106
6.7 CIGÜEÑAL .....	109
6.8 CARTER .....	112
6.9 ENSAMBLE DEL MOTOR .....	114
7. SISTEMAS AUXILIARES Y ACCESORIOS.....	116
8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	121
8.1 CONCLUSIONES.....	121
8.2 RECOMENDACIONES.....	123
BIBLIOGRAFÍA.....	124
ANEXO A.....	128
ANEXO B.....	130
ANEXO C .....	133

## TABLA DE FIGURAS

Figura 1. Isométrico del diseño base. ....	25
Figura 2. Dimensiones del vehículo: a) vista lateral y b) vista frontal. ....	25
Figura 3. Isométrico del diseño preliminar.....	26
Figura 4. Dimensiones del vehículo: a) vista de techo, b) vista lateral y c) vista frontal....	27
Figura 5. Motor Otto de cuatro tiempos.....	29
Figura 6. Diagrama ciclo Otto. ....	31
Figura 7. Componentes del motor de cuatro tiempos.....	32
Figura 8. Cigüeñal. ....	33
Figura 9. Pistón. ....	34
Figura 10. Biela. ....	35
Figura 11. Cilindro. ....	35
Figura 12. Carter.....	36
Figura 13. Bujía de encendido. ....	36
Figura 14. Esquema de funcionamiento del carburador.....	40
Figura 15. Esquema del dimensionamiento del motor. ....	46
Figura 16. Ciclo motor de 4 tiempos. ....	50
Figura 17. Presión en función de volumen.....	54
Figura 18. Diagrama ángulo de rotación del cigüeñal en función del Desplazamiento del pistón.....	55
Figura 19. Diagrama ángulo de rotación del cigüeñal en función de velocidad del pistón. ....	56
Figura 20. Diagrama del ángulo de rotación del cigüeñal en función de aceleración del pistón.....	57
Figura 21. Fuerzas principales en el mecanismo pistón-biela-cigüeñal.....	63

Figura 22. Diagrama de cuerpo libre pistón-biela-cigüeñal. ....	64
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre vectores de velocidad pistón-biela-cigüeñal. ....	65
Figura 24. masas puntuales biela. ....	68
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del pistón.....	69
Figura 26. Fuerzas actuantes en el pistón. ....	69
Figura 27. Fuerzas sobre la parte inferior de la biela. ....	71
Figura 28. Fuerzas sobre el cigüeñal. ....	72
Figura 29. Funcionamiento de la válvula de admisión y de escape.....	75
Figura 30. Angulo de Asiento a 120° .....	77
Figura 31. Angulo de asiento a 90°.....	77
Figura 32. Sistema de distribución accionado por ruedas dentadas .....	79
Figura 33. Muelle para válvulas .....	80
Figura 34. Geometría leva .....	81
Figura 35. Perfil de las levas.....	82
Figura 36. Taqué o empujador.....	83
Figura 37. Varilla impulsadora .....	84
Figura 38. Balancines .....	84
Figura 39. Esquema Rueda dentada. ....	85
Figura 40. Dimensionamiento de la camisa. ....	90
Figura 41. Dimensiones del cilindro sin aletas (medidas en metros).....	92
Figura 42. Eficiencia de aletas circulares de espesor constante. ....	94
Figura 43. Diseño y plano preliminar del cilindro.....	96
Figura 44. Dimensionamiento del pistón. ....	97
Figura 45. Diseño y plano preliminar del pistón. ....	101



Figura 46. Análisis preliminar del pistón de Aluminio 1060 vs 2024-T4 a) Energía de deformación b) Factor de seguridad c) Esfuerzo Von Mises. ....	103
Figura 47. Análisis preliminar al interior del pistón de Aluminio 1060 vs 2024-T4 a) Energía de deformación b) Esfuerzo Von Mises. ....	104
Figura 48. Diseño y plano preliminar del bulón. ....	105
Figura 49. Distancia entre centros de la biela. ....	106
Figura 50. Dimensiones rodamiento SKF K15X20X13.....	107
Figura 51. Diseño y plano preliminar de la biela a) sin rodamiento b) con rodamiento... ..	108
Figura 52. Equilibrio del cigüeñal a) Fuerza centrífuga actuante b) Ubicación contrapesos. ....	109
Figura 53. Diseño y plano preliminar del cigüeñal.....	111
Figura 54. Ensamble biela-cigüeñal.....	112
Figura 55. Sección de la biela al interior del cárter.....	112
Figura 56. Diseño preliminar del cárter. ....	113
Figura 57. Ensamble del motor. ....	115
Figura 58. Tanque de combustible.....	116
Figura 59. Componentes Sistema de Encendido. ....	119
Figura 60. Bomba de Engranajes Internos.....	120

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Resultados cálculos geometría del motor.....	49
Tabla 2. Resultados cálculos térmicos y de dinámica de gases.....	53
Tabla 3. Resultados cálculos básicos de desempeño.....	59
Tabla 4. Resultados cálculos de rendimiento.....	62
Tabla 5. Resultados de velocidad y aceleración para las masas puntuales $M_p$ y $M_q$ .....	67
Tabla 6. Resultados de las fuerzas en el pistón-biela-cigüeñal.....	74
Tabla 7. Resultados de los parámetros geométricos de las ruedas dentadas.....	88
Tabla 8. Relaciones para el dimensionamiento del pistón para motores encendidos por chispa.....	97
Tabla 9. Propiedades químicas de las aleaciones de aluminio.....	100
Tabla 10. Propiedades Físicas del pistón aluminio 1060.....	104
Tabla 11. Pre-selección de mangueras o líneas de combustible.....	117
Tabla 12. Carburadores existentes en la industria.....	118

## INTRODUCCIÓN

Este trabajo de grado hace parte del proyecto de investigación institucional titulado: DISEÑO DE UN VEHICULO CONCEPTO URBANO APLICADO A LA COMPETENCIA SHELL ECO MARATHON, el cual hace parte de la convocatoria 008 de la Universidad de San Buenaventura Bogotá.

La eco-marathon es una competencia anual patrocinada por la compañía Shell, en la que los participantes construyen vehículos que tengan la capacidad de lograr la mayor eficiencia energética posible. El objetivo de esta competencia se basa en incentivar al competidor en innovar en nuevos proyectos para el futuro de la energía y la movilidad, abarcando los tipos de energía que van de los biocombustibles a la electricidad requerida por un vehículo; sin dejar de lado los motores híbridos o de hidrogeno.

Basados en esto, inicialmente se realizara un proceso de diseño preliminar del vehículo y del sistema de propulsión del mismo. Esta investigación será desarrollada por tres grupos de investigación, en donde cada uno tratara temas como: Aerodinámica del vehículo, sistema de propulsión y diseño del motor a pistón. Con base en lo anterior, el presente trabajo está encargado del diseño de un motor a pistón, el cual debe cumplir con las condiciones requeridas por la competencia y por el sistema de propulsión, con el fin de brindarle al vehículo la potencia necesaria para que este, logre alcanzar mayores distancias con un mínimo consumo de combustible y a su vez sea respetuoso con el medio ambiente. Este proyecto se lleva a cabo con el fin de generar procesos de investigación y diseño en Colombia teniendo en cuenta factores de consumo de combustible y la problemática ambiental que se presenta en la actualidad.

# **1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

## **1.1. ANTECEDENTES**

La competencia Shell Eco-Marathon nace en 1939 cuando empleados de la compañía Shell en los Estados Unidos hacen una apuesta amistosa sobre quién podría recorrer mayores distancias usando la misma cantidad de combustible. Desde entonces la competencia se ha expandido a otros continentes. El objetivo de esta, se basa en incentivar al competidor en innovar en nuevos proyectos para el futuro de la energía y la movilidad. La Shell Eco Marathon le ha brindado a la industria automotriz avances a nivel mundial, debido a que ha surgido un interés en la disminución del consumo de combustible y de los gases contaminantes emitidos por los vehículos urbanos [1].

En sus primeras etapas la competencia no estaba muy regulada y era únicamente dirigida para miembros de la compañía. Luego se realizó una vinculación con otras compañías de la industria automotriz y por último un enlace con las universidades y colegios interesados en participar. Con el paso del tiempo la competencia se vio obligada a regular algunos parámetros básicos de diseño y operación dentro de la misma. Esto con el fin de lograr una competencia equitativa para todos los miembros de la carrera. De igual forma, se aumentaron los índices en temas de seguridad dentro y fuera de la pista para asegurar una competencia segura para todos sus miembros.

Actualmente la competencia se realiza dos veces por año, una primera versión en Europa al inicio del año y una posterior en el continente Americano en el último semestre del mismo. La competencia ha tenido entre sus listas de participantes reconocidas universidades a nivel mundial que anualmente se atreven a innovar con sus diseños de alta ingeniería.

## **1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

Se requiere hacer el diseño de un motor a pistón que cumpla con la normatividad propuesta por la competencia Shell Eco Marathon, en donde se especifica la cilindrada, el consumo de combustible, la potencia entregada y los parámetros de rendimiento del mismo. Esto con el fin de entregar un prototipo de un motor a pistón

adecuado que supla las necesidades de energía requeridas por el sistema de propulsión.

### **1.3 PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN**

¿Cuáles son los parámetros de diseño necesarios en cuanto a consumo de combustible, potencia y torque que deberá tener el motor a pistón para suplir la necesidad mecánica que requiere el alternador para brindar un consumo de combustible adecuado y que supla la necesidad de alcanzar velocidades no mayores a 15mph o 297 rpm y que tenga la capacidad de mover el vehículo el cual tendrá un peso máximo no mayor a 205kg y cuál será la mejor configuración geométrica que deberá tener el motor para no exceder los espacios que otorga la competencia para la planta motriz?

### **1.4 JUSTIFICACIÓN**

La importancia de este proyecto de investigación es retroalimentar aspectos académicos de importante relevancia como los son el diseño, la experimentación e investigación de sistemas de propulsión híbrida que juntan la energía mecánica y eléctrica. Gracias a lo anterior se puede realizar un aporte a futuros interesados en el tema de energías renovables, y de esta manera realizar un enriquecimiento de los contenidos temáticos de los cursos de motores de la Universidad de San Buenaventura. Del mismo modo, se ampliarían los estudios relacionados con nuevas formas de propulsión para vehículos aeronáuticos y vehículos terrestres. En la línea de investigación el semillero SIMOC<sup>1</sup> será un puente de enlace entre el proyecto y su futura culminación ya que este podría emplearse en la formulación de nuevos proyectos encaminados a la optimización del diseño del motor presentado y/o desarrollar experimentos en base a este.

### **1.5 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **1.5.1 OBJETIVO GENERAL**

Realizar el diseño preliminar de un motor de combustión interna que cumpla con los requerimientos necesarios por un vehículo para la competencia Shell Eco Maratón.

---

<sup>1</sup> SIMOC (Semillero de Investigación de Motores y Combustión de la Universidad de San Buenaventura perteneciente a Green Energy GIMOC que es como tal el grupo de investigación de Motores de la USB)

## **1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

1. Realizar los cálculos térmicos y de dinámica de gases del motor a pistón.
2. Establecer los requerimientos de diseño del motor a pistón de cuatro tiempos teniendo en cuenta las regulaciones de la competencia.
3. Realizar el dimensionamiento preliminar de los principales componentes de un motor a pistón de cuatro tiempos.
4. Realizar los planos esquemáticos de los componentes del motor.

## **1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO**

### **1.6.1 LIMITACIONES**

1. El proceso de construcción no está contemplado en este proyecto, únicamente se realizarán los cálculos térmicos, de dinámica de gases y diseños preliminares.
2. La determinación de los materiales a utilizar se llevará a cabo, teniendo en cuenta que no se realizará ningún tipo de análisis estructural de los componentes del motor.
3. No se realizarán los cálculos de turbulencia ni de los procesos de inyección ni de la admisión de aire en el proceso de combustión.
4. No se realizarán los cálculos de fatigas térmicas.
5. No se realizará ningún tipo de simulación computacional en CFD con respecto al ámbito térmico o de esfuerzos.
6. No se realizarán estudios con relación al proceso de combustión al interior de la cámara de combustión.

### **1.6.1 ALCANCES**

1. Se determinarán las características geométricas principales de cada uno de los componentes, sin embargo no se tendrán en cuenta los efectos estructurales sobre los mismos en el momento de realizar un dimensionamiento inicial del motor.
2. Se realizará un análisis de cargas que se ejercerán sobre el pistón (fuerza inercial, presión del gas, fuerza de fricción y la generación de potencia debido a los fenómenos de combustión.).
3. Por medio de programas de CAD se realizará el ensamble y explotado final del motor en donde se especifiquen cada una de las partes y sistemas del mismo.

4. Los cálculos realizados se basarán en la normatividad establecida en la competencia.<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup>Se recomienda al lector leer la normatividad y restricciones de la competencia en el marco legal o normativo ubicado como anexo A de este documento.

## **2. MARCO TEÓRICO**

### **2.1 INTRODUCCIÓN**

El diseño de un motor recíproco o motor a pistón, se inicia haciendo un análisis del tipo de motor a usar y el ciclo térmico que este va a utilizar. Una vez seleccionados los parámetros de funcionamiento, se realiza una descripción técnica de los componentes del motor y por último se inicia el proceso de diseño del motor teniendo en cuenta los factores mencionados anteriormente, y como le garantizan al motor un rendimiento óptimo.

Teniendo en cuenta esto, el tipo de motor que se implementara al diseño del vehículo urbano será un motor mono cilíndrico de cuatro tiempos. Estos factores de diseño se definieron con base a la normatividad brindada por la competencia Shell Eco-Marathon. A continuación, se lleva a cabo una descripción de la historia, ciclo y componentes de un motor a pistón de cuatro tiempos.

### **2.2 LÍNEA BASE DE DISEÑO**

Se entiende como línea base el punto de partida del proyecto, ya que es el modelo de inicio del vehículo, en el cual se establecen los parámetros más relevantes del mismo. Esta línea base muestra el diseño general y acotado del vehículo como: la altura total del vehículo, la altura respecto al suelo, el ancho y largo máximo del carro, distancia entre ejes, etc.

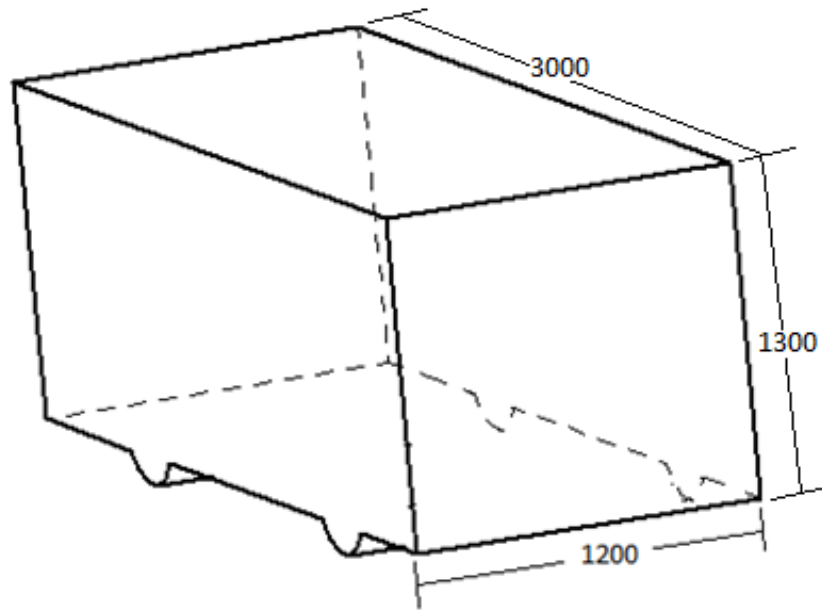
#### **2.2.1 MODELO Y MEDIDAS GENERALES DEL VEHÍCULO**

Para la toma de decisiones con respecto a las medidas generales, el grupo completo de la competencia Eco Shell-marathon de la Universidad de San Buenaventura se reunió y definió cada una de las medidas del vehículo, con el objetivo de cumplir los parámetros descritos en la normativa de la competencia [2].

De acuerdo a la libertad del diseño propio a realizar, el modelo base del vehículo cumple con las condiciones iniciales otorgadas por la competencia. La Figura 1 muestra el volumen de control en 3D, donde se pueden observar las medidas del ancho, largo y alto del vehículo a diseñar.

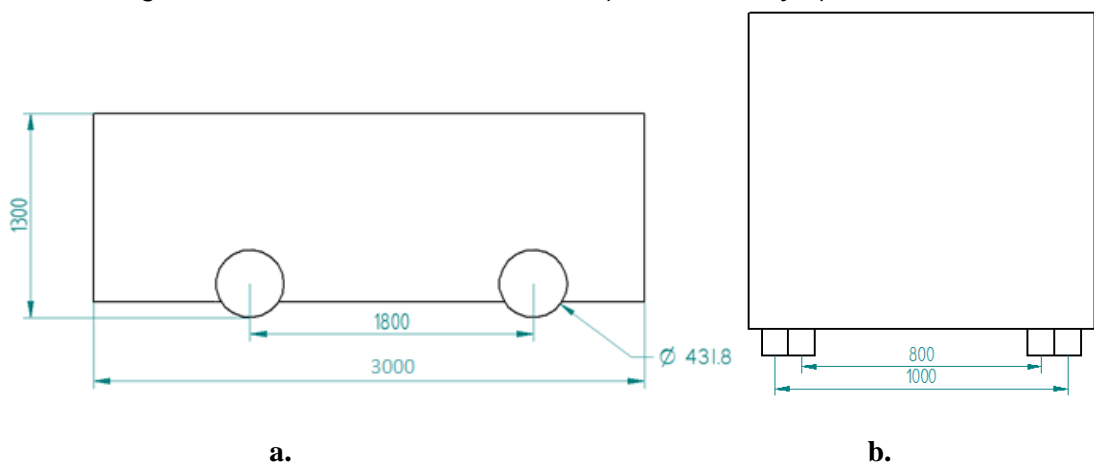


Figura 1. Isométrico del diseño base.



Las Figuras 2a y 2b permiten observar las dimensiones decididas del modelo, tales como, altura y longitud del vehículo máxima, distancia entre ejes, longitud de las ruedas, altura con respecto al suelo. En donde el valor de 800 mm corresponde a la distancia de las ruedas del eje delantero y 1000 mm a las ruedas del eje trasero. Para una mayor uniformidad, todas las dimensiones se manejan en milímetros (mm).

Figura 2. Dimensiones del vehículo: a) vista lateral y b) vista frontal.

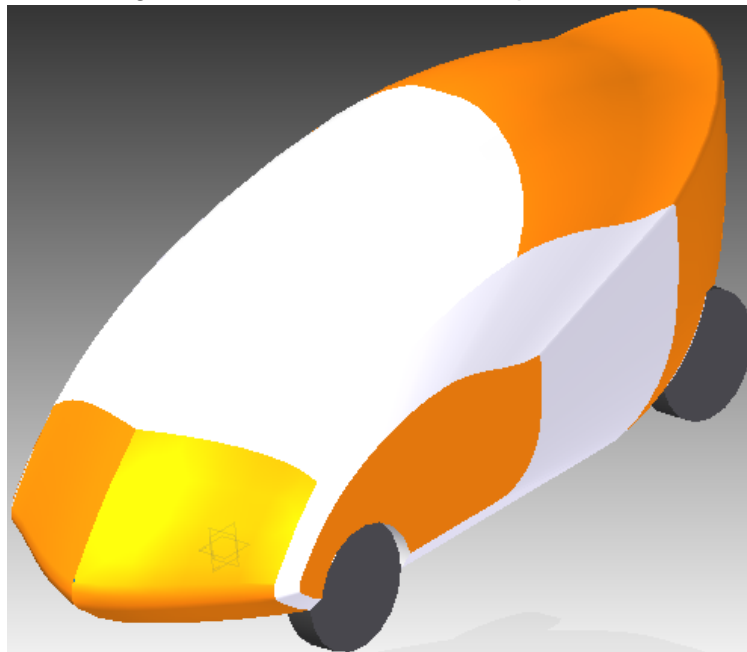


### 2.2.2 MODELO Y MEDIDAS GENERALES DEL VEHÍCULO PRELIMINAR

El grupo de investigación Green Energy GIMOC, presentó ante la Dirección de Investigaciones en la convocatoria 008, el proyecto titulado “Diseño de un vehículo concepto urbano aplicado a la competencia Shell Eco – Marathon (Fase I)”. Este proyecto está subdividido en los siguientes grupos de trabajo, los cuales hacen parte de diferentes proyectos de grado aprobados por el programa de Ingeniería Aeronáutica: división de aerodinámica, división de sistemas de propulsión, división de motor recíproco, división de estructuras y división de sistemas.

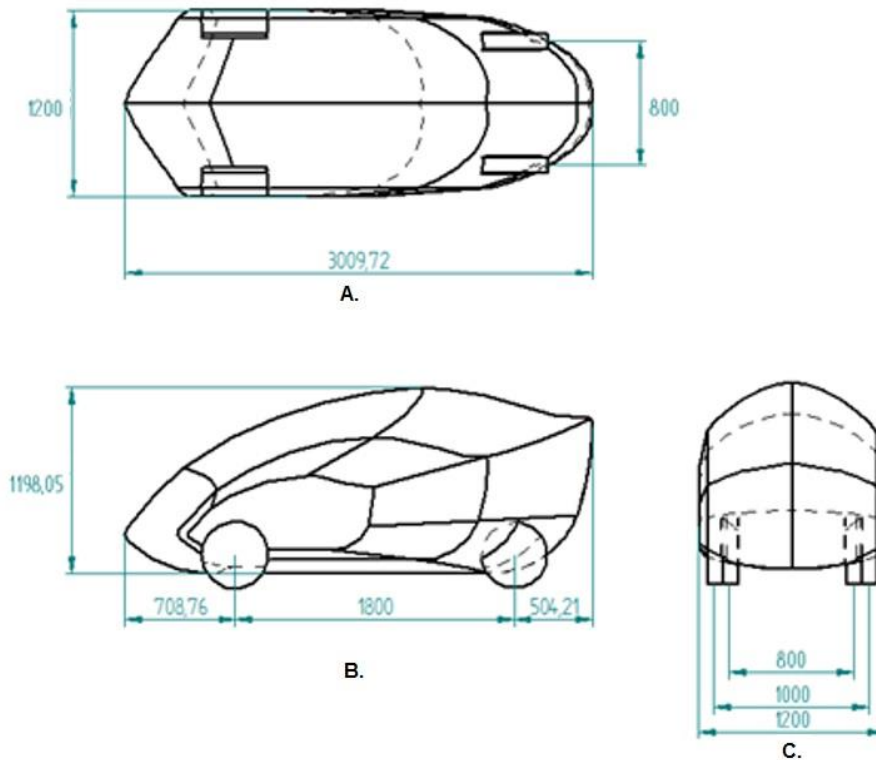
De acuerdo con el volumen de control establecido y a los objetivos planteados al inicio del proyecto, la división de aerodinámica fue la encargada de la representación digital y diagramación del vehículo en dos y tres dimensiones; basando su modelo en la reducción en el consumo de combustible, en la resistencia al avance y dando una forma aerodinámica óptima que cumpla con los objetivos propuestos al inicio de la investigación. De acuerdo a simulaciones en CFD realizadas en los bocetos 2D se obtuvo el volumen de control mostrado en la figura 3.

*Figura 3. Isométrico del diseño preliminar.*



En las figuras 4a, 4b y 4c se muestran las dimensiones más relevantes del modelo como: altura máxima del vehículo, ancho del vehículo, distancia entre ejes, entre otras. Para una mayor uniformidad, todas las dimensiones se manejan en milímetros (mm).

Figura 4. Dimensiones del vehículo: a) vista de techo, b) vista lateral y c) vista frontal.



## 2.3 MOTOR DE CUATRO TIEMPOS ENCENDIDO POR CHISPA

### 2.3.1 HISTORIA DE LOS MOTORES A PISTÓN

Uno de los mayores retos que ha tenido el hombre a lo largo de la historia ha sido la transformación de las diferentes fuentes de energía naturales como lo son el aire, el agua y los diferentes recursos minerales que el planeta le brinda para su uso cotidiano y aprovecharlas para facilitar las tareas del diario vivir. Sin embargo para poder utilizarlas se requiere de una serie de transformaciones antes de contar con todo su potencial para poder realizar una tarea o un trabajo.

A pesar del alto grado de complejidad que lleva esta transformación, el hombre ha desarrollado dispositivos mecánicos que logran utilizar diferentes fuentes de energía naturales para su bienestar. Ahora bien, para llegar a los dispositivos o maquinaria que se tienen hoy en día, el camino que hubo que recorrer se remonta a miles de años atrás, e involucra un avance en el estudio de muchas ciencias como lo son el dominio de los metales y la forma en la que estos se pueden trabajar, la termodinámica, la química y otros campos de interés que fueron de vital importancia para el surgimiento de mecanismos útiles y prácticos para el hombre.

El surgimiento de los motores de combustión interna lleva un largo proceso de evolución que se remonta a miles de décadas atrás; sin embargo, los avances que realmente lograron impulsar a este tipo de sistemas de propulsión interna para que llegaran a ser lo que son el día de hoy se dieron a partir del siglo XIX. Entre el año de 1822 y 1855 el francés Joseph Etienne Lenoir realizó la fabricación del primer motor de combustión interna que para la época era de un solo cilindro e incluía por primera vez una bujía para el encendido de la mezcla. Dicho motor no era muy eficiente ya que solo alcanzaba una eficiencia en su ciclo de un 5%. Para realizar el retroceso del pistón, había que hacer otra ignición en la parte superior del mismo, por lo que era necesario tener dos sistemas de ignición. Este motor inicialmente fue de tipo experimental; es decir, no fue implementado como fuente de empuje para ningún vehículo. Fue hasta el año de 1860 cuando se pudo construir el primer vehículo que no utilizaba caballos como fuente de potencia, sino que utilizaba un motor de combustión interna no muy eficiente pero que daría inicio al avance tecnológico de los vehículos con motor de combustión interna.

No obstante, todos estos motores funcionaban con gas de combustible y aunque ya se denominaban motores de combustión interna no fue sino hasta el año de 1864 que el ingeniero mecánico procedente de Alemania Siesgfried Marcus, logró construir un motor de combustión interna que utilizaba como fuente primaria gasolina, un motor simple de un solo pistón y de bajo rendimiento. En el año de 1867 el ingeniero Alemán Nikolaus August Otto desarrolló un motor que superaba ligeramente a los demás motores existentes hasta la época. Otto siguió realizando investigaciones y experimentos lo cual le permitió en 1876 presentar el primer motor de la historia que operaba en cuatro tiempos, como el mostrado en la figura 5.

*Figura 5. Motor Otto de cuatro tiempos.*

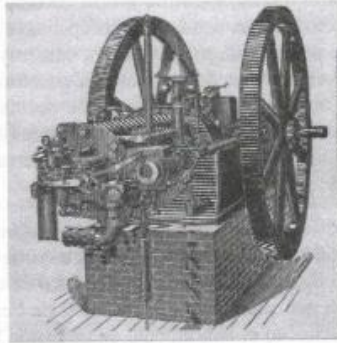


Imagen extraída de: <http://mundomotor.net>

El proceso de funcionamiento de este motor describía su operación en cuatro pasos, el primero admitía en una carrera la carga de aire y de gas carbón o combustible, posteriormente, en el segundo paso se comprimía dicha mezcla, luego, en el tercer paso se producía la combustión y en la última fase se realizaba la expansión de los gases.

Gracias al lanzamiento del motor de Otto inicia el interés por mejorar los motores de combustión interna en países como Alemania, Francia e Inglaterra. En 1873, en Gran Bretaña George Brayton invento el motor que lleva su nombre. Para el año de 1876 el escocés Dugald Clark construyó el primer motor de gas de dos tiempos. Durante esos años se realizaron grandes mejoras a los motores innovando en sus sistemas de combustión y de inyección de igual forma en la configuración de los mismos para buscar una mejor eficiencia.

En los años de 1893 y 1898 el ingeniero Alemán Rudolf Diesel presento su motor conocido como motor Diesel. Dicho motor solucionó grandes problemas que hasta el momento presentaban los motores Otto. A partir de este punto la investigación por complementar dichos motores fue dando inicio a motores mucho más eficientes. El período que prosiguió a la Primera Guerra Mundial mostró innovaciones en los estudios sobre como los combustibles afectan la combustión de los motores. Así mismo, se empezaron a evidenciar problemas estructurales vistos desde la parte térmica debido al aumento de las temperaturas dentro de los motores gracias al uso de combustibles más volátiles y de una mayor capacidad térmica. A finales de los años treinta se encontró que al mezclar aceites con las gasolinas daba como resultados gasolina de alta calidad, lo cual mejoraría extraordinariamente las

propiedades antidetonantes de dichos combustibles y aumentaría las relaciones de compresión de los motores.

En las últimas tres décadas la carrera por mejorar los motores de combustión interna ha tomado otro rumbo, el control de emisión de contaminantes y la reducción del consumo de combustible son los factores primordiales que se están teniendo en cuenta a la hora de diseñar y fabricar un motor, todo esto sin sacrificar el rendimiento de los mismo. Toda esta nueva generación de motores está apuntando a la innovación de las fuentes de energía de los mismos. Actualmente se investiga arduamente sobre combustibles alternos al diésel y a la gasolina entre los que se encuentran, el gas natural, metanol u otras fuentes no derivadas del petróleo que puedan seguir forjando la evolución que ha llevado el motor de combustión interna por más de un siglo de vida.

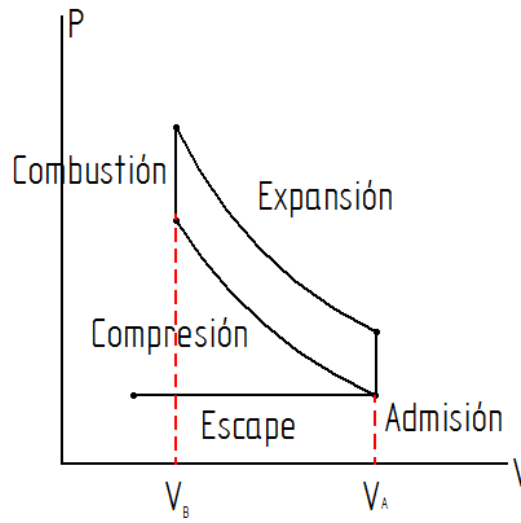
### **2.3.2. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS**

Un motor de cuatro tiempos es un mecanismo que efectúa una mezcla de aire-combustible al interior de una cámara de combustión que al ser encendidos por medio de una chispa generada por una bujía se produce la expansión o explosión que genera el movimiento del motor. Dicha expansión o combustión se realiza por cada dos revoluciones completas que realice el cigüeñal y cuatro carreras o tiempos del pistón (dos ascendentes y dos descendentes). Una carrera está representada por el movimiento del pistón ascendente y descendente de manera alternativa, es decir, desde el punto muerto superior (TC) al punto muerto inferior (BC) y viceversa. Este movimiento del pistón corresponde a un giro de 180° del cigüeñal. Los motores de cuatro tiempos son los más usados en la actualidad en la industria automotriz (carros y motos). Sus componentes principales son los cilindros, pistones, biela, cigüeñal, válvulas, y entre otros subsistemas que le permiten al motor desempeñarse de forma coordinada. Se le llama motor de cuatro tiempos debido a que su funcionamiento está dado por este número de etapas las cuales son: Admisión, Compresión, Expansión y Escape; las cuales conforman un ciclo que se hace repetitivo a lo largo del funcionamiento del motor [3].

### **2.3.3. CICLOS TERMODINAMICOS DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS**

El ciclo termodinámico del motor de cuatro tiempos fue desarrollado por el ingeniero alemán Nicolaus August Otto hace más de 100 años, el cual consta de cinco eventos (admisión, compresión, combustión, expansión y escape), los cuales se realizan en dos giros del cigüeñal. El ciclo de operación del motor de cuatro tiempos se puede visualizar en el diagrama de la Figura 6 [4].

Figura 6. Diagrama ciclo Otto.



A continuación se detallan cada uno de los procesos que se efectúan durante el ciclo:

1. ADMISIÓN: En este tiempo el pistón hace una carrera descendente desde el Punto muerto superior hasta el Punto muerto inferior realizando una aspiración de la mezcla aire-combustible que ingresa al sistema. Mientras esto ocurre, la válvula de escape se encuentra cerrada y la de admisión abierta, produciéndose un diferencial de presiones.
2. COMPRESIÓN: Al llegar al punto muerto inferior la válvula de admisión se cierra. Seguido a esto, el gas comienza el proceso de compresión debido a la carrera ascendente del pistón hasta que alcanza el punto muerto superior, donde la compresión finaliza.
3. COMBUSTIÓN/EXPANSIÓN: Cuando el pistón llega al punto muerto superior, el gas ha alcanzado la presión máxima. En este punto la bujía genera una chispa, provocando la inflamación de la mezcla y enseguida la combustión de la mezcla. Esto genera un aumento de temperatura y de presión al interior del cilindro que provoca un descenso rápido del pistón. De este modo, se efectúa un movimiento rectilíneo transmitido por medio de la biela al cigüeñal, en donde este movimiento se convierte en giratorio y genera trabajo.
4. ESCAPE: Por último, el pistón empuja la mezcla en un movimiento ascendente. En este punto se abre la válvula de escape, por la cual salen los gases de combustión generados en el proceso de combustión. Cuando el

pistón llega al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, empezando nuevamente el proceso [5].

### 2.3.4. COMPONENTES Y PARTES DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS ENCENDIDO POR CHISPA

Los motores de cuatro tiempos son máquinas muy complejas que logran desarrollar un trabajo gracias al correcto ensamble de las piezas que lo conforman. Cada pieza es un elemento fundamental y cumple con una función específica. Por esta razón, a continuación se describen los principales componentes que hacen parte de un motor de combustión interna.

*Figura 7. Componentes del motor de cuatro tiempos.*

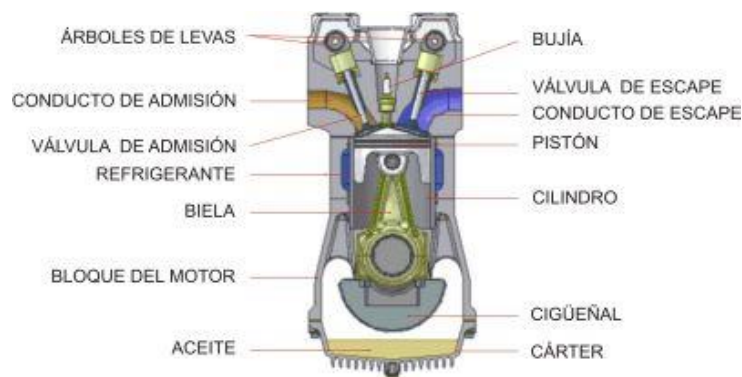


Imagen extraída de: <http://ditbutec.es.tl/EL-MOTOR.htm>

**BLOQUE:** Es el cuerpo de motor en donde se encuentran ubicados los cilindros. Está elaborado de hierro fundido o aleación de aluminio. Este componente se encuentra en medio de la culata y el cárter de aceite, debe ser una pieza rígida y refrigerada debido a los efectos generados por la combustión del motor. El cilindro es la cavidad en la cual se desplaza el pistón y en donde se generan los 4 tiempos de funcionamiento del motor. Existen motores que tienen una “camisa” la cual es un tubo cilíndrico colocado en el bloque del motor. En algunos motores la refrigeración de esta pieza está dada por el aire y por la implementación de aletas refrigerantes a lo largo de su estructura [6].

**CÁMARA DE COMBUSTIÓN:** Es el espacio remanente comprendido entre la cabeza del pistón cuando éste se encuentre en el punto muerto superior y la culata



o tapa de los cilindros. En este lugar se produce la combustión. El tamaño de la cámara de combustión cambia continuamente de un volumen mínimo cuando el pistón está en el TC a un máximo cuando el pistón está en el BC.

**CIGÜEÑAL:** Su función principal es convertir el movimiento rectilíneo generado por el conjunto de piezas pistón-biela en un movimiento circular útil. Este movimiento circular generado por el cigüeñal se utiliza para suministrar trabajo a un sistema externo por medio de un eje. El cigüeñal está conectado al bloque del motor por medio de cojinetes principales, los cuales soportan la mayoría de cargas a los que este se ve expuesto. La mayoría de los cigüeñales son fabricados en acero forjado o en hierro fundido [7].

*Figura 8. Cigüeñal.*



Imagen extraída de: <http://www.motoarsport.com/>

**PISTÓN:** Su principal función es la de construir una pared móvil dentro del sistema. Esta pared se verá enfrentada a los gases generados en la cámara de combustión y permitirá la transmisión de energía que estos liberan a otros componentes como la biela y el cigüeñal. Este elemento en su parte externa posee ranuras en las cuales se insertan elementos que ayudan a que esta pieza cumpla su función, dichos elementos son los anillos de compresión y anillos rascadores de aceite. Debajo de la zona donde se colocan los anillos existen dos agujeros enfrentados uno contra el otro, que sirven para atravesar y fijar el bulón, pieza que ayuda con la articulación entre el pistón y biela. El pistón efectúa un movimiento alternativo que obliga a la mezcla (aire-combustible) a cambiar la presión y volumen que se efectúa al interior del cilindro. Debido a las altas temperaturas que debe soportar el pistón, estos se fabrican en aleaciones capaces de disminuir la energía cinética que se desarrolla en el desplazamiento realizado por este (pistón). Además de esto, debe soportar los esfuerzos que producen factores como la velocidad, la presión y las dilataciones por las altas temperaturas, es por esta razón que se fabrican en aluminio aleado con materiales como el cobre, silicio, magnesio, manganeso, entre otros. Generalmente

los procesos de fabricación usados para los pistones son por fundición o forjados, teniendo este último, una mayor resistencia mecánica [5].

*Figura 9. Pistón.*



Imagen extraída de: [http://www.modified.com/tech/modp-1210-engine-internal-parts/photo\\_27.html](http://www.modified.com/tech/modp-1210-engine-internal-parts/photo_27.html)

**BIELA:** La biela es un elemento mecánico que es sometido a grandes cargas durante su funcionamiento. Adicionalmente, es una pieza que se ve sometida durante la operación del motor a esfuerzos de tracción y compresión. Por este motivo, en la mayoría de los motores están hechas de acero o de aleación forjada ya que son materiales que brindan alta resistencia mecánica. La biela es una barra articulada en sus extremos, lo que le permite la unión con dos elementos diferentes, en el extremo inferior se une con el cigüeñal (movimiento rotativo) y en el superior se une con el embolo del pistón (movimiento lineal). En la biela se pueden distinguir tres partes principales: parte trasera en el eje del pistón, cuerpo de la biela o parte central y la cabeza que es la parte con el agujero de mayor diámetro. La biela es sometida a los máximos esfuerzos en el momento de la combustión, es allí donde se pone a prueba su resistencia estructural. En la Figura 10 se ve expuesta la geometría de una biela [8].

*Figura 10. Biela.*

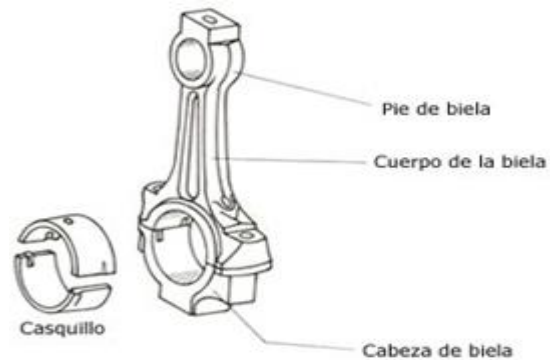


Imagen extraída de: <http://www.ortizrefacciones.com/motor/metales/biela/>

**CILINDRO:** Es el espacio por donde se va a desplazar el pistón. Su nombre proviene de la forma que tiene al interior. El cilindro es una pieza hecha generalmente de acero, este material altamente resistente es fundamental en la fabricación de esta pieza, ya que este elemento se ve expuesto a condiciones extremas durante la operación del motor. El diámetro y la carrera del pistón al interior del cilindro son factores que afectan directamente la potencia del motor, ya que al existir más espacio al interior de este se podrá almacenar una cantidad superior de mezcla, lo que permitirá liberar una mayor cantidad de energía durante el proceso de combustión. En algunos motores, se usa una “camisa” la cual es un tubo cilíndrico al interior del bloque del motor, el cual permite una fácil sustitución en caso de desgaste [9]. En la Figura 11 se muestra el cilindro de un motor de cuatro tiempos.

*Figura 11. Cilindro.*



Imagen extraída de: <http://www.moto125.cc/f125cc/reportajes/tenica/item/304-articulo-motor-4t>

**CARTER:** Es un depósito de metal que tiene como principal función almacenar el aceite que se utiliza como lubricante o refrigerante del motor y de las diferentes piezas que lo componen. Normalmente esta pieza va atornillada a la parte inferior del bloque del motor. En muchos motores, esta pieza es fabricada en aleaciones ligeras de aluminio ya que ayuda a disminuir el peso y debido a que este material tiene buena conductividad térmica permite disipar las altas temperaturas. La Figura 12 permite ver como es la geometría externa e interna de este elemento.

*Figura 12. Carter.*



Imagen extraída de: <http://armando-navarro.blogspot.com/p/funcion-del-carter.html>

**BUJÍA DE ENCENDIDO:** Dispositivo eléctrico utilizado para iniciar la combustión en un motor mediante la creación de una descarga de alto voltaje a través de una separación de los electrodos. Las bujías son generalmente hechas de metal rodeado de aislamiento cerámico. Se encuentran ubicadas en la parte superior del cilindro atravesándolo a una distancia más arriba del TC.

*Figura 13. Bujía de encendido.*



Imagen extraída de: <http://www.de-moto.es/blog/mecanica/la-importancia-de-las-bujias-en-nuestra-moto-2/>

**VÁLVULA DE ADMISIÓN:** Se utiliza para permitir el flujo de la mezcla aire-combustible a la entrada del cilindro en el momento adecuado del ciclo. Algunos motores modernos utilizan un sistema de inyección directa de combustible mediante esta válvula de admisión, permitiendo así el suministro directo de mezcla aire combustible a la cámara de combustión. Las válvulas son en su mayoría hechas de acero forjado. Las superficies contra las cuales las válvulas se cierran se denominan los asientos de válvulas y son de acero endurecido o cerámica. Las válvulas rotativas y válvulas de manguito se usan algunas veces, pero son mucho menos comunes.

**VÁLVULA DE ESCAPE:** Se utiliza para expulsar los gases generados en el proceso de combustión. Se compone de un colector de escape que transporta los gases de salida del motor, un convertidor térmico o catalítico para reducir las emisiones, un silenciador y un tubo de escape para expulsarlos al exterior. Esta válvula debe abrirse mucho antes de que termine el tiempo de explosión para liberar los gases en la expansión y que están en el cilindro antes de que el pistón ascienda al tiempo de escape [10].

**CULATA:** También se denomina como la tapa de los cilindros. Este elemento está ubicado en la parte superior del motor. Su principal función es el cierre de la cámara de combustión de cada cilindro. Usualmente la culata esta principalmente fabricada en hierro fundido o en aleaciones de aluminio ligero y está sujeto al motor mediante tornillos o juntas.

### **2.3.5. SISTEMAS AUXILIARES DEL MOTOR DE CUATRO TIEMPOS**

**SISTEMAS DE INYECCIÓN:** existen dos tipos de inyección de combustible, por multipunto/mono punto y directa/indirecta. En el primer caso, se define la cantidad de puntos de inyección de combustible que existirá en el motor, mientras que la inyección directa e indirecta, variará dependiendo del tipo de motor. Para motores de gasolina el modelo más común ha sido el de inyección indirecta, sin embargo, actualmente ya se encuentran en el mercado motores a gasolina que utilizan sistemas de inyección directa debido a las mejoras que este otorga al motor ,como lo son, la disminución de pérdidas de calor cedido a las paredes de los cilindros, la mayor admisión de mezcla debido a los altos regímenes de apertura que se logra con la válvula mariposa y por último la mejora en las relaciones de compresión que este ayuda a generar en el motor. Sin embargo, el sistema de inyección indirecta se sigue utilizando ya que el sistema de inyección directa aún tiene dificultades para

cumplir con la normatividad anticontaminación y así lograr un tratamiento adecuado de los gases de salida. Por su parte, los motores diesel en donde si la inyección es indirecta la tobera del inyector estará dentro de una pre-cámara que tiene como principal función aumentar la presión del aire antes de que se le inyecte el gasóleo o combustible. Gracias a esta pre-cámara se consigue una combustión más progresiva y menos violenta, lo que se ve reflejado en un motor menos ruidoso y con un menor índice de vibraciones. Con el uso de nuevas tecnologías tales como, comon-rail y turbo inyección directa, actualmente se consiguen motores diésel con inyección directa que mejoran el rendimiento efectivo del motor en comparación con un motor que utilice el sistema de inyección indirecto. Lo anterior se logra ya que se reducen las pérdidas de calor durante el proceso de combustión.

**SISTEMAS DE LUBRICACIÓN:** debido al rozamiento que existe al interior de un motor de combustión interna, surge la necesidad de implementar un sistema capaz de alargar la vida útil de los componentes del motor y mejorar su funcionamiento al interior del mismo. Este sistema es el encargado de mantener aceite en todas las partes móviles del motor. El aceite se puede distribuir por salpique, por presión o por formación de vapor de aceite.

Entre las funciones principales del sistema de lubricación se encuentran:

- Permitir la limpieza interna de los circuitos y piezas del motor.
- Evitar el rozamiento entre las piezas metálicas del motor.
- Evitar el desgaste de algunas piezas del motor, mediante la adhesión del aceite o lubricante a las superficies lisas de éstas. De igual forma el desgaste va a existir, pero se aumenta la vida útil de las piezas.
- Incrementa la hermeticidad de los cilindros, facilitando el sellado de los segmentos.
- Absorbe parte del calor que se genera en el motor, sirviendo como refrigerante.
- Amortiguar los golpeteos producidos por las altas presiones que se transmiten al bulón, biela y cigüeñal

Las partes más importantes del sistema de lubricación son: la bomba de aceite, el filtro, la válvula bypass, la válvula reguladora de presión y el radiador de aceite, esta última pieza aunque no está presente en todos los motores es una pieza fundamental en motores que si dispongan de ella. Del mismo modo se debe tener

en cuenta que existen diferentes tipos de lubricantes dependiendo la función que este vaya a desempeñar en el motor [11].

**SISTEMA DE REFRIGERACIÓN:** teniendo en cuenta el calor que se maneja dentro del motor, es indispensable que se refrigeren de alguna forma los componentes del motor, con el fin de evitar deformaciones y fallas estructurales al interior del motor. Actualmente, existen diferentes métodos para la refrigeración de un motor, por medio de líquidos, por aire y mixta (no obstante, también se puede emplear la refrigeración por aceite, pero no es muy común). Generalmente para los vehículos se usa la refrigeración por líquidos, más específicamente por agua o glicol.

**CARBURADOR:** Este elemento aunque ya no es común encontrarlo en motores modernos ya que ha sido remplazado por sistemas de inyección electrónica debido a las ventajas que le otorga al motor en su rendimiento y en su operación, es una pieza fundamental en aquellos motores que si dispongan de él. El carburador es el dispositivo encargado de formar la mezcla aire-combustible en las proporciones adecuadas. El funcionamiento del carburador está basado en el efecto Venturi, en el cual, cuando una corriente de aire pasa por un área pequeña se genera una depresión o succión que es aprovechada para arrastrar el combustible que es proporcionado por el mismo carburador. La depresión creada en el carburador dependerá de la velocidad de entrada del aire que será mayor cuanto menor sea la sección de paso de las canalizaciones. Si dentro de la canalización se tiene un estrechamiento (difusor o Venturi) para aumentar la velocidad del aire y en ese mismo punto se coloca un surtidor comunicado a un depósito con combustible a nivel constante, la depresión que se provoca en ese punto producirá la salida del combustible por la boca del surtidor que se mezclará con el aire que pase en ese momento por el estrechamiento, siendo arrastrado hacia el interior de los cilindros del motor. Los componentes principales del carburador son: el depósito, el surtidor, el colector o canalización de aire y difusor (Venturi), la válvula mariposa y el calentador del carburador. Los carburadores pueden ser de flujo descendente o por gravedad y de flujo horizontal; el sistema principal de dosificación de combustible se realiza por medio de un tubo mezclador a través de orificios laterales en donde el aire se adhiere al combustible con el fin de compensar la mezcla. Aunque la tecnología que ofrece el carburador ya es obsoleta en comparación con los sistemas que se ven en los motores actuales, este elemento aún se sigue utilizando en motores de bajas presentaciones [3][12].

Figura 14. Esquema de funcionamiento del carburador.

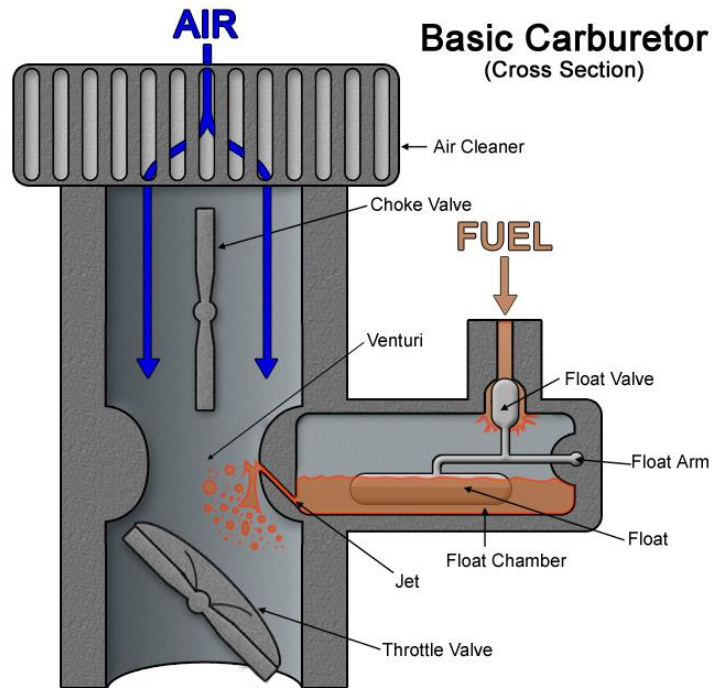


Imagen extraída de: <http://www.speedace.info/carburettor.htm>

**SISTEMA DE ENCENDIDO:** este sistema es de vital importancia para el buen funcionamiento de los motores, ya que este puede afectar de manera directa el rendimiento y el consumo de combustible de los motores. Para iniciar la marcha de los motores de combustión interna es necesario crear una chispa inicial para que se produzca la combustión de la mezcla de aire y combustible. Esta chispa inicial se puede dar por encendido mecánico o por encendido electrónico dependiendo del diseñador del motor y de las especificaciones de cada motor. Este sistema se compone de varios elementos como los son; acumuladores o baterías, alternadores, bobinas de encendido, bujías, cables entre otros.

- Encendido mecánico: está conformado por un distribuidor que conecta con el árbol de levas por medio de un engrane que al dar vueltas abre y cierra unos platinos que funcionan como un interruptor de alta velocidad. En el momento en que el platino se separa corta la corriente en la bobina generando una contracción controlada por un condensador, que produce la chispa la cual es distribuida entre los conectores y trasladada hasta la cámara de combustión por medio de la bujía.



- Encendido electrónico: estos sistemas son más confiables ya que no tienen entre sus componentes platinos y condensadores como en el sistema mecánico. En este sistema se utiliza un interruptor de corriente de una bobina para generar por medio de autoinducción la descarga de alta tensión necesaria para activar la bujía. Esta descarga de alto voltaje alcanza valores superiores a los 40,000 voltios (V). del mismo modo, este sistema también permite tener un mejor desempeño y respuesta del sistema a altas revoluciones [13].

### **3. METODOLOGÍA**

#### **3.1 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN**

El enfoque de investigación a usar en este proyecto es de carácter SISTÉMICO – ANALÍTICO debido a que la investigación se realizará basada en una bibliografía existente sobre el diseño de un motor de combustión interna. De esta forma se podrán analizar e interpretar los diferentes fenómenos físicos, químicos y mecánicos que ocurren dentro de este tipo de motores. Para poder interpretar estos fenómenos es necesario apoyarse en las funciones matemáticas desde un punto de vista ingenieril por lo cual será necesario aplicar y realizar cálculos u observaciones de modelos existentes en los cuales se puedan obtener resultados que brinden una fuente de apoyo teórico y práctico para el desarrollo del proyecto. Del mismo modo, se busca modelar computacionalmente el diseño preliminar del motor mediante la determinación de sus componentes principales y la relación existente entre cada uno de ellos.

#### **3.2 LÍNEA DE FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA**

La línea de investigación de la facultad es Energía y Vehículos, así como sistemas de propulsión, más específicamente en motores híbridos.

#### **3.3 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN**

Para la recolección de información en este proyecto investigativo una parte se llevará a cabo mediante el análisis de la información obtenida por fuentes bibliográficas para generar la programación termodinámica del motor y sus diferentes etapas de funcionamiento, de igual forma se programarán diferentes valores relevantes a la hora de realizar el diseño del motor. Por otro lado, se necesitará contar con una base de datos en la cual se podrán ver procesos realizados previamente en otros proyectos a manera de guía y de asegurar un óptimo proceso de diseño. Teniendo en cuenta que el proyecto no llevará a cabo ninguna construcción no se requerirá ningún otro elemento físico ni de materiales o instrumentos para el desarrollo del proyecto.

### 3.4 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Teniendo en cuenta que la normatividad de la competencia no restringe el tamaño del motor y que el espacio requerido para este es mínimo, tentativamente se habla del diseño de un motor de no más de 100 cc con un desempeño óptimo y con un consumo de combustible mínimo, que logre girar el eje de un alternador a las revoluciones requeridas por este (3000 rpm) para que este suministre la carga eléctrica a una serie de baterías que posteriormente serán las encargadas de suplir los motores eléctricos que impulsaran al vehículo durante toda la competencia.

### 3.5 VARIABLES

#### Variables independientes:

- Suministro de combustible.
- Cilindraje del motor

#### Variables dependientes:

- Torque.
- Velocidad.
- Aceleración.
- Potencia.
- Revoluciones por minuto.
- Diámetro de salidas de escape.
- Peso de los componentes

### 3.6 DESARROLLO METODOLÓGICO

#### Entradas

- Se inició planteando de manera concreta el problema que se quería solucionar, analizando como primera medida los requerimientos de los sistemas que se iban a alimentar del motor diseñado, que para este caso sería el alternador utilizado para cargar las baterías.
- Posteriormente se realizó un estudio de los motores actuales en el mercado para obtener una base de datos comparativa de algunos parámetros geométricos iniciales útiles para el diseño de este motor. Este análisis no se realizó con fines comparativos entre el motor a diseñar y los motores

actuales en el mercado, sino como fuente de ingreso de algunos parámetros iniciales.

- Análisis de los parámetros ingenieriles más relevantes para el diseño conceptual como lo son, rangos de funcionamiento, temperaturas, presiones de entrada y valores necesarios para poder iniciar con el desarrollo ingenieril.

### **Procesos**

- Se efectuó un análisis de factibilidad con el fin de analizar la viabilidad del desarrollo del concepto planteado, obteniendo como resultado, que el modelo a diseñar era pertinente y se podía desarrollar con los conocimientos, bibliografía y herramientas con las que se contaban.
- Se desarrolló un diagrama de flujo el cual sirvió como guía base para el desarrollo del proyecto, este diagrama permitió establecer cuáles eran los procedimientos de ingeniería más relevantes para darle solución al problema planteado en el proyecto. Este diagrama se encuentra en el Anexo B de este documento.
- Desarrollo de la alternativa de solución de manera completa mediante el uso de las entradas y de los procesos planteados con la ayuda de herramientas disponibles (programas computacionales) y mediante conceptos existentes en la bibliografía consultada y de los integrantes del proyecto.

### **Salidas**

- Aproximación de un Modelo que da solución al problema planteado al inicio del proyecto. Este modelo NO se considera detallado teniendo en cuenta los alcances y limitaciones que se plantearon al inicio de este, en donde los más relevantes son, el análisis estructural de los materiales y componentes, el análisis de costos del modelo diseñado, entre otros.



## 4. DESARROLLO INGENIERIL

### 4.1 PARÁMETROS INICIALES DE DISEÑO

El proceso termodinámico y los parámetros geométricos iniciales que describen el trabajo que realiza el motor se desarrollaron siguiendo los pasos mostrados a continuación:

Todos los cálculos que se presentan a continuación fueron realizados basados en parámetros atmosféricos estándar a nivel del mar como punto de partida. Algunos de estos datos fueron:

- Presión atmosférica estándar  $P_{atm} = 103325$  (Pa).
- Temperatura estándar a nivel del mar  $T = 15^\circ$  ( $^\circ C$ )
- El número de revoluciones por ciclo ( $n$ ) igual a 2; este valor es debido a que los motores Otto de cuatro tiempos realizan un ciclo completo en dos vueltas completas del cigüeñal.
- Otros valores de importante relevancia para el desarrollo de los cálculos fueron constantes térmicas para el aire y los gases; la constante adiabática del aire ( $K_{aire}$ ) es de 1.4; la constante adiabática de los gases de combustión ( $K_{gases}$ ) es de 1.35; y la constante universal de los gases ideales ( $R$ ) es de 287 J/kg K. Por último el calor específico a volumen constante ( $C_v$ ) es de 821 J/kg K.
- El poder calorífico del combustible ( $Q_{HV}$ ) es un valor el cual denota la cantidad de energía que puede liberar la unión química en el proceso de combustión. El poder calorífico para este caso será de 42900 (kJ/kg) [14].
- La relación ideal estequiométrica de aire-combustible (AF) es de 14,7:1 a 15:1.
- Las revoluciones por minuto (rpm) a las que se desea que opere el motor es un parámetro inicial de entrada, este valor es de 3000 ya que a estas rpm se garantiza el funcionamiento adecuado del alternador y la generación de energía necesaria para cargar las baterías. Para todos los cálculos presentes en este trabajo que involucren las rpm este valor será de 3000.

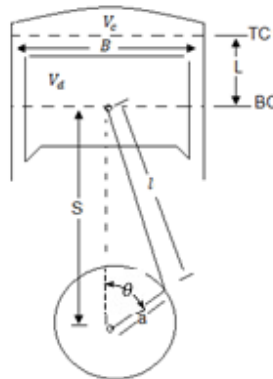
## 4.2 GEOMETRÍA DEL MOTOR

Para iniciar con el proceso de dimensionamiento del motor se toman unos valores iniciales de algunos de los componentes del mismo como los son; el diámetro del cilindro y la carrera. Estos valores son tomados de manera iterativa hasta llegar a un punto de conformidad por parte de los diseñadores. Teniendo en cuenta dichos valores son los parámetros iniciales que delimitan las características geométricas del motor y que este a su vez está delimitado por el volumen de control, se tuvo sumo cuidado con la selección de estos valores iniciales para evitar un sobredimensionamiento del motor y de esta forma garantizar que no se iba a generar un conflicto con el volumen de control establecido para la instalación del motor. De igual forma, se toman algunos parámetros de diseño dados por la regulación de la competencia como los son:

- El motor deberá cumplir con el ciclo térmico de un motor de combustión interna de cuatro tiempos.
- El motor deberá ser de un solo cilindro.

En la Figura 15 se ven reflejados los parámetros geométricos iniciales de un motor de combustión interna.

*Figura 15. Esquema del dimensionamiento del motor.*



Donde; ( $V_c$ ) es el Volumen de la cámara de combustión; ( $B$ ) el Diámetro del cilindro; ( $L$ ) es la Carrera que recorre el pistón; ( $TC$ ) es el punto muerto superior; ( $BC$ ) es el punto muerto inferior; ( $V_d$ ) el Volumen desplazado; ( $S$ ) la Posición del pistón; ( $a$ ) el

radio del cigüeñal; ( $l$ ) es el largo de la biela por último ( $\theta$ ) es el ángulo entre el cigüeñal y la línea media del sistema.

Para facilitar el proceso de cálculos y por practicidad de diseño se estipula que el motor va a ser cuadrado, esto da como resultado la eliminación de una variable y de este modo facilita los cálculos de diseño del motor. Adicionalmente, los motores cuadrados disminuyen la distancia de la carrera, lo que se traduce en una disminución significativa del desgaste de las piezas producido por el rozamiento entre el pistón y el cilindro y por lo tanto en una disminución de las pérdidas de potencia. De igual forma, los motores cuadrados permiten bielas más cortas, lo que otorga una mejor rigidez a este elemento tan importante [15].

Antes de iniciar con el proceso de diseño es necesario realizar algunos cálculos geométricos que arrojarán valores preliminares que serán utilizados posteriormente en la etapa de cálculos térmicos, estos permitirán describir los procesos térmicos y de dinámica de gases del motor en cada etapa.

Para los cálculos que se describen a continuación los valores de la carrera y el diámetro del cilindro que fueron escogidos por los diseñadores fueron:

$$B = 0,048 \text{ m}$$

$$L = 0,048 \text{ m}$$

#### **4.2.1 VOLUMEN DESPLAZADO**

El parámetro inicial que se debe determinar al inicial un diseño de un motor de combustión interna es el cálculo del volumen desplazado ya que por medio de este se pueden calcular otros parámetros geométricos del motor. El volumen desplazado es el volumen de mezcla que el pistón desplaza dentro del cilindro.

$$V_d = \left(\frac{\pi}{4}\right) * B^2 * L \quad (1)$$

#### **4.2.2 CILINDRADA**

La cilindrada o la capacidad del motor es la suma del volumen útil de todos los cilindros que conforman el motor. Para este proyecto como la regulación de la competencia lo indica el número de cilindros ( $z$ ) no puede ser mayor a uno.

$$\text{Cilindrada} = V_d * z \quad (2)$$

### 4.2.3 VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El cálculo del volumen de la cámara de combustión se realiza para dimensionar la capacidad que tendrá la cámara de combustión para almacenar la mezcla. El cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$V_c = \frac{V_d}{r_c - 1} \quad (3)$$

donde  $r_c$  es la relación de compresión que tiene un valor de 8,5.

### 4.2.4 RADIO DEL CIGÜEÑAL

Es un valor de suma importancia ya que este parámetro es el encargado de determinar la distancia que la biela y el pistón podrán desplazarse dentro del cilindro [16].

$$a = \frac{B}{2} \quad (4)$$

### 4.2.5 LARGO DE LA BIELA

Según lo indica la teoría este parámetro debe tener un valor de 3,5 veces el radio del cigüeñal [16]. Este es un valor experimental y aconsejable para tener un buen funcionamiento del sistema.

$$l = 3,5 * a \quad (5)$$

### 4.2.6 DISTANCIA ENTRE EL PUNTO MEDIO DEL PISTÓN Y EL CIGÜEÑAL

Esta distancia determina la posición del pistón para cualquier ángulo del cigüeñal. Se calcula utilizando la siguiente fórmula, la cual se obtiene de las relaciones geométricas de la Figura 15 [5].

$$s = a \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2 \theta} \quad (6)$$

donde  $\theta$ , es el ángulo generado entre la conexión biela-cigüeñal y la línea media del sistema, tomando como valor  $180^\circ$  ya que este permite visualizar la posición del pistón cuando está en el punto muerto superior .

### 4.2.7 DESPLAZAMIENTO EN EL PUNTO MUERTO SUPERIOR (TC)

Este cálculo se realiza con el fin de lograr establecer cuál es el desplazamiento que realiza el pistón al interior del cilindro desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior, de esta manera se logra calcular posteriormente el volumen



instantáneo del cilindro. El cálculo de desplazamiento del pistón se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$D_{TC} = l + a - s \quad (7)$$

#### 4.2.8 VOLUMEN INSTANTANEO DEL CILINDRO

Este cálculo permite encontrar la razón de cambio en el volumen dentro del cilindro en función del desplazamiento que el pistón realiza desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior, estos cálculos se realizaron mediante la siguiente ecuación:

$$V_{\text{instantaneo}} = V_c + \frac{\pi}{4} * B^2 * D_{TC} \quad (8)$$

#### 4.2.9 VELOCIDAD MEDIA DEL PISTÓN

Es la velocidad promedio a la que se mueve el pistón. Este es un parámetro importante para el diseño del motor ya que esta velocidad es fundamental para evitar rupturas en el vástago debido a un aumento de la velocidad. También es importante para asegurar que no existan pérdidas debido a un aumento o disminución de la velocidad a la que se desplaza el pistón. Se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$s_p = \frac{\text{rpm}}{60} * 2 * L \quad (9)$$

A continuación, en la Tabla 1 se muestra un resumen de todos los parámetros calculados hasta este momento.

**Tabla 1. Resultados cálculos geometría del motor**

ABREVIATURAS	RESULTADOS	UNIDADES
$V_d$	$8,6859 \times 10^{-5}$	$m^3$
Cilindrada	86,8	$cm^3$
$V_c$	$1,158 \times 10^{-5}$	$m^3$
a	0,024	m
$l$	0,084	m
s	0,067	m

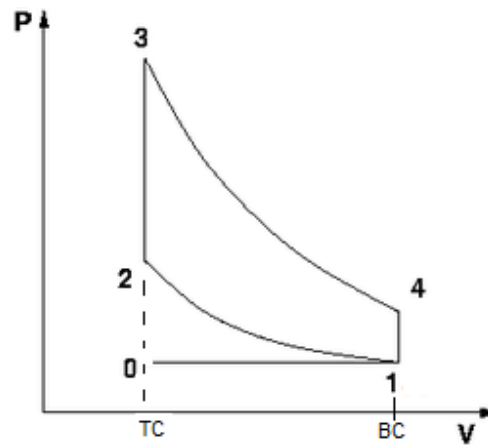
$D_{TC}$	0,040	m
$V_{instantaneo}$	$8,50 \times 10^{-5}$	$m^3$
$S_p$	4,8	m/seg

### 4.3 CÁLCULOS TÉRMICOS Y DINAMICA DE GASES

#### 4.3.1 DESCRIPCIÓN TÉRMICA DEL CICLO OTTO

Para iniciar los cálculos térmicos y de dinámica de gases es importante definir cada uno de los puntos que se evaluarán en el diagrama de presión en función del volumen. Este diagrama permite observar el ciclo térmico que describe a un motor Otto. Se analizarán los puntos de mayor relevancia del ciclo, siendo estos, 0, 1, 2, 3 y 4, como se indican en la figura 16.

Figura 16. Ciclo motor de 4 tiempos.



#### Estado del proceso para cada punto:

**Del punto 0 al 1:** es el proceso de admisión de todo el ciclo. Esta etapa se realiza aumentando el volumen de la cámara para generar el efecto de succión que permite absorber el aire del exterior y así dar inicio a las siguientes fases del ciclo térmico.

**Del punto 1 al 2:** la compresión es de tipo isotérmica, la relación de compresión del punto 1 al 2 está dada por  $\frac{v_1}{v_2}$

**Del punto 2 al 3:** proceso reversible a volumen constante. Se suministra calor al sistema.

**Del punto 3 al 4:** proceso de expansión isotrópico. Está dado por la siguiente relación  $\frac{v_4}{v_3}$ . En esta fase el sistema entrega trabajo.

**Del punto 4 al 1:** proceso reversible a volumen constante (enfriamiento) transmisión de calor del sistema al medio ambiente.

#### 4.3.2 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DE GASES (DEL PUNTO 1 AL 2)

La temperatura y la presión en esta etapa del proceso se asumen como los valores de la atmosfera estándar:

$$P_1 = 101325 P_a$$

$$T_1 = 15,01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Para encontrar el valor del volumen ( $V_1$ ) es necesario conocer el volumen de la cámara de combustión y el volumen desplazado por el pistón dentro del cilindro de esta manera se puede obtener el valor del volumen inicial que tendrá el cilindro, utilizando la siguiente ecuación:

$$V_1 = V_d + V_c \quad (10)$$

$$V_1 = 9,9 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

#### 4.3.2 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DE GASES (DEL PUNTO 2 AL 3)

Antes de realizar los cálculos térmicos para este punto fue necesario realizar unos cálculos previos los cuales describen la masa del aire, la masa del combustible, la masa de la mezcla y la masa de los elementos residuales. De igual forma se asumieron algunos valores basados en la teoría; por ejemplo, para la relación estequiometria aire-combustible ideal para mayoría de combustibles comerciales esta en entre 14:1 y 15:1, para la gasolina corriente se tiene un valor de 14:7/1 y se suele redondear al valor de 15:1, valor con el que se trabajo en este proyecto. El valor de la masa del combustible es de 16Kg, este valor se obtiene con la formula química del hidrocarburo. De igual forma, se tiene que el valor porcentual de los

residuales será de 4%, según la teoría estos parámetros son valores ideales para iniciar el proceso de diseño del motor. [17].

$$m_m = \frac{P_1 \cdot V_1}{R_{\text{gases}} \cdot T_1} = 2,31 \text{Kg} \quad (11)$$

$$m_a = \frac{15}{16} \cdot 0,96 \cdot m_m = 2,07 \text{ kg} \quad (12)$$

$$m_c = \frac{1}{16} \cdot 0,96 \cdot m_m = 0,13 \text{ kg} \quad (13)$$

$$m_r = 0,04 \cdot m_m = 0,09 \text{kg} \quad (14)$$

$$Q_{\text{in}} = m_c \cdot Q_{\text{HV}} \cdot Z = 5,57 \text{ kJ} \quad (15)$$

Una vez realizados dichos cálculos se procedió a realizar los cálculos térmicos y de dinámica de gases del punto 2 al 3. Se inició con el cálculo de la presión ( $P_2$ ) utilizando la siguiente ecuación:

$$P_2 = P_1 \cdot r_c^{k_{\text{aire}}} \quad (16)$$

Posteriormente se determinó la temperatura ( $T_2$ ) mediante la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 \cdot r_c^{(k_{\text{aire}}-1)} \quad (17)$$

Y por último se obtiene el volumen en el punto 2 ( $V_2$ ):

$$V_2 = \frac{m_m \cdot R \cdot T_2}{P_2} \quad (18)$$

### 4.3.3 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DE GASES (DEL PUNTO 3 AL 4)

En este proceso se cumple la etapa de expansión del ciclo. La presión, temperatura y volumen se hallan mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_3 = P_2 \cdot \frac{T_3}{T_2} \quad (19)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{Q_{\text{in}}}{m_m C_v} \quad (20)$$

Donde  $C_v = 0,821$  (kJ/kg.K)

Teniendo en cuenta que el proceso se realiza a volumen constante se tiene que el volumen ( $V_3$ ) se expresa de la siguiente manera:

$$V_3 = V_2 \quad (21)$$

#### 4.3.4 CÁLCULO TÉRMICO Y DE DINÁMICA DINAMICA DE GASES (DEL PUNTO 4 AL 1)

Los cálculos para hallar la presión, temperatura y volumen en esta etapa del proceso se realizaron siguiendo las siguientes ecuaciones:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k_{aire}} \quad (22)$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k_{aire}-1} \quad (23)$$

$$V_4 = \frac{m_m \cdot R_{gases} \cdot T_4}{P_4} \quad (24)$$

El volumen 4 ( $V_4$ ) y el volumen 1 ( $V_1$ ) deben tener el mismo valor numérico. De esta manera se ratifica que el proceso se está realizando a volumen constante.

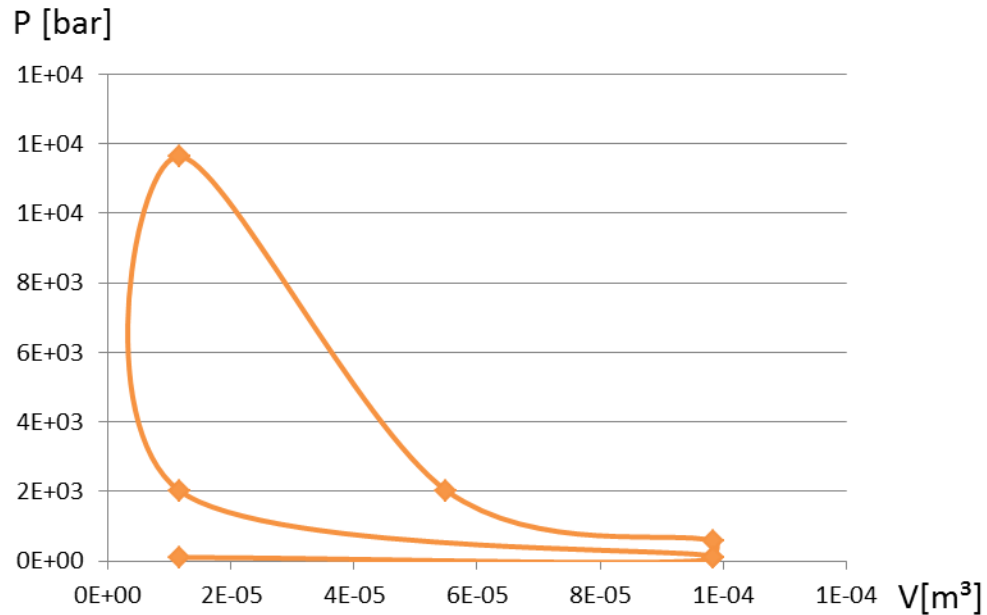
A continuación, en la tabla 2 se muestra un resumen de todos los parámetros térmicos y de dinámica de gases calculado.

**Tabla 2. Resultados cálculos térmicos y de dinámica de gases.**

PARÁMETRO	RESULTADO	UNIDADES
$P_1$	1,01	bar
$T_1$	15,01	°C
$V_1$	$9,84 \times 10^{-5}$	$m^3$
$P_2$	18,62	bar
$T_2$	34,48	°C
$V_2$	$1,24 \times 10^{-5}$	$m^3$
$P_3$	65,00	bar
$T_3$	1203,78	°C
$V_3$	$1,24 \times 10^{-5}$	$m^3$
$P_4$	3,537	bar
$T_4$	523,97	°C
$V_4$	$9,99 \times 10^{-5}$	$m^3$

La Figura 17 describe el comportamiento del ciclo térmico que realiza el motor, en esta se puede apreciar que el comportamiento de la presión tiene sentido en relación a las gráficas de presión en función de volumen del ciclo Otto. La grafica que se muestra a continuación se pudo obtener mediante los cálculos mencionados anteriormente, utilizando Excel se contrapusieron los valores de la presión en función del volumen dando como resultado la siguiente grafica:

Figura 17. Presión en función de volumen



## 4.4 CÁLCULOS DE PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

### 4.4.1 CÁLCULOS BÁSICOS DE OPERACIÓN

Para iniciar este proceso es fundamental como primera medida calcular la velocidad angular para cada ángulo de rotación del cigüeñal, primero se calcula la velocidad angular en función de las rpm a las que estará operando el motor. Las rpm son una variable inicial de entrada que da el diseñador para inicializar los cálculos básicos de operación, este cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$\omega[\text{rad/s}] = 2 * \pi * \frac{\text{rpm}}{60} \quad (25)$$

Con esta velocidad angular, se puede hallar el valor numérico para cada ángulo de rotación del cigüeñal. Esto se realiza multiplicando el valor hallado por una variable (t) la cual se determina mediante la siguiente ecuación:

$$t = \frac{1}{rpm \cdot 60} \quad (26)$$

Esta variable t permite expresar los grados del cigüeñal en radianes mediante el uso de la siguiente ecuación

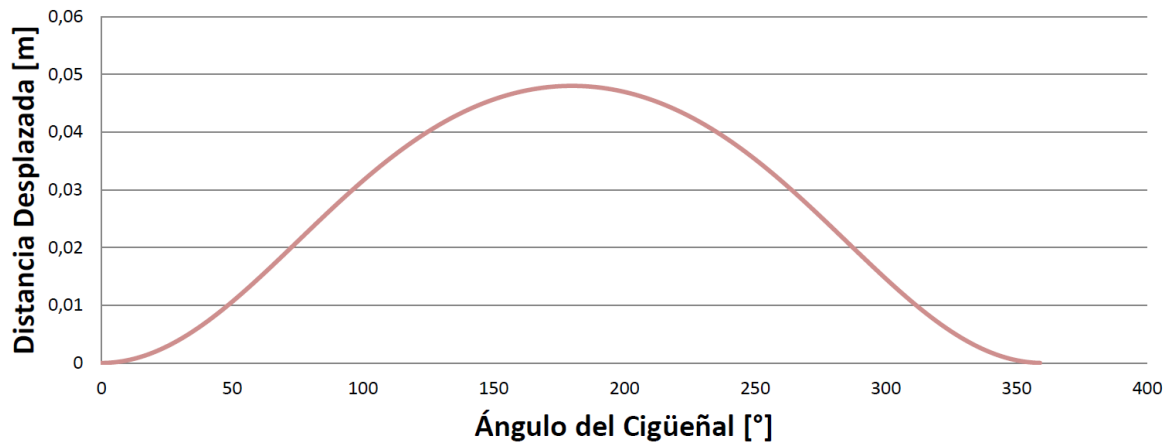
De esta manera la velocidad angular para cada ángulo de rotación queda expresada de la siguiente manera

$$\omega_{\theta} = \omega \cdot t \quad (27)$$

Tenido la velocidad angular para cada ángulo de rotación se pueden calcular los siguientes parámetros:

- Distancia desplazada del pistón para cada ángulo mediante la ecuación (6) variando el ángulo de 0° a 359°. Dando como resultado la Figura 18.

Figura 18. Diagrama ángulo de rotación del cigüeñal en función del Desplazamiento del pistón.



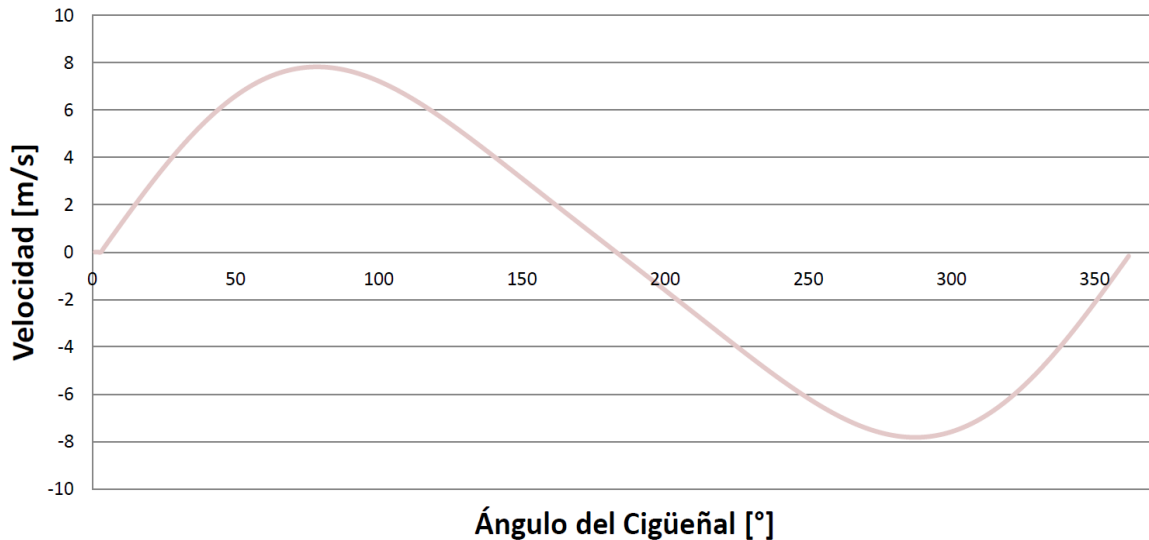
En la Figura 18 se puede apreciar que el pistón está describiendo el movimiento que teóricamente debería realizar. En este se puede apreciar que su mayor distancia desplazada se realiza en un ángulo aproximado de 180° y cae de nuevo a su punto muerto inferior en el ángulo de 359°.

- De igual forma se puede calcular la velocidad del pistón para cada ángulo mediante la siguiente ecuación:

$$V_{\omega} = a \cdot \omega \cdot \text{sen}(\omega t) + \frac{a^2 \cdot \omega \cdot \text{sen}(2 \cdot \omega t)}{2 \cdot l} \quad (28)$$

Del cálculo anterior se pudo sacar la siguiente grafica que expresa la variación de la velocidad para cada ángulo de giro del cigüeñal:

Figura 19. Diagrama ángulo de rotación del cigüeñal en función de velocidad del pistón.



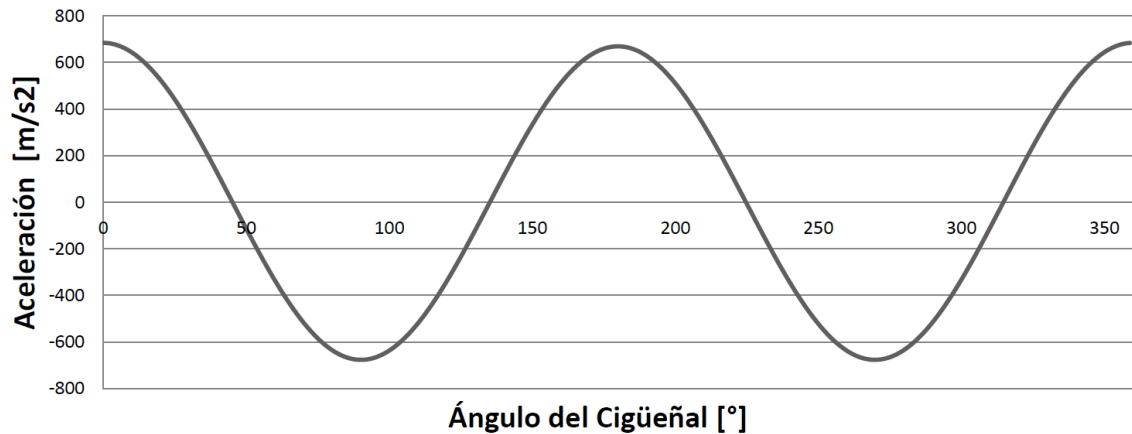
De la Figura 19 se aprecia que el sistema está cumpliendo con los parámetros que describe el movimiento de un pistón. Del mismo modo se puede ver que hay un aumento en la velocidad en la carrera de ascenso del pistón hasta llegar a su punto muerto superior aproximadamente en un ángulo de 180°. Es en este punto en el que la gráfica se corta, indicando que el pistón inicia su carrera de descenso hasta llegar a su punto muerto inferior aproximadamente en un ángulo de 360°

- Por último se calculó la aceleración del pistón para cada ángulo de rotación. Dicho cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$\theta = a \cdot \omega \cdot \text{cos}(\omega t) + \frac{a^2 \cdot \omega \cdot \text{cos}(2 \cdot \omega t)}{2 \cdot l} \quad (29)$$



Figura 20. Diagrama del ángulo de rotación del cigüeñal en función de aceleración del pistón



Para la gráfica anterior los valores que se aprecian negativos no indican desaceleración del pistón sino que describen que el pistón se encuentra en descenso llegando así a su punto muerto inferior.

## 4.5. CALCULOS BÁSICOS DE DESEMPEÑO

### 4.5.1 Trabajo de compresión

Este es el trabajo que realiza el motor en la etapa inicial de compresión del flujo. El trabajo que se realiza sobre el gas es un trabajo positivo. Al ser este un proceso adiabático, todo ese trabajo se invierte dando como resultado un incremento en la energía interna. Esto es traducido en un aumento considerable en la temperatura del flujo [16]. El trabajo de compresión se calculó siguiendo la siguiente fórmula:

$$W_{1-2} = \frac{m_m \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{1 - k_{gases}} \quad (30)$$

### 4.5.2 Trabajo de expansión

En este caso es el aire el que realiza un trabajo sobre el pistón, proceso contrario al trabajo de compresión en el que el pistón está realizando trabajo sobre el flujo. Este trabajo útil equivale a una variación en la energía interna del sistema. Este proceso es negativo ya que es el sistema el que está realizando todo el trabajo. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$W_{3-4} = \frac{m_m \cdot R \cdot (T_4 - T_3)}{1 - k_{gases}} \quad (31)$$

### 4.5.3 Trabajo neto

Este es el trabajo útil realizado por el motor o el trabajo neto entregado. Es la suma de los dos trabajos explicados anteriormente, el trabajo de compresión más el trabajo de expansión. Debido a que todo se realiza en un proceso cíclico la variación de la energía interna del sistema al finalizar todo proceso debe ser igual a cero. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$W_{neto} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (32)$$

### 4.5.4 Potencia indicada

Esta es la potencia desarrollada dentro del cilindro del motor como resultado de la expansión de los gases de combustión. Esta potencia es necesaria para vencer la fricción de las partes móviles que componen el motor. Su cálculo se realizó mediante la siguiente expresión:

$$W_i = \frac{w_{neto} \cdot N \cdot Z}{rps} \quad (33)$$

dónde:

N = número de revoluciones por minuto. N = 3000

rps = revoluciones por segundo

z= número de cilindros

### 4.5.5 Potencia al freno

Es la potencia que realmente puede entregar el motor. Esta potencia es mucho menor que la potencia indicada ya que en esta se expresan también las pérdidas mecánicas del motor. Se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$W_f = W_i \cdot n_m \quad (34)$$

dónde,

$n_m$  = rendimiento mecánico del motor. Donde el valor asumido es de 0,85. [18].

Este parámetro cuantifica las pérdidas de energía producidas por fricción dentro del mecanismo. Según lo indica la teoría ese valor está entre el 75% y el 85%. Para el presente trabajo se considera el valor de 0,85 para garantizar que el motor tenga la mayor eficiencia mecánica posible.

#### 4.5.6 Flujo másico de combustible

El flujo másico de combustible expresa la rapidez con la que se consume una masa de combustible. Se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_f = \frac{m_c \cdot w \cdot Z}{N} \quad (35)$$

#### 4.5.7 Consumo específico de combustible al freno

Es un parámetro que indica la tasa de consumo de combustible dividida por la potencia producida al freno. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$BFSC = \frac{\dot{m}_f}{W_f} \quad (36)$$

#### 4.5.8 Torque real

El torque es el momento de fuerza que un motor ejerce sobre el eje. También es visto como la habilidad que tiene un motor para realizar trabajo. Su cálculo va directamente ligado a la velocidad angular de giro del cigüeñal. Se utilizó la siguiente fórmula para realizar su cálculo:

$$\tau_r = \frac{159,2 \cdot (w_f)}{rps} \quad (37)$$

A continuación, en la Tabla 3 se muestra un resumen de todos los parámetros básicos de desempeño calculados:

**Tabla 3. Resultados cálculos básicos de desempeño**

Abreviatura	Resultado	Unidades
$W_{2-3}$	7,025	J
$W_{3-4}$	28,08	J
$W_{neto}$	21,06	J
$w_i$	1263,6	W
$w_f$	1,07	W
$\dot{m}_f$	$8,4 \times 10^{-4}$	$\frac{kg}{s}$
$BFSC$	$7,82 \times 10^{-5}$	$\frac{kg}{kWs}$
$\tau_r$	3,01	N.m

## 4.6 CÁLCULOS DE RENDIMIENTO

### 4.6.1 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA

La eficiencia térmica de un motor es un coeficiente que depende de factores tales como la relación de compresión, fricción y la pérdida de calor. Este valor expresa la eficacia con la que se está realizando el ciclo térmico dentro del motor. Para realizar comparaciones esta eficiencia solo es apropiada cuando se comparan maquinas o dispositivos similares. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación [19].

$$n_{ith} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (38)$$

### 4.6.2 CÁLCULO DE EFICIENCIA TÉRMICA AL FRENO

Es el mismo coeficiente de la eficiencia térmica calculada en la ecuación (38) con la variación que esta es calculada con la potencia al freno. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$n_{bthf} = \frac{w_f}{m_c \cdot Q_{HV}} \quad (39)$$

### 4.6.3 EFICIENCIA MECÁNICA

Es la relación entre la potencia obtenida y la potencia teórica. Este parámetro describe la cantidad de pérdida de energía en el motor causado debido a la fricción entre los componentes como los anillos y el cilindro, los cojinetes y ejes, además de la energía necesaria para accionar lo elementos propios del motor (sistema de distribución). Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_m = \frac{w_f}{w_i} \quad (40)$$

### 4.6.4 EFICIENCIA VOLUMÉTRICA

Es la efectividad que pueden alcanzar los motores en el llenado y el vaciado de los cilindros. Este parámetro se puede aumentar mejorando la capacidad de flujo que entra al sistema. La forma más común de lograr esto es aumentando el tamaño o el número de válvulas en el motor. Sin embargo, hay que tener cuidado porque el aumentar el número de válvulas es un parámetro que incrementa el peso total del motor. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$n_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d} \quad (41)$$

#### 4.6.5 EFICIENCIA RELATIVA

Es un criterio muy utilizado para expresar el desarrollo térmico que tiene el motor. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_{rel} = \frac{\eta_{ith}}{\eta_{aire}} \quad (42)$$

dónde, la eficiencia estándar del aire ( $\eta_{aire}$ ) se calculo mediante el uso de la siguiente ecuación [17].

$$\eta_{aire} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (43)$$

#### 4.6.6 PRESIÓN MEDIA EFECTIVA INDICADA

La presión media efectiva indicada es el valor que indica el grado de aprovechamiento de la cilindrada del motor para obtener un trabajo. Este parámetro es de gran ayuda para realizar comparaciones entre diferentes motores. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$P_{me} = \frac{60000 \cdot w_i}{L \cdot A \cdot n \cdot z} \quad (44)$$

dónde:

n= número de revoluciones por ciclo

z= número de cilindros

#### 4.6.7 POTENCIA ESPECÍFICA DE SALIDA

Este valor mide el rendimiento específico y es un cuantificador de la cantidad de energía producida por la unidad de desplazamiento del pistón. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$W_s = \frac{w_i}{A} \quad (45)$$

#### 4.6.8 POTENCIA DE FRICCIÓN

Es la diferencia entre la potencia indicada y la potencia al freno. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$W_f = W_i - W_f \quad (46)$$

#### 4.6.9 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE

El consumo específico de combustible indica la eficiencia que tiene un motor para transformar el carburante que se le inyecta en energía mecánica útil. Este es un parámetro que permite expresar el rendimiento de un motor en términos del consumo de combustible que tiene frente a las prestaciones prestadas. Su cálculo se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$SFC = \frac{\dot{m}F}{(P_s)} \quad (47)$$

A continuación, en la tabla 4 se muestra un resumen de todos los parámetros de rendimiento calculados:

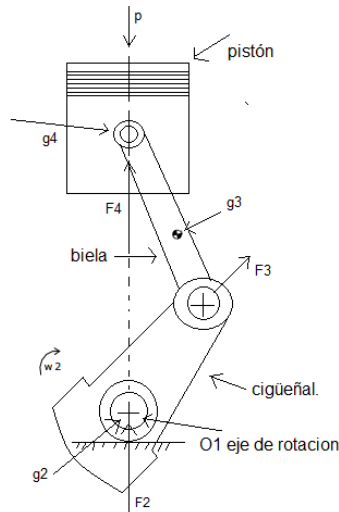
**Tabla 4. Resultados cálculos de rendimiento.**

<b>Abreviatura</b>	<b>RESULTADO</b>	<b>UNIDADES</b>
$n_{ith}$	0,56	[-]
$n_{ithf}$	40,54	[-]
$P_f$	315,9	W
$n_m$	0,75	[-]
$n_v$	0,45	[-]
$\eta_{rel}$	0,53	[-]
$P_{me}$	487,5	kPa
$P_s$	717,9	W
SFC	535,12	$\frac{g}{kWh}$

## 5. ANÁLISIS DE CARGAS PISTÓN-BIELA-CIGÜEÑAL

El motor de combustión interna es un mecanismo que permite la producción de energía mecánica mediante la transformación de energía química en su interior. Esta transformación se realiza por medio de mecanismos de admisión de combustible y piezas de transmisión de movimiento como es el caso del mecanismo pistón-biela-cigüeñal. Estos mecanismos se ven afectados por las diferentes fuerzas que actúan sobre ellos a lo largo de todo el proceso de funcionamiento del motor. Por este motivo se realizó un análisis estructural simple para evaluar los valores máximos de cargas y esfuerzos que afectan al mecanismo pistón-biela-cigüeñal.

Figura 21. Fuerzas principales en el mecanismo pistón-biela-cigüeñal.



$P$ = fuerza del gas;  $g_4$ = centro de masa pistón;  $F_4$  y  $F_3$ = fuerzas dinámicas;  $F_2$ =fuerza inercial;  $g_2$ = centro de masa cigüeñal;  $g_3$ = centro de masa biela;  $O_1$ = eje de rotación;  $w_2$ = velocidad angular del cigüeñal.

### 5.1 FUERZAS PRESENTES EN EL MECANISMO

La primera fuerza presente en el mecanismo es la fuerza resultante del gas  $P$  sobre el pistón que se aprecia en la figura 21. Esta fuerza se calculó mediante el producto realizado entre el área de la cabeza del pistón y la presión del gas, empleando la siguiente ecuación:

$$P = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad (48)$$

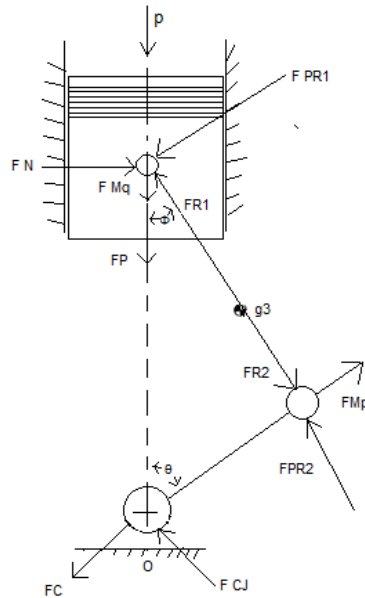
$$= 11763,75 \text{ N}$$

Las fuerzas F3 y F4 que se evidencian en la figura 21 se conocen como fuerzas dinámicas. Estas fuerzas actúan sobre la biela y el pistón y serán descompuestas más adelante para analizarlas. La fuerza F2 presente en el cigüeñal se conoce como fuerza inercial y su valor es igual a cero, ya que es usual balancear el cigüeñal de tal forma que el centro de masa g2 coincida con el eje de rotación O1, anulando de esta forma la fuerza F2.

Las fuerzas de gravedad también están presentes sin embargo como los pesos de las partes móviles son pequeños en comparación con las cargas principales la teoría las desprecia y por este motivo dichas fuerzas gravitatorias no son tomadas en cuenta [20].

Para seguir con el análisis de las cargas en el mecanismo se utilizó el método de masas puntuales. A continuación se muestra en la Figura 22 los vectores que representan todas las fuerzas que se aplican en el sistema pistón-biela-cigüeñal.

*Figura 22. Diagrama de cuerpo libre pistón-biela-cigüeñal.*





Descripción de las fuerzas presentes en la Figura 22:

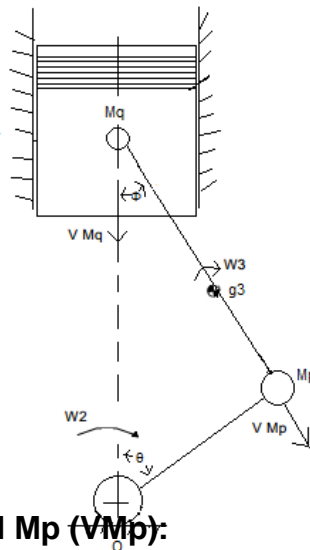
1.  $P$  = fuerza del gas sobre el pistón.
2.  $FN$  = fuerza normal del pistón sobre la pared del cilindro.
3.  $FMq$  = fuerza de la masa puntual  $Mq$ .
4.  $FP$  = fuerza de la masa del pistón.
5.  $FPR1$  = fuerza actuante sobre el bulón que conecta la biela y el pistón.
6.  $FR1$  = fuerza de la parte superior de la biela.
7.  $FR2$  = fuerza de la parte inferior de la biela.
8.  $FMp$  = fuerza de la masa puntual  $Mp$ .
9.  $FPR2$  = fuerza actuante sobre el bulón que conecta de la biela y el cigüeñal.
10.  $FCJ$  = fuerza actuante en el cojinete del cigüeñal.
11.  $FC$  = fuerza de reacción producida por la fuerza  $FMp$

Para poder encontrar el valor de algunas de estas fuerzas fue necesario determinar la velocidad y aceleración de alguna de ellas, por este motivo se realizó un análisis de velocidades y aceleraciones.

## 5.2 ANÁLISIS DE VELOCIDAD Y ACELERACIÓN

Para iniciar con este análisis se realizó un diagrama de cuerpo libre en el que se evidenciaran los vectores de velocidad lineal de las masas puntuales y las velocidades angulares de las piezas del sistema pistón-biela-cigüeñal para una cierta posición del sistema.

Figura 23. Diagrama de cuerpo libre vectores de velocidad pistón-biela-cigüeñal.



**Velocidad en la masa puntual  $Mp$  ( $V_{Mp}$ ):**

La velocidad en la masa puntual  $M_p$  se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$VM_p = \underline{D} \cdot \omega^2 \quad (49)$$

$$VM_p = 7,53 \frac{m}{s}$$

dónde,  $D$  es la distancia entre  $O$  y  $M_p$  o radio de cigüeñal y  $\omega^2$  es la velocidad angular del cigüeñal

### **Aceleración en la masa puntual $M_p$ ( $a_{M_p}$ ):**

La aceleración en la masa puntual  $M_p$  se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$a_{M_p} = \underline{D} \cdot \omega^2 \quad (50)$$

### **Velocidad en la masa puntual $M_q$ ( $VM_q$ )**

Para el cálculo de la velocidad en la masa puntual  $M_q$  se utilizó la siguiente fórmula:

$$VM_q = VM_p \left[ \text{sen} \theta + \frac{1}{2} \left( \frac{\underline{D}}{\underline{A}} \right) \left( \frac{\text{sen} \theta}{\text{cos} \phi} \right) \right] \quad (51)$$

dónde:

$\Theta$  = es el ángulo entre la vertical del sistema y el brazo de giro del cigüeñal

$\Phi$  = el ángulo entre la vertical del sistema y la biela

$\underline{D}$  = Distancia entre  $O$  y  $M_p$  o el radio del cigüeñal

$\underline{A}$  = Distancia entre  $M_p$  y  $M_q$  o largo de la biela

### **Aceleración en la masa puntual $M_q$ ( $a_{M_q}$ )**

El cálculo de la aceleración para la masa puntual  $M_q$  se realizó mediante la siguiente ecuación:

$$a_{M_q} = a_{M_p} \left[ \text{cos} \theta + \frac{1}{2} \left( \frac{\underline{D}}{\underline{A}} \right) \text{cos} 2\theta \right] \quad (52)$$

Teniendo en cuenta que la velocidad y la aceleración de la masa puntual  $M_q$  están en función de los ángulos  $\Theta$  y  $\phi$  fue necesario escoger diferentes ángulos de análisis para la masa puntual  $M_q$  esto con el fin de analizar diferentes posiciones del sistema

a medida que este va actuando. La variación del ángulo  $\phi$  en función del ángulo  $\Theta$  es igual para todos los motores.

En la Tabla 5 se pueden apreciar los resultados calculados para la velocidad y aceleración de las masas puntuales  $M_p$  y  $M_q$  en diferentes posiciones:

**Tabla 5. Resultados de velocidad y aceleración para las masas puntuales  $M_p$  y  $M_q$ .**

Posición	$\Phi$	$\Theta$	Valor de $M_p$		Valor de $M_q$	
			$VM_p(\frac{m}{s})$	$aM_p(\frac{m}{s^2})$	$VM_q(\frac{m}{s})$	$aM_q(\frac{m}{s^2})$
1	0°	0°	7,53	236,871	0	270,709
2	8,39°	30°	7,53	236,871	12,46	137,16
3	14,64°	60°	7,53	236,871	5,60	132,27
4	16,96°	90°	7,53	236,871	4,87	101,42
5	14,64°	120°	7,53	236,871	0	270,709
6	8,39°	150°	7,53	236,871	4,87	101,42
7	0°	180°	7,53	236,871	5,54	137,16
8	8,39°	210°	7,53	236,871	4,87	101,42
9	14,64°	240°	7,53	236,871	0	270,709
10	16,96°	270°	7,53	236,871	4,87	101,42
11	14,64°	300°	7,53	236,871	5,60	132,27
12	8,39°	330°	7,53	236,871	12,46	137,16

### 5.3 ANÁLISIS DE FUERZAS

Una vez calculadas las aceleraciones que están presentes en el mecanismo (pistón-biela-cigüeñal) fue posible calcular y analizar las fuerzas que actúan sobre estos tres componentes principales del motor de combustión interna. Para el cálculo de estas fuerzas se utilizó la siguiente ecuación:

$$F = m \cdot a \quad (53)$$

Desarrollando la anterior ecuación en términos de las masas puntuales  $M_q$  y  $M_p$  se obtuvieron las siguientes ecuaciones:

$$FM_q = M_q \cdot aM_q \quad (54)$$

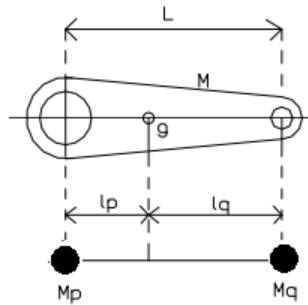
$$FM_p = M_p \cdot aM_p \quad (55)$$

Para calcular el valor de  $F_p$  se utilizó la siguiente ecuación:

$$F_p = m_P \cdot a_{M_p} \quad (56)$$

Antes de desarrollar las ecuaciones (53) y (54) fue necesario calcular los valores de  $M_q$  y  $M_p$  teniendo en cuenta el método de masas puntuales y el valor del centro de masa de la biela:

Figura 24. masas puntuales biela.



donde el valor de  $M_q$  se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$M_q = m \left( \frac{l_p}{L} \right) \quad (57)$$

Siendo  $m$  el valor de masa de la biela,  $l_p$  la distancia desde el centro de masa  $g$  hasta la posición de la masa puntual  $M_p$  y  $L$  la distancia entre la masa puntual  $M_p$  y  $M_q$ .

El valor de  $M_p$  se calculó de manera similar al de  $M_q$ , mediante la siguiente ecuación:

$$M_p = m \left( \frac{l_q}{L} \right) \quad (58)$$

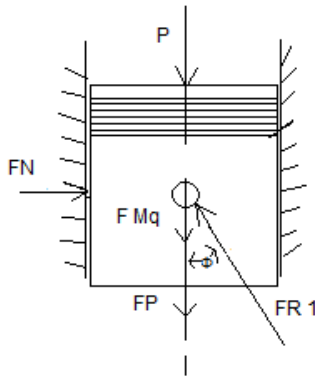
donde,  $l_q$  es la distancia desde el centro de masa  $g$  hasta la posición de la masa puntual  $M_q$ .

Una vez calculados los valores de  $M_q$  y  $M_p$  se pudieron reemplazar en las ecuaciones (54) y (55) y obtener los valores de las fuerzas  $F_{M_q}$  y  $F_{M_p}$ .

Para obtener las fuerzas restantes que actúan en el sistema (pistón-biela-cigüeñal) se analizaron los puntos en los que estas fuerzas actúan, descomponiendo cada una de ellas en sus componentes y realizar la sumatoria correspondiente.

### Fuerzas sobre el pistón

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre del pistón.



Para iniciar con el proceso de cálculos de los diferentes esfuerzos que actúan sobre el pistón se realizó un análisis estático de sumatoria de fuerzas:

$$P + FN + FMq + FP + FR1 = 0 \quad (59)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en x:

$$FN - FR1 \operatorname{sen}\phi = 0 \quad (60)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en y:

$$-P - FMq - FP + FR1 \cos\phi = 0 \quad (61)$$

De la anterior expresión se despeja el valor de FR1, quedando:

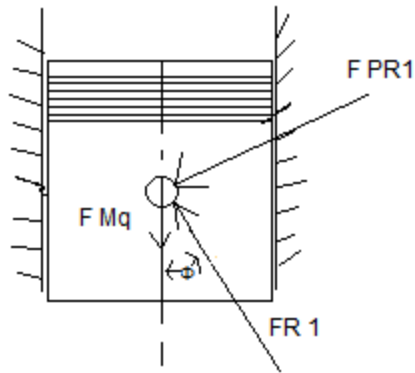
$$FR1 = \frac{P + FMq + FP}{\cos\phi} \quad (62)$$

Para encontrar el valor de FN se despeja de la ecuación (60):

$$FN = FR1 \operatorname{sen}\phi \quad (63)$$

### Fuerzas sobre la parte superior de la biela

Figura 26. Fuerzas actuantes en el pistón.



Para las fuerzas que actúan sobre la parte superior de la biela ya se conocen los valores de  $FMq$  y  $FR1$ .  $FPR1$  es la fuerza que actúa entre el bulón que conecta el pistón y la parte superior de la biela, este valor se calculó mediante una sumatoria de fuerzas:

Por equilibrio se tiene lo siguiente:

$$FPR1 + FR1 + FMq = 0 \quad (64)$$

Suponiendo las componentes tangenciales presentes en la fuerza  $FPR1$ :

$$FPR1 = FPR1(CPTx + CPTy) \quad (65)$$

Sumando componentes en x:

$$-FR1 \operatorname{sen}\phi_x + FPR1(CPTx) = 0 \quad (66)$$

Sumando componentes en y:

$$-FMq_y + FR1 \operatorname{cos}\phi_y + FPR1(CPTy) = 0 \quad (67)$$

De la ecuación (66) se obtiene:

$$FPR1(CPTx) = FR1 \operatorname{sen}\phi_x \quad (68)$$

De la ecuación (67) se obtiene:

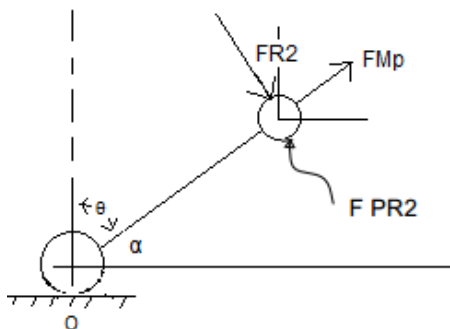
$$FPR1(CPTy) = FMq_y - FR1 \operatorname{cos}\phi_y \quad (68)$$

De lo anterior se obtiene:

$$FPR1 = (FR1\text{sen}\phi)x + (FMq - FR1\text{cos}\phi)y \quad (69)$$

### Fuerza sobre la parte inferior de la biela

Figura 27. Fuerzas sobre la parte inferior de la biela.



De las fuerzas que actúan sobre la parte inferior de la biela conocemos el valor de  $FMP$  y se sabe que:

Por equilibrio se tiene lo siguiente:

$$FR2 + FMP + FPR2 = 0 \quad (70)$$

Suponiendo las componentes tangenciales presentes en la fuerza  $FPR2$ :

$$FPR2 = FPR2(CPTx + CPTy) \quad (71)$$

Se sabe que:

$$FR2 = -FR1 \quad (72)$$

Las dos fuerzas tienen la misma magnitud, la misma dirección pero sentido contrario.

Por lo tanto:

$$FR2 = FR1 \text{sen}\phi x - FR1 \text{cos}\phi y \quad (73)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en X se tiene:

$$FPR2(CPTx) + FR1\text{sen}\phi x + FMP \text{cos}\alpha x = 0 \quad (74)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje Y se tiene:

$$FPR2(CPTy) - FR1 \cos\phi y + FMp \operatorname{sen}\alpha y = 0 \quad (75)$$

De la ecuación 74 se obtiene lo siguiente:

$$FPR2(CPTx) = -FR1 \operatorname{sen}\phi x - FMp \operatorname{cos}\alpha x \quad (76)$$

De la ecuación 75 se obtiene lo siguiente:

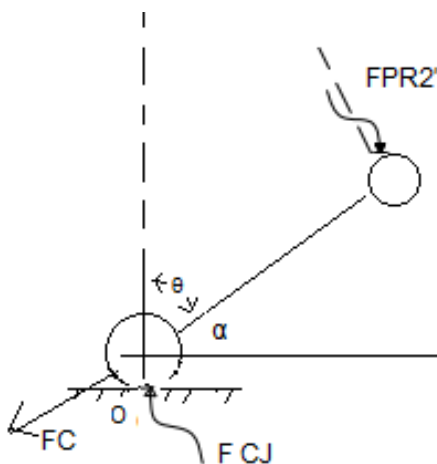
$$FPR2(CPTy) = -FR1 \operatorname{cos}\phi y - FMp \operatorname{sen}\alpha y \quad (77)$$

Por lo que se tiene

$$FPR2 = [(-FR1 \operatorname{sen}\phi - FMp \operatorname{cos}\alpha)x + (FR1 \operatorname{cos}\phi - FMp \operatorname{sen}\alpha)y] \quad (78)$$

### Fuerzas sobre el cigüeñal

Figura 28. Fuerzas sobre el cigüeñal.



De las fuerzas que actúan sobre el cigüeñal se conoce el valor de  $FPR2'$  que es la misma fuerza que actúa sobre la parte inferior de la biela pero con sentido contrario. La fuerza  $FC$  es una fuerza de reacción del cigüeñal con respecto a la producida por  $FMp$ , por lo tanto se sabe que:

Por equilibrio se tiene lo siguiente:

$$FPR2' + FCJ + FC = 0 \quad (79)$$

Suponiendo las componentes tangenciales se tiene:

$$FCJ = FCJ(CPTx + CPYj) \quad (80)$$



Se sabe que:

$$FPR2' = -FPR2 \quad (81)$$

Por lo tanto;

$$FPR2' = [(FPR1 \operatorname{sen} \phi - FMp \operatorname{cos} \alpha)x + (-FR1 \operatorname{cos} \phi - FMp \operatorname{sen} \alpha)y] \quad (82)$$

Sabiendo que:

$$FC = -FMp \quad (83)$$

Se tiene entonces lo siguiente:

$$FC = -FMp \operatorname{cos} \alpha x - FMp \operatorname{sen} \alpha y \quad (84)$$

Realizando sumatoria de componentes en X:

$$FCJ(CPTx) + (-FR1 \operatorname{sen} \phi + FMp \operatorname{cos} \alpha)x + (-FMp \operatorname{cos} \alpha x) = 0 \quad (85)$$

Realizando sumatoria de fuerzas en Y:

$$FCJ(CPTy) + (-FR1 \operatorname{cos} \phi + FMp \operatorname{sen} \alpha)y + (-FMp \operatorname{sen} \alpha y) = 0 \quad (86)$$

Despejando de la ecuación 85 se obtiene:

$$FCJ(CPTx) = -(FR1 \operatorname{sen} \phi + FMp \operatorname{cos} \alpha)x - (-FMp \operatorname{cos} \alpha x) \quad (87)$$

Despejando de la ecuación 86 se obtiene:

$$FCJ(CPTy) = -(-FR1 \operatorname{cos} \phi y + FMp \operatorname{sen} \alpha x) - (-FMp \operatorname{sen} \alpha y) \quad (88)$$

Para encontrar el valor de la fuerza FCJ se utilizó la siguiente fórmula:

$$FCJ = [(-FR1 \operatorname{sen} \phi x) + (FR1 \operatorname{cos} \phi y)] \quad (89)$$

A continuación, en la Tabla 6 se muestran los resultados de las fuerzas que actúan sobre cada elemento para cada una de las doce posiciones analizadas:

**Tabla 6. Resultados de las fuerzas en el pistón-biela-cigüeñal**

Posición	$\phi^\circ$	$\theta^\circ$	Fuerzas sobre el pistón (N)						Fuerzas sobre la parte superior de la biela (N)			Fuerzas sobre la parte inferior de la biela (N)			Fuerzas sobre el cigüeñal(N)				
			P	FN	FMq	FP	FR1	FR1	FR1	FMq	FPR1	FR2	FMP	FPR2	FC	FCJ	FPR2'		
1	0	0	1176,75	0	219,49	366,16	1231,94	1231,94	1231,94	212,49	1212,99	1231,94	509,84	509,84	1231,94	1180,10	509,84	1231,94	1180,10
2	8,39	30	1176,75	200,83	181,02	145,32	2335,98	2335,98	2335,98	181,028	3020,35	2335,98	509,84	509,84	3201,38	3842,36	509,84	3201,38	3842,36
3	4,64	60	1176,75	161,47	141,09	235,37	1618,80	1618,80	1618,80	141,09	1515,49	1618,80	509,84	509,84	1497,46	1455,13	509,84	1497,46	1455,13
4	16,96	90	1176,75	356,68	104,13	173,71	3756,05	3756,05	3756,05	104,13	1493,46	1603,67	509,84	509,84	1497,46	1618,80	509,84	1497,46	1618,80
5	14,64	120	1176,75	221,64	159,92	266,78	2529,61	2529,61	2529,61	159,92	3275,62	2529,61	509,84	509,84	3435,54	3860,64	509,84	3435,54	3860,64
6	8,39	150	1176,75	203,68	125,73	209,75	2369,06	2369,06	2369,06	125,73	3120,99	2369,06	509,84	509,84	3246,72	3887,71	509,84	3246,72	3887,71
7	0	180	1176,75	0	119,25	198,93	1144,55	1144,55	1144,55	119,25	1263,80	1144,55	509,84	509,84	1144,55	917,20	509,84	1144,55	917,20
8	8,39	210	1176,75	191,81	138,37	230,83	2231,08	2231,08	2231,08	138,37	3196,13	2231,08	509,84	509,84	3057,63	2346,50	509,84	3057,63	2346,50
9	14,64	240	1176,75	215,28	286,75	478,36	2456,94	2456,94	2456,94	286,75	3308,17	2456,94	509,84	509,84	3336,85	3344,81	509,84	3336,85	3344,81
10	16,96	270	1176,75	373,78	214,28	357,46	3936,16	3936,16	3936,16	214,28	2718,61	3936,16	509,84	509,84	2504,32	1790,74	509,84	2504,32	1790,74
11	14,68	300	1176,75	211,83	424,28	502,45	2417,57	2417,57	2417,57	429,28	3325,81	2417,57	509,84	509,84	3283,39	3495,56	509,84	3283,39	3495,56
12	8,39	330	1176,75	19,16	142,31	237,41	2229,02	2229,02	2229,02	142,31	3197,12	2229,02	509,84	509,84	3054,61	2406,68	509,84	3054,61	2406,68

## 6. DISEÑO DE COMPONENTES

### 6.1 SISTEMA DE ADMISIÓN Y DE ESCAPE

#### 6.1.1 FUNCIONAMIENTO DE LAS VÁLVULAS

Las válvulas de admisión y de escape juegan un papel fundamental en el rendimiento de un motor de combustión interna. Su principal función es la de permitir el acceso de la mezcla de aire-combustible y la de permitir el escape de los gases de salida producidos por la combustión. El funcionamiento de estas válvulas está en función del movimiento del cigüeñal. La válvula de admisión se abre inicialmente cuando el pistón está en su carrera descendente, permitiendo así que entre el volumen de la mezcla al cilindro. El volumen que entra es igual al desplazamiento que el pistón realice dentro del cilindro. La válvula de admisión se cierra aproximadamente cuando el pistón llega a su punto muerto inferior y permanece cerrada al igual que la válvula de escape para asegurar que en el proceso de compresión, combustión y expansión el cilindro se encuentre totalmente cerrado y no exista ningún tipo de fuga o pérdida de presión dentro del cilindro. Para finalizar el ciclo del motor, cuarto tiempo, la válvula de admisión permanece cerrada mientras que la de escape se abre permitiendo así que los gases producidos por la combustión salgan del cilindro y permitiendo que se realice todo el proceso de nuevo.

En el siguiente esquema se puede apreciar el funcionamiento de la válvula de admisión y de escape descrito anteriormente:

*Figura 29. Funcionamiento de la válvula de admisión y de escape.*

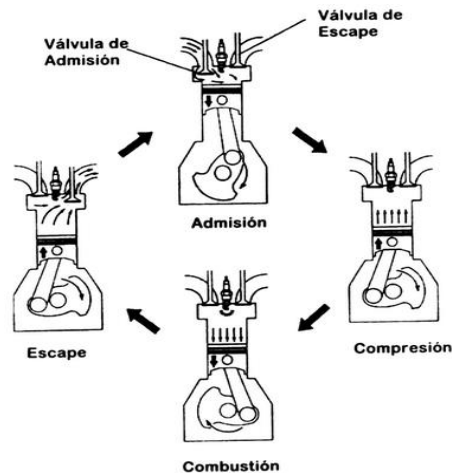


Imagen extraída de: <http://aficionadosalamecanica.com>

### 6.1.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN

Para el dimensionamiento de la válvula de admisión del motor de cuatro tiempos se utiliza una ecuación la cual permite encontrar el valor del diámetro que deberá tener la válvula de admisión, lo anterior teniendo en cuenta parámetros geométricos y de operación del motor como lo son, la carrera del pistón, el diámetro del cilindro y las rpm a las que estará operando [21].

$$DV_{ad} = \sqrt{\frac{rpm \cdot L \cdot B \cdot B}{2286000}} \quad (90)$$

### 6.1.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ESCAPE

Las dimensiones que tendrá la válvula de escape están en función de la válvula de admisión, ya que el diámetro de esta válvula tendrá que ser menor al de la de admisión. Esto se da debido a que se requiere menor esfuerzo para expulsar los gases de salida dado que estos gases presentan una mayor presión que facilita su salida del cilindro requiriendo un menor espacio de salida [21]. La fórmula que se utilizó para calcular el diámetro de la válvula de escape es la siguiente:

$$DV_{es} = B - DV_{ad} \quad (91)$$

### 6.1.4 DESPLAZAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ADMISIÓN SOBRE SU ASIENTO

También llamado alzado o desplazamiento de apertura, este valor permite encontrar el valor numérico de lo que se desplaza o levanta la válvula en su carrera de apertura [20]. Se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$alV_{ad} = 0.5 \cdot B \quad (92)$$

### 6.1.5 DESPLAZAMIENTO DE LA VÁLVULA DE ESCAPE SOBRE SU ASIENTO

Este valor denota el valor numérico que se levanta la válvula de escape para permitir la salida de los gases, su cálculo se realizó mediante la expresión mostrada [21]:

$$alV_{es} = 1.1 \cdot alV_{ad} \quad (93)$$

### 6.1.6 ANGULO DE ASIENTO VÁLVULA DE ADMISIÓN

Este ángulo es el formado por los vértices del cono de la cabeza de la válvula. Para las válvulas de admisión el valor más recomendado es de 120° ya que favorece la entrada de los gases al cilindro [23].

Figura 30. Angulo de Asiento a 120°



Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### 6.1.7 ÁNGULO DE ASIENTO VÁLVULA DE ESCAPE

Al igual que en la válvula de admisión es el ángulo formado por los vértices del cono de la cabeza de la válvula. Para las válvulas de escape el valor recomendado es de 90°, debido a que ofrece una buena resistencia mecánica y soporta mucho mejor las altas temperaturas. Con este valor se obtiene un buen cierre pero se tiene mayor resistencia al paso de los gases [24].

Figura 31. Angulo de asiento a 90°.

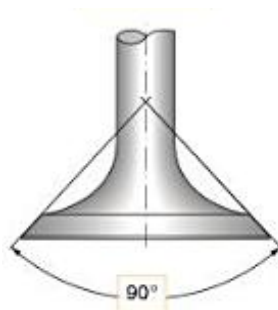


Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### 6.1.8 DIÁMETRO DEL VÁSTAGO

Aunque no existe una ecuación o una relación para calcular el valor del diámetro de los vástagos de las válvulas de admisión y escape los valores nominales recomendados se encuentran entre 6 y 8 mm. Se recomienda de igual forma utilizar vástagos huecos ya que presentan ventajas tales como reducción en la temperatura y reducción en el peso de las válvulas [25].

## **6.2 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN**

El sistema de distribución comprende el conjunto de elementos que se requieren para efectuar la apertura y cierre de las válvulas. Como se mencionó anteriormente las válvulas son las encargadas de controlar la entrada y evacuación de los gases del cilindro. Los elementos que componen el sistema de distribución son los siguientes:

1. Válvulas, guías, asientos y muelles
2. Árbol de levas, ruedas dentadas y sistema de transmisión
3. Balancines y empujadores

El accionamiento de las válvulas está sincronizado con el movimiento y el desplazamiento que realiza el pistón. Es decir que el sistema de apertura y cierre de las válvulas es enviado desde la rueda del cigüeñal que le transmite su giro al árbol de levas mediante una correa, cadena o engranajes. Las levas son las encargadas de abrir las válvulas mediante empujadores o balancines, y los muelles son los encargados de cerrarlas.

### **6.2.1 DISPOSICIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN**

La posición en la que se dispone el sistema de distribución es decisión del diseñador, actualmente existen varias configuración para este sistema. Para el desarrollo de este proyecto se optó por utilizar un sistema de accionamiento por ruedas dentadas tal como se muestra en la figura 32. Se decidió este modelo debido a que es muy práctico para motores pequeños en los que la distancia entre el cigüeñal y el árbol de levas no es demasiado amplia como el caso de este proyecto. De igual forma ayuda a la disminución de componentes dentro del sistema y de esta forma disminuir el peso total del motor [24].

*Figura 32. Sistema de distribución accionado por ruedas dentadas*

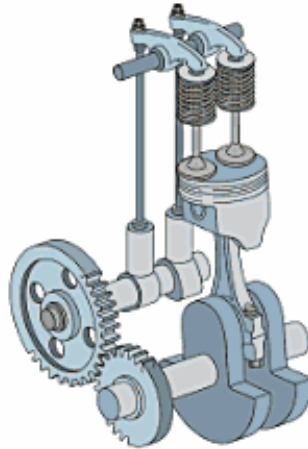


Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### **6.2.2 MUELLES DE LAS VÁLVULAS**

Los muelles son los elementos encargados de mantener las válvulas en la posición de cerrado. La fuerza del muelle deben ser lo suficiente para mantener una presión que garantice que el sistema va a permanecer cerrado en los puntos que así lo requiera, manteniendo una presión considerable y tolerable para los asientos de las válvulas, de esa forma se evitarán desgastes innecesarios. El resorte de las válvulas se construye generalmente de aceros al carbono debido a sus propiedades químicas y su buena templabilidad. Adicionalmente estos resortes deben tener la misma fuerza de recuperación a través de toda su vida útil para no afectar la operación del motor. En motores de competición, como es el caso de este proyecto, los resortes de las válvulas son piezas cruciales para que el motor mantenga su sincronismo a máximas revoluciones (3000 rpm). La selección de estos componentes lleva un largo trabajo de investigación que involucra análisis de materiales y esfuerzos que no están contemplados en los alcances y limitaciones de este proyecto. Sin embargo el diseño y caracterización de estos resortes se realizó tomando en cuenta parámetros geométricos como el diámetro de los asientos de los resortes y las alturas necesarias para que estos componentes no presentaran conflictos con otras piezas.

*Figura 33. Muelle para válvulas*



Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### **6.2.3 ÁRBOL DE LEVAS**

El árbol de levas es el elemento encargado de gobernar la apertura y cierre de las válvulas. Su funcionamiento se da gracias al movimiento entregado por el cigüeñal, este movimiento giratorio que recibe el árbol de levas en su eje es transformado en un movimiento rectilíneo alternante mediante las levas, elementos que permiten la apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape. El número de levas que componen este sistema es el mismo número de válvulas que tendrá el motor; para este caso tendrá dos levas ya que el motor es mono cilíndrico con dos válvulas, una de admisión y una de escape. De igual forma los árboles de levas llevan apoyos, elementos que son los encargados de soportar los esfuerzos a los que será sometido el árbol de levas. El número de apoyos es proporcional al número de cilindros del motor más uno. Las válvulas de admisión y de escape se mantienen cerradas por la acción de los muelles y se abren por el empuje que realizan las levas. Dado a que estas han de abrirse y cerrarse una vez por cada dos vueltas del cigüeñal, el eje de levas debe dar una vuelta en cada ciclo de operación.

### **6.2.4 GEOMETRÍA DE LAS LEVAS**

La posición de las levas sobre el árbol, su perfil y sus dimensiones determinan las características de operación de las válvulas. Algunos parámetros de funcionamiento que pueden cambiar en función de las características geométricas mencionadas son el momento de apertura de éstas, el ángulo en que permanecen abiertas y el desplazamiento sobre su eje. En la siguiente figura se puede apreciar el esquema principal de una leva:



Figura 34. Geometría leva

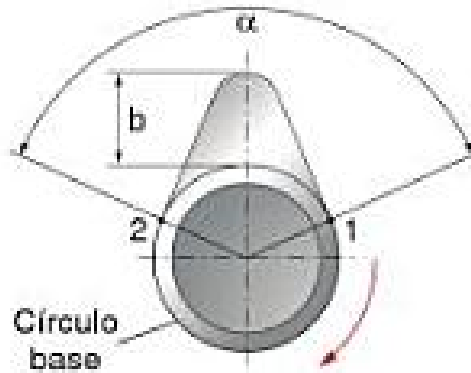


Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

Como se aprecia en la Figura 34, se tiene un tramo denominado círculo base que corresponde al tramo en el que la válvula se encuentra cerrada. A partir del punto número 1 comienza la apertura de la válvula, permaneciendo abierta hasta llegar al punto 2. En ese desplazamiento angular la leva desplaza a la válvula una distancia  $b$  que se denomina cresta de la leva. El diseño de estos elementos se basó principalmente en estos parámetros geométricos, sin embargo el diseño de estos componentes requiere de hacer estudios de materiales y esfuerzos que no están contemplados en los alcances y limitaciones de este proyecto. Estos estudios permiten realizar una caracterización más detallada de las levas con respecto a los materiales con los que se deben fabricar, aunque usualmente están fabricadas de hierro fundido y se le realizan tratamientos para mejorar sus propiedades al desgaste y a la fricción. Así mismo estos estudios permiten realizar gráficas para calcular los ángulos de presión y el correcto radio de curvatura para garantizar el “timing” apropiado del motor y así garantizar un buen desempeño de operación.

Existen diferentes tipos de perfiles de levas aunque se pueden agrupar globalmente en dos tipos básicos, los ovalados y los tangenciales, los cuales se muestran a continuación:

Figura 35. Perfil de las levas

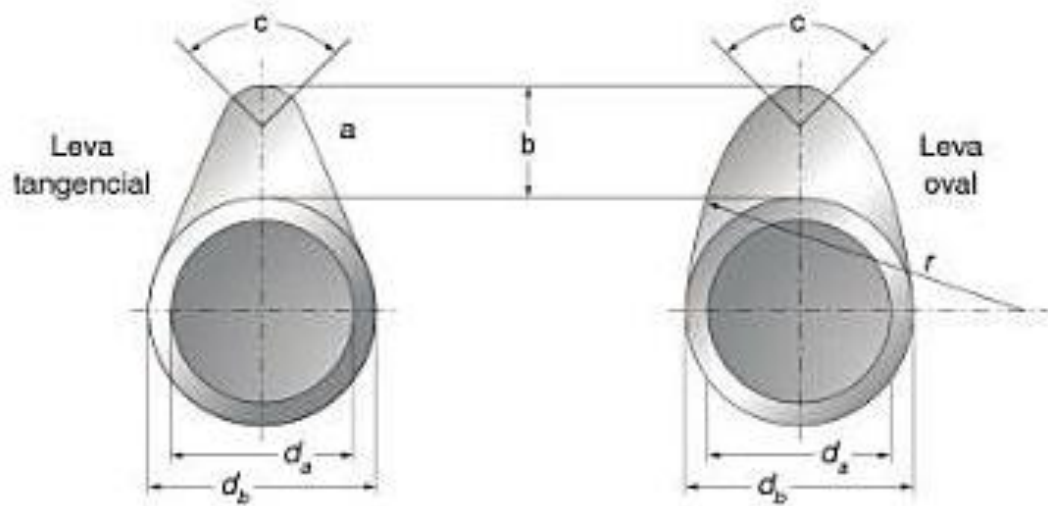


Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados » Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

En los perfiles ovalados la velocidad relativa de las válvulas es baja, dando como resultado que los movimientos de cierre y apertura de las válvulas sean lentos lo cual se traduce en pérdidas volumétricas de la cámara, dado a que se producen fugas en estos lapsos largos de tiempo de aperturas de las válvulas. Por otra parte las levas tangenciales provocan movimientos rápidos que permiten que el intercambio de gases se realice de manera mucho más eficiente, sin embargo al aumentar la aceleración, los efectos de inercia son muchos mayores dando como resultado un mayor desgaste de la leva. Teniendo en cuenta que el motor no estará prendido durante todo el recorrido del vehículo, sino que estará encendido por lapsos de tiempo corto mientras carga las baterías este desgaste en las levas no será de mayor relevancia. Por esta razón se optó por trabajar con levas que tengan perfiles tangenciales [25].

### 6.2.5 TAQUES

También conocidos como empujadores son elementos accionados directamente por las levas. Su principal objetivo es el de aumentar la superficie de contacto entre la culata de las varillas empujadoras y la superficie de la leva, esto con el fin de disminuir el desgaste en un solo punto y repartir mejor los esfuerzos a lo largo del sistema. El material de construcción de estos elementos se realiza en fundición dura. A la cara que está en contacto con la leva se le realiza un tratamiento especial

para aumentar su resistencia y evitar desgaste. Los taques no tienen ningún perfil de diseño estableciéndose este parámetro bajo consideración del diseñador.

*Figura 36. Taqué o empujador*



Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopulsados  
» Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### **6.2.6 VARILLAS IMPULSORAS**

Estas varillas son implementadas cuando el árbol de levas se monta en el bloque como se aprecia en la Figura 32. Su principal función es la de transmitir el movimiento desde los taques a los balancines. Estas varillas deben tener la suficiente rigidez estructural para soportar las fuerzas a las que son sometidas sin que se deformen. Su principal material de construcción es en acero al carbono y en sus puntas llevan acabados esféricos para articular su movimiento.

Figura 37. Varilla impulsadora



Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados » Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### 6.2.7 BALANCINES

Los balancines son palancas que se montan en el sistema de apertura y cierre de las válvulas, se sujetan de su parte central permitiendo que por un extremo se les transmita el empuje procedente de las varillas empujadoras y transmitiéndoselo a las válvulas por el otro extremo.

Figura 38. Balancines

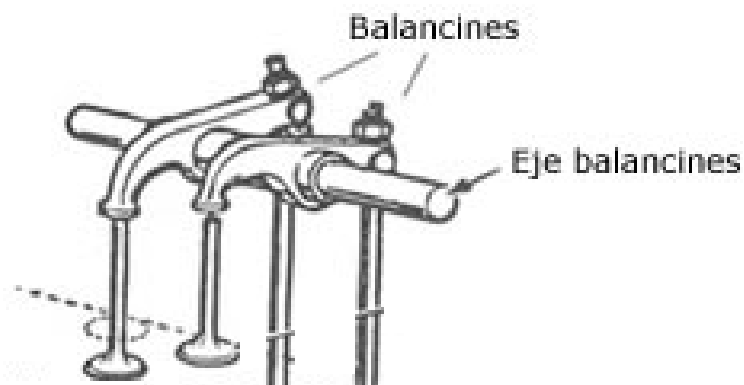


Imagen extraída de: S.S, Acebes «Motores, Mantenimiento de vehículos autopropulsados » Alarcón, Madrid, ED. EDITEX, 2007.

### 6.2.8 RUEDAS DENTADAS

Las ruedas dentadas o engranaje son elementos cilíndricos en cuya superficie lateral se da el tallado o el mecanizado de unos dientes. Los dientes de una rueda son introducidos en los agujeros de la otra y de esta forma se garantiza la transición del movimiento de una rueda a otra. El movimiento que se transmite es entregado por el eje motriz o eje del motor al piñón principal o rueda con menor número de

dientes que será la encargada de transmitir el movimiento a la siguiente rueda que deberá tener dos veces el número de dientes para garantizar una reducción de la velocidad transmitida.

Para el diseño de las ruedas dentadas es necesario tener claro los siguientes conceptos:

- Rueda conductora: Es la rueda o piñón acoplado directamente al eje motriz o eje del cigüeñal.
- Rueda conducida: Es la rueda a la que se le transmite el movimiento entregado por el piñón. Esta rueda es la encarada de transmitir movimiento al eje de levas.
- Diámetro primitivo ( $D_p$ ): Es el diámetro primitivo en el que se realizara el movimiento tangencial teórico del engranaje.
- Diámetro exterior o diámetro total ( $D_e$ ): Es el diámetro correspondiente a la circunferencia a la cual está condicionada la rueda dentada.
- Diámetro interior o diámetro de fondo ( $D_i$ ): Corresponde a la circunferencia que limita interiormente a los dientes.
- Paso ( $P$ ): Es la distancia entre dos puntos iguales de dos dientes consecutivos. Para que dos ruedas logren engranarse ambas tienen que tener el mismo paso.
- Módulo ( $M$ ): es el valor que resulta de dividir el paso sobre  $\pi$ . También se puede calcular dividiendo el diámetro primitivo sobre el número de dientes. Para que dos ruedas logren engranarse ambas tienen que tener el mismo módulo.
- Número de dientes: Es el número de dientes que tendrá cada rueda o piñón.
- Espesor del diente ( $e$ ): Este deberá ser medida sobre la circunferencia primitiva.
- Altura de la cabeza del diente (addendum)( $h_e$ ): Es la medida desde la circunferencia primitiva a la cresta del diente.
- Altura de pie de diente (dedendum) ( $h_p$ ): Es la medida desde el fondo del diente a la circunferencia primitiva

*Figura 39. Esquema Rueda dentada.*

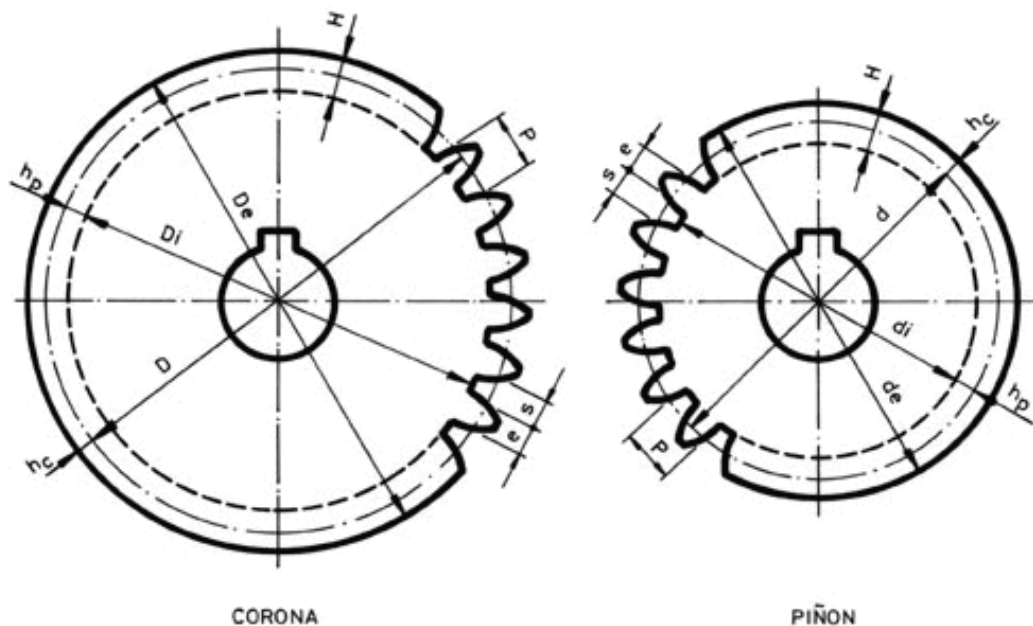


Imagen extraída de: <http://www.scamecanica.com/>

### 6.2.9 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS DE LA RUEDA CONDUCTORA Y RUEDA CONDUCTIDA

Para definir los parámetros geométricos de las dos ruedas se utilizan los mismos procedimientos matemáticos, exceptuando el cálculo de la velocidad de giro para la rueda conducida, ya que este es un valor que se calcula en función del número de dientes de la rueda conductora ( $Z_1$ ), número de dientes de la rueda conducida ( $Z_2$ ) y la velocidad de giro de la rueda conductora ( $N_1$ ).

Como parámetro inicial se sabe que la rueda conductora va a operar a la velocidad de giro del eje del motor ( $N_1$ ) el cual tiene un valor de 3000 rpm y un número de dientes ( $Z_1$ ) de 21. El valor de  $Z_1$  es un parámetro inicial propuesto por los diseñadores.

- Paso: El cálculo para obtener el valor nominal del paso se realizó mediante la siguiente fórmula:

$$P = 2 * \frac{180}{Z_1} \quad (94)$$

- Modulo: Su valor está en función del paso calculado anteriormente. Su cálculo se realizó mediante la siguiente fórmula:

$$M = \frac{P}{\pi} \quad (95)$$

- Diámetro primitivo: Este valor está en función del número de dientes de la rueda y el módulo de esta. Para encontrar su valor se utilizó la siguiente fórmula

$$D_p = Z1 * M \quad (96)$$

- Diámetro exterior: El diámetro exterior se pudo calcular gracias a que se tenía el valor del diámetro primitivo calculado anteriormente:

$$D_e = D_p + 2M \quad (97)$$

- Diámetro interior: antes de calcular este parámetro es necesario calcular el valor del dedendum mediante la siguiente ecuación :

$$h_p = 1,167 * M \quad (98)$$

Una vez obtenido el valor del dedendum se pudo calcular el diámetro interior de la siguiente manera:

$$D_i = D_p - (2 * \Gamma) \quad (99)$$

- Espesor del diente: este valor se obtuvo de la siguiente manera:

$$e = 0,5 * P \quad (100)$$

- Distancia entre dientes: su valor fue calculado de la misma manera que el espesor del diente:

$$c = 0,5 * P \quad (101)$$

- Radio del pie de diente: para el cálculo de este radio se utilizó la siguiente fórmula:

$$R = 0,3 * M \quad (102)$$

## VELOCIDAD DE GIRO RUEDA CONDUCTIDA

Como se mencionó anteriormente el único cálculo que varía entre la rueda conductora y la rueda conducida es la velocidad de giro de esta última. Este valor se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$N2 = \frac{(Z1*N1)}{Z2} \quad (103)$$

En la Tabla 7 se muestran los resultados calculados para los valores geométricos de las ruedas dentadas:

**Tabla 7. Resultados de los parámetros geométricos de las ruedas dentadas.**

ABREVIATURAS	RUEDA CONDUCTORA	RUEDA CONDUCTIDA	Unidad
Z	21	42	[-]
P	10,8	10,8	[-]
M	3,46	3,46	mm
$D_p$	72,8	145,6	mm
$D_e$	80,6	153,4	mm
hp	4,03	4,03	[-]
$D_i$	64,74	137,54	mm
e	20	20	mm
c	20	20	mm
R	1,038	1,038	mm

Aunque para este proyecto la construcción de los elementos y/o piezas no está contemplado, es importante recalcar que los valores de las ruedas dentadas no son valores promedios que se puedan encontrar en el mercado. Por este motivo, si se llegaran a construir el proceso de maquinado más eficaz sería por medio de una máquina cortadora CNC (Control Numérico Computarizado) ya que este tipo de maquinaria facilita la construcción personalizada de estas piezas.



## RELACIÓN DE TRANSMISIÓN RUEDAS DENTADAS:

Es la relación de giro que existe entre la rueda conductora o piñón y la rueda conducida, su valor se calculó mediante la siguiente fórmula:

$$i = \frac{rpm \text{ entrada}}{rpm \text{ salida}} = \frac{Z2}{Z1} \quad (104)$$

Remplazando los valores en la formula obtenemos una relación de trasmisión de 2. Esta relación garantiza que durante las cuatro carreras que realiza el pistón en su ciclo se requieren dos aperturas y cierres de las válvulas, una para la de admisión y una para el escape, es por este motivo que el árbol de levas gira solamente una vuelta completa. De esta forma, se tiene una relación de trasmisión de 2:1 dos vueltas del cigüeñal por una vuelta del árbol de levas. Es por este motivo que la rueda conducida tendrá el doble de dientes que el piñón conductor.

### 6.3 CILINDRO-CAMISA

La eficiencia del motor depende de factores como la unión entre la camisa y el pistón, la cual debe ser hermética para evitar que existan fugas, y pérdidas de fuerza y de trabajo del motor. Adicional a esto, esta unión es deslizante, para permitirle el movimiento ascendente-descendente al pistón y tiene que soportar condiciones mecánicas severas por efecto de las altas velocidades y temperaturas que se desarrollan al interior de la camisa.

Por otro lado, para el diseño de la camisa se deben tener en cuenta los materiales de fabricación de esta, ya que en primera instancia se impide el uso de lubricación en grandes cantidades y se requieren materiales que permitan el deslizamiento del pistón a lo largo de esta. Generalmente las camisas se construyen en hierro fundido de estructura cristalográfica austenítica por sus propiedades como la resistencia al desgaste la cual depende de la superficie de espejo del cilindro y a las altas temperaturas, debido a que al interior de esta se presenta la fricción con el pistón y la combustión de la mezcla aire-combustible [26].

Las camisas pueden ser:

- Desmontables, es decir, que se maquinan como un cilindro de paredes finas y después se instalan al bloque del motor. Es muy útil debido a que si se desgasta únicamente se cambia este componente y no todo el bloque del motor

- Mecanizadas directamente con el bloque del motor, no pueden desmontarse, sin embargo, tienen la posibilidad de tener un cilindro de mayor tamaño [27].

Para el diseño de este motor, la camisa se encuentra embebida en el bloque y tiene una tolerancia con respecto al pistón de 0.65 mm, es decir, 0.325 mm a cada lado [18]. Esto debido a que cuando el motor inicia su funcionamiento, por efectos del aumento de temperatura tanto el pistón como la camisa empiezan a dilatarse conforme al coeficiente de dilatación del material con el que está fabricada cada pieza. Si se asume que la camisa-cilindro es en acero fundido y el pistón en aleación de aluminio, este proceso de calentamiento máximo se produce a temperaturas superiores a los 100 °C en el cilindro y a los 400°C en el pistón en condiciones de trabajo severas.

El espesor del cilindro se determinó teniendo en cuenta que este debe estar en un rango de 3 a 5 mm, en este caso, se usó el valor máximo, en donde el espesor del cilindro camisa será 5 mm [18].

Después de esto, para el diámetro interior o nominal se seleccionó el valor del “bore” que para este motor es de 48 mm, mientras que para el diámetro exterior o de ajuste se calculó teniendo en cuenta el espesor y el bore, obteniendo un valor de 58 mm [28].

$$\phi_{DN} = bore = 48 \text{ mm} \quad (105)$$

$$\phi_A = bore + (espesor * 2) \quad (106)$$

$$\phi_A = 48 + (5 * 2) = 58 \text{ mm}$$

Figura 40. Dimensionamiento de la camisa.

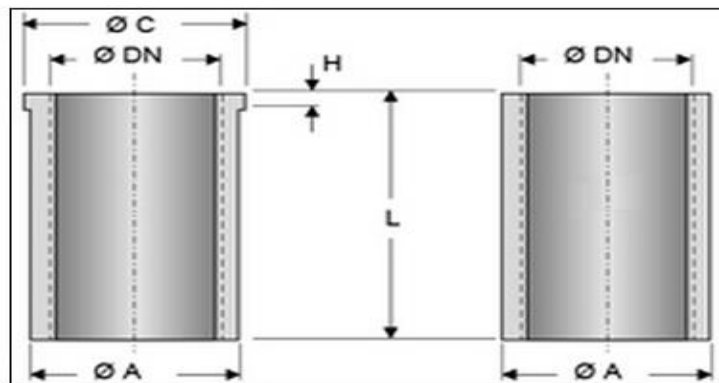


Imagen extraída de: <http://www.fadecyaaautopartes.com.ar/sitio/productos/camisastA.htm>.

dónde:

$\phi A = \text{Diámetro de ajuste}$      $\phi C = \text{Diámetro de pestaña}$

$\phi DN = \text{Diámetro nominal}$      $L = \text{Largo Total}$

Finalmente, para determinar el largo total del cilindro, se efectuó un análisis en el cual se tomaron 2 modelos físicos de motores a pistón de diferente tamaño cada uno, y se les tomaron medidas dimensionales y con base a estos valores, se desarrolló un modelo matemático para determinar este valor, así:

$$H_{CIL} = (2 \cdot H_{Pistón}) - 0.46 \quad (107)$$

$$H_{CIL} = (2 \cdot 5,21) - 0.46 = 9.66 \text{ cm} \approx 96.6 \text{ mm}$$

Los motores recíprocos son refrigerados por agua o aire. En este caso el motor será refrigerado por aire, debido a esto requiere de unas aletas a lo largo del cilindro las cuales le brindan una mejor refrigeración. Dicha refrigeración se calcula teniendo en cuenta la transferencia de calor que se efectúa a lo largo del cilindro, y con base a esto se puede determinar que material es el mas conveniente para la manufactura del mismo.

De esta manera, se halla el valor de la transferencia de calor del cilindro teniendo en cuenta que *“la razón de la transferencia de calor desde una superficie que está a una temperatura  $T_b$  hacia el medio circundante que está a  $T_\infty$  se expresa por la ley de Newton del enfriamiento como:”*<sup>3</sup> [29].

$$\dot{Q} = hA_s(T_b - T_\infty) \quad (108)$$

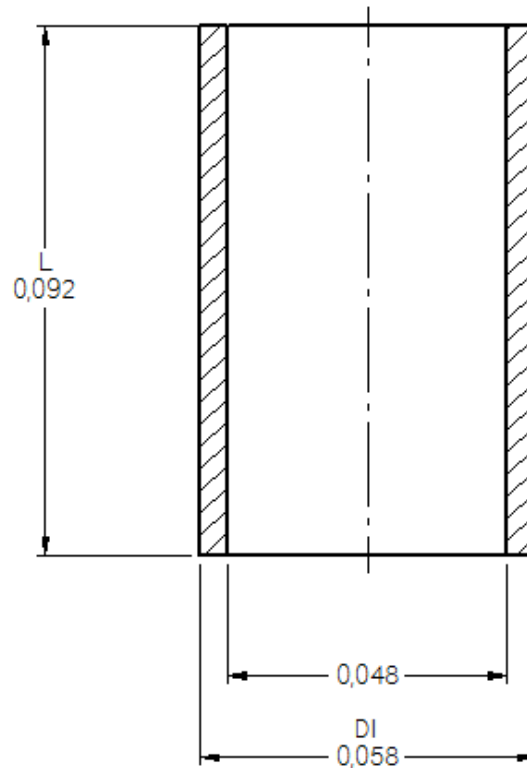
donde  $A_s$  es el área superficial de transferencia de calor y  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $T_b$  y  $T_\infty$  son las temperaturas que se fijan por consideraciones de diseño. Adicional a esto, se debe tener en cuenta que las aletas se deben fabricar en materiales intensamente conductores como el aluminio. Conforme al factor de dilatación del hierro/acero (el cual es menor al del aluminio, es decir, se dilata a menor temperatura que el aluminio), el cilindro de este motor sera fabricado en aluminio 6061-T6 debido a su excelente calidad para trabajos que requieran buen acabado superficial, su resistencia a la corrosión, facil soldadura, facil maquinado y especialmente por tener una resistencia similar a la del acero (material que se usa generalmente para la construcción de estas piezas) [30].

---

<sup>3</sup> CENGEL, Yunus «TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA 3ra Edición,» de *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA 3ra Edición*, México, MC GRAW HILL, 2007, p. 159.

De esta forma, se inicia haciendo el cálculo de la transferencia de calor del cilindro sin las aletas. En donde la temperatura máxima en el cilindro ( $T_b$ ) es  $1200^{\circ}\text{C}$ . Dicha temperatura fue calculada en la sección 4.3 CÁLCULOS TÉRMICOS Y DINAMICA DE GASES y la temperatura hacia el medio circundante ( $T_{\infty}$ ) es  $15^{\circ}\text{C}$ , que es la temperatura de atmosfera estandar. Del mismo modo, se deben tener en cuenta los factores dimensionales hallados anteriormente y mostrados en la figura 41.

Figura 41. Dimensiones del cilindro sin aletas (medidas en metros).



Seguido a esto, es importante conocer el valor del coeficiente de transferencia de calor ( $h$ ), para el cual se debe tener en cuenta que al interior del cilindro la transferencia de calor es por conducción y se debe conocer el coeficiente de conductividad termica del aluminio 6061-T6 ( $k$ ) el cual es  $180 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$  [29]. De esta forma se obtiene:

$$A_{\text{sin aleta}} = \pi D_1 L \quad (109)$$

$$A_{\text{sin aleta}} = \pi \cdot (0,058\text{m} \cdot 0,0916\text{m}) = 0,0167 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = kA_S \frac{T_b - T_\infty}{L} \quad (110)$$

$$\dot{Q}_{\text{sin aleta}} = 38.865,9 \text{ W}$$

Con los valores mencionados anteriormente, se determina el coeficiente de transferencia de calor en el cilindro despejando h de la ecuación (80), así:

$$h = \frac{\dot{Q}_{\text{sin aleta}}}{A_S(T_b - T_\infty)} = \frac{(38.865,9 \text{ W})}{(0,0167 \text{ m}^2) \cdot (1200 - 15)^\circ\text{C}}$$

$$h = 1.965,07 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}^\circ\text{C}$$

Para determinar el efecto de la disminución de temperatura sobre la transferencia de calor, se debe hallar la eficiencia de la aleta. Para esto, se evalúa la aleta con una configuración circular y perfil rectangular. En este punto se requiere el diámetro, el espesor y el espaciado entre aleta y aleta, los cuales se determinan por consideraciones de diseño, no obstante es importante que la aleta no sea ni muy larga ni muy corta para que pueda contribuir a la transferencia de calor del cilindro. En este cilindro el diámetro exterior o diámetro de la aleta ( $D_2$ ) es 0,096 m, el espesor (t) de 0,002 m y la distancia entre aletas (S) de 0,002 m. Por ende:

$$r_{2c} = \frac{D_2 + t}{2} \quad (111)$$

$$r_{2c} = 0,049 \text{ m } \textit{radio 2 corregido}$$

$$L = \frac{D_2 - D_1}{2} \quad (112)$$

$$L_{\text{aleta}} = 0,019 \text{ m } \textit{Longitud de las aletas}$$

Para tener certeza que la longitud de las aletas sea adecuada, se le debe hacer una corrección teniendo en cuenta la siguiente ecuación:

$$L_C = L_{\text{aleta}} + \frac{t}{2} \quad (113)$$

$$L_C = 0,02 \text{ m } \textit{Longitud corregida de las aletas}$$

$$A_p = L_C \cdot t \quad (114)$$

$$A_p = 0,00004 \text{ m}^2$$

Estos valores se determinan con el fin de hallar el valor de la eficiencia brindada por las aletas a lo largo del cilindro; y se obtiene resolviendo la ecuación (87) y usando la grafica mostrada en la figura 42 de la siguiente manera:

$$\xi = L_c^{\frac{3}{2}} \left( \frac{h}{k A_p} \right)^{1/2} \quad (115)$$

$$\xi = 1,47$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = 1,7$$

Figura 42. Eficiencia de aletas circulares de espesor constante.

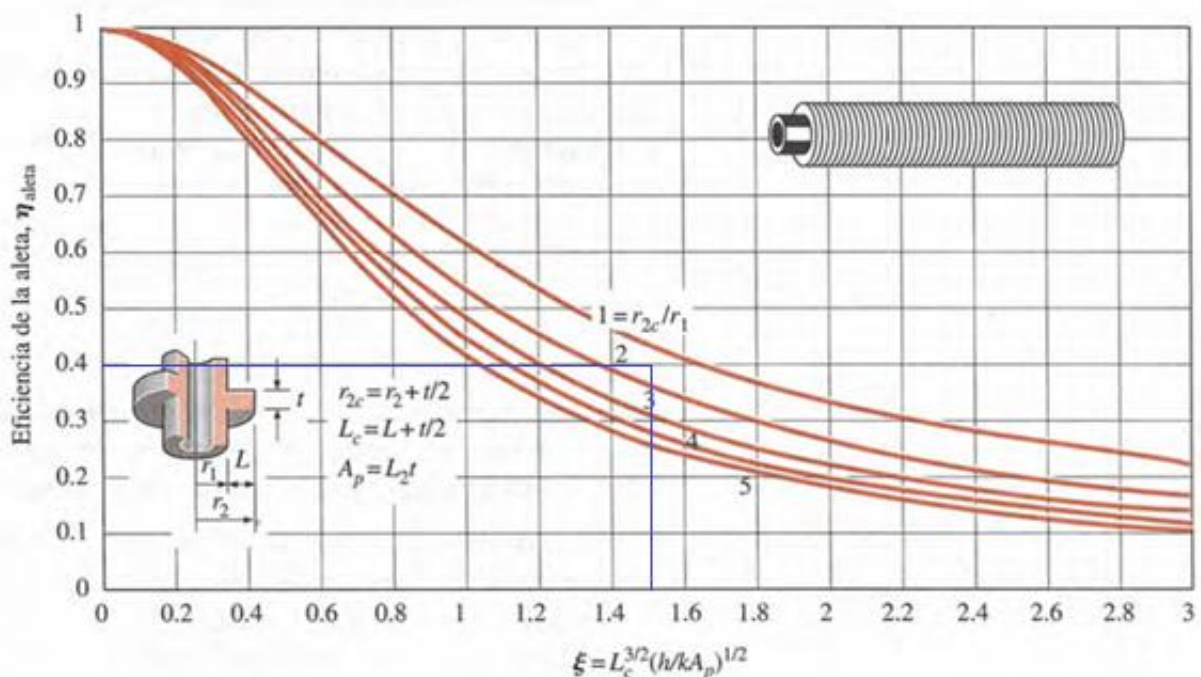


Imagen extraída de: CENGEL, Yunus «TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA 3ra Edición,» México, MC GRAW HILL, 2007, p. 167.

Como se aprecia en la figura 42, la eficiencia de la aleta es de aproximadamente 0,4. Después de esto se debe hallar la transferencia de calor en la aleta y en la zona que está libre de esta. El área superficial de la aleta y la transferencia de calor de esta se determinan con las ecuaciones (88) y (89).

Zona con aleta:

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (116)$$

$$A_{aleta} = 0,0098 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_{aleta} = \eta_{aleta} \cdot \dot{Q}_{aleta.max} = \eta_{aleta} h A_{aleta} (T_b - T_{\infty}) \quad (117)$$

$$\dot{Q}_{aleta} = (0,4) (1.965,07 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C) (0,00098 \text{ m}^2) (1200 - 15) ^\circ C$$

$$\dot{Q}_{aleta} = 9.129,77 \text{ W}$$

### Zona libre aleta:

Con la ecuación (80) y (81) se determina la transferencia de calor en esta zona del cilindro; sin embargo se debe tener en cuenta que en la ecuación (81) no se multiplica por la longitud del cilindro, sino por la distancia entre cada aleta ( $S = 0,004 \text{ m}$ ).

$$A_{libre aleta} = \pi D_1 S = 0,00036 \text{ m}^2 \quad (118)$$

$$\dot{Q}_{libre aleta} = h A_{libre aleta} (T_b - T_{\infty}) = 848,60 \text{ W} \quad (119)$$

El número de aletas se calcula tomando el valor del largo del cilindro con respecto a la suma del espesor de la aleta con el espacio entre estas, es decir:

$$n_{aletas} = \frac{L}{(t+S)} \quad (120)$$

$$n_{aletas} = 22,9 \sim 23$$

De acuerdo a esto, lo ideal sería colocar 23 aletas a lo largo del cilindro, sin embargo al ser así, no quedaría espacio suficiente para las tuercas que hacen la unión entre carter y cilindro; por esta razón el número de aletas a lo largo del cilindro serán 21. Finalmente, la transferencia de calor total del cilindro con aletas está definida por:

$$\dot{Q}_{total aleta} = n_{aletas} (\dot{Q}_{aleta} + \dot{Q}_{libre aleta}) \quad (121)$$

$$\dot{Q}_{total aleta} = 21(9.129,77 + 848,60) \text{ W} = 209.545,78 \text{ W}$$

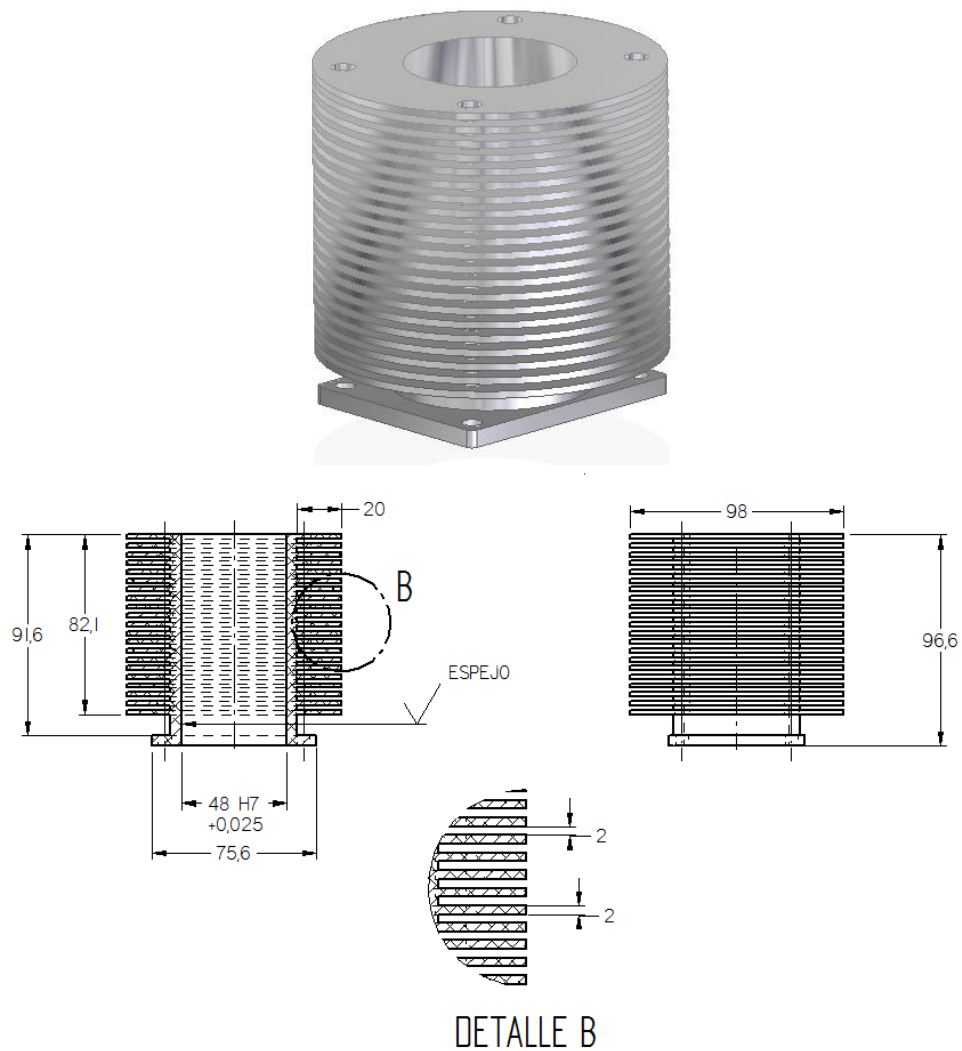
Para identificar si las aletas son viables en el diseño, se halla la efectividad total del cilindro con aletas:

$$\varepsilon_{aleta} = \frac{\dot{Q}_{total aleta}}{\dot{Q}_{sinaleta}} \quad (122)$$

$$\epsilon_{aleta} = \frac{209.545,78 W}{38.865,9 W} = 5,4$$

Para justificar el diseño de las aletas, la efectividad de estas debe ser mayor a 1. Con esto se puede concluir que el uso de aletas en el cilindro están mejorando las condiciones térmicas y que si se pueden considerar en el diseño de este componente. En la figura 43 se muestra el diseño preliminar del cilindro, teniendo en cuenta todos los resultados obtenidos anteriormente. De igual forma, en el anexo C de este documento se puede apreciar los planos de esta pieza.

*Figura 43. Diseño y plano preliminar del cilindro.*



Unidades: mm



## 6.4 PISTÓN

Las dimensiones del pistón se hallaron teniendo en cuenta las relaciones obtenidas del libro METODOLOGIA DE DISEÑO PARA MOTORES DE PISTON DE DOS TIEMPOS [18], obteniendo los siguientes valores.

**Tabla 8. Relaciones para el dimensionamiento del pistón para motores encendidos por chispa**

$H/D'$	$l_1/D'$	$L_f/D'$	$e/D'$	$\delta/D'$	$b/D'$	$db/D'$	$dt/db$	$S/D'$	$l_2/D'$
0,90 - 1,30	0,42 - 0,65	0,70 - 0,8	0,06 - 0,09	0,05 - 0,08	0,30 - 0,50	0,25 - 0,30	1,30 - 1,60	0,05 - 0,10	0,50 - 1,20

*Figura 44. Dimensionamiento del pistón.*

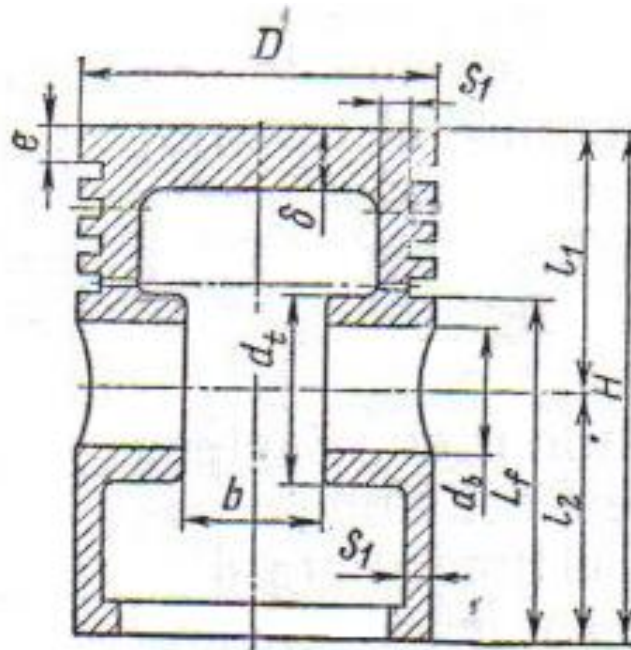


Imagen y tabla extraída de: A. E. Garzón, «Metodología de diseño para motores de pistón de dos tiempos,» Bogotá D.C, ED. BONAVENTURIANA, 2009.

Inicialmente se halló el valor del diámetro del pistón, para esto se toma como punto de partida el valor del bore obtenido anteriormente y se le resta la tolerancia obtenida de las medidas de la camisa o cilindro.

$$D' = \text{Bore} - \text{tolerancia} \quad (123)$$

$$D' = (48 \text{ mm}) - 0.65 = 47.35 \text{ mm}$$

Después de conocer el valor del diámetro se pueden obtener los demás valores necesarios para el dimensionamiento del pistón teniendo en cuenta los rangos existentes entre las relaciones mostradas en la tabla anterior.

Para obtener la altura, se escoge un valor de la relación  $H/D'$  entre 0,9 y 1,3.

$$H = D' \cdot (1.1) \quad (124)$$

$$H = 47.35 \text{ mm} \cdot (1.1) = 52,1 \text{ mm}$$

La distancia desde la mitad del pasador hasta la cabeza del pistón, se halla teniendo la relación  $L1/D'$  que se encuentra en un rango entre 0,42 a 0,65.

$$L1 = D' \cdot (0.42) \quad (125)$$

$$L1 = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.42) = 19.9 \text{ mm}$$

Del mismo modo, para hallar la distancia desde la mitad del pasador hasta la parte inferior del pistón, se tiene la relación  $L2/D'$  de la cual se escoge un valor de 0,68.

$$L2 = D' \cdot (0.68) \quad (126)$$

$$L2 = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.68) = 32.2 \text{ mm}$$

La distancia desde la superficie superior hasta el primer anillo o ranura se determina a partir de la relación  $e/D'$ , tomando un valor de 0,07.

$$e = D' \cdot (0.07) \quad (127)$$

$$e = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.07) = 3.31 \text{ mm}$$

Para determinar los valores del diámetro del orificio del bulón, el espesor, la distancia desde el último anillo hasta la parte inferior del pistón y el diámetro interno se obtiene teniendo en cuenta los siguientes valores y relaciones:

$$db/D' = 0.25$$

$$S/D' = 0.10$$

$$L_f/D' = 0.8$$

$$b/D' = 0.5$$

$$\delta/D' = 0.06$$

Dando como resultado:

$$db = D' \cdot (0.25) \quad (128)$$

$$db = D' \cdot (0.25) = 11,84 \text{ mm}$$

$$S = D' \cdot (0.10) \quad (129)$$

$$S = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.10) = 4,74 \text{ mm}$$

$$L_f = D' \cdot (0.8) \quad (130)$$

$$L_f = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.8) = 37.88 \text{ mm}$$

$$b = D' \cdot (0.5) \quad (131)$$

$$b = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.5) = 23.7 \text{ mm}$$

$$\delta = D' \cdot (0.06) \quad (132)$$

$$\delta = 47.35 \text{ mm} \cdot (0.06) = 2.84 \text{ mm}$$

Para la elección del material del pistón, se recopilaron las características del funcionamiento normal del mismo, teniendo en cuenta los esfuerzos y temperaturas que debe soportar; siendo estas:

- Disponer de una estructura robusta, sobre todo en las zonas de mayor esfuerzo, como son la cabeza y el alojamiento del bulón.
- Tener el menor peso posible y estar perfectamente equilibrados en todos los cilindros.
- Máxima resistencia al desgaste y a los agentes corrosivos.
- Mínimo coeficiente de dilatación.
- Gran conductibilidad térmica.

Por lo tanto, para determinar qué tipo de aluminio era el más conveniente para el diseño del pistón se analizaron los materiales que se utilizan con más frecuencia en la industria automotriz para la fabricación de estos. Los resultados obtenidos

arrojaron que actualmente se construyen pistones con aleaciones ligeras, a base de aluminio-silicio con leves contenidos de Cobre(Cu), Niquel (Ni) y Magnesio (Mg), fundidas en coquilla. Los anteriores materiales permiten una mayor resistencia a las altas presiones y temperaturas a las que se ven sometidas estas piezas. De esta manera al diseñar los pistones con estos materiales se garantiza una mayor eficiencia en el rendimiento del motor [31] [24].

Posteriormente, se analizaron varios tipos de aluminio, como los mostrados en la Tabla 9, y se determinó que los aluminios que se aproximan a las características requeridas para el diseño y construcción de un pistón promedio son los aluminios 1060, 1350 y 2024-T4 [32].

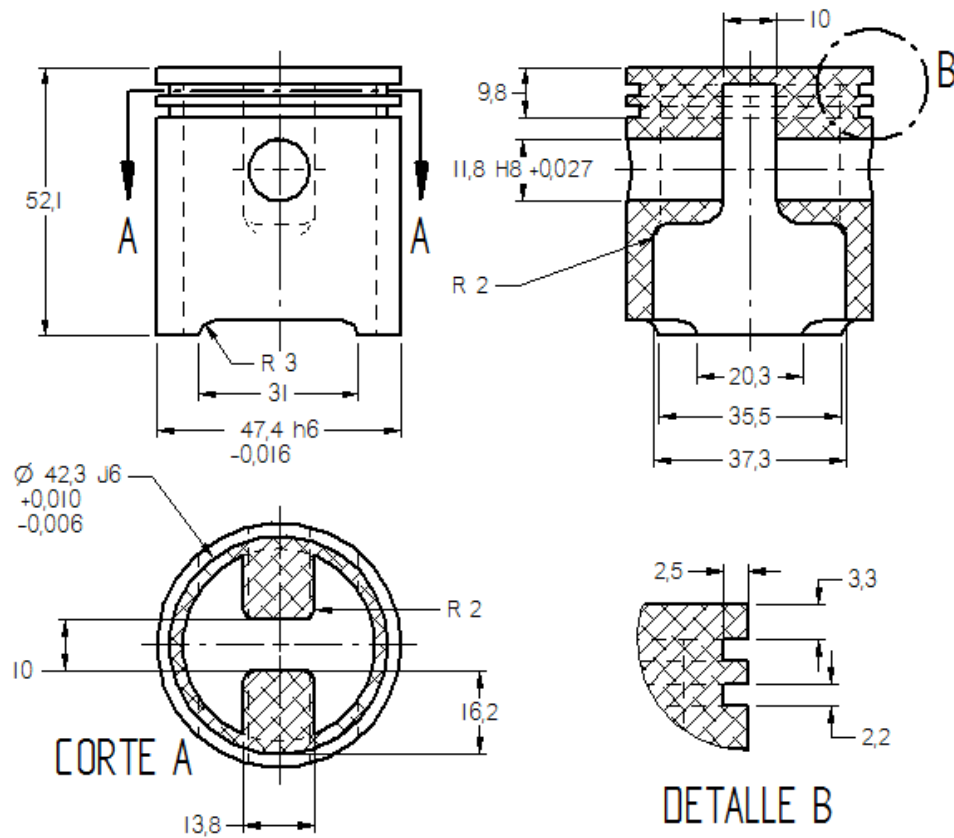
Aleaciones	% Si	% Fe	% Cu	% Mn	% Mg	% Zn	% Ti	% Pb	% Cr	% Varios	% Otros	% Al
1050	0,25	0,4	0,05	0,05	0,05	0,07	0,05				0,03	99,5
1060	0,25	0,35	0,05	0,03	0,03	0,05	0,03				0,03	99,6
1080	0,15	0,15	0,03	0,02	0,02	0,06	0,03		Ga 0,03	V 0,05	0,02	88,8
1100			0,05-0,2	0,05		0,1				Si+Fe 0,95	0,05	99
1200			0,05	0,05		0,1	0,05			Si+Fe 1	0,15	99
1350	0,1	0,4	0,05	0,01		0,05					0,03	99,5
2007	0,8	0,8	3,30-4,60	0,5-1	0,4-1,8	0,8	0,2	0,8-1,5		Bi 0,2	0,3	Resto
2011	0,4	0,7	5-6	0,05	0,05	0,3		0,2-0,4		Bi0,2-0,6 Ni0,05	0,15	Resto
2014	0,5-1,2	0,7	3,9-5	0,4-1,2	0,2-0,8	0,25	0,15		0,1		0,15	Resto
2018	0,5-0,9	0,5	3,9-5	0,4-1,2	0,4-0,8	0,25	0,15			Zr+Ti0,2 Bi0,2-0,6	0,15	Resto
2017	0,2-0,8	0,7	3,5-4,5	0,4-1	0,4-1	0,25	0,15		0,1	Zr+Ti 0,25	0,15	Resto
2024	0,5	0,5	3,8-4,9	0,3-0,9	1,2-1,8	0,25	0,15		0,1	Zr+Ti 0,25	0,15	Resto
2618	0,15-0,25	0,9-1,4	1,8-2,7	0,25	0,4-0,8	0,15	0,2		0,1	Zr+Ti0,25 Ni0,8-1,4	0,15	Resto
2030	0,8	0,7	3,3-4,5	0,2-1	0,5-1,3	0,5	0,2	0,8-1,5	0,1	Bi 0,2	0,15	Resto

**Tabla 9. Propiedades químicas de las aleaciones de aluminio.**

Tabla extraída de: [http://www.lumetalplastic.com/dural\\_comp\\_quim.html](http://www.lumetalplastic.com/dural_comp_quim.html)

Por otra parte, con las dimensiones definidas anteriormente, se elaboró un diseño preliminar del pistón usando un modelo computacional en SOLID EDGE (figura 45). Las dimensiones usadas para el diseño del pistón se pueden evidenciar en el anexo C.

Figura 45. Diseño y plano preliminar del pistón.



Unidades: mm

De esta manera, se inició una evaluación de las propiedades químicas de los aluminios resaltados en la Tabla 9. En donde se determinó que las aleaciones 1060 y 2024-T4 presentan mejores propiedades químicas que el aluminio 1350 en relación con la cantidad porcentual de elementos aleables a este. Por este motivo se efectuó un análisis de esfuerzos de la energía de deformación para los aluminios 1060 y 2024-T4 con respecto a los valores obtenidos en el capítulo anterior (ver figura 46).

En la Figura 46a se puede evidenciar el porcentaje de desplazamiento al que estaría sometido el pistón en condiciones de funcionamiento normales del motor con una carga de 1176,75 N (la cual se calculó en el capítulo 6.1.3 ANALISIS DE FUERZAS), como se muestra en la figura 47a, en la cual se ve que el punto crítico se presenta al interior del pistón debido a las condiciones térmicas y al esfuerzo de la biela-bulón en esta parte del pistón.

En la Figura 46b se evidencia que el factor de seguridad de los dos aluminios no se ve afectado por las cargas presentes en el motor y en la figura 46c según el esfuerzo de Von Mises, se presentan deformaciones al interior del pistón. En la figura 47b se puede evidenciar de forma más clara las deformaciones al interior del pistón y en la sección de anillos-cabeza por causa del esfuerzo generado por la explosión de la mezcla aire-combustible; del mismo modo, también se observa una deformación mínima en la parte inferior del pistón, debido a que en este punto se presenta el esfuerzo generado por la biela.

Figura 46. Análisis preliminar del pistón de Aluminio 1060 vs 2024-T4 a) Energía de deformación b) Factor de seguridad c) Esfuerzo Von Mises.

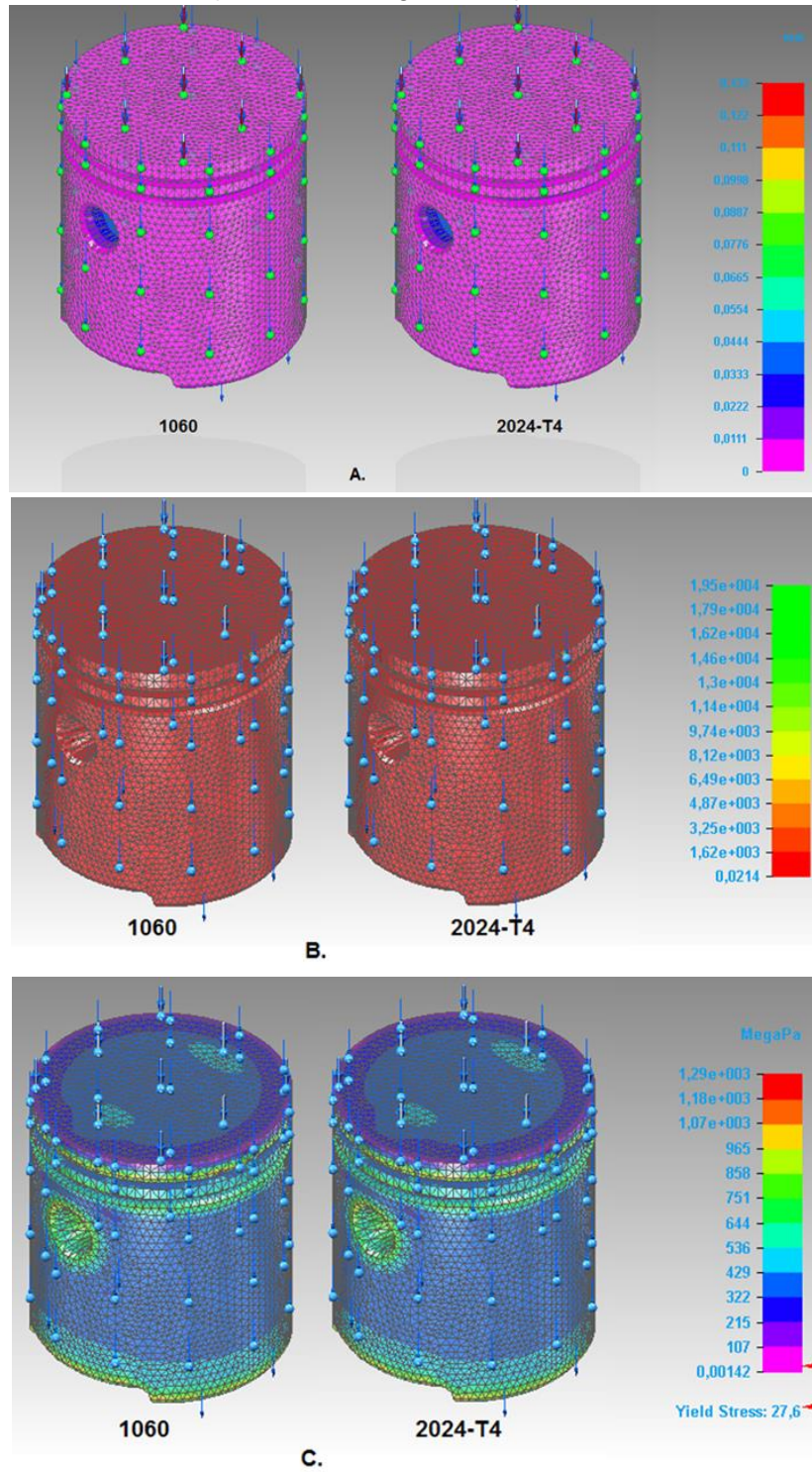
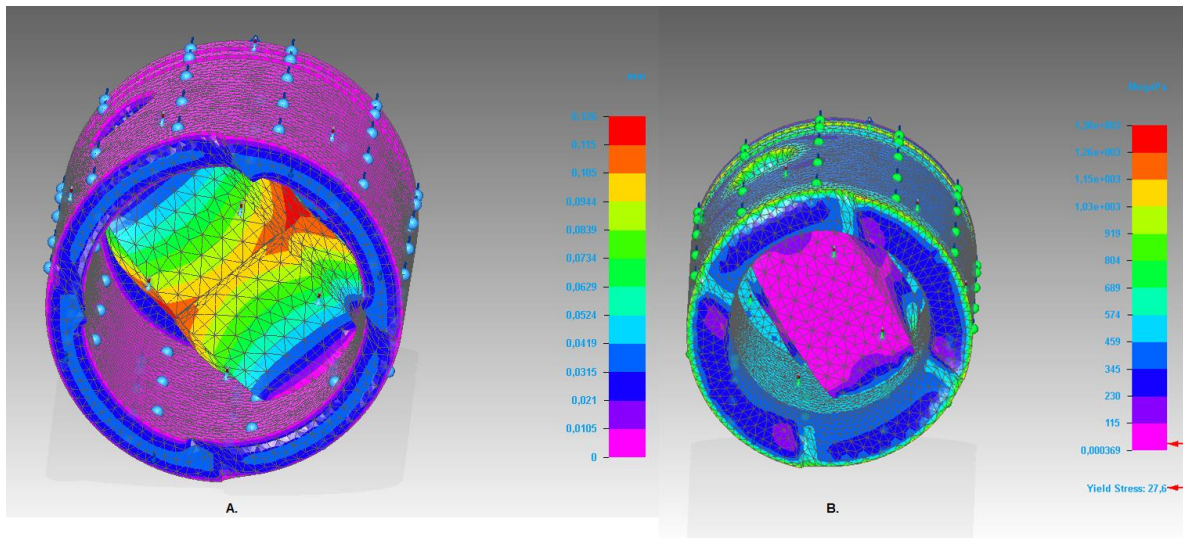




Figura 47. Análisis preliminar al interior del pistón de Aluminio 1060 vs 2024-T4 a) Energía de deformación b) Esfuerzo Von Mises.



Teniendo en cuenta que en el análisis anterior los resultados obtenidos fueron bastante similares, se llegó a la conclusión que para el diseño de este pistón se usará el aluminio 1060 por costos del material, ya que el 2024-T4 tiene mayor concentración de titanio con respecto al 1060 y esto lo hace mas costoso. Una vez se escoge el material, por medio de Solid Edge se obtuvieron los valores aproximados del peso, volumen, densidad y áreas superficiales con respecto al material que se haya seleccionado; estos valores se determinan con el fin de conocer las propiedades principales de cada componente y estimar un peso promedio para el motor. Las propiedades obtenidas mediante Solid Edge del pistón se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Propiedades Físicas del pistón aluminio 1060

PROPIEDADES FISICAS				
MATERIAL	DENSIDAD	VOLUMEN	MASA	AREA SUPERFICIAL
Aluminio 1060	2712,000 kg/m <sup>3</sup>	42350,479 mm <sup>3</sup>	0,115 kg	20389,179mm <sup>2</sup>

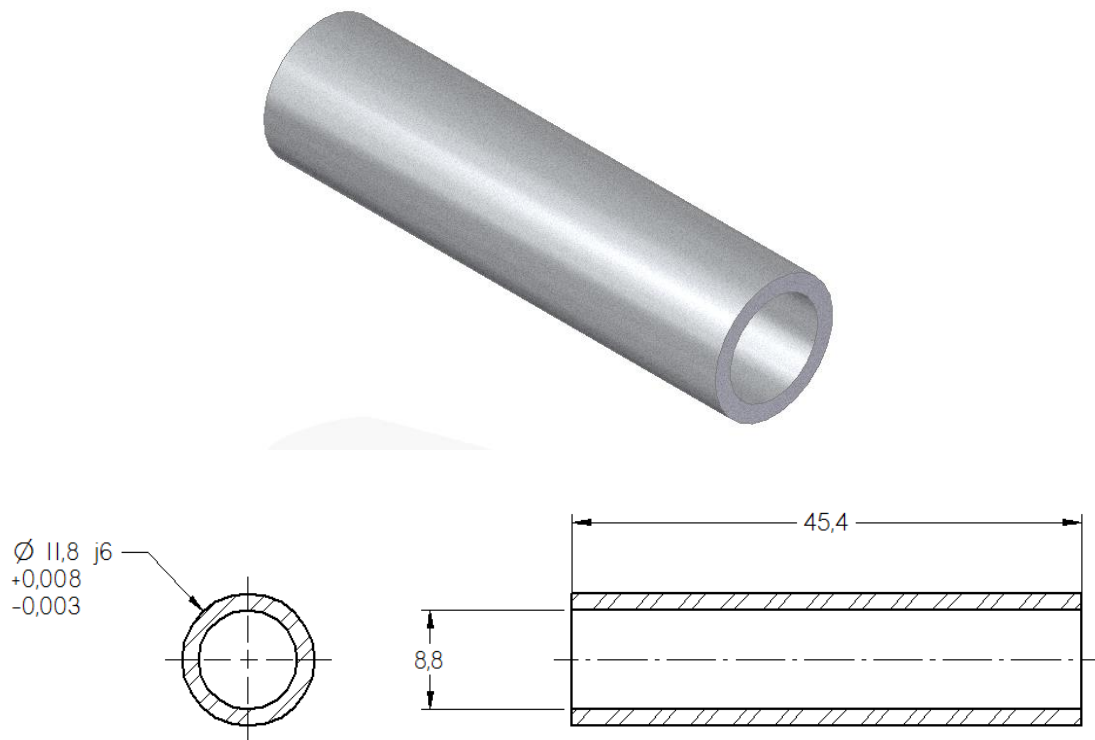
## 6.5 BULÓN

El bulón es un eje con el centro hueco que sirve para articular la biela y es el eje con respecto al cual oscila esta última. En el motor esta es la pieza que más esfuerzo tiene que soportar [33].



El diseño del bulón es más sencillo con respecto al del pistón, debido a que sus dimensiones se fundamentan en el diámetro del orificio del pistón. Por lo tanto, las dimensiones del bulón son 11.80 mm de diámetro y 45.35 mm de largo teniendo en cuenta una tolerancia de 2 mm con respecto al ancho del pistón, esto con el fin de ubicar dos pines retenedores o clips en los tetones del embolo a cada lado del bulón para evitar que este quede desajustado al interior del pistón. Del mismo modo, el diseño del bulón tiene un vaciado con el fin de refrigerar esta pieza en su interior (ver figura 48). Generalmente para la manufactura de los bulones se debe tener en cuenta que el material usado posea suficiente solidez y resistencia al desgaste. Por este motivo, el material más usado es el acero 45 de refinación selectiva, ya que garantiza que la pieza sufrirá poco desgaste por fricción con otras piezas, esto gracias a las propiedades físicas que posee. De igual forma este acero le proporciona alta resistencia a los esfuerzos cortantes al bulón, lo cual permite que este no sufra daños debido a los esfuerzos a los que será sometido. Las dimensiones finales de esta pieza se pueden ver en el anexo C de este documento.

*Figura 48. Diseño y plano preliminar del bulón.*

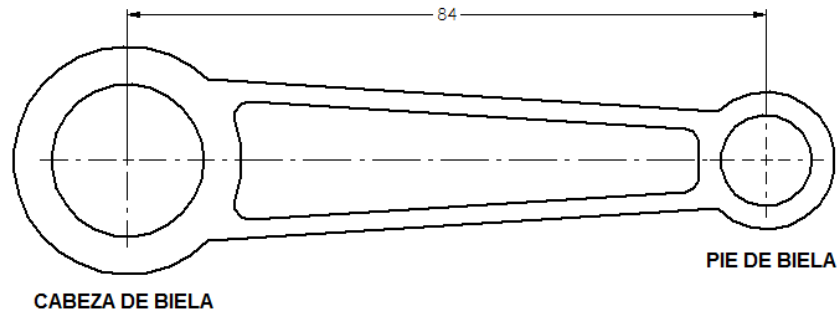


Unidades: mm

## 6.6 BIELA

El diseño de la biela se hace teniendo en cuenta parámetros geométricos obtenidos en capítulos anteriores, específicamente la distancia entre los centros del diámetro de la cabeza y del pie de la biela como se muestra en la figura 49.

Figura 49. Distancia entre centros de la biela.



Unidades: mm

Teniendo en cuenta lo anterior, se debe hallar el diámetro tanto interior como exterior de la cabeza y pie de biela; para esto, se asume que el diámetro interior del pie de biela es el mismo del bulón más una tolerancia de 0,2 mm teniendo en cuenta los factores de dilatación térmica existentes en la biela-bulón<sup>4</sup>, es decir, 12 mm y el diámetro exterior se encuentra en un rango entre 1.2 a 1.5 veces el diámetro interior. Para el diseño de esta biela se determinó que este valor será de 1.5 [18], obteniendo:

$$\phi_{ext-pie} = \phi_{int-pie} \cdot 1,5 \quad (133)$$

$$\phi_{ext-pie} = 12 \text{ mm} \cdot 1,5 = 18 \text{ mm}$$

Las bielas pueden ser de cabeza enteriza o desmontable, en este caso el diseño será con cabeza enteriza. En la selección del rodamiento, se analiza el catálogo de partes de la compañía SKF en donde se evalúan los rodamientos existentes con el fin de encontrar el que mejor se adecúe a las características de diseño de la biela conforme a las especificaciones de carga requeridas, las rpm's y el espacio ocupado en esta pieza. Teniendo en cuenta lo anterior, la biela tendrá un

<sup>4</sup> Esta tolerancia se obtiene teniendo en cuenta que el factor de dilatación del aluminio es  $2.4 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ \text{C}^{-1}$  y la del acero es de  $1.2 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ \text{C}^{-1}$ , es decir, que la del aluminio se dilata el doble con respecto a la del acero.

rodamiento de una hilera de agujas en su interior que cumpla con los tipos de cargas determinadas en el capítulo 5.3 ANÁLISIS DE FUERZAS. La selección de este rodamiento se efectuó debido a que la sección transversal es menor con respecto a otros tipos de rodamientos, por su capacidad de carga, buen rendimiento durante el funcionamiento y bajo peso. El rodamiento utilizado será el SKF K15x20x13 con diámetro externo de 20 mm, diámetro interior de 15 mm (diámetro del muñón del cigüeñal), 13 mm de ancho y tiene una velocidad de referencia máxima de 24000 y un límite de velocidad de 26000 revoluciones por minuto, pesa 7 gramos, tiene un rango de carga estático y dinámico 11,6 kN y 9,52 kN respectivamente cumpliendo con los requerimientos de diseño anteriormente hallados. La metodología de selección para este rodamiento se basó conforme a un rodamiento provisional, considerando las condiciones de funcionamiento, la disposición del conjunto, la facilidad de montaje en el motor, el espacio disponible y las especificaciones mencionadas anteriormente. De igual forma, se siguió el procedimiento de selección recomendado por el fabricante SKF, el cual incluye tener en cuenta los siguientes parámetros: condiciones de funcionamiento y prestaciones requeridas; condiciones del entorno; dimensiones del eje y del alojamiento; velocidades de operación máxima; facilidad de montaje, desmontaje y disponibilidad. Este criterio de selección también menciona costos, vibraciones y choque que soporta el elemento, las cuales no se tuvieron en cuenta debido a los alcances y limitaciones de este proyecto. El rodamiento se muestra en la Figura 50 [34][35].

*Figura 50. Dimensiones rodamiento SKF K15X20X13.*

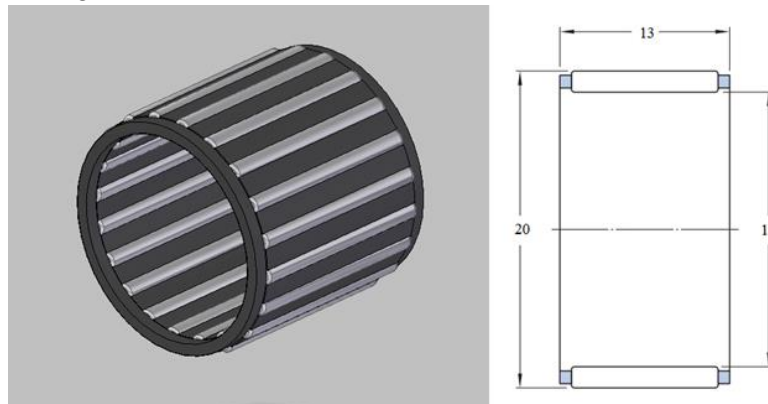


Imagen extraída de: [http://www.skf.com/binary/96-34147/06003\\_1\\_EN\\_Needle-roller-bearings.pdf](http://www.skf.com/binary/96-34147/06003_1_EN_Needle-roller-bearings.pdf)

Conociendo las dimensiones del rodamiento, se determina que el diámetro interior de la cabeza de la biela es igual al diámetro exterior del rodamiento. Así mismo,

para el diámetro exterior del pie de biela, se aumenta el diámetro interior en un factor de 1.5, así:

$$\varnothing_{int-cabeza} = \varnothing_{rodamiento} \quad (134)$$

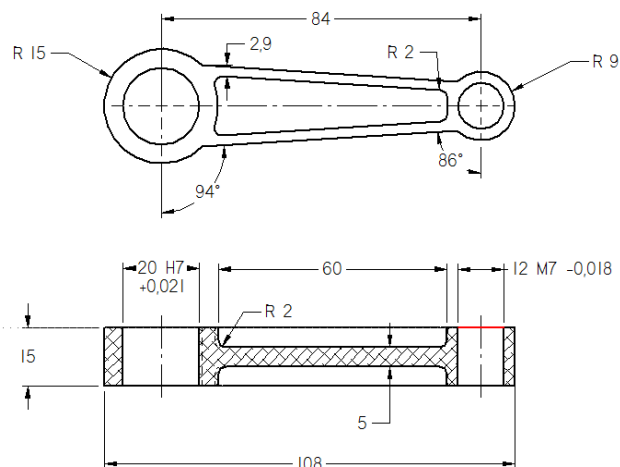
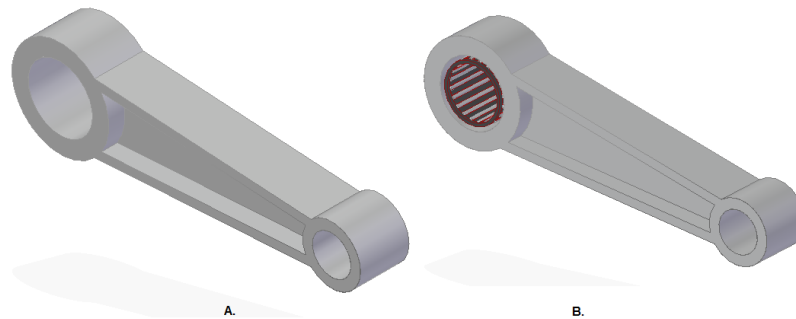
$$\varnothing_{int-cabeza} = 20 \text{ mm}$$

$$\varnothing_{ext-cabeza} = \varnothing_{int-cabeza} \cdot 1,5 \quad (135)$$

$$\varnothing_{ext-cabeza} = 20 \text{ mm} \cdot 1,5 = 30 \text{ mm}$$

Por último, se diseñó esta pieza en SOLID EDGE con base a las dimensiones halladas, con un material de aluminio 2024-T4, esto debido a que las bielas para motores pequeños generalmente son construidas en acero, titanio, aluminio o aleaciones balanceadas de las mismas [36]. En la Figura 51 se muestra el diseño preliminar de la biela.

Figura 51. Diseño y plano preliminar de la biela a) sin rodamiento b) con rodamiento.



Unidades: mm  
108

## 6.7 CIGÜEÑAL

Para el diseño del cigüeñal, se parte teniendo en cuenta que el radio de este será 24 mm, el cual se halló anteriormente en el capítulo 4.2 GEOMETRIA DEL MOTOR. Adicionalmente, para el diseño de este componente se debe hacer un cálculo de equilibrio estático y dinámico, con el fin de disminuir las vibraciones causadas por las fuerzas y momentos que puedan existir en el cigüeñal y en el motor.

El equilibrado dinámico puede alcanzarse a condición de haberse efectuado ya el equilibrado estático. Este último se obtiene cuando la resultante de las fuerzas centrífugas es nula y se verifica cuando su centroide se halla sobre el eje de rotación. En estas condiciones, sujeto entre dos puntos situados en el eje, o bien descansando horizontalmente sobre dos soportes de cuña, se mantiene quieto en cualquier posición que sea colocado [37].

En los motores mono cilíndricos, esta resultante nula se obtiene con la ayuda de contrapesos. En la figura 52 a) se evidencia que el eje del cigüeñal está sometido a una fuerza centrífuga ( $F_c$ ), aplicada en el centro. Conociendo esto, el eje puede estar equilibrado añadiendo dos contrapesos como se muestra en la figura 52 b) de tal forma que se cumpla la siguiente relación:

$$2 \cdot M'c \cdot Rc = Mc \cdot R_D \quad (136)$$

dónde:

$M_c$  = masa del eje; en este caso es la masa de la biela.

$R_D$  = distancia hasta  $M_c$ ; distancia desde el muñón hasta el pie de biela (0,092 m).

$M'c$  = masa de los contrapesos.

$R_c$  = distancia desde el muñón hasta los contrapesos (0,0079 m).

*Figura 52. Equilibrio del cigüeñal a) Fuerza centrífuga actuante b) Ubicación contrapesos.*

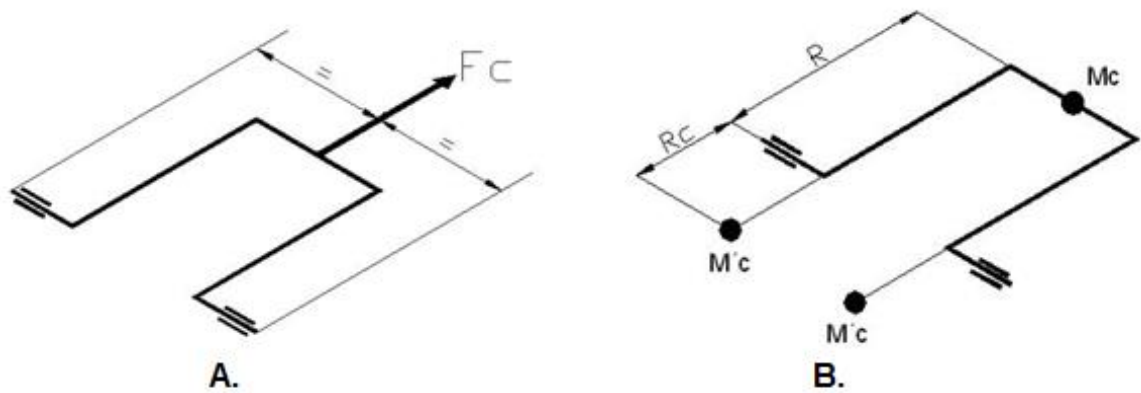


Imagen extraída de: <http://www.tecnopedroches.hostoi.com/apuntes/catedra.pdf>; pág. 11.

De la ecuación (106), se obtiene el valor de la masa de los contrapesos, por esta razón se despeja  $M'c$ , dando como resultado:

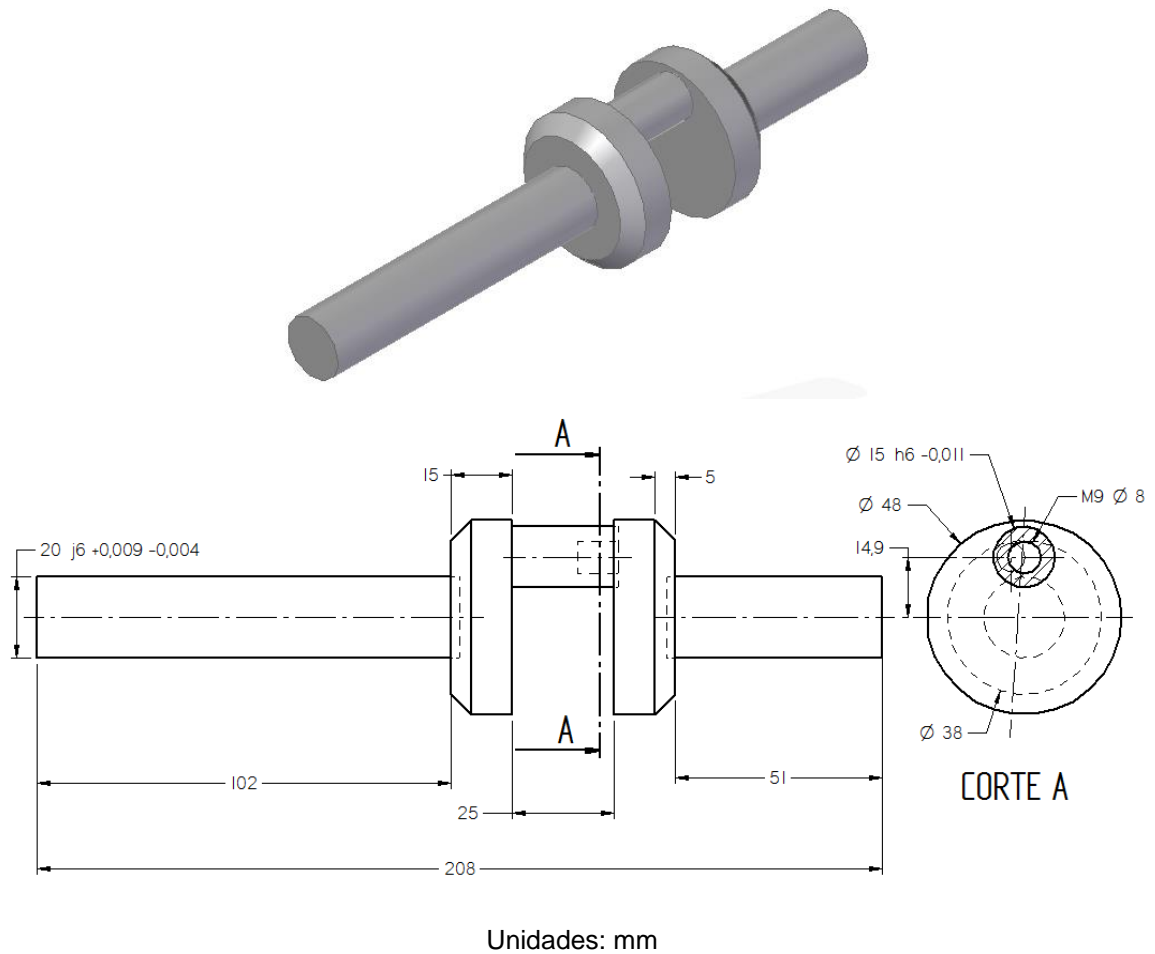
$$M'c = \frac{M_c \cdot R_D}{2 \cdot R_c} \quad (137)$$

$$M'c = \frac{0,0579 \text{ kg} \cdot 0,092 \text{ m}}{2 \cdot 0,0079 \text{ m}}$$

$$M'c = 0,337 \text{ kg}$$

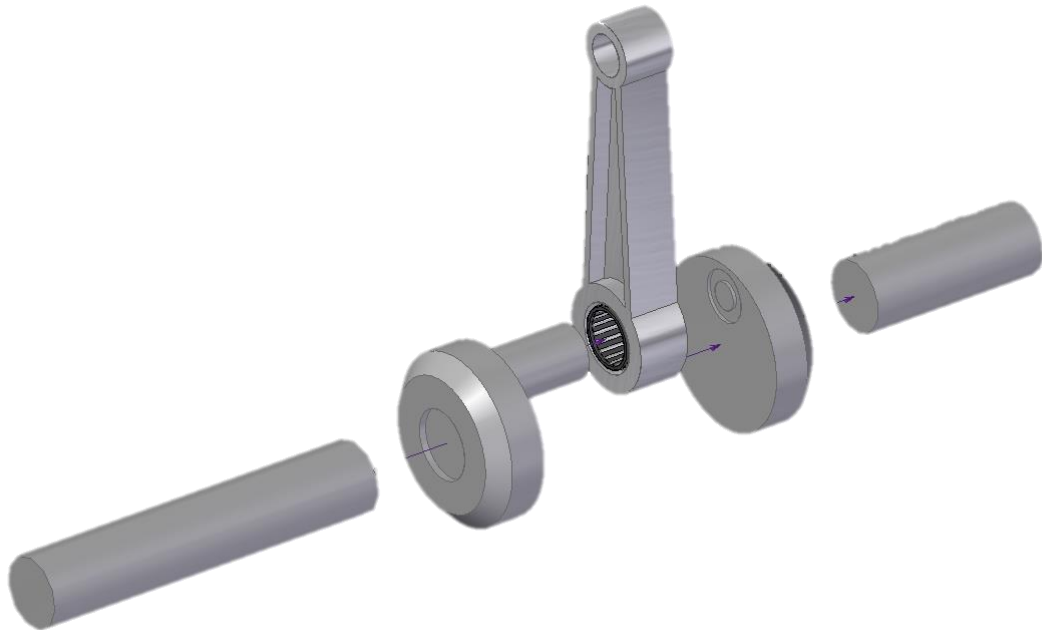
De la anterior ecuación, se determina que cada contrapeso será de 337 gramos. Con esto se modela en Solid Edge el diseño preliminar del cigüeñal, el cual se muestra en la figura 53, elaborado en acero al carbono 1070 debido a que en la industria generalmente se construyen cigüeñales con este material y por sus propiedades a los esfuerzos mecánicos fuertes, a las altas temperaturas y excelente calidad para los acabados [38].

Figura 53. Diseño y plano preliminar del cigüeñal.



El ensamble entre la biela y el cigüeñal se hace teniendo en cuenta que este, es desmontable como se muestra en la Figura 54, las uniones de esta pieza se realizaran de la siguiente manera: en la sección de los ejes al cigüeñal por soldadura, en la unión entre el muñón y la segunda sección del cigüeñal será por unión roscada.

*Figura 54. Ensamble biela-cigüeñal.*

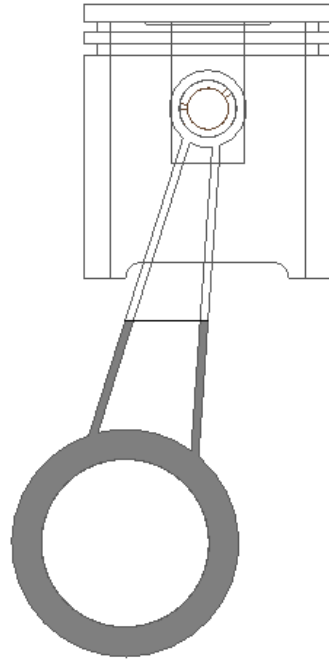


## **6.8 CARTER**

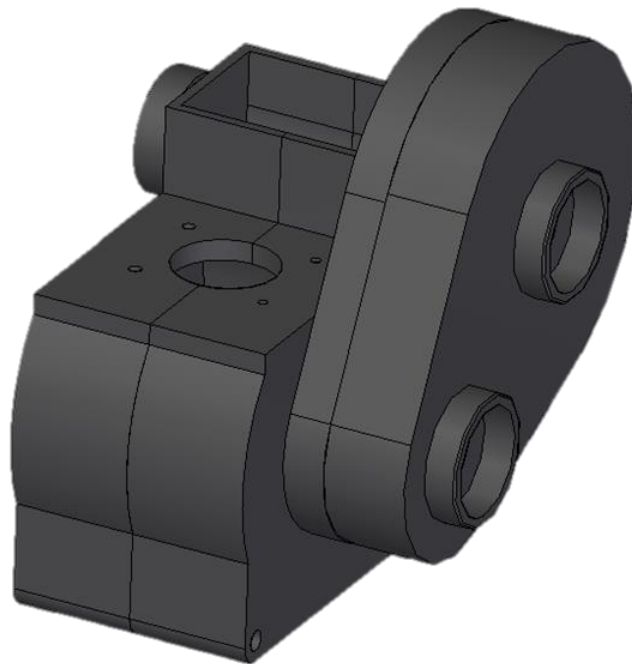
El Carter se diseña teniendo en cuenta el volumen del cigüeñal ( $101.271 \text{ cm}^3$ ), y de la sección de la biela mostrada en la Figura 55, la cual se encuentra al interior de esta pieza ( $9,011 \text{ cm}^3$ ). Adicionalmente, se considera que en el cárter se va a depositar y recircular el aceite encargado de lubricar las piezas móviles del motor. Conforme a esto, el cárter diseñado será de tres partes unidas al bloque o cilindro del motor, sirviendo de carcasa para las ruedas dentadas, y fijadas entre sí por un sello que impida la salida del líquido hidráulico y la entrada de impurezas como agua, polvo y toda contaminación posible en el ambiente en el que funcione el motor. El material seleccionado para el diseño del cárter es magnesio, ya que este es bastante ligero, fuerte y tiene buenas propiedades mecánicas [39]. El diseño preliminar del cárter se muestra en la figura 56 y los planos de diseño se pueden ver en la sección ANEXO C de este documento.

*Figura 55. Sección de la biela al interior del cárter.*





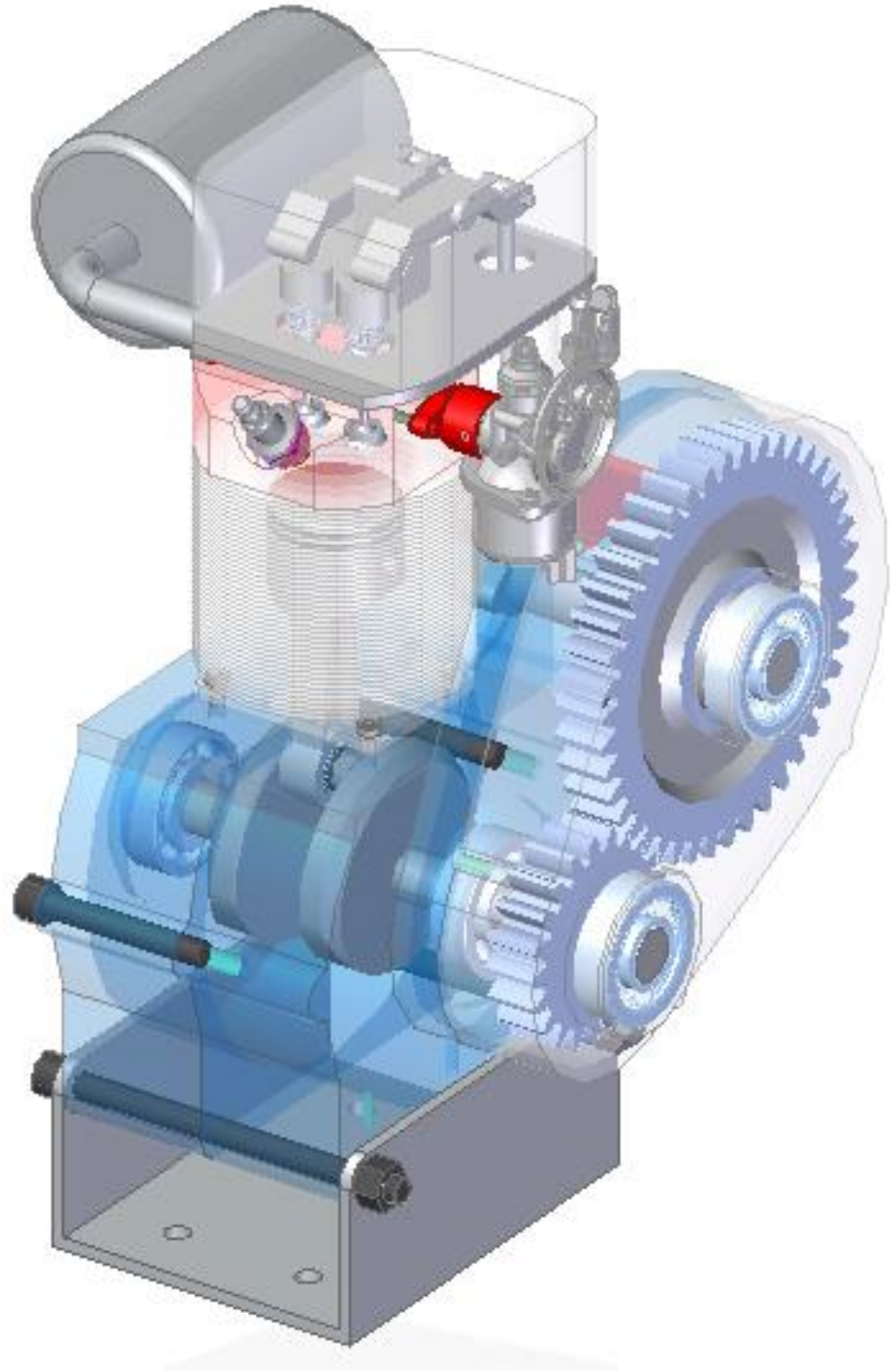
*Figura 56. Diseño preliminar del cárter.*



## **6.9 ENSAMBLE DEL MOTOR**

Finalmente, basados en los cálculos, parámetros y diseño de componentes realizados en los capítulos anteriores, fue posible realizar el ensamble de todos los mecanismos, piezas y demás elementos que conforman el motor, para lo cual fue necesario hacer una selección de algunas piezas, tales como los tornillos ALLEN ubicados en diferentes secciones del motor y los rodamientos SKF 7304 BEP presentes en los ejes del cigüeñal y en las ruedas dentadas. Este tipo de rodamiento se seleccionó de acuerdo a la capacidad de carga dinámica, estática y a las rpm's requeridas por los componentes donde se ubicarán (engranajes y cigüeñal). Del mismo modo se modelaron otras piezas como el carburador, la bujía, el tubo de escape y el soporte del motor, acorde a lo requerido por el motor. Este proceso se efectuó usando el programa de diseño computacional SOLID EDGE ST5, teniendo en cuenta que las relaciones existentes entre cada pieza no generaran conflicto entre ellas y de esta manera tener un diseño acorde a las tolerancias y medidas reales. El diseño obtenido se muestra en la figura 57 y sus dimensiones finales se pueden ver en el anexo C de este documento.

Figura 57. Ensamble del motor.



## 7. SISTEMAS AUXILIARES Y ACCESORIOS

Teniendo en cuenta que el diseño de estos componentes no está contemplado en los alcances y limitaciones de este proyecto, los accesorios que requiere el sistema de combustible del motor fueron seleccionados teniendo en cuenta la disponibilidad de estos en el mercado y su compatibilidad con los elementos o piezas diseñadas por los miembros de este proyecto.

Los siguientes son los accesorios que se requieren para el sistema de combustible:

**Tanque:** La competencia otorgará el tanque de combustible con capacidad de 1 litro para todos los participantes de la competencia. Esto con el fin de evitar tanques con doble fondo o adecuados de alguna manera para que algún equipo desarrolle alguna ventaja sobre otros.

*Figura 58. Tanque de combustible.*



Imagen extraída de: <http://www.green.autoblog.com>

**Líneas de combustible:** se realizó la comparación de tres mangueras utilizadas en motores de baja cilindrada de la marca aviasport.

Tabla 11. Pre-selección de mangueras o líneas de combustible

NOMBRE	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
<b>Mangueras o líneas de combustible</b>		
<p>EM237</p> 	<p>Goma azul sin refuerzo, resistente a los rayos ultravioleta. Resistente al aceite o a carburante.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Asequible en diferentes diámetros.</li> <li>• Presión de trabajo entre 2 y 5 bar</li> <li>• Presión de rotura: 8 bar</li> <li>• Peso: 0,10kg</li> <li>• Min radio de curvatura: 40mm</li> </ul>
<p>EM221</p> 	<p>Goma blanca con refuerzo tlm, resistente a los rayos ultravioleta. Resistente al aceite o a carburante.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Asequible en diferentes diámetros.</li> <li>• Presión de trabajo entre 2 y 8 bar</li> <li>• Presión de rotura: 12 bar</li> <li>• Peso: 0,10kg</li> <li>• Min radio de curvatura: 45mm</li> </ul>
<p>EM 260</p> 	<p>Goma NBR negra con refuerzo hilado sintético antiestática en su interior. Resistente al aceite o a carburante.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Asequible en diferentes diámetros.</li> <li>• Presión de trabajo entre 2 y 10 bar</li> <li>• Presión de rotura: 30 bar</li> <li>• Peso: 0,14kg</li> <li>• Min radio de curvatura: 55mm</li> </ul>

Luego de realizar el análisis de las características de las tres mangueras, se escogió la manguera EM 260 por su mayor presión de trabajo, su radio mínimo de curvatura y su protección antiestática además porque se consigue en diámetro de 10 mm el cual es requerido para la conexión con el carburador.

**Carburador:** se efectuó una revisión de los carburadores más usados en motores entre los 50 a los 100 cc. En la tabla 10 se muestra el modelo de carburador de la

fábrica WALBRO, la cual es la mayor fabricante de carburadores de este tipo en el mundo.

**Tabla 12. Carburadores existentes en la industria.**


NOMBRE	DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICAS
<b>CARBURADOR DE VALVULA MARIPOSA</b>		
<p style="text-align: center;">WJ</p> 	<p>Carburadores de tamaño medio. Están diseñados para motores de 50 a 100 cc de cilindrada.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sistema de dosificación y la bomba de combustible integrado en el casting del carburador</li> <li>• Agujas de alta velocidad ajustables, agujas ociosas y ociosos disponibles ajustar el tornillo</li> <li>• Extras disponibles: Sistema de acelerador, sistema de ralentí rápido, regulador de velocidad, sistema de cierre de inactividad, el sistema de arranque fácil</li> <li>• Opciones a prueba de manipulaciones disponibles</li> </ul>

Tabla extraída de: <http://www.walbro.com/walbro-technology>

Conforme a esto, para el diseño de este motor se sugiere usar este tipo de carburador, debido a que las características de este se acoplan con mayor facilidad a las especificaciones de diseño del motor, en factores como el sistema de dosificación de combustible y bomba de combustible ya están integrados. No obstante, la selección del carburador puede cambiar en el momento de la construcción del motor conforme a las especificaciones que este requiera [40].

**Sistema de encendido:** Para la selección del sistema de encendido del motor, se lleva a cabo un análisis de los sistemas existentes en la industria, donde se considera que el fabricado por la compañía WALBRO presenta buenas propiedades. Esto teniendo en cuenta que este sistema está compuesto por una bobina que conecta con la bujía, con un interruptor de control solenoide que a su

vez se une con una batería que le proporciona energía y con el carburador (Ver figura 59).

Este sistema tiene características como las que se mencionan a continuación:

- Inyecta la cantidad de combustible adecuada en el acelerador.
- A medida que el motor arranca, aumenta la velocidad hasta establecer la velocidad de ralentí.
- Elimina problemas de inundaciones posteriores.
- Puede iniciar el procedimiento, independientemente si el motor está caliente o frío.
- La metodología de ajuste se basa en la temperatura y velocidad del motor [41].

*Figura 59. Componentes Sistema de Encendido.*

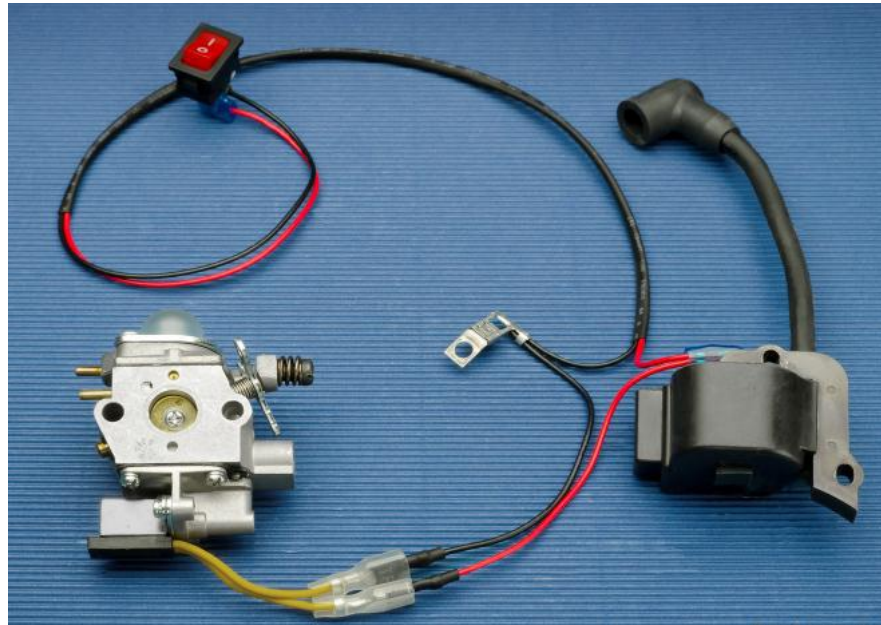


Imagen extraída de: <http://www.walbro.com/media/21824/StartingSystem.pdf>

**Sistema de Lubricación:** Este sistema está encargado de crear una capa de aceite en los componentes metálicos que presentan un mayor desgaste debido a la fricción y temperaturas existentes en el funcionamiento del motor. Del mismo modo la lubricación de los componentes, especialmente entre el cilindro y el pistón brinda una mayor hermeticidad en la cámara de compresión, disminuye el ruido del motor

y extrae suciedades y limaduras metálicas que se producen en el funcionamiento del motor. [42]

El sistema de lubricación de este motor se conforma por el cárter o depósito de aceite, cigüeñal, una bomba de aceite y un filtro que permita retirar las partículas de suciedad existentes en el motor.

La bomba es un componente mecánico que sirve para poner en circulación el aceite; la mayoría de las bombas reciben su movimiento del árbol de levas, sin embargo, la bomba seleccionada para este motor por efectos de geometría y del volumen de esta (bomba de aceite), su movimiento lo transmitirá el cigüeñal. Por esta razón la bomba que se recomienda usar es la de Engranajes internos como la que se muestra en la figura 60 [43].

*Figura 60. Bomba de Engranajes Internos.*

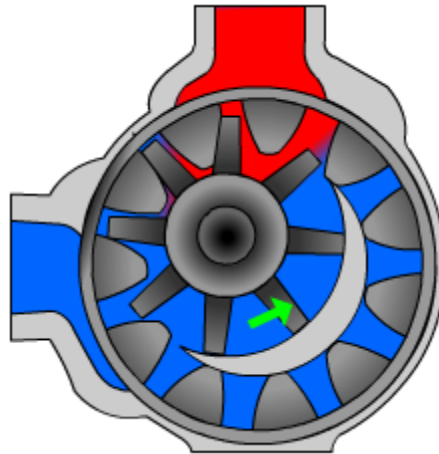


Imagen extraída de: <http://www.tallereslucas.cl/site/bombas-de-engranajes-interiores>

Por último, Siguiendo las indicaciones de la normatividad de la competencia Artículo 56 “Lubricantes del motor”, los aceites lubricantes serán proporcionados por la organización. Por lo tanto según las especificaciones técnicas del motor, se recomienda el uso del ACEITE SHELL ADVANCE 4T AX7 10W-40 (SL/MA2) [44].



## **8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **8.1 CONCLUSIONES**

Con la culminación de este trabajo, este capítulo resalta los puntos de interés alcanzados, demarcados mediante las siguientes conclusiones obtenidas por sus integrantes:

En la investigación se cumplió con las fases requeridas para el diseño conceptual de un motor de combustión interna y sus principales componentes, teniendo en cuenta la normatividad dada por la competencia.

Del análisis geométrico realizado para el dimensionamiento inicial del motor y los valores obtenidos al finalizar este trabajo de investigación, se concluye que las medidas obtenidas del motor se adaptan al volumen de control establecido para la implementación de la planta motriz dentro del vehículo.

Igualmente de las gráficas y parámetros termodinámicos obtenidos se concluye que el motor de combustión interna cumple con el ciclo de funcionamiento para los motores de este tipo; garantizando de este modo, el cumplimiento de la normatividad de la competencia con respecto a la implementación de motores únicamente de cuatro tiempos.

Del análisis de parámetros de funcionamiento y desempeño del motor, se concluye que la potencia entregada por este motor es menor a la requerida por el alternador del sistema de la planta motriz híbrida que será implementada en el vehículo urbano. Sin embargo, deja un precedente importante para realizar futuras optimizaciones al motor y a sus características tanto geométricas como operacionales.

Dando cumplimiento a uno de los objetivos específicos planteados al inicio del proyecto, se realizó un análisis de cargas de los componentes principales (pistón-biela-cigüeñal). Se puede concluir, que este proceso es de vital importancia para el diseño de los componentes ya que permite evidenciar los materiales con los que se deberán construir los componentes del motor para que soporten las cargas a los que se someterán durante la operación del motor.

Adicionalmente durante la etapa de diseño de los componentes y sistemas del motor se identificó que muchas veces la información obtenida en las fuentes bibliográficas no es precisamente la que se busca o lo suficientemente detallada. Por este motivo, se puede concluir que en la etapa de diseño, el uso de fórmulas empíricas, cálculos

aritméticos y la ayuda de programas de diseño computacionales desempeñan un papel importante para garantizar que las piezas o elementos que se están diseñando cumplan una coherencia entre todos los sistemas que componen el motor.

Respecto al diseño del sistema de distribución, se puede decir que este fue concebido pensando en la fidelidad que este otorgaría al sistema y en que no excediera el volumen de control requerido por el vehículo. Por este motivo se implementó un modelo tradicional que garantiza el correcto funcionamiento del motor en toda su operación.

De igual forma, en cuanto al diseño de cada componente de este motor se concluye que es importante llevar a cabo un proceso matemático que concuerde con el modelo de diseño efectuado. Adicionalmente, se debe tener en cuenta los procesos de refrigeración, cargas y esfuerzos que tendrá el motor para hacer una elección adecuada del material que se usará en cada pieza diseñada.

En el diseño del cilindro el cálculo adecuado de la cantidad de aletas y su extensión a lo largo del mismo es fundamental para determinar la correcta transferencia de calor existente en el motor y esencialmente en el cilindro, debido a que al interior de esta pieza se genera la explosión y combustión del motor.

Seguido a esto, con respecto al diseño de los componentes se concluye que este es un proceso en cadena, en donde el diseño de una pieza correlaciona con el de las demás, en este caso las piezas principales y de vital importancia en el diseño son el pistón, la biela y el cigüeñal. En el diseño de este último, se concluye que para que se pueda generar un equilibrio adecuado durante el funcionamiento, se debe apreciar que en el cigüeñal existen fuerzas centrífugas que hacen necesario el uso de contrapesos que contrarresten esto y permitan su funcionamiento normal.

En relación a los planos de diseño, se concluye que elaborando planos de ingeniería bien detallados y aplicando las normas de diseño de dibujo técnico estipuladas según el *COMPENDIO DE DIBUJO TÉCNICO*, Editorial ICONTEC, se garantiza que cada una de las piezas pueda ser elaborada y construida con las correctas medidas de la misma.

La fase de selección de los sistemas auxiliares se simplificó considerablemente gracias al uso de manuales técnicos brindados por los proveedores. Para la selección de rodamientos fue necesario evaluar detalladamente los parámetros de funcionamiento a los que estos operarían, como los son: las rpm y las cargas que

soportarán. En el caso de las mangueras se analizaron factores como la resistencia térmica y las presiones máximas de operación.

Por último se puede mencionar que, como todo proyecto de investigación, es susceptible a ser mejorado y optimizado para futuros propósitos académicos y posterior construcción.

## **8.2 RECOMENDACIONES**

Una vez finalizado este proyecto de grado, sus integrantes consideran interesante para un futuro realizar investigaciones y mejoras del modelo planteado. Esto con el fin de llevar este diseño conceptual a la realidad. Para esto se recomienda:

- Realizar un análisis de turbulencia, apoyado en simulaciones por computador, de los procesos de inyección de combustible y admisión de aire para determinar el efecto que estos procedimientos puedan tener en el funcionamiento del motor.
- Desarrollar un análisis de cargas y esfuerzo detallado de todo el motor utilizando el software de simulación Ansys. Con el fin de tener un mejor criterio de selección de los materiales que se deben utilizar para la construcción de este motor.
- Analizar el proceso de ignición al interior de la cámara de combustión con el fin de realizar estudios de fatigas térmicas que se puedan producir al interior de esta.
- Realizar un análisis de costos para determinar la viabilidad del proyecto en términos de construcción.
- Extender los estudios expuestos en esta tesis para implementar nuevas tecnologías y/o materiales que puedan ayudar a aumentar el rendimiento y disminuir el peso del motor.
- Optimizar los cálculos de diseño de componentes, esencialmente en el factor de pesos, flujo de combustible, aire, lubricantes, temperaturas y materiales, usando programas computacionales como ANSYS y FLUENT.
- Efectuar un estudio más detallado con respecto a los sistemas refrigerantes, de lubricación y de ignición del motor.
- Realizar un análisis y cálculos más profundos con respecto al diseño de la levas y a los tipos de mecanismos adecuados que esta debe tener para el correcto funcionamiento del motor.

## BIBLIOGRAFÍA

1. shell. [En línea] [Citado el: 24 de septiembre de 2012.]  
<http://www.shell.com/home/content/ecomarathon/about/history/>.
2. *Acta de Reunión número 1. GIMOC, Semillero de Investigación.* Bogota D.C : s.n., 2013.
3. **Crouse, William H.** *Mécanica del Automovil 3ra Edición.* Mécanica del Automovil 3ra Edición. Barcelona : MARCOMBO S.A, 1993.
4. **Sanderson, Jeppesen.** *Aircraft reciprocating engines.* Alemania : Jeppesen Sanderson Training Products, 1985.
5. **Pulkrabek, Willard W.** *Engineering fundamentals of the internal combustion engine.* New Jersey : prentice hall, págs. 25-26 ;72-74.
6. Manual de Mecanica. [En línea] [Citado el: 14 de Agosto de 2013.]  
[http://www.manualdemecanica.info/Cilindros\\_del\\_Motor.html](http://www.manualdemecanica.info/Cilindros_del_Motor.html).
7. PAC. [En línea] [Citado el: 12 de Julio de 2011.]  
[http://www.pac.com.ve/index.php?option=com\\_content&view=article&catid=54:automotriz&Itemid=77&id=5933](http://www.pac.com.ve/index.php?option=com_content&view=article&catid=54:automotriz&Itemid=77&id=5933).
8. SLIDESHARE. [En línea] 12 de Julio de 2011. [Citado el: 2013 de Agosto de 31.] <http://www.slideshare.net/SALASMEC/biela-8578351>.
9. INFORMATICA Y TECNOLOGIA. [En línea] [Citado el: 06 de AGOSTO de 2013.] <http://2013informatica.wordpress.com/motor-de-4-tiempos/>.
10. wordpress.com. [En línea] [Citado el: 31 de Agosto de 2013.]  
<http://sapolander.wordpress.com/valvulas-en-motores-de-cuatro-tiempos/>.
11. **Sánchez Marín, Francisco.** *Mantenimiento Mecánico de Máquinas 2da Edición.* [aut. libro] Antonio Pérez González, Joaquín Sancho Bru y Pablo J. Rodríguez Cervantes. Castellón de la Plana : Universitat Jaume I, 2007.
12. **Bosch, Robert.** *Manual de la Técnica del automóvil 4ta Edición.* Alemania : Bosch, 2005.

13. SISTEMA DE ENCENDIDO O DE IGNICIÓN DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA Dirección de Transporte CONAE. Artículo pdf. [En línea] [Citado el: 26 de Agosto de 2013.] [http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/4084/1/sistema\\_de\\_encendido.pdf](http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/4084/1/sistema_de_encendido.pdf).
14. SHELL. [En línea] [Citado el: 15 de Diciembre de 2013.] <http://so1.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/ecomarathon/downloads/pdf/sem/global-official-rules.pdf>).
15. *Amawebs*. [En línea] [Citado el: 14 de Junio de 2014.] [www.amawebs.com/storage/docs/l60cs40basf.pdf](http://www.amawebs.com/storage/docs/l60cs40basf.pdf).
16. **H.N.Gupta**. fundamentals of internal combustion engine. s.l. : Phiestern company edition, pág. 24.
17. **V.ganesan**. Internal combustion engines second edition. 1999, págs. 182-183.
18. **Garzón, Arnold Escobar**. Metodología de diseño para motores de pistón de dos tiempos. [aut. libro] L. Mónico, M. Rodriguez, L. Sandoval D. Escobar. Bogotá D.C : ED. BONAVENTURIANA, 2009.
19. [En línea] [Citado el: 14 de Septiembre de 2013.] [https://www.nptel.ac.in/courses/ITT-MADRAS.../5\\_Asoc.pdf](https://www.nptel.ac.in/courses/ITT-MADRAS.../5_Asoc.pdf).
20. unavarra.es. [En línea] [Citado el: 03 de Febrero de 2014.] [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/tm/libros/SHIGLEY\\_Teoria\\_de\\_Maquinas\\_y\\_Mecanismos/Tema14.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/tm/libros/SHIGLEY_Teoria_de_Maquinas_y_Mecanismos/Tema14.pdf).
21. Hipermath. [En línea] [Citado el: 21 de Noviembre de 2013.] [https://www.hipermath.com/engines/adm\\_vale\\_size](https://www.hipermath.com/engines/adm_vale_size).
22. Hipermath. [En línea] [Citado el: 22 de Noviembre de 2013.] [https://www.hipermath.com/engines/exhaust\\_vale\\_size](https://www.hipermath.com/engines/exhaust_vale_size).
23. **S.Sanz**. Mantenimiento de vehiculos autopropulsados. s.l. : Editex, págs. 152-153.
24. **Gilardi, Jaime**. Motores de Combustión Interna. San José, Costa Rica : Ed.IICA, 1985.

25. **Universidad de Valladolid.** Universidad de Valladolid. [En línea] [Citado el: 24 de Noviembre de 2013.]  
[https://www5.uva.es/guia\\_docente/uploads/2012/389/51445/1/Documento.pdf](https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51445/1/Documento.pdf).
26. ECURED. [En línea] [Citado el: 13 de Junio de 2014.]  
[http://www.ecured.cu/index.php/Camisa\\_de\\_cilindro](http://www.ecured.cu/index.php/Camisa_de_cilindro).
27. **Alvarado Chaves, Armando .** Maquinaria y Mecanización Agrícola. San José, Costa Rica : Universidad Estatal, 2004.
28. Fadecya-Autopartes. [En línea] [Citado el: 15 de Enero de 2014.]  
<http://www.fadecya-autopartes.com.ar/sitio/productos/camisastA.htm>.
29. **Cengel, Yunus A.** TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA 3ra Edición.  
*TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA 3ra Edición.* México : MC GRAW HILL, 2007, págs. 159-174.
30. Tecniaceros. [En línea] [Citado el: 07 de Abril de 2014.]  
<http://tecniaceros.com/pdfs/aluminio.pdf>.
31. *Slideshare.* [En línea] [Citado el: 24 de Noviembre de 2013.]  
<http://www.slideshare.net/Alucard-Z/materiales-de-pistn>.
32. Metal plastic. [En línea] [http://www.lumetalplastic.com/dural\\_comp\\_quim.html](http://www.lumetalplastic.com/dural_comp_quim.html).
33. EcuRed. [En línea] [Citado el: 16 de Diciembre de 2013.]  
<http://www.ecured.cu/index.php/Bul%C3%B3n>.
34. Traceparts. [En línea] [Citado el: 27 de Enero de 2014.]  
[http://www.tracepartsonline.net/\(S\(sq4xf1uzcp4c1smu3xii0hva\)\)/partDetails.aspx?DetailLevels=0&CFSUB=1&CF=0&ExportCADModel=1&VwAutoRefresh=0&Vw3DManualRefreshDone=0&VwMode=3D&WebSite=GLOBALV3&Lang=es&Class=TRACE&ClsID=%2FROOT%2FC43%2FC43.020%2F&ManId=SKF&s](http://www.tracepartsonline.net/(S(sq4xf1uzcp4c1smu3xii0hva))/partDetails.aspx?DetailLevels=0&CFSUB=1&CF=0&ExportCADModel=1&VwAutoRefresh=0&Vw3DManualRefreshDone=0&VwMode=3D&WebSite=GLOBALV3&Lang=es&Class=TRACE&ClsID=%2FROOT%2FC43%2FC43.020%2F&ManId=SKF&s).
35. SKF. [En línea] [Citado el: 2014 de Abril de 2014.]  
[http://www.skf.com/binary/96-34147/06003\\_1\\_EN\\_Needle-roller-bearings.pdf](http://www.skf.com/binary/96-34147/06003_1_EN_Needle-roller-bearings.pdf).

36. Slideshare. [En línea] [Citado el: 28 de Enero de 2014.]  
<http://www.slideshare.net/SALASMEC/biela-8578351>.
37. Cinemática. Dinámica de los motores alternativos. Equilibrado de motores. [En línea] [Citado el: 15 de Marzo de 2014.]  
<http://www.tecnopedroches.hostoi.com/apuntes/catedra.pdf>.
38. Slideshare. [En línea] [Citado el: 16 de Marzo de 2014.]  
<http://www.slideshare.net/liALUI/procesos-de-fabricacin-del-cigeal>.
39. Blogspot. [En línea] [Citado el: 09 de Mayo de 2014.] <http://armando-navarro.blogspot.com/p/material-del-carter-y-su-funcionamiento.html>.
40. Walbro. [En línea] [Citado el: 26 de Marzo de 2014.]  
<http://www.walbro.com/walbro-technology>.
41. Walbro. [En línea] [Citado el: 13 de Junio de 2014.]  
<http://www.walbro.com/media/21824/StartingSystem.pdf>.
42. *Universidad Nacional*. [En línea] [Citado el: 13 de Junio de 2014.]  
[http://datateca.unad.edu.co/contenidos/201619/Maquinaria%20y%20Mecanizacion/leccin\\_20\\_\\_sistemas\\_accesorios\\_del\\_motor\\_de\\_combustin\\_interna.html](http://datateca.unad.edu.co/contenidos/201619/Maquinaria%20y%20Mecanizacion/leccin_20__sistemas_accesorios_del_motor_de_combustin_interna.html).
43. REXITE. [En línea] [Citado el: 13 de Junio de 2014.]  
<http://www.rexite.net/pdf/bombas.pdf>.
44. *SHELL* . [En línea] [Citado el: 13 de Junio de 2014.]  
[http://www.shell.com.co/?gclid=CM\\_q96Pj974CFUMF7AodRD0AWw](http://www.shell.com.co/?gclid=CM_q96Pj974CFUMF7AodRD0AWw).
45. **ICONTEC**. *COMPENDIO DE DIBUJO TÉCNICO*. Colombia : ICONTEC, 2002.

## **ANEXO A**

### **MARCO LEGAL O NORMATIVO**

Para el desarrollo del proyecto se tendrán en cuenta unas normas establecidas directamente por la empresa Shell dado a que esta es la empresa patrocinadora oficial de la competencia Shell eco maratón. Esto con el fin de establecer una seguridad para los competidores y sus equipos. De igual forma esta normatividad cumple una función de asegurar una igualdad en los diseños de todos los equipos participantes para que todos tengan las mismas opciones de ganar. Para el diseño de motores de combustión interna principalmente se tienen que tener en cuenta las normas dadas por el capítulo cuatro, inciso 4b los artículos del 59 al 64 en los cuales se exponen los temas permisibles y no permisibles con respecto a motores de combustión interna y sus tanques de combustible de igual forma se tienen que tener en cuenta otros capítulos de la competencia en los cuales de una u otra forma se ve comprometido el diseño del motor.

#### **Capítulo 3 Diseño del Vehículo**

##### **Inciso 3A General**

Art 27 – Propulsión y Energía (SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y AISLAMIENTO)

Art 34 – Clutch y Transmisión de Potencia

Art 35 – Sistema de Escape

Art 36 – Nivel de Sonido

Art 37 – Sistema de Apagado de Emergencia

##### **Inciso 3C Grupo de Concepto Urbano**

Art 45 – Dimensiones

Art 48 – Ruedas

Art 49 – Llantas

Art 51 – Frenado

#### **Capítulo 4 Fuentes de Energía**

##### **Inciso 4A general**

Art 53 – Tipos de energía.

Art 55 – Suministro de Combustibles y manipulación.



Art 56 – lubricantes para motores

Inciso 4B - Motores de Combustión Interna

Art 59 – Propulsión

Art 61 – Los tanques de combustible

Art 62 – Sistema de Combustible

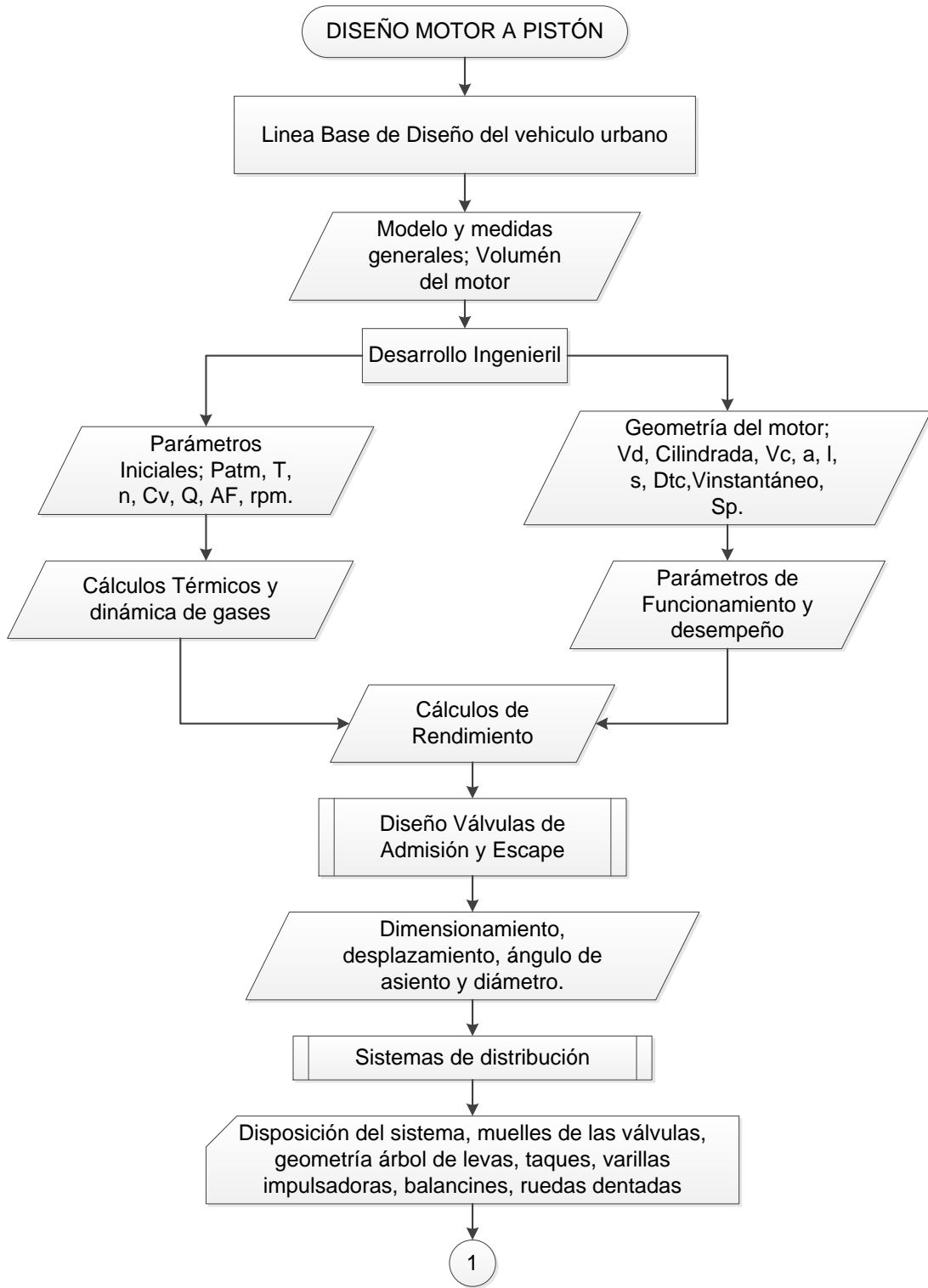
Art 63 – Los Vehículos Que Usan La Tecnología Híbrida

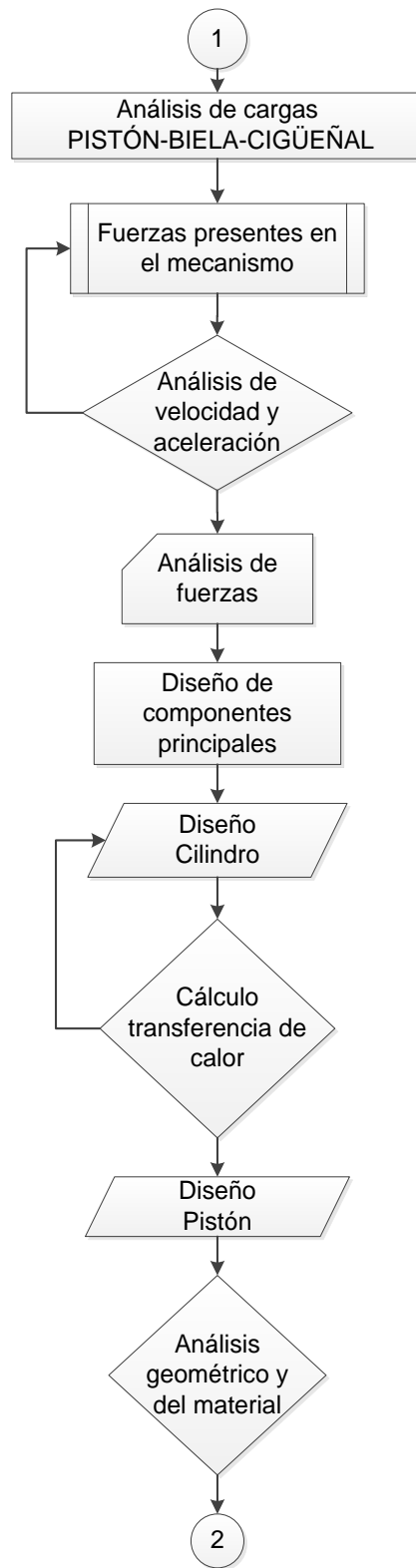
Art 64 – Estárter

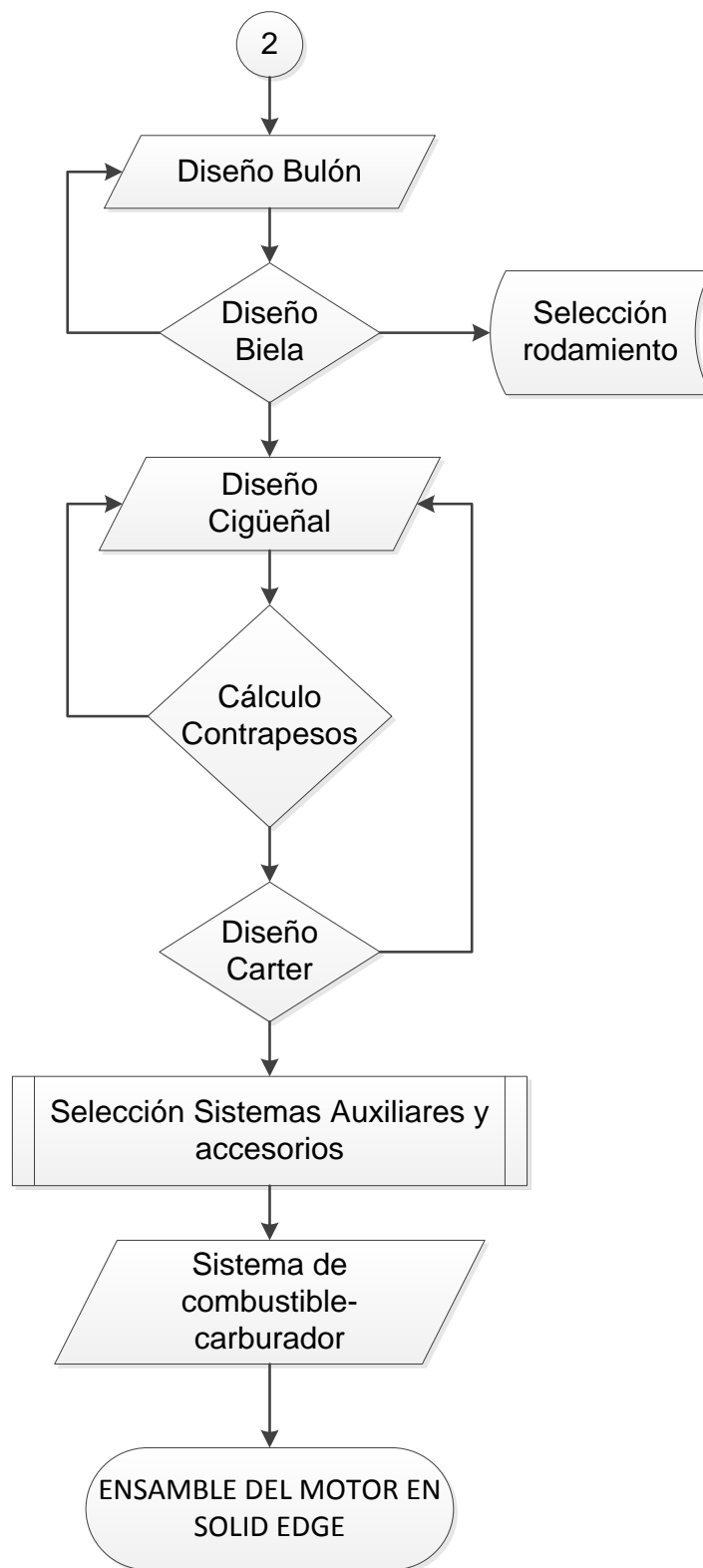
Inciso 4C – Propulsión Eléctrica

Art 67 – Baterías

## ANEXO B







## **ANEXO C**

### **PLANOS**

Los planos de diseño de los componentes principales del motor se enumeran a continuación y se encuentran anexos al final de este documento [45].

1. ENSAMBLE DEL MOTOR
2. EXPLOSIONADO DEL MOTOR
3. CILINDRO
4. PISTÓN
5. BULÓN
6. BIELA
7. CIGÜEÑAL
8. CULATA
9. CARTER 1
10. CARTER 2
11. TAPA GEAR BOX
12. PIÑON 1-2