



**Análisis del diseño del mecanismo biela manivela de un motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales**

Chimbo Pilatasig, Alex Eduardo

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Ingeniería Automotriz

Trabajo de Unidad de Integración Curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz

MSc. Lara Núñez, Mario Alcides

18 de febrero del 2022



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de Unidad de Integración Curricular, “**Análisis del diseño del mecanismo biela manivela de un motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales**” fue realizado por el señor **Chimbo Pilatasig, Alex Eduardo** el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto, cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 18 de febrero del 2022

MARIO  
ALCIDES  
LARA  
NUNEZ

Firmado  
digitalmente por  
MARIO ALCIDES  
LARA NUNEZ  
Fecha: 2022.02.17  
16:02:06 -05'00'

---

Ing. Lara Nuñez, Mario Alcides

C.C.: 1801751981



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

REPORTE DE VERIFICACIÓN DE CONTENIDO

## COPYLEAKS

Chimbo Alex\_Trabajo UIC.pdf

Scanned on: 21:0 February 2, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	246
Words with Minor Changes	61
Paraphrased Words	268
Omitted Words	0

MARIO  
ALCIDES  
LARA  
NUNEZ

Firmado  
digitalmente por  
MARIO ALCIDES  
LARA NUNEZ  
Fecha: 2022.02.17  
16:02:06 -05'00'



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA**

Yo, **Chimbo Pilatasig, Alex Eduardo** con cedula de ciudadanía N°**1727667949**, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de Unidad de Integración Curricular: **“Análisis del diseño del mecanismo biela manivela de un motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 18 de febrero del 2022

---

Chimbo Pilatasig Alex Eduardo

C.C.: 1727667949



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN**

Yo, **Chimbo Pilatasig, Alex Eduardo** con cedula de ciudadanía N° **1727667949**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de Unidad de Integración Curricular: **“Análisis del diseño del mecanismo biela manivela de un motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 18 de febrero del 2022

---

Chimbo Pilatasig, Alex Eduardo

C.C.: 1727667949

## Dedicatoria

El presente trabajo dedico primeramente a Dios por brindarme salud y fuerza de voluntad para seguir con mis estudios, pese a los obstáculos presentados y poder cumplir uno de mis objetivos en la vida.

A mis padres principalmente por brindarme el amor y motivación suficiente para continuar, además que supieron educarme con valores para forjarme como buena persona y por apoyarme en las decisiones que tome durante esta etapa de mi vida.

A mi hermana, que junto con ella compartí toda mi carrera, por brindarme ese apoyo cuando se necesitaba, por los momentos que compartimos y principalmente por ser un ejemplo a seguir.

A mi novia, por ser parte importante en mi vida, quien me impulso a seguir pese a las adversidades, acompañarme en cada decisión y permanecer a mi lado en los momentos más complicados de esta etapa de la vida.

Alex Chimbo

## Agradecimientos

Agradezco a Dios, por cuidar de mí durante toda mi carrera, guiándome en momentos de dificultad, manteniendo en mí la esperanza para continuar y finalizar la carrera, además de brindarme momentos de paz y armonía para obtener la fuerza necesaria para continuar.

Agradezco a mis padres, principalmente a mis padres, Juan y María, que cuidaron de mí y supieron aconsejarme para tomar las decisiones correctas, además de brindarme el amor y seguridad para forjarme como buena persona.

Le agradezco a mis hermanas, Karina y Estefanía por brindarme grandes momentos en situaciones difíciles, por las enseñanzas de vida de cada momento y por el apoyo brindado para seguir adelante.

Especial agradecimiento a mi novia Ángeles por compartir momentos difíciles y brindarme su apoyo incondicional, por compartir conmigo su conocimiento e impulsarme a seguir estudiando, por formar un presente lleno de emociones que llenan mi vida de felicidad y me dan motivos para continuar forjándome tanto profesionalmente como personalmente.

Agradezco al Ing. Mario Lara quien me guio en el desarrollo de la tesis, impartiendo consejos, enseñanzas y conocimiento, para finalizar el proyecto de integración curricular, en general, agradezco a los docentes de la facultad de Ingeniería Automotriz, por las enseñanzas impartidas durante toda la carrera.

A mis compañeros con los que compartí proyectos, que ahora le considero amigos, con los mismos que compartimos derrotas y preocupaciones, pero siempre con la buena vibra para tomar las cosas de la mejor manera.

A mis amigos de vida, con los que comparto enseñanzas, bromas e historias, en cada reunión, deseándonos lo mejor tanto personal como profesionalmente.

Alex Chimbo

**Tabla de contenidos**

<b>Carátula.....</b>	<b>1</b>
<b>Certificación.....</b>	<b>2</b>
<b>Reporte de verificación de contenido .....</b>	<b>3</b>
<b>Responsabilidad de autoría.....</b>	<b>4</b>
<b>Autorización de publicación.....</b>	<b>5</b>
<b>Dedicatoria.....</b>	<b>6</b>
<b>Agradecimiento .....</b>	<b>7</b>
<b>Índice de tablas .....</b>	<b>13</b>
<b>Índice de figuras.....</b>	<b>14</b>
<b>Resumen .....</b>	<b>20</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>21</b>
<b>Introducción.....</b>	<b>22</b>
<b>Antecedentes.....</b>	<b>22</b>
<b>Planteamiento del problema.....</b>	<b>23</b>
<b>Justificación e importancia .....</b>	<b>24</b>
<b>Objetivos.....</b>	<b>24</b>
<b><i>Objetivo General</i> .....</b>	<b>24</b>
<b><i>Objetivos específicos</i> .....</b>	<b>24</b>
<b>Hipótesis.....</b>	<b>25</b>
<b>Variables de investigación.....</b>	<b>25</b>

<i>Variables independientes</i> .....	25
<i>Variables dependientes</i> .....	25
<b>Fundamentación teórica</b> .....	<b>26</b>
<b>Motor de combustión interna</b> .....	<b>26</b>
<b>Elementos fijos del motor</b> .....	<b>26</b>
<i>Culata</i> .....	26
<i>Bloque motor</i> .....	27
<i>Carter</i> .....	28
<b>Elementos móviles del motor</b> .....	<b>28</b>
<i>Pistón o embolo</i> .....	28
<i>Biela</i> .....	29
<i>Cigüeñal</i> .....	29
<i>Volante motor</i> .....	30
<b>Ciclo termodinámico del motor</b> .....	<b>30</b>
<i>Ciclo teórico del motor a gasolina (4T)</i> .....	31
<b>Parámetros del motor</b> .....	<b>32</b>
<i>Carrera del pistón</i> .....	32
<i>Relación carrera – diámetro</i> .....	32
<i>Sección del pistón</i> .....	33
<i>Cilindrada unitaria</i> .....	33
<i>Relación de compresión</i> .....	33

<i>Cilindrada total</i> .....	34
<i>Régimen y velocidad lineal media del pistón</i> .....	34
<b>Parámetros termodinámicos</b> .....	35
<i>Proceso de admisión</i> .....	35
<i>Proceso de compresión</i> .....	37
<i>Proceso de explosión</i> .....	38
<i>Proceso de escape</i> .....	40
<b>Mecanismo biela – manivela</b> .....	41
<i>Análisis cinemático del mecanismo biela manivela</i> .....	41
<i>Análisis dinámico del mecanismo biela manivela</i> .....	41
<b>Materiales</b> .....	42
<i>Resistencia a la tensión</i> .....	42
<i>Resistencia a la fluencia</i> .....	43
<i>Límite elástico</i> .....	43
<i>Módulo de elasticidad</i> .....	43
<i>Ductilidad y porcentaje de elongación</i> .....	43
<i>Relación de Poisson</i> .....	43
<i>Tenacidad</i> .....	44
<i>Coefficiente de expansión térmica</i> .....	44
<i>Conductividad térmica</i> .....	44
<i>Resistencia a la fatiga</i> .....	44

Diseño mecánico.....	45
<i>Carga</i> .....	46
<i>Esfuerzo y Resistencia</i> .....	46
<i>Factor de diseño</i> .....	46
Análisis de esfuerzos y deformaciones.....	46
<i>Esfuerzos de tensión y compresión</i> .....	47
<i>Esfuerzo cortante torsional</i> .....	47
<i>Esfuerzo debido a flexión</i> .....	48
<i>Concentración de esfuerzos</i> .....	48
Teorías de falla.....	49
<i>Teoría de falla por energía de distorsión</i> .....	49
<i>Teoría de esfuerzo cortante máximo</i> .....	49
<i>Teoría de esfuerzo normal máximo</i> .....	50
Fatiga.....	50
<i>Criterios de falla de Soderberg</i> .....	51
Análisis de elementos finitos.....	51
<i>Método de elementos finitos</i> .....	51
<i>Mallado</i> .....	53
<i>Aplicación de la carga</i> .....	54
Diseño del mecanismo.....	54
<i>Herramientas computacionales</i> .....	55

<i>Estudio estático</i> .....	55
<i>Estudio transitorio</i> .....	55
Metodología de desarrollo del proyecto .....	56
Desarrollo del análisis .....	56
Datos técnicos del motor .....	57
Toma de medidas del mecanismo biela manivela .....	57
<i>Medidas del pistón</i> .....	57
<i>Medidas del bulón</i> .....	58
<i>Medidas de la biela</i> .....	59
<i>Medidas del cigüeñal</i> .....	60
<i>Medidas de los cojinetes</i> .....	61
Cálculos para la simulación .....	61
Datos geométricos .....	62
Parámetros termodinámicos .....	63
<i>Presión y temperatura de admisión</i> .....	64
<i>Presión y temperatura de compresión</i> .....	66
<i>Presión y temperatura de explosión</i> .....	66
<i>Presión y temperatura de escape</i> .....	70
Grafica presión vs grados el cigüeñal .....	71
Diagrama de encendido del motor .....	72
Modelado del mecanismo .....	73

<i>Modelado del pistón</i> .....	73
<i>Modelado del bulón</i> .....	73
<i>Modelado de la biela</i> .....	74
<i>Modelado del cigüeñal</i> .....	75
<i>Modelado del cojinete de biela</i> .....	75
<i>Ensamblaje del mecanismo biela manivela</i> .....	76
Condiciones de simulación .....	77
<i>Definición del material</i> .....	77
<i>Conexiones y Juntas</i> .....	78
<i>Mallado</i> .....	79
Condiciones estáticas .....	81
<i>Conexiones</i> .....	81
<i>Fuerza</i> .....	82
Condiciones transitorias .....	83
<i>Configuración del análisis</i> .....	83
<i>Condición de revolución</i> .....	84
<i>Condición de fuerza</i> .....	84
<i>Condiciones térmicas</i> .....	86
Análisis e interpretación de resultados .....	87
Análisis CAE .....	87
Pistón .....	87

<i>Deformación pistón</i> .....	87
<i>Tensión mínima y máxima</i> .....	88
<i>Factor de seguridad</i> .....	91
<b>Bulón</b> .....	92
<i>Deformación bulón</i> .....	92
<i>Tensión mínima y máxima</i> .....	94
<i>Factor de seguridad</i> .....	96
<b>Biela</b> .....	98
<i>Deformación</i> .....	98
<i>Tensión mínima y máxima</i> .....	99
<i>Factor de seguridad</i> .....	102
<b>Cigüeñal</b> .....	103
<i>Deformación cigüeñal</i> .....	103
<i>Tensión mínima y máxima</i> .....	105
<i>Factor de seguridad</i> .....	108
<b>Análisis del mecanismo</b> .....	109
<b>Conclusiones y recomendaciones</b> .....	111
<b>Conclusiones</b> .....	111
<b>Recomendaciones</b> .....	113
<b>Bibliografía</b> .....	114
<b>Anexos</b> .....	116

## Índice de tablas

<b>Tabla 1</b>	<i>Ventajas e inconvenientes de los motores según su relación S/D</i>	32
<b>Tabla 2</b>	<i>Características técnicas del motor Suzuki Forsa 1</i>	57
<b>Tabla 3</b>	<i>Parámetros obtenidos en la medición de los componentes del mecanismo</i>	62
<b>Tabla 4</b>	<i>Parámetros químicos para la gasolina</i>	64
<b>Tabla 5</b>	<i>Presión atmosférica a la altura de Quito</i>	64
<b>Tabla 6</b>	<i>Parámetros definidos en el cálculo termodinámico</i>	65
<b>Tabla 7</b>	<i>Parámetros requeridos en el ciclo de explosión</i>	67
<b>Tabla 8</b>	<i>Calor específico de la mezcla fresca a volumen constante</i>	67
<b>Tabla 9</b>	<i>Parámetros de la mezcla de combustión</i>	68
<b>Tabla 10</b>	<i>Energía interna de los productos de combustión</i>	70
<b>Tabla 11</b>	<i>Propiedades de los materiales utilizados en el mecanismo</i>	77
<b>Tabla 12</b>	<i>Diferencia de temperatura en los elementos del mecanismo</i>	86
<b>Tabla 13</b>	<i>Valor mínimo y máximo de deformación del pistón</i>	88
<b>Tabla 14</b>	<i>Valor mínimo y máximo de la tensión del pistón</i>	91
<b>Tabla 15</b>	<i>Valor mínimo y máximo de deformación del bulón</i>	94
<b>Tabla 16</b>	<i>Valor mínimo y máximo de la tensión del bulón</i>	96
<b>Tabla 17</b>	<i>Valor mínimo y máximo de deformación</i>	99
<b>Tabla 18</b>	<i>Valor mínimo y máximo de la tensión de la biela</i>	102
<b>Tabla 19</b>	<i>Valor mínimo y máximo de deformación del cigüeñal</i>	105
<b>Tabla 20</b>	<i>Valor mínimo y máximo de la tensión de la biela</i>	108
<b>Tabla 21</b>	<i>Resultados obtenidos en el estudio del mecanismo</i>	110

## Índice de figuras

<b>Figura 1</b> <i>Motor de combustión interna alternativo</i> .....	26
<b>Figura 2</b> <i>Culata del motor de combustión interna</i> .....	27
<b>Figura 3</b> <i>Block del motor de combustión interna</i> .....	27
<b>Figura 4</b> <i>Partes principales del embolo o pistón</i> .....	28
<b>Figura 5</b> <i>Partes principales de la biela</i> .....	29
<b>Figura 6</b> <i>Partes principales del cigüeñal</i> .....	30
<b>Figura 7</b> <i>Ciclos del motor de combustión interna alternativo</i> .....	31
<b>Figura 8</b> <i>Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el acero</i> .....	42
<b>Figura 9</b> <i>Resistencias a la fatiga representativas</i> .....	45
<b>Figura 10</b> <i>Elementos de esfuerzos para dos tipos de esfuerzos</i> .....	47
<b>Figura 11</b> <i>Ilustración de la concentración de esfuerzos</i> .....	48
<b>Figura 12</b> <i>Diagrama de fatiga junto con los criterios de falla</i> .....	51
<b>Figura 13</b> <i>Ilustración del método de elementos finitos</i> .....	52
<b>Figura 14</b> <i>Esquema de un dominio en el método de elementos finitos</i> .....	53
<b>Figura 15</b> <i>Modelos de elementos finitos de elementos de un mecanismo</i> .....	53
<b>Figura 16</b> <i>Esquema de un motor de combustión interna</i> .....	55
<b>Figura 17</b> <i>Diagrama de flujo para el análisis</i> .....	56
<b>Figura 18</b> <i>Mediciones del pistón</i> .....	58
<b>Figura 19</b> <i>Mediciones del bulón</i> .....	58
<b>Figura 20</b> <i>Medición del cuerpo de biela</i> .....	59
<b>Figura 21</b> <i>Medidas de la tapa de biela</i> .....	60
<b>Figura 22</b> <i>Disposición del mecanismo de tres cilindros</i> .....	60
<b>Figura 23</b> <i>Mediciones del cigüeñal</i> .....	61
<b>Figura 24</b> <i>Mediciones del cojinete de biela</i> .....	61

<b>Figura 25</b> <i>Fuerza sobre la superficie del pistón</i> .....	71
<b>Figura 26</b> <i>Diagrama de encendido del motor</i> .....	72
<b>Figura 27</b> <i>Modelado del pistón</i> .....	73
<b>Figura 28</b> <i>Modelado del bulón</i> .....	73
<b>Figura 29</b> <i>Modelado de la biela</i> .....	74
<b>Figura 30</b> <i>Modelado de la tapa de la biela</i> .....	74
<b>Figura 31</b> <i>Modelado del cigüeñal</i> .....	75
<b>Figura 32</b> <i>Modelado de los cojinetes de biela</i> .....	76
<b>Figura 33</b> <i>Ensamblaje del mecanismo biela-manivela</i> .....	76
<b>Figura 34</b> <i>Biblioteca desarrollada en Engineering Data</i> .....	78
<b>Figura 35</b> <i>Métrica de la malla generada automáticamente</i> .....	80
<b>Figura 36</b> <i>Mallado final para el análisis del mecanismo</i> .....	80
<b>Figura 37</b> <i>Parámetros del mallado</i> .....	81
<b>Figura 38</b> <i>Conexiones asignadas al mecanismo biela - manivela</i> .....	82
<b>Figura 39</b> <i>Asignación de fuerzas en el análisis estático estructural</i> .....	82
<b>Figura 40</b> <i>Intervalos de tiempo para el análisis transitorio</i> .....	84
<b>Figura 41</b> <i>Revoluciones a la que gira el cigüeñal</i> .....	84
<b>Figura 42</b> <i>Condición de fuerza sobre la cabeza del pistón</i> .....	85
<b>Figura 43</b> <i>Datos tabulados en el software CAE</i> .....	85
<b>Figura 44</b> <i>Análisis térmico transitorio</i> .....	86
<b>Figura 45</b> <i>Deformación del pistón en el análisis estructural</i> .....	87
<b>Figura 46</b> <i>Deformación del pistón en el análisis termo estructural</i> .....	88
<b>Figura 47</b> <i>Tensiones del pistón en el análisis estructural</i> .....	89
<b>Figura 48</b> <i>Tensiones en el pistón en el análisis termo estructural transitorio</i> .....	89
<b>Figura 49</b> <i>Tensiones del pistón análisis estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	90

<b>Figura 50</b>	<i>Tensión del pistón análisis termo estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	90
<b>Figura 51</b>	<i>Factor de seguridad del pistón</i> .....	91
<b>Figura 52</b>	<i>Factor de seguridad del pistón en un ciclo de trabajo</i> .....	92
<b>Figura 53</b>	<i>Deformación del bulón en el análisis estructural</i> .....	93
<b>Figura 54</b>	<i>Deformación del bulón en el análisis termo estructural</i> .....	93
<b>Figura 55</b>	<i>Tensiones del bulón en el análisis estructural</i> .....	94
<b>Figura 56</b>	<i>Tensiones del bulón en el análisis termo estructural</i> .....	95
<b>Figura 57</b>	<i>Tensiones del bulón análisis estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	95
<b>Figura 58</b>	<i>Tensiones del bulón análisis termo estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	96
<b>Figura 59</b>	<i>Factor de seguridad del bulón</i> .....	97
<b>Figura 60</b>	<i>Factor de seguridad en un ciclo de trabajo</i> .....	97
<b>Figura 61</b>	<i>Deformación de la biela en el análisis estructural</i> .....	98
<b>Figura 62</b>	<i>Deformación de la biela en el análisis termo estructural</i> .....	99
<b>Figura 63</b>	<i>Tensiones de la biela en el análisis estructural</i> .....	100
<b>Figura 64</b>	<i>Tensiones de la biela en el análisis termo estructural</i> .....	100
<b>Figura 65</b>	<i>Tensiones de la biela análisis estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	101
<b>Figura 66</b>	<i>Tensiones de la biela análisis termo estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	101
<b>Figura 67</b>	<i>Factor de seguridad de la biela</i> .....	102
<b>Figura 68</b>	<i>Variación del factor de seguridad en un ciclo de trabajo</i> .....	103
<b>Figura 69</b>	<i>Deformación del cigüeñal con el análisis estructural</i> .....	104
<b>Figura 70</b>	<i>Deformación del cigüeñal en el análisis termo estructural</i> .....	104
<b>Figura 71</b>	<i>Tensión del cigüeñal en el análisis estructural</i> .....	105
<b>Figura 72</b>	<i>Tensiones del cigüeñal en el análisis termo estructural</i> .....	106
<b>Figura 73</b>	<i>Tensiones del cigüeñal análisis estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	107
<b>Figura 74</b>	<i>Tensiones del cigüeñal análisis termo estructural en un ciclo de trabajo</i> .....	107

**Figura 75** *Factor de seguridad del cigüeñal*.....108

**Figura 76** *Factor de seguridad del cigüeñal*.....109

## Resumen

El presente trabajo está destinado al análisis del mecanismo biela – manivela correspondiente a un motor a gasolina de tres cilindros, con el objetivo de analizar el diseño basándose en los puntos críticos y factor de seguridad de cada elemento que lo conforman, a través de programas computacionales. Para ello, se toman medidas del mecanismo correspondiente al motor Suzuki Forsa 1, para posteriormente realizar el modelado de cada elemento con ayuda de un software CAD, dicho modelado se utilizó para el análisis de elementos finitos con la utilización de un software CAE, sin embargo, previo al análisis computacional, se requiere de varios parámetros termodinámicos del ciclo de trabajo del motor, considerando principalmente la fuerza del gas sobre la superficie del pistón y la temperatura de trabajo de cada elemento. El desarrollo requiere de la selección de los materiales, los cuales son obtenidos por investigación bibliográfica y software que detallen las propiedades de los mismos. El estudio parte de un análisis estático estructural y termo estructural, con el cual se encuentra las deformaciones de cada elemento, mientras que se realizó un análisis transitorio estructural y termo estructural para encontrar los puntos con mayor concentración de esfuerzos y su respectivo factor de seguridad, ambos análisis consideran la fuerza del gas y las condiciones térmicas. Los resultados obtenidos para el análisis termo estructural muestran un incremento tanto en la deformación como en la concentración de esfuerzos y una reducción del factor de seguridad, por lo tanto, los elementos se evalúan en base a este análisis, obteniendo un factor de seguridad para el pistón de 1.3, mientras el cigüeñal posee un valor de 1.326, siendo los elementos con mayor probabilidad de falla, por otro lado, la biela y el bulón poseen un factor de seguridad de 2.6 y 2.97 respectivamente, siendo los elementos con menor probabilidad de falla, en todo caso el diseño de cada elemento no presenta falla por fluencia del material, haciendo factible un rediseño en varios de los elementos.

Palabras clave:

- **ELEMENTOS FINITOS**
- **CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS**
- **TEORÍA DE FALLA**

## **Abstract**

This work is intended for the analysis of the connecting rod - crank mechanism corresponding to a three-cylinder gasoline engine, with the objective of analyzing the design based on the critical points and safety factor of each element that conforms it, through computer programs. For this purpose, measurements are taken of the mechanism corresponding to the Suzuki Forsa 1 engine, to later model each element with the help of CAD software. This modeling was used for the finite element analysis with the use of CAE software; however, prior to the computational analysis, several thermodynamic parameters of the engine work cycle are required, mainly considering the gas force on the piston surface and the working temperature of each element. The development requires the selection of the materials, which are obtained by bibliographic research and software detailing their properties. The study starts with a static structural and thermo structural analysis, with which the deformations of each element are found, while a transient structural and thermo structural analysis was performed to find the points with the highest stress concentration and their respective safety factor, both analyses consider the gas force and thermal conditions. The results obtained for the thermo-structural analysis show an increase in both deformation and stress concentration and a reduction of the safety factor, therefore, the elements are evaluated based on this analysis, obtaining a safety factor for the piston of 1.3, while the crankshaft has a value of 1.326, being the elements with the highest probability of failure, on the other hand, the connecting rod and the piston pin have a safety factor of 2.6 and 2.97 respectively, being the elements with the lowest probability of failure, in any case the design of each element does not present failure due to material creep, making feasible a redesign in several of the elements.

Key words:

- **FINITE ELEMENTS**
- **STRESS CONCENTRATION**
- **THEORY OF FAILURE**

## Capítulo I

### 1. Introducción

#### 1.1. Antecedentes

El mecanismo biela-manivela, es usado principalmente en la construcción de motores de combustión interna, este mecanismo es esencial para transformar la energía química producida en la combustión a energía cinética, de esta manera el mecanismo está sometido a varias cargas como tensión, compresión, tracción y flexión a lo largo de su ciclo termodinámico (Ronquillo Ruiz, 2020). El análisis estructural del mecanismo biela manivela permite colocar las cargas en los elementos que lo conforman, este análisis se lo realiza mediante el método de elementos finitos en programas como ANSYS, SOLIDWORKS, CATIA, entre otros (Rezeno da Silva, 2013).

De esta manera, el presente estudio toma como referencia varias investigaciones realizadas en torno al mecanismo biela-manivela o tren alternativo del motor, obteniendo como referenciales los trabajos citados a continuación:

En la Universidad Internacional del Ecuador previo a la obtención de título de Ingeniero en mecánica automotriz en el año 2020, el Señor Stalin Omar Ronquillo Ruiz realizó el “Análisis de esfuerzo estructural por elementos finitos del tren alternativo en la motobomba HONDA GX160”. El mismo concluye que, mediante el análisis del factor de seguridad según el criterio de Von Mises los puntos más críticos y con mayor posibilidad a sufrir deformación plástica o ruptura del elemento es la parte baja del cuerpo de biela cerca de la cabeza de biela junto al cigüeñal con un factor de seguridad de 0.82.

En la Universidad Técnica del Norte en la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas en el 2020, los Señores Fernández Pilataxi Cristian Javier y Meneses Huera Robin Leandro realizaron el “Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel”. El cual concluye que, los resultados de la simulación variaron ligeramente al comparar diésel y biodiésel B10, obteniendo una disminución de la deformación, esfuerzos y el factor de seguridad al utilizar el combustible alternativo, sin embargo, esta variación no afectó a las piezas haciendo factible a este biocombustible para el uso en motores diésel y para reducir los gases contaminantes en el medio ambiente.

En la Universidad Politécnica de Valencia en el Grado de Ingeniería Mecánica en el 2017, el Señor Miguel Rueda Cuerda realizó el trabajo “Desarrollo de un modelo de deformaciones del mecanismo pistón-biela-manivela de un motor alternativo”. El cual concluye que, a partir de la técnica de elementos finitos y gracias a la herramienta ANSYS Workbench, se planteó un modelo para obtener las deformaciones mecánicas en los distintos componentes; este análisis ha sido compuesto de una parte de dinámica del sólido rígido (con la que se obtienen las fuerzas en las áreas de contacto entre componentes) y una parte de sólido estático para así, finalmente, medir los desplazamientos.

## **1.2. Planteamiento del problema**

El diseño del mecanismo biela manivela o tren alternativo de un motor es sumamente importante en la industria automotriz, ya que está sometido a varias cargas que causan fracturas en los elementos mecánicos, repercutiendo así en el funcionamiento del motor. El estudio del mecanismo biela-manivela, agrupa una serie de requerimientos, entre estos tenemos la adquisición de los parámetros de funcionamiento, con los cuales se puede realizar diferentes estudios, principalmente el estudio estático, pandeo y fatiga. El estudio estático permite determinar tensiones y deformaciones que indican los puntos críticos del mecanismo, el estudio de pandeo evalúa los desplazamientos máximos producidos por cargas axiales; mientras que el estudio de fatiga evalúa la efectividad o durabilidad del diseño cuando este está sometido a cargas cíclicas, dichos estudios tienen como finalidad conocer los máximos esfuerzos que pueden soportar los elementos del mecanismo y así evitar daños en el motor.

Según menciona (Morillo Tasiguano, 2017) al analizar la resistencia mecánica de las bielas de la camioneta Mazda BT-50, los valores obtenidos en el ensayo a compresión determinan que la biela original soporta un 45,20 % más de carga que las bielas alternas, por esta razón se requiere el análisis del tren alternativo para así visualizar los esfuerzos generados en los elementos que conforman el mecanismo; principalmente en el motor Suzuki Forsa Uno, ya que el mismo es altamente utilizado por técnicos y estudiantes para modificaciones del motor.

### **1.3. Justificación e importancia**

El desarrollo del análisis del mecanismo biela-manivela de un motor a gasolina es importante para la mejora del diseño de motores, por lo tanto, al evaluar el comportamiento del mecanismo evitamos al máximo daños en el motor. Este análisis se puede obtener gracias al método de elementos finitos que los programas computacionales ofrecen, sin embargo, el objetivo principal del estudio del mecanismo biela-manivela es optimizar el mismo, con cambios que permitan reducir el peso y conservar la eficiencia del motor, por medio de la elección de los diferentes materiales y evaluando si existe un sobredimensionamiento en los diferentes elementos que conforman el mecanismo.

Al hablar de programas computacionales podemos citar programas como ANSYS y SOLIDWORKS, estos consideran materiales, condiciones y cargas para obtener resultados aproximados al funcionamiento real del mecanismo biela manivela, de esta manera se puede evaluar tanto el comportamiento del mecanismo como los puntos críticos de los elementos que conforman el tren alternativo del motor (Ronquillo Ruiz, 2020).

Por último, la realización del análisis del diseño del mecanismo biela manivela, permite determinar si se pueden realizar modificaciones en sus componentes, por ejemplo, en su geometría o reducción de masa con materiales alternos, de esta manera garantizar una mayor potencia o un mejor aprovechamiento de la misma, con el fin de optimizar las prestaciones del motor en beneficio al medio ambiente.

### **1.4. Objetivos**

#### **1.4.1. Objetivo General**

Analizar el diseño del mecanismo biela manivela correspondiente al motor a gasolina de tres cilindros utilizando programas computacionales.

#### **1.4.2. Objetivos específicos**

- Determinar los parámetros de trabajo y dimensiones estándares mediante investigación bibliográfica para el análisis del mecanismo biela manivela del motor Suzuki Forsa 1.
- Modelar el mecanismo biela manivela correspondiente al motor Suzuki Forsa 1, mediante diseño asistido por computador para su posterior análisis.

- Aplicar las cargas correspondientes en base al modelo de elementos finitos con el fin de evaluar el comportamiento del mecanismo biela manivela.
- Analizar el mecanismo biela manivela con la ayuda de un software CAE para determinar los puntos críticos del mecanismo.

### **1.5. Hipótesis**

Mediante el diseño del mecanismo biela manivela, se pretende analizar los diferentes puntos críticos del mecanismo.

### **1.6. Variables de investigación**

#### **1.6.1. Variables independientes**

Diseño del mecanismo biela manivela

#### **1.6.2. Variables dependientes**

Puntos críticos del mecanismo

## Capítulo II

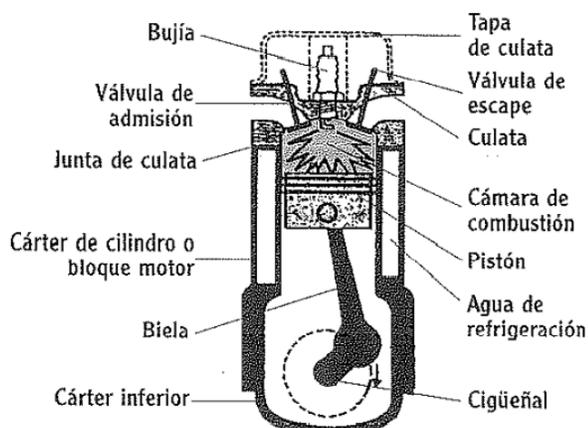
### 2. Fundamentación teórica

#### 2.1. Motor de combustión interna

Los motores de combustión interna (MCI), aprovechan la fuerza expansiva generada al quemar combustible en la cámara de combustión, esta fuerza impulsa directamente el embolo de manera rectilínea, el cual mediante el mecanismo biela manivela lo transforma en un movimiento circular. De esta manera, en la figura 1, se muestra los componentes principales de los que está compuesto un motor de combustión interna (Ocaña Ocaña, 2000).

#### Figura 1

*Motor de combustión interna alternativo*



*Nota.* En la gráfica se representa las principales partes del motor. Adaptado de *Tratado del Automóvil* (p.19), por A. Ocaña, 2000, CIE DOSSAT 2000

#### 2.2. Elementos fijos del motor

##### 2.2.1. Culata

Se encuentra situado en la parte superior del bloque motor, va sujeto al mismo por un cierto número de espárragos los cuales dependen del número de cilindros del motor ( $2n+2$ ), a su vez entre estos elementos se interpone una junta con el fin de conseguir un cierre hermético. La culata aloja varios componentes como, las válvulas, bujías, eje de levas, balancines, entre otros; además que en los motores a gasolina la cámara de combustión se encuentra en dicha culata.

**Figura 2***Culata del motor de combustión interna*

*Nota.* Adaptado de *Diseño, construcción e implementación de un banco de ensayos verificador de fisuras de culatas de motores de combustión interna, mediante prueba hidrostática y neumática* (p.37), por A. Muñoz & H. Revelo, 2009, Universidad de las Fuerzas Armadas.

**2.2.2. Bloque motor**

El bloque es uno de los principales elementos del motor, ya que en este se aloja el mecanismo biela manivela, a su vez en su interior se encuentran los cilindros y conductos de refrigeración para el motor; mientras que en la parte inferior del bloque posee varios apoyos los cuales soportan el cigüeñal (Ocaña Ocaña, 2000).

**Figura 3***Block del motor de combustión interna*

*Nota.* Adaptado de *Estudio y análisis teórico - práctico del comportamiento de un motor Suzuki G10 previo y posterior a su trucaje* (p.6), por M. Mena, 2014, Universidad de las Fuerzas Armadas.

### 2.2.3. Carter

La función principal del cárter es servir como depósito para el lubricante del motor, además que sirve de cierre al bloque motor, ya que este sujeto en la parte inferior del mismo por una serie de pernos. Cabe mencionar que este elemento posee un tapón en la parte inferior el cual permite el vaciado del lubricante (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020).

## 2.3. Elementos móviles del motor

### 2.3.1. Pistón o embolo

Este es un elemento cilíndrico, está en constante movimiento dentro del cilindro del bloque motor, cumpliendo con la carrera del pistón entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI). Está compuesto por dos partes principales: la cabeza, esta recibe el contacto directo de la reacción química y es transmitida al bulón mediante unos nervios, la falda, sirve principalmente de guía para que se deslice a lo largo del cilindro, además posee un orificio que permite el paso del bulón donde va sujeta la biela. Este elemento está fabricado comúnmente de aleación de aluminio o en algunos casos de una fundición especial (Ocaña Ocaña, 2000).

### Figura 4

*Partes principales del embolo o pistón*



*Nota.* Adaptado de *Desarrollo de un modelo de deformaciones del mecanismo pistón-biela-manivela de un motor alternativo* (p.11), por M. Rueda, 2017, Universidad Politécnica de Valencia.

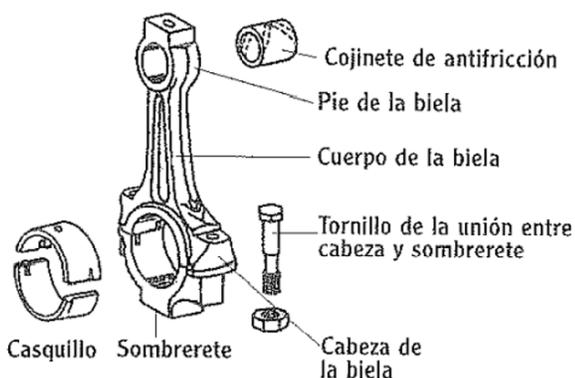
Al mencionar el bulón, nos referimos a un elemento construido especialmente de acero en forma cilíndrica que tiene como función asegurar la unión entre el pistón y la biela; la unión entre estos dos elementos puede ser, flotante o semiflotante.

### 2.3.2. Biela

Este es el elemento principal del mecanismo, ya que transmite la fuerza generada en la combustión desde el embolo al cigüeñal, la misma está sometida a varios esfuerzos que se producen en la combustión. Para su fabricación se emplea comúnmente acero al cromo, compuesto por más materiales como, manganeso y silicio.

#### Figura 5

*Partes principales de la biela*



*Nota.* El pie de biela es la unión entre la biela y el pistón, el cuerpo asegura la rigidez de la pieza y la cabeza está compuesta por una parte fija y un sombrerete desmontable que permite la unión con el cigüeñal. Adaptado de *Tratado del Automóvil* (p.123), por A. Ocaña, 2000, CIE DOSSAT 2000.

### 2.3.3. Cigüeñal

La función principal del cigüeñal es recibir la fuerza de expansión por medio de la biela y pistón, con el fin de transformar el movimiento rectilíneo en movimiento circular. Su diseño y material de construcción debe ser tal, que pueda soportar las cargas a las que está sometido y la deformación elástica producida por flexión y torsión en su funcionamiento, de este modo este se construye de comúnmente de acero al cromo con níquel, cobalto, entre otros. Al ser un componente que se mantiene en constante movimiento posee orificios en su interior, los cuales distribuyen el lubricante a lo largo del componente, principalmente a los cojinetes (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020).

## Figura 6

### *Partes principales del cigüeñal*



*Nota.* Adaptado de *Desarrollo de un modelo de deformaciones del mecanismo pistón-biela-manivela de un motor alternativo* (p.15), por M. Rueda, 2017, Universidad Politécnica de Valencia.

El diseño del cigüeñal posee contrapesas que ayudan al balanceo, evitando vibraciones, el mismo está conformado por una serie de apoyos que van montados en el bloque motor y una cantidad de codos como cilindros tenga el motor, los cuales sujetan la biela; cabe mencionar que el cigüeñal presenta en sus extremos el dámper, volante motor y un piñón para el engranaje del mando de la distribución (Ocaña Ocaña, 2000).

#### **2.3.4. Volante motor**

El volante va unido al cigüeñal, tiene como fin regularizar el giro del motor mediante la fuerza de inercia, además ayuda a reducir la velocidad del motor en caso de que se tenga un exceso de potencia, este transmite el movimiento giratorio junto con el disco de embrague hacia el tren de rodaje (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020).

#### **2.4. Ciclo termodinámico del motor**

El ciclo termodinámico de un motor de combustión interna, es el proceso que se lleva a cabo para obtener energía térmica a partir de la mezcla aire combustible que se origina en la cámara de combustión. Este proceso se lo realiza en cuatro carreras del pistón, por lo que se lo denomina ciclo de cuatro tiempos.

### 2.4.1. Ciclo teórico del motor a gasolina (4T)

A continuación, se describe los cuatro ciclos del motor a gasolina, tomando en cuenta la carrera del pistón y la condición de las válvulas.

**Admisión.** – en este ciclo la válvula de admisión se encuentra abierta; mientras que el embolo se desplaza desde el PMS al PMI, permitiendo el ingreso de los gases de combustión hacia el cilindro gracias a la depresión que se genera en el desplazamiento del embolo. Al cumplirse la carrera del pistón la válvula de admisión se cierra.

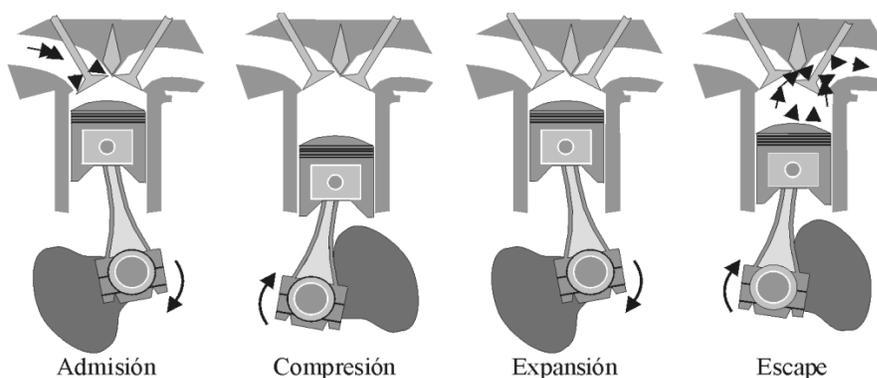
**Compresión.** – ambas válvulas se encuentran cerradas; mientras que el embolo se desplaza desde el PMI al PMS comprimiendo la mezcla aire combustible, la misma que se aloja en la cámara de combustión.

**Explosión.** - en dicho ciclo las válvulas se encuentran cerradas, posteriormente salta la chispa en la bujía, ocasionando la expansión de los gases, dando así paso al aumento de presión y temperatura, que permiten el desplazamiento del embolo desde el PMS al PMI.

**Escape.** – Al encontrarse el embolo en el PMI, se abre la válvula de escape; de esta manera el embolo se desplaza del PMI al PMS, permitiendo así la expulsión de los gases generados en el ciclo de expansión.

### Figura 7

*Ciclos del motor de combustión interna alternativo*



*Nota.* Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p.28), por F. Payri, 2011, Reverté, S.A.

## 2.5. Parámetros del motor

Los parámetros básicos del motor alternativo permiten definir su estado operativo, esto a partir de variables experimentales detalladas a continuación:

### 2.5.1. Carrera del pistón

La carrera del pistón se encuentra establecida entre dos posiciones extremas denominadas, punto muerto superior (PMS) y punto muerto inferior (PMI), esta es la distancia que recorre el pistón en su desplazamiento alternativo y se puede definir como:

$$S = 2l$$

(Ec. 1)

Donde:

$S$ : es la carrera del pistón

$l$ : es la longitud de la manivela del cigüeñal

### 2.5.2. Relación carrera – diámetro

La relación carrera – diámetro ( $S/D$ ), es un parámetro descriptivo que permite clasificar a los motores en tres tipos, cuadrados, supercuadrados y alargados, esto se define según el resultado de la relación  $S/D$ , de esta manera en la tabla 1, definimos las ventajas e inconvenientes dependiendo de la relación obtenida (Payri & Desantes, 2011).

**Tabla 1**

*Ventajas e inconvenientes de los motores según su relación  $S/D$*

Denominación	$S/D$	Ventajas	Inconvenientes
Supercuadrado	<1	Puede girar muy rápido	Cámara poco compacta
Cuadrado	=1	Gran espacio para válvulas	Cigüeñal robusto
Alargado	>1	Cámara compacta	No puede girar muy rápido

*Nota.* Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p.46), por F. Payri, 2011, Reverté, S.A.

### 2.5.3. Sección del pistón

La sección transversal del pistón es sumamente importante debido a que dicha sección es el área en donde se ejerce la presión de los gases de explosión, además de esto la sección del pistón establece el límite de la sección de las válvulas. De este modo la sección del pistón se representa de la siguiente manera:

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

(Ec. 2)

Donde:

$A_p$ : sección del pistón

$D$ : diámetro del pistón

### 2.5.4. Cilindrada unitaria

Esta está comprendida como el volumen que se obtiene en el desplazamiento del pistón desde el PMS al PMI, y se representa con la siguiente ecuación:

$$V_D = A_p S$$

(Ec. 3)

Donde:

$V_D$ : cilindrada unitaria

$A_p$ : sección del pistón

$S$ : Carrera del pistón

### 2.5.5. Relación de compresión

La relación de compresión ( $r$ ) es el parámetro que permite medir la proporción del volumen de aire que se ha comprimido dentro del cilindro, esta se obtiene por la siguiente ecuación:

$$r = \frac{V_D + V_C}{V_C}$$

(Ec. 4)

Donde:

$r$ : relación de compresión

$V_D$ : cilindrada unitaria

$V_C$ : Volumen de la cámara de combustión

Los valores de la relación de compresión se relacionan con el tipo de combustión, para el caso de los motores de encendido provocado (MEP) el valor no debe ser excesivo para evitar el autoencendido, mientras que para los motores de encendido por combustión (MEC) tiene que tener un valor suficiente para que se produzca el autoencendido (Payri & Desantes, 2011).

### **2.5.6. Cilindrada total**

La cilindrada del motor es un parámetro que define el tamaño del motor, a su vez está directamente relacionada con el valor de la potencia del motor, esta se encuentra con la cilindrada unitaria y el número de cilindros, obteniendo la siguiente ecuación:

$$V_T = z \cdot V_D$$

(Ec. 5)

Donde:

$V_T$ : cilindrada total

$V_D$ : cilindrada unitaria

$z$ : número de cilindros

### **2.5.7. Régimen y velocidad lineal media del pistón**

El régimen de giro del motor  $n$ , es el número de revoluciones por unidad de tiempo y este determina la frecuencia de repetición del ciclo de trabajo; las unidades a utilizar en este parámetro son las revoluciones por minuto (RPM); sin embargo al existir una gran variedad de motores alternativos, el rango del régimen es muy amplio, de esta manera es mejor utilizar la velocidad lineal media del pistón entre puntos muertos (Payri & Desantes, 2011), la cual se puede expresar como:

$$C_m = 2Sn$$

(Ec. 6)

Donde:

$C_m$ : velocidad lineal media del pistón

$S$ : carrera del pistón

$n$ : número de revoluciones del motor

La velocidad lineal media del pistón es más apropiada para indicar la rapidez de un motor y de echo este parámetro es limite a la hora del diseño; cabe mencionar que las altas velocidades van asociadas a elevados regímenes, para obtener más potencia (Payri & Desantes, 2011).

## **2.6. Parámetros termodinámicos**

Los motores de encendido provocado (MEC), trabajan a diferentes regímenes de velocidad, esto depende del tipo de motor, sin embargo, dicho valor se encuentra en un rango de 800 a 6000 rpm, de este modo para cumplir con los regímenes expuestos en un motor de cuatro tiempos, cada ciclo se realiza en 0.15 a 0.02 segundos respectivamente (Jóvaj, 1982, pág. 68).

A partir del régimen del motor, se expresa que cada carrera del pistón se cumple en un determinado tiempo y el mismo debe cumplir con varios parámetros termodinámicos dependiendo del proceso que se está realizando.

### **2.6.1. Proceso de admisión**

En este proceso se realiza el ingreso de la carga fresca, el mismo depende de varios factores, como, resistencia hidráulica en el sistema de admisión, existencia de productos quemados y el calentamiento de la carga por las paredes del sistema de admisión y en el cilindro del motor (Jóvaj, 1982, pág. 87).

En el proceso de admisión se obtiene la presión considerando las diferentes resistencias en el sistema, de este modo la carga fresca que ingresa al cilindro disminuye debido a dichas resistencia, para ello se aplica la siguiente ecuación, la cual considera los parámetros mencionados.

$$P_a = P_o - (\beta^2 - \xi) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_o 10^{-6}$$

(Ec. 7)

Donde:

$P_a$ : presión al final de la admisión

$P_o$ : presión de ingreso del aire

$(\beta^2 - \xi)$ : resistencia del sistema de admisión

$w_{ad}$ : velocidad media del aire en el proceso de admisión

$\rho_o$ : densidad del aire en el cilindro

Para encontrar la densidad del aire en el cilindro se debe aplicar la ecuación que se expresa de la siguiente manera:

$$\rho_o = \frac{P_o}{R T_o}$$

(Ec. 8)

Donde:

$T_o$ : temperatura inicial

$R$ : constante de los gases

En el ingreso de la carga fresca hacia el cilindro, se tiene contacto con las superficies de los componentes que ayudan a transportar dicha carga, causando un incremento de la temperatura, la misma que depende de la velocidad de su movimiento en el proceso de admisión. Dicho incremento de temperatura puede expresarse de la siguiente manera:

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

(Ec. 9)

Donde:

$T_a$ : temperatura al final de la admisión

$T_o$ : temperatura inicial de admisión

$\Delta T$ : incremento de temperatura de la carga fresca

$\gamma_r$ : coeficiente de gases residuales

$T_r$ : temperatura de los gases residuales

En el proceso de admisión se considera los gases residuales, esto debido a que en el proceso de escape no se logran desalojar completamente dichos gases, estos gases se caracteriza por una magnitud relativa denominada coeficiente de gases residuales, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

(Ec. 10)

Donde:

$P_r$ : presión de los gases residuales

$\epsilon$ : relación de compresión

### **2.6.2. Proceso de compresión**

En este proceso se tiene una elevación de presión y temperatura, las mismas que dependen de los parámetros termodinámicos del motor, como, el intercambio de calor, relación de compresión, entre otros (Jóvaj, 1982, pág. 110).

Para determinar la presión al final del proceso de compresión, es esencial considerar el coeficiente politrópico, el cual permite obtener la variación de las magnitudes termodinámicas en el sistema, De este modo se obtiene la siguiente ecuación:

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

(Ec. 11)

Donde:

$P_c$ : presión al final de la compresión

$\varepsilon$ : relación de compresión

$n_1$ : coeficiente politrópico

En este proceso se obtiene un incremento de temperatura, para obtener la temperatura al final de este proceso se debe aplicar la siguiente ecuación:

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

(Ec. 12)

Donde:

$T_c$ : temperatura al final de la compresión

$T_a$ : temperatura al final de la admisión

### **2.6.3. Proceso de explosión**

Este es el proceso más complejo, el mismo que se encuentra definido por una serie de parámetros, por ejemplo, condiciones de la transferencia de calor, velocidades de las reacciones químicas, entre otras. De este modo para determinar la temperatura y presión en la explosión es necesario conocer varios parámetros.

$$\mu_r = \frac{M_2 + Y_r M_1}{M_1(1 + Y_r)} = \frac{\mu_o + Y_r}{1 + Y_r}$$

(Ec. 13)

Donde:

$\mu_r$ : coeficiente real de variación molecular

$M_1$ : cantidad total del aire

$M_2$ : cantidad total de los productos de combustión

$\mu_o$ : coeficiente teórico de variación molecular

La explosión se efectúa instantáneamente, la misma que posee pérdidas de calor debido a la combustión incompleta y a la emisión de calor hacia las paredes de los

cilindros de este modo, según (Jóvaj, 1982, pág. 155) define que, para los motores a gasolina, se realiza la combustión a volumen constante, considerando las pérdidas de calor se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\xi_2 [H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{M_1(1 + Y_r)} + \frac{U_c + Y_r U_c''}{1 + Y_r} = \mu_r U_z''$$

(Ec. 14)

Donde:

$\xi_2$ : coeficiente de aprovechamiento de calor

$H_u$ : poder calorífico inferior

$(\Delta H_u)_{quim}$ : calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta

$U_c$ : energía interna al final de la compresión

$U_c''$ : energía interna de los productos de combustión en compresión

$U_z''$ : energía interna de los productos de combustión en explosión

Las variables que se expresan en la (Ec. 14), son definidas por ecuaciones, considerando valores experimentales expuestos en tablas, según (Jóvaj, 1982).

$$U_c = (\mu_{cv})_c \cdot T_c$$

(Ec. 15)

Donde:

$(\mu_{cv})_c$ : calor específico de la mezcla fresca

$T_c$ : temperatura de compresión

$$U_c'' = (\mu_{cv})_c'' \cdot T_c$$

(Ec. 16)

Donde:

$U_c''$ : energía interna de los productos de la combustión

$(\mu_{cv})_c''$ : calor específico de los productos de combustión

La presión y temperatura máxima del ciclo de explosión, considera una combustión con desprendimiento intenso de calor y una brusca elevación de presión, de este modo para obtener la presión máxima del ciclo se obtiene la siguiente expresión:

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

(Ec.17)

Donde:

$P_z$ : presión de combustión

$P_c$ : presión al final de la compresión

$T_z$ : temperatura de combustión

$T_c$ : temperatura al final de la compresión

#### **2.6.4. Proceso de escape**

En este proceso se evacua en un 60 a 70% de los gases residuales provocados por la explosión, obteniendo una reducción de presión durante el desplazamiento del pistón hacia el PMS. Para obtener estos valores se debe aplicar el grado politrópico de expansión, el cual ayuda a obtener la temperatura y presión en el proceso de escape, con la aplicación de las siguientes ecuaciones.

$$T_b = T_z \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon^{n2-1}} \right)$$

(Ec. 18)

Donde:

$T_b$ : temperatura al final del escape

$T_z$ : temperatura de explosión

$n2$ : grado politrópico de expansión

$$P_b = \left( \frac{P_z}{\varepsilon^{n2}} \right)$$

(Ec. 19)

Donde:

$P_b$ : presión al final del escape

$P_z$ : presión de explosión

$n2$ : grado politrópico de expansión

## **2.7. Mecanismo biela – manivela**

El mecanismo biela manivela es utilizado para transmitir la energía provocada por la combustión, el mismo está compuesto por, cigüeñal, biela y pistón como elementos principales, adicionando a estos se encuentra el bulón, casquillo y cojinetes.

Para entender los efectos de la relación biela manivela sobre los rendimientos y esfuerzos de un motor alternativo de combustión interna de ciclo Otto, se detalla a continuación un análisis del mecanismo, tomando en cuenta los parámetros más importantes de la cinemática y la dinámica.

### **2.7.1. Análisis cinemático del mecanismo biela manivela**

El estudio cinemático del mecanismo biela manivela consiste en determinar las posiciones, velocidades y aceleraciones de los diferentes puntos del mecanismo, este se realiza previo al estudio dinámico (Payri & Desantes, 2011).

### **2.7.2. Análisis dinámico del mecanismo biela manivela**

El estudio dinámico tiene como fin determinar las fuerzas y momentos aplicados sobre los distintos componentes que conforman el mecanismo, además este estudio es la base para realizar el análisis de resistencia mecánica de los componentes (Payri & Desantes, 2011).

Las fuerzas y torques que actúan en el mecanismo biela manivela son una composición de las fuerzas y torques generadas por las masas y momentos de inercia de los elementos del mecanismo y de la fuerza de expansión en la cámara de combustión (Botta, Brusconi, & Pokolenko, 2011).

Este análisis además de las fuerzas y momentos, requiere de la información generada en el análisis cinemático, esto con el fin de poder determinar lo siguiente:

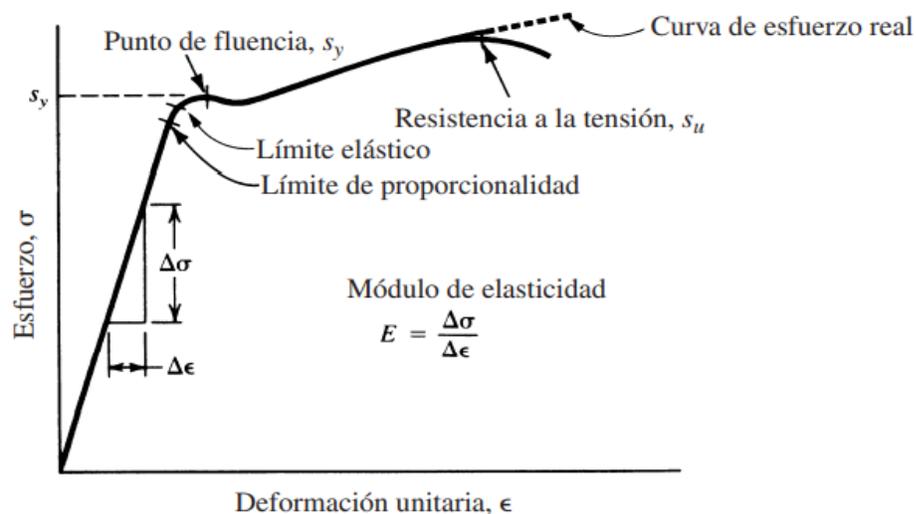
- La resistencia de los componentes
- El torque y la potencia del motor
- Las fuerzas de sacudimiento
- El balanceo del mecanismo para minimizar las fuerzas internas

## 2.8. Materiales

Para el diseño y construcción de elementos mecánicos, es sumamente importante la selección de materiales, principalmente el análisis de las propiedades que afectan al diseño mecánico. Entre estas tenemos las propiedades de resistencia, elasticidad y ductilidad, los cuales se pueden determinar con una prueba de tensión.

### Figura 8

Diagrama esfuerzo – deformación unitaria para el acero



Nota. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas* (p.33), por R. Mott, 2006, PEARSON.

### 2.8.1. Resistencia a la tensión

La resistencia a la tensión ( $S_u$ ) es la propiedad que determina la máxima fuerza o tensión a la que puede someterse un material antes de que el mismo llegue a la rotura, en otras palabras, es la capacidad de soportar los esfuerzos sin romperse.

### **2.8.2. Resistencia a la fluencia**

La resistencia de fluencia ( $S_y$ ) o también denominada resistencia de cedencia, es la que indica que el material ha cedido en gran medida y en forma plástica, es decir el material ha superado el límite de fluencia, esto representa el fin de la zona elástica del material y el inicio de la zona plástica, a partir de esto el material se deformará de forma permanente (Mott, 2006).

### **2.8.3. Limite elástico**

El límite elástico, determina un punto en el que el material tiene cierta cantidad de deformación plástica, por lo que no regresa a su forma original después de liberar la carga. Por lo tanto, debajo de este punto el material se comporta de forma totalmente elástica, de esta manera se requiere un límite elástico suficientemente alto para transmitir el par motor y soportar los esfuerzos sin producirse grandes deformaciones.

### **2.8.4. Módulo de elasticidad**

El módulo de elasticidad (E), también llamado módulo de Young, es una propiedad que indica la rigidez o resistencia a la deformación del material, es decir indica la relación entre el incremento de tensión aplicada y el incremento de deformación longitudinal unitaria. (Mott, 2006).

### **2.8.5. Ductilidad y porcentaje de elongación**

La ductilidad es una propiedad que mide el grado en el cual un material se deformará antes de su fractura final, por lo que un material dúctil es capaz de deformarse plástica y sosteniblemente, sin romperse o violentar su estructura, al usar este tipo de materiales en elementos de máquinas, se detecta con facilidad la inminente falla y es poco común que se tenga una falla repentina (Mott, 2006).

### **2.8.6. Relación de Poisson**

La relación de Poisson ( $\nu$ ), está definida como la relación de la deformación unitaria de contracción entre la deformación unitaria de tensión, de esta manera se determina el coeficiente de Poisson el cual es una constante elástica, la cual proporciona una medida del estrechamiento de la sección de un material, cuando este se estira longitudinalmente. El coeficiente de Poisson se utiliza en análisis estáticos, no lineales, de frecuencia, dinámicos y de pandeo (Ronquillo Ruiz, 2020).

### **2.8.7. Tenacidad**

La tenacidad es la capacidad que tiene un material para absorber la energía de deformación que se le aplica, antes de alcanzar la fractura. Es muy importante saber que los elementos que están sometidas a cargas aplicadas repentinamente, choques o impacto, necesitan tener un alto nivel de tenacidad (Mott, 2006).

### **2.8.8. Coeficiente de expansión térmica**

El coeficiente de expansión térmica se define como el cambio de longitud de un material sujeto a un cambio de temperatura, es decir al aumentar la temperatura en algunos materiales estos se dilatan, dicha dilatación puede ser mayor o menor dependiendo del material. En el caso del mecanismo biela manivela, al estar compuesto por varios elementos, es sumamente importante la tasa de expansión ya que pueden tener un efecto importante sobre el funcionamiento del conjunto. El coeficiente de expansión térmica es utilizado en análisis estático, de frecuencia y de pandeo, si se utilizan las cargas térmicas (Ronquillo Ruiz, 2020).

### **2.8.9. Conductividad térmica**

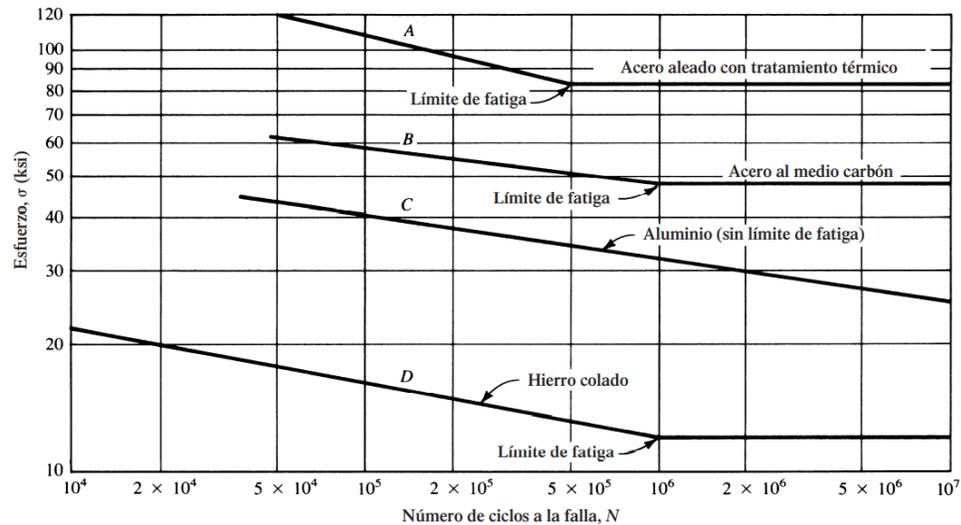
La conductividad térmica es la propiedad de un material que define la capacidad de transferir calor por conducción. Esta propiedad es muy importante cuando los elementos a fabricar funcionan en ambientes calientes, ya que esto puede afectar su funcionamiento; cabe mencionar que el calor hace que el lubricante pierda su eficacia, por lo tanto, el desgaste de los elementos que se encuentran en fricción aumenta (Mott, 2006).

### **2.8.10. Resistencia a la fatiga**

La resistencia a la fatiga ( $S_f$ ) de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga o cargas cíclicas y se las puede representar gráficamente mediante el diagrama esfuerzos - ciclos (S-N) para diferentes materiales; en el caso del acero y hierro el diagrama se hace horizontal en algún punto, a esto se le conoce como límite de resistencia a la fatiga ( $S'_e$ ), mientras que para los materiales no ferrosos que no poseen el límite de fatiga, puede proporcionarse una resistencia a la fatiga a un número específico de ciclos. (Mott, 2006).

**Figura 9**

*Resistencias a la fatiga representativas*



*Nota.* Las curvas A, B y D representan un material que sí tiene un límite de fatiga; mientras que la curva C es característica de la mayor parte de los metales no ferrosos, que no tienen un límite de fatiga. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas* (p.173), por R. Mott, 2006, PEARSON.

## 2.9. Diseño mecánico

El diseño mecánico considera una serie de principios para la creación o modificación de algún componente mecánico, esto con el fin de brindar una solución a algún problema. Para ello cabe mencionar que la resistencia mecánica es un factor importante, ya que de este depende sus dimensiones (Norton, 2009).

Existe una serie de características que se deben tener en cuenta en el diseño de componentes mecánicos, entre los más principales se encuentran:

1. Funcionalidad
2. Resistencia - Esfuerzo
3. Desgaste – Corrosión
4. Deflexión - Rigidez
5. Propiedades térmicas, entre otros.

### **2.9.1. Carga**

La carga es la fuerza que actúa sobre los componentes del diseño, por lo que identificar la naturaleza de la carga aplicada es muy importante, por lo tanto, es necesario considerar todos los modos de operación, incluyendo arranques, paros, operación normal y sobrecargas previsible. Las cargas deben diferenciarse por ser estáticas, repetidas e invertidas, fluctuantes, de choque o impacto. Las magnitudes clave de las cargas para el análisis del diseño son la máxima, mínima y media.

### **2.9.2. Esfuerzo y Resistencia**

Para comprender de mejor manera la relación de esfuerzo y resistencia, definimos el esfuerzo como una propiedad de estado en un punto específico del cuerpo, el cual depende de la carga; mientras que la resistencia es una propiedad de los componentes mecánicos para resistir las fuerzas aplicadas, esta depende de la elección y tratamiento que se le dé al material del componente (Budynas & Nisbett, 2008).

### **2.9.3. Factor de diseño**

El factor de diseño ( $n$ ), es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. De esta manera, la resistencia del material con que se fabrica el componente permite obtener el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño, también llamado esfuerzo admisible o esfuerzo permisible. Por lo tanto, el esfuerzo real que se obtiene en el componente debe ser menor que el esfuerzo de permisible, esto para garantizar que el componente soporte las cargas a las que estará sometido (Mott, 2006).

Para algunos tipos de carga, es mejor establecer una relación con la que se pueda calcular el factor de diseño, a partir de los esfuerzos reales aplicados y de la resistencia del material, en este caso el diseñador debe determinar cuál será un valor razonable del factor de diseño aplicando su juicio para especificar el factor de diseño adecuado (Mott, 2006).

## **2.10. Análisis de esfuerzos y deformaciones**

Este análisis tiene como fin determinar el punto dentro de un elemento que soporta el máximo nivel de esfuerzo. En el caso del mecanismo biela manivela, al estar compuesto por diferentes elementos están sometidos a diferentes esfuerzos, por ejemplo, la biela es el elemento más tensionado del mecanismo, por lo que genera esfuerzos de tracción, compresión y flexión al momento de realizar su función; mientras

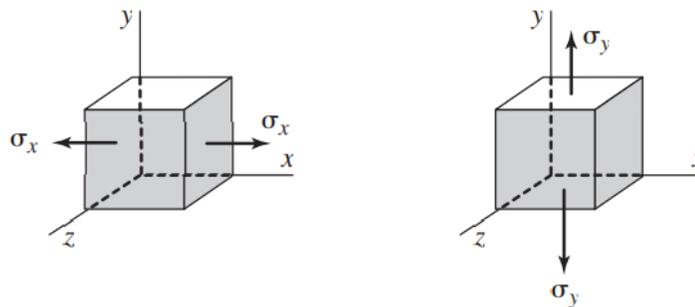
que el cigüeñal es un elemento que genera un esfuerzo torsional o momento torsional, de esta manera definimos los principales esfuerzos que se producen en el mecanismo biela manivela del motor (Reyes Campaña & Cañizares, 2017).

### 2.10.1. Esfuerzos de tensión y compresión

Estos son considerados esfuerzos normales ( $\sigma$ ), de tensión (positivos) o de compresión (negativos), de manera sencilla los esfuerzos de tensión tienden a jalar el elemento, mientras que los esfuerzos de compresión tienden a aplastarlo (Mott, 2006). Las unidades del esfuerzo son siempre de fuerza por unidad de área y esquemáticamente están representados en la siguiente figura.

**Figura 10**

*Elementos de esfuerzos para dos tipos de esfuerzos*



*Nota.* En la figura se representa a) tensión directa b) compresión directa. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas* (p.90), por R. Mott, 2006, PEARSON

### 2.10.2. Esfuerzo cortante torsional

El esfuerzo cortante torsional ( $\tau$ ) se ocasiona cuando un elemento está sometido a un par de torsión o momento de torsión, por lo que tiende a deformarlo por torcimiento. El torcimiento provoca un esfuerzo cortante en el miembro; cabe mencionar que en el cortante torsional, la distribución de esfuerzo no es uniforme en la sección transversal. Este tipo de esfuerzos se encuentran mayormente en el diseño de un eje redondo que transmite potencia (Mott, 2006).

### **2.10.3. Esfuerzo debido a flexión**

Los esfuerzos de flexión son esfuerzos normales, producidos por cargas transversales, que ocasionan que el elemento se flexione en una dirección perpendicular a su eje, esta flexión puede ser positiva o negativa provocando que el elemento sea cóncavo, es decir se produce una deformación y se obtiene una forma ligeramente curva; cabe mencionar que la distribución de esfuerzos es independiente de la forma de la sección transversal del elemento (Mott, 2006).

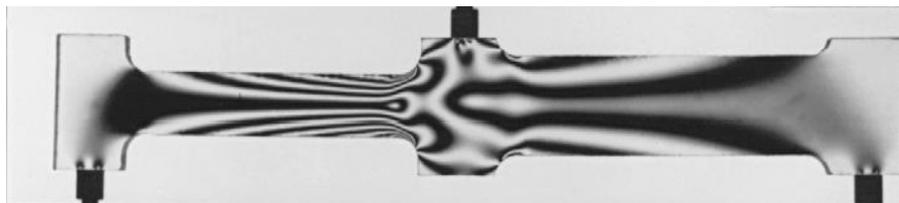
### **2.10.4. Concentración de esfuerzos**

En el diseño de varios elementos es necesario que haya discontinuidades geométricas, para que los mismos puedan cumplir con la función requerida, por ejemplo, los ejes requieren cambios de sección y ranuras maquinadas, esto para que los cojinetes se asienten y se coloquen las cuñas respectivamente, por lo tanto, todo tipo de discontinuidad en los elementos del mecanismo altera la distribución del esfuerzo creando regiones en las cuales se da la concentración de esfuerzos (Budynas & Nisbett, 2008).

El análisis de la geometría de los elementos para determinar los factores de concentración de esfuerzos es un gran problema, sin embargo, se puede utilizar el método de elementos finitos, pero al ser este limitado, no se puede encontrar el esfuerzo máximo real.

### **Figura 11**

*Ilustración de la concentración de esfuerzos*



*Nota.* Se representa un elemento sometido a cargas con diferentes secciones, donde la concentración de esfuerzos es la parte más oscura. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas* (p.120), por R. Mott, 2006, PEARSON.

## 2.11. Teorías de falla

Las teorías de falla consideran las relaciones entre la resistencia y la carga estática del mecanismo, con el fin de tomar decisiones con respecto al material, tratamientos superficiales, fabricación y geometría, para lograr satisfacer los requerimientos de funcionalidad, seguridad y confiabilidad, sin embargo, no existe una teoría de falla universal para todos los materiales, pero si se han formulado varias hipótesis que se han comprobado a lo largo del tiempo.

### 2.11.1. Teoría de falla por energía de distorsión

La teoría de falla por energía de distorsión es el estimador de falla más exacto para materiales dúctiles bajo cargas estáticas o esfuerzos normales, cortantes o combinados. Para emplear dicha teoría se requiere la definición del esfuerzo de von Mises ( $\sigma'$ ), el cual es una combinación única del esfuerzo principal máximo ( $\sigma_1$ ) y el esfuerzo principal mínimo ( $\sigma_2$ ), que se puede comparar de forma directa con el esfuerzo de fluencia del material, para predecir la falla por fluencia (Mott, 2006). De manera general se predice una falla cuando:

$$\sigma' > S_y$$

Donde:

$\sigma'$ : esfuerzo de von Mises

$S_y$ : esfuerzo de fluencia

Cabe mencionar que los resultados que arrojan varios programas de análisis por elementos finitos incluyen el esfuerzo de von Mises. La teoría de la energía de deformación también se conoce como, teoría de von Mises y teoría de la energía cortante.

### 2.11.2. Teoría de esfuerzo cortante máximo

La teoría de esfuerzo cortante máximo, también se la conoce como teoría de Tresca o Guest, la misma establece que un material dúctil comienza a ceder cuando el esfuerzo cortante máximo excede el esfuerzo cortante por fluencia en una pieza sujeta a tensión. El método del esfuerzo cortante máximo para predecir fallas, es algo conservador para los materiales dúctiles sometidos a una combinación de esfuerzos normales y cortantes (Budynas & Nisbett, 2008).

### **2.11.3. Teoría de esfuerzo normal máximo**

La teoría del esfuerzo normal máximo indica que un material se rompe cuando el esfuerzo normal máximo ya sea de tensión o de compresión, es mayor que la resistencia última del material, es decir a alcanzado el límite de resistencia a la tensión. La aplicación de dicha teoría es limitada, ya que no es segura para materiales dúctiles, por lo que solo se aplica en materiales frágiles bajo compresión o tensión estática pura y uniaxial (Mott, 2006).

### **2.12. Fatiga**

La fatiga se obtiene en diferentes elementos cuando estos están sometidos a aplicaciones repetidas de cargas, o a condiciones de esfuerzo que varían en función del tiempo durante varios miles o millones de ciclos. En el mecanismo biela manivela la falla más común es la fatiga; cabe mencionar que este mecanismo es diseñado para una vida infinita, pero no por ello se debe descartar este tipo de falla. Este tipo de mecanismos efectúan torsión armónica combinada con esfuerzos cíclicos de flexión por las cargas radiales y las presiones transmitidas desde el deslizador hacia la manivela.

La falla por fatiga es repentina y se debe a la formación y propagación de grietas, las cuales surgen a partir de tres etapas de desarrollo:

En la primera etapa se generan microgrietas debido a la deformación plástica cíclica, sin embargo, estas grietas no pueden verse a simple vista. En la segunda etapa las microgrietas se convierten en macrogrietas, donde las superficies pueden tener marcas oscuras y claras. Por último, la tercera etapa ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura, esta puede ser frágil, dúctil o una combinación de ambas (Budynas & Nisbett, 2008).

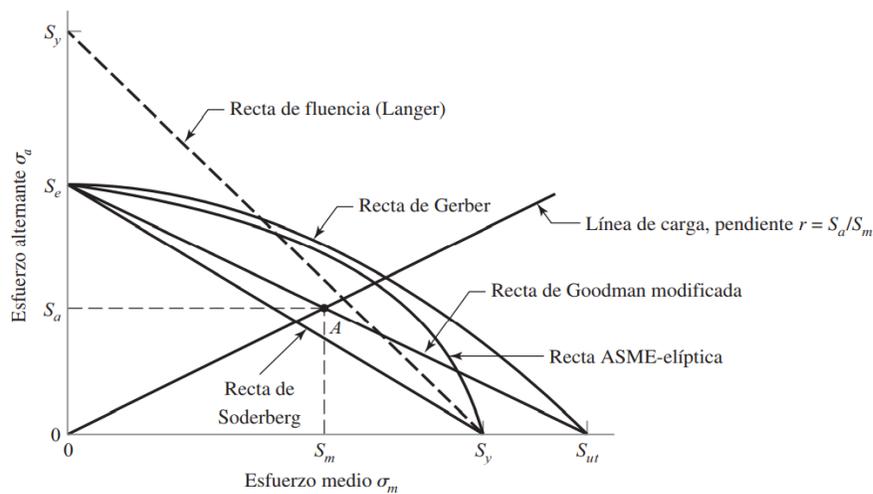
Una grieta de fractura inicia por una discontinuidad del material donde el esfuerzo cíclico es máximo, dicha discontinuidad puede deberse a varios factores como, cambios rápidos en la sección transversal donde ocurren concentraciones de esfuerzos y elementos que giran bajo presión alta constante; además se puede acelerar el inicio de la grieta por las temperaturas elevadas, un entorno corrosivo y ciclos de alta frecuencia (Budynas & Nisbett, 2008).

### 2.12.1. Criterios de falla de Soderberg

El criterio de Soderberg es utilizado para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes, esta evita de manera inherente la fluencia, como puede observarse en su curva de falla que se mantiene dentro de la línea de fluencia (Langer), mostrada en la figura 12 (Budynas & Nisbett, 2008).

#### Figura 12

Diagrama de fatiga junto con los criterios de falla



*Nota.* Para cada criterio, los puntos arriba de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona el valor límite de ( $\sigma_a$ ). Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p.291), por R. Budynas & J. Nisbett, 2009, Mc Graw Hill.

## 2.13. Análisis de elementos finitos

### 2.13.1. Método de elementos finitos

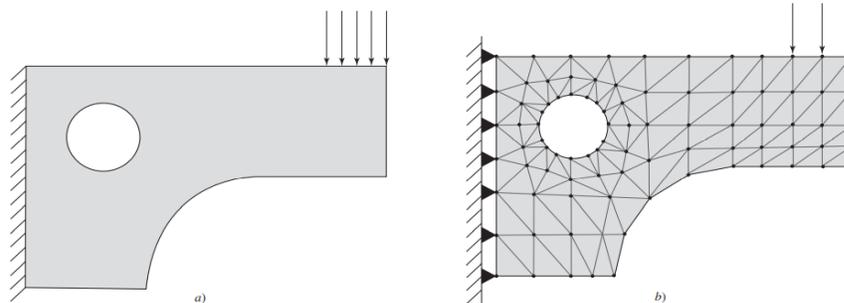
El método de elementos finitos es una técnica numérica que convierte el dominio de una estructura continua en valores discretos, este es utilizado para la resolución de problemas de mecánica de sólidos, su funcionamiento está basado en la subdivisión del dominio en elementos los cuales están unidos por nodos (Rueda Cuerda, 2017). Para mayor comprensión se debe tener en claro los siguientes parámetros:

- Dominio: Este es el espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Esta es la región donde quedan definidas las ecuaciones diferenciales a resolver mediante variables conocidas como, temperatura, régimen de giro del motor, gravedad y desplazamiento.

El método de elementos finitos presenta errores computacionales, debido al redondeo proveniente de los cálculos de punto flotante de la computadora y de las formulaciones de los esquemas de integración numérica que se utilizan, otro error habitual es el de conversión discreta, en la cual la geometría y distribución del desplazamiento de una estructura real varían continuamente, es decir el uso de un número finito de elementos para modelar la estructura introduce errores al igualar la geometría y distribución del desplazamiento debido a las limitaciones matemáticas inherentes a los elementos (Budynas & Nisbett, 2008).

### Figura 13

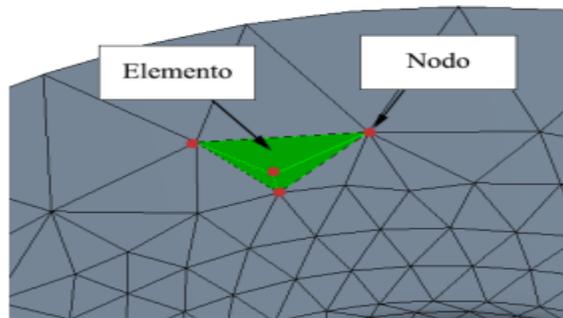
*Ilustración del método de elementos finitos*



*Nota.* Se presenta en el literal a) Modelo idealizado y b) modelo de elemento finito.  
Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p.922), por R. Budynas & J. Nisbett, 2009, Mc Graw Hill.

**Figura 14**

*Esquema de un dominio en el método de elementos finitos*



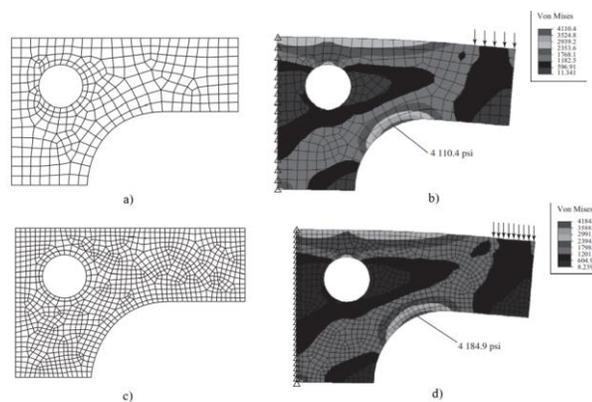
*Nota.* Adaptado de *Desarrollo de un modelo de deformaciones del mecanismo pistón – biela – manivela de un motor alternativo* (p.17), por M. Rueda, 2017, Universidad Politécnica de Valencia.

### 2.13.2. Mallado

El mallado es la red de elementos y nodos que “discretizan” una región. Esta es muy importante, por lo tanto, la selección de la misma debe ser la apropiada, ya que de esta depende alcanzar los resultados con una aproximación a los esfuerzos reales.

**Figura 15**

*Modelos de elementos finitos de elementos de un mecanismo*



*Nota.* Se dispone de un elemento con dos tipos de malla a) y c), obteniendo un esfuerzo de von Mises diferente b) 4110.4 psi y d) 4184.9psi, de esta manera observamos que dicho esfuerzo aumenta en 1.8%. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p.928), por R. Budynas & J. Nisbett, 2009, Mc Graw Hill.

Los resultados obtenidos pueden ser deficientes, sin embargo, estos pueden mejorarse si se aumenta de manera significativa el número de elementos, mediante el incremento de la densidad de la malla. Para generar la malla se tienen tres métodos, manual, semiautomática y completamente automatizada. Mediante elementos finitos se genera las deflexiones y esfuerzos de Von Mises como se mostró en la figura 15, los resultados mostrados varían, esto debido a la diferente configuración de la malla (Budynas & Nisbett, 2008).

### **2.13.3. Aplicación de la carga**

En la aplicación de la carga de los elementos, se debe considerar que existen cargas estáticas debidas a la gravedad, efectos térmicos, cargas superficiales como la presión hidrostática y uniforme, y cargas dinámicas debidas a aceleración constante y rotación en estado estacionario. Las cargas de elementos por medio del software se transforman en las cargas nodales equivalentes y al final se tratan como cargas concentradas que se aplican a los nodos (Mott, 2006).

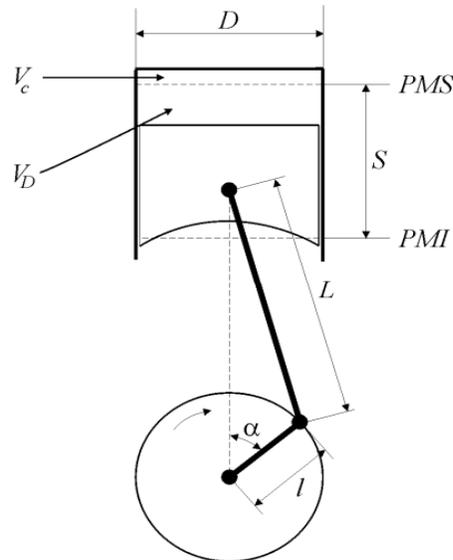
Para la aplicación de la carga de gravedad, se debe considerar las unidades adecuadas y la dirección de la misma, dicha dirección es suministrada por el modelador y normalmente se encuentra hacia el centro de la Tierra; mientras que, para la aplicación de la carga térmica, se debe proporcionar el coeficiente de expansión térmica a todos los materiales, además de la temperatura inicial y las temperaturas nodales finales. Las temperaturas se pueden obtener en un análisis de transferencia de calor que los softwares poseen, de esta manera obtener la temperatura final (Budynas & Nisbett, 2008).

### **2.14. Diseño del mecanismo**

A través de programas computacionales se procede a diseñar el mecanismo biela manivela, con el fin de desarrollar los diferentes estudios y analizar el diseño. Por ello se debe considerar los parámetros necesarios que definen su geometría, los cuales se muestran en la figura 16.

**Figura 16**

*Esquema de un motor de combustión interna*



*Nota.* Parámetros geométricos, diámetro del cilindro ( $D$ ), carrera del pistón ( $S$ ), longitud de la manivela ( $l$ ) y longitud de biela ( $L$ ), entre otros. Adaptado de *Motores de combustión interna alternativos* (p.45), por F. Payri, 2011, Reverté, S.A.

### **2.14.1. Herramientas computacionales**

Actualmente existe un amplio mercado de herramientas computacionales, principalmente la gran variedad de softwares de diseño los cuales brindan ciertas facilidades a la hora de diseñar, analizar y simular componentes mecánicos, dichos softwares presentan varias formas de estudios para los análisis requeridos en el diseño.

### **2.14.2. Estudio estático**

En el estudio estático se aplican cargas a un sólido, por lo que este se deforma y el efecto de las cargas se transmite a través del sólido, permitiendo obtener desplazamientos, deformaciones unitarias, tensiones y el factor de seguridad, el cual muestra como el material falla en ubicaciones donde las tensiones exceden cierto nivel.

### **2.14.3. Estudio transitorio**

Este tipo de estudio permite definir una serie de condiciones que pueden variar en función del tiempo según lo requiera el diseñador, entre estas condiciones se mencionan cargas, temperaturas, velocidades, entre otras.

## Capítulo III

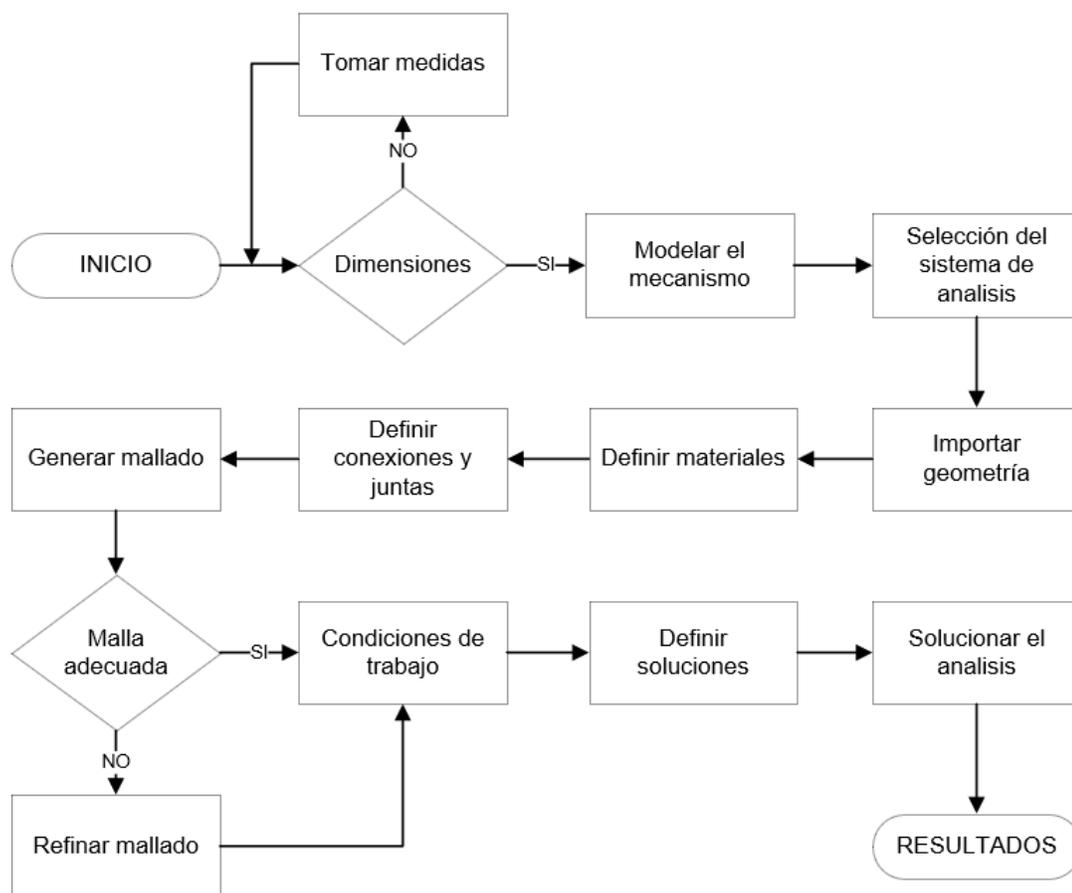
### 3. Metodología de desarrollo del proyecto

#### 3.1. Desarrollo del análisis

Para el desarrollo del análisis se requiere previamente varios parámetros que se definen a través de cálculos matemáticos e investigación bibliográfica, posteriormente se realiza el estudio del mecanismo por elementos finitos, para ello, se toma en cuenta el flujograma que se presenta a continuación, con el fin de seguir un orden cronológico en el desarrollo del estudio.

**Figura 17**

*Diagrama de flujo para el análisis*



*Nota.* Este define el proceso a seguir para realizar el análisis del mecanismo biela - manivela.

### 3.2. Datos técnicos del motor

En el presente análisis se toma como objeto de estudio el mecanismo biela – manivela correspondiente al motor Suzuki Forsa 1, por lo tanto, en la siguiente tabla se muestran varios datos que muestran características del motor Suzuki.

**Tabla 2**

*Características técnicas del motor Suzuki Forsa 1*

<b>Motor G10A</b>	
Cilindrada	993 cc
Numero de cilindros	3
Relación de compresión	8,8:1
Año	84 - 89

*Nota.* Adaptado de *Estudio y análisis teórico - práctico del comportamiento de un motor Suzuki G10 previo y posterior a su trucaje* (p.47), por M. Mena, 2014, ESPE.

### 3.3. Toma de medidas del mecanismo biela manivela

Para realizar el modelado del mecanismo biela – manivela, se realiza la toma de medidas de cada elemento que lo conforma, entre estos se encuentran, los pistones, las bielas, los bulones, el cigüeñal y sus respectivos cojinetes de biela. Las medidas a obtener requieren de la utilización de instrumentos de medida, esencialmente de un calibrador pie de rey y un micrómetro, esto con el fin de obtener una mayor precisión ya que de estas dependen el correcto ensamblaje y posteriormente su correcto análisis del mecanismo.

#### 3.3.1. Medidas del pistón

Para la obtención de medidas del pistón se consideran los diámetros exteriores, diámetros interiores, ranuras del rin, longitud de la falda del pistón, entre otros detalles del pistón, además, cabe mencionar que se obtuvo varias medidas para ciertas secciones con las cuales se obtuvo un promedio y de esta manera ser más exactos en el modelado del componente.

**Figura 18**

*Mediciones del pistón*



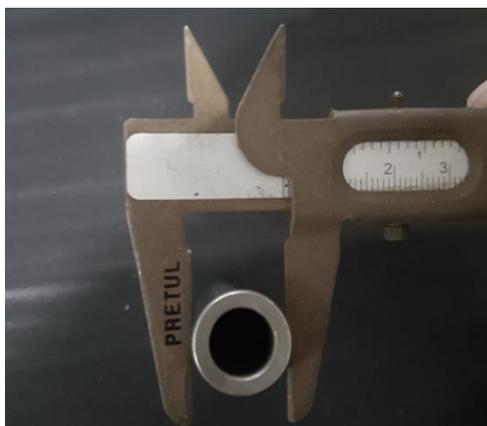
*Nota.* Obtención de la medida del orificio del bulón, con la utilización de un calibrador pie de rey.

### **3.3.2. Medidas del bulón**

Este es el elemento más sencillo, pero cumple una función indispensable, la cual es conectar la biela con el pistón, para este elemento se consideró las medidas del diámetro interno y externo, junto con su longitud.

**Figura 19**

*Mediciones del bulón*



*Nota.* Obtención del diámetro exterior del bulón obtenido con el calibrador.

### 3.3.3. *Medidas de la biela*

La obtención de medidas de la biela se realizó en conjunto, sin embargo, este componente se divide en dos partes fundamentales, las cuales se detallan posteriormente.

- Cuerpo de biela

Esta es la parte que soporta la mayor cantidad de esfuerzos, para la toma de medidas se consideró la longitud de la biela, diámetros del pie y cabeza de biela, entre otros. Dicho elemento consta de varias curvaturas, chaflanes y redondeos, que son difíciles de tomar con exactitud, sin embargo, (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020), mencionan que, los chaflanes y redondeos de pequeños bordes no influyen considerablemente en los resultados finales.

#### **Figura 20**

*Medición del cuerpo de biela*

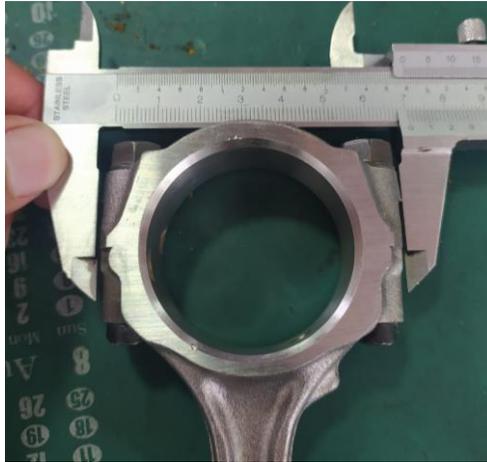


*Nota.* Obtención de la medida del cuerpo de biela con el calibrador.

- Tapa de biela

Al igual que el cuerpo de biela, posee redondeos y chaflanes los cuales son considerados de la manera más precisa, sin embargo, como ya se mencionó estos detalles no influye de gran manera en los resultados a obtener.

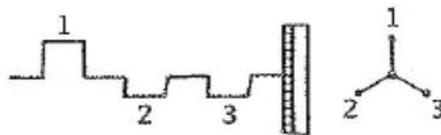
Para la toma de medidas de este componente se considera el diámetro, longitud, espesor, entre otros detalles que conforman la tapa de biela.

**Figura 21***Medidas de la tapa de biela*

*Nota.* Obtención de la medida de la cabeza de biela.

#### **3.3.4. Medidas del cigüeñal**

El análisis del mecanismo está basado en un motor de tres cilindros, el mismo está diseñado para el uso de motores de hasta 1500cc, cumpliendo con un orden de encendido de 1 – 3 – 2, en el caso de motores de cuatro tiempos (Ocaña Ocaña, 2000).

**Figura 22***Disposición del mecanismo de tres cilindros*

**Cigüeñal de motor de  
3 cilindros en línea**

*Nota.* La disposición de los codos del cigüeñal está desfasada 120°, logrando un funcionamiento geoméricamente equilibrado. Adaptado de *Tratado del Automóvil* (p.63), por A. Ocaña, 2000, CIE DOSSAT 2000.

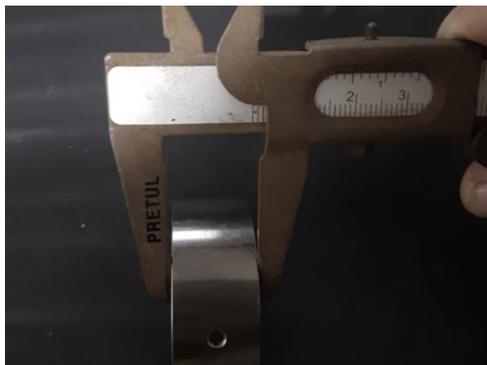
Una vez determinado el desfase de los codos del cigüeñal teóricamente, se tomó las medidas correspondientes al diámetro de los muñones de bancada y a los muñones de biela, así como también sus longitudes; cabe mencionar que este elemento posee redondeos y chaflanes, pero estos no afectan a los resultados finales.

**Figura 23***Mediciones del cigüeñal*

*Nota.* Obtención del diámetro del codo de bancada del cigüeñal.

### **3.3.5. Medidas de los cojinetes**

Por último, se consideran los cojinetes de biela, estos son elementos de fricción que se encuentran entre el muñón de biela del cigüeñal y la cabeza de biela, para este se consideraron medidas de diámetro, longitudes y espesores.

**Figura 24***Mediciones del cojinete de biela*

*Nota.* Obtención de la medida del ancho del cojinete de biela.

### **3.4. Cálculos para la simulación**

Para realizar la simulación del mecanismo, se requiere una serie de parámetros iniciales, considerando principalmente la fuerza ejercida por la presión de gas, que se ejerce sobre el área del pistón, como también se considera la temperatura de trabajo, dichos datos nos permitirán encontrar los valores de tensiones y deformaciones por medio del software de elementos finitos.

### 3.5. Datos geométricos

Partiendo de los datos mostrados en la tabla 3, los cuales fueron obtenidos en la toma de medidas de los componentes, procedemos a calcular los parámetros geométricos que se relacionan con el mecanismo, además de comprobar varios datos de forma analítica.

**Tabla 3**

*Parámetros obtenidos en la medición de los componentes del mecanismo*

Parámetro	Valor	Unidad
Diámetro del pistón	73.6	mm
Carrera del pistón	77	mm
Longitud de la biela	120	mm

*Nota.* En la tabla presentada se muestran dimensiones necesarias en el análisis del mecanismo, las mismas que serán verificadas matemáticamente.

Partiendo de la (Ec. 1), y reemplazando el valor de la carrera del pistón obtenemos la distancia de la manivela del mecanismo.

$$S = 2l$$

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

$$l = \frac{77mm}{2}$$

$$l = 38,5mm$$

A partir de la (Ec. 2), encontramos la sección transversal del pistón, reemplazando el valor del diámetro del mismo.

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

$$A_p = \frac{\pi \times (73.6)^2}{4}$$

$$A_p = 4254,47 \text{ mm}^2 \approx 42.544 \text{ cm}^2$$

Ahora obtenemos la cilindrada unitaria aplicando la (Ec. 3), para ello, se aproxima el valor del área del pistón obtenida y se reemplaza en la ecuación junto con la carrera del pistón.

$$V_D = A_p S$$

$$V_D = (43\text{cm}^2) \times (7,7\text{cm})$$

$$V_D = 331.1\text{ cm}^3$$

Partiendo de la (Ec. 4), despejando y reemplazando los valores que disponemos calculamos el volumen de la cámara de combustión.

$$r = \frac{V_D + V_c}{V_c}$$

$$V_c = \frac{V_D}{r - 1}$$

$$V_c = \frac{327,594\text{ cm}^3}{8,8 - 1}$$

$$V_c = 42.43\text{ cm}^3$$

Por último, se obtiene la cilindrada total del motor, para ello se debe reemplazar los valores requeridos en la (Ec. 5).

$$V_T = z \cdot V_D$$

$$V_T = 3 \times 331,1\text{ cm}^3$$

$$V_T = 993.49\text{ cm}^3$$

Se puede evidenciar que la cilindrada del motor calculada matemáticamente es muy próxima a la cilindrada expresada en la tabla de datos técnicos del motor.

### 3.6. Parámetros termodinámicos

Los parámetros termodinámicos más importantes son la presión y temperatura del gas generado con la gasolina, para ello, en la tabla 4, se muestra los valores obtenidos según (Jóvaj, 1982), para los parámetros químicos que se requieren en el proceso de combustión del motor.

**Tabla 4***Parámetros químicos para la gasolina*

Parámetro	Valor
Octanaje Gasolina	93
Cantidad teórica de aire	14.96 kg
Cantidad real de aire	13.46 kg
Cantidad total de mezcla fresca ( $M_1$ )	0.4732 kmol
Cantidad total de los productos de combustión	0.5106 kmol
Coeficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ )	1.08

*Nota.* La tabla presentada muestra valores necesarios para el cálculo termodinámico.

Adaptado de *Motores de automóvil* (p.637), por M.S. Jóvaj, 1982, MIR.

Para el análisis a realizar, se considera la gasolina de 93 octanos, según (Rodríguez, 2016), el uso de un determinado octanaje depende de la relación de compresión del motor, en este caso para una relación de compresión de 9.5:1 o menor, se utiliza una gasolina de 93 octanos. Una vez determinado el tipo de gasolina, también es importante considerar la altura a la que se encuentra la ciudad de Quito, esto con el fin de obtener la presión atmosférica a la que trabaja el motor, ya que esta es con la que se iniciara los cálculos.

**Tabla 5***Presión atmosférica a la altura de Quito*

Ubicación	Altura (m.s.n.m)	Presión atmosférica (Pa)
Nivel del mar	0	101325
Quito	2850	71994.1

*Nota.* Se presenta el valor de la presión atmosférica considerando la altura de Quito.

### **3.6.1. Presión y temperatura de admisión**

Inicialmente para la obtención de la presión, aplicamos la (Ec. 7), donde obtenemos el valor de la presión final de dicho ciclo, además se debe aplicar la (Ec. 8), la cual permite encontrar la densidad del aire en el cilindro; cabe mencionar que varios valores son definidos según (Jóvaj, 1982), de la siguiente manera:

**Tabla 6***Parámetros definidos en el cálculo termodinámico*

Parámetro	Mínimo	Máximo
Presión de los gases residuales ( $P_r$ )	1.1 ( $P_o$ )	1.25 ( $P_o$ )
Resistencia del aire de entrada ( $\beta^2 - \xi$ )	2.5	4
Velocidad del aire en la entrada ( $w_{ad}$ )	50 $\frac{m}{s^2}$	130 $\frac{m}{s^2}$
Temperatura de los gases residuales ( $T_r$ )	900 K	1000 K

*Nota.* La tabla muestra varios valores requeridos inicialmente para el cálculo termodinámico. Adaptado de *Motores de automóvil* (p.89), por M.S. Jójvaj, 1982, MIR.

$$P_a = P_o - (\beta^2 - \xi) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_o 10^{-6}$$

$$\rho_o = \frac{P_o}{R T_o}$$

$$\rho_o = \frac{71994.1 \text{ Pa}}{(287) (293 \text{ K})}$$

$$\rho_o = 0.856 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$P_a = 71994.1 \text{ Pa} - (3.2) \frac{\left(90 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)^2}{2} \left(0.856 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) 10^{-6}$$

$$P_a = 60900.34 \text{ Pa}$$

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

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{293 \text{ K} + 15}{950 \text{ K}} \cdot \frac{84593.067 \text{ Pa}}{(8.8)(60900.34 \text{ Pa}) - (84593.067 \text{ Pa})}$$

$$\gamma_r = 0.060$$

La temperatura del ciclo de admisión, se obtiene aplicando la (Ec. 9), la cual se representa de la siguiente manera:

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

$$T_a = \frac{293 \text{ K} + 15 + 0.060 (950\text{K})}{1 + (0.0607)}$$

$$T_a = 344.739 \text{ K}$$

### 3.6.2. Presión y temperatura de compresión

Esta temperatura está establecida al final de la compresión cuando el pistón se encuentra en el PMS, para obtener dicha temperatura se requiere conocer el coeficiente politrópico el cual determina la variación de las magnitudes termodinámicas en el sistema. Según (Jóvaj, 1982), dicho coeficiente es de 1.34 para los motores a gasolina. Definido el coeficiente politrópico, aplicamos la (Ec. 11) para obtener la presión del ciclo.

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n1}$$

$$P_c = 60900.34 \text{ Pa} \cdot (8.8)^{1.34}$$

$$P_c = 1122603.77 \text{ Pa} \approx 1.122 \text{ MPa}$$

Para definir el valor de la temperatura aplicamos la (Ec. 12), la cual se representa de la siguiente manera:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{(n1-1)}$$

$$T_c = 344.739 \text{ K} \cdot (8.8)^{1.34-1}$$

$$T_c = 722.128 \text{ K}$$

### 3.6.3. Presión y temperatura de explosión

Para determinar la presión del gas en el momento de la explosión, es necesario inicialmente obtener el coeficiente real de variación molecular, esto se logra aplicando la (Ec. 13), la cual se expresa de la siguiente manera:

$$\mu_r = \frac{M_2 + Y_r M_1}{M_1(1 + Y_r)} = \frac{\mu_o + Y_r}{1 + Y_r}$$

$$\mu_r = \frac{1.08 + 0.060}{1 + 0.060}$$

$$\mu_r = 1.075$$

Además de este valor se requiere de varios parámetros los cuales son especificados según (Jóvaj, 1982) en la siguiente tabla.

**Tabla 7**

*Parámetros requeridos en el ciclo de explosión*

Parámetro	Valor
Coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_2$ )	0.85
Poder calorífico inferior ( $H_u$ )	$44 \frac{MJ}{kmol}$
Calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta ( $(\Delta H_u)_{quim}$ )	$5.882 \frac{MJ}{kmol}$

*Nota.* Adaptado de *Motores de automóvil* (p.638), por M.S. Jóvaj, 1982, MIR.

De esta manera, la ecuación de combustión a volumen constante (Ec. 14), es expresada de la siguiente forma:

$$\frac{\xi_2 [H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{M_1(1 + Y_r)} + \frac{U_c + Y_r U_c''}{1 + Y_r} = \mu_r U_z''$$

**Tabla 8**

*Calor específico de la mezcla fresca a volumen constante*

Temperatura °C ( $T_c$ )	Calor específico de la mezcla fresca ( $\mu_{cv}$ )
400	21.474
500	21.780
600	22.090

*Nota.* Interpolando los valores para encontrar el calor específico a una temperatura de 449 °C, se obtiene un valor de  $21.623 \frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ C}$ . Adaptado de *Motores de automóvil* (p.65), por M.S. Jóvaj, 1982, MIR.

Una vez obtenido el calor específico a la temperatura deseada, se aplica la siguiente ecuación, la cual permite obtener la energía interna de un mol de mezcla fresca al final del proceso de compresión.

$$U_c = (\mu_{cv})_c \cdot T_c$$

$$U_c = 21.623 \frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ C} \cdot 449^\circ C$$

$$U_c = 9709.149 \frac{kJ}{kmol}$$

Para encontrar el calor específico de la mezcla es necesario interpolar cada componente de los productos de combustión para la temperatura especificada, posteriormente se debe realizar la suma de todos los componentes al multiplicar los calores específicos por sus fracciones volumétricas, para ello se especifican dichos parámetros en la siguiente tabla.

**Tabla 9**

*Parámetros de la mezcla de combustión*

Componente	Calor específico $\left(\frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ C}\right)$	Fracciones volumétricas
CO	21.623	0.028
CO <sub>2</sub>	35.583	0.111
H <sub>2</sub> O	27.039	0.128
H <sub>2</sub>	20.903	0.014
N <sub>2</sub>	21.314	0.719

*Nota.* La tabla muestra los valores del calor específico de los productos de la combustión. Adaptado de *Motores de automóvil* (p.639), por M.S. Jójvaj, 1982, MIR.

Obtenidos los parámetros requeridos, se produce la respectiva multiplicación entre las fracciones y calor específico de cada producto, para posteriormente realizar una sumatoria de cada producto dando como resultado un calor específico de los productos totales.

$$(\mu_{cv})_c'' = 23.633 \frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ C}$$

Obtenido el calor específico mostrado previamente, determinamos la energía interna de los productos de combustión:

$$U_c'' = (\mu_{cv})_c'' \cdot T_c$$

$$U_c'' = 23.633 \frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ C} \cdot 449 ^\circ C$$

$$U_c'' = 10611.621 \frac{kJ}{kmol}$$

Aplicando la (Ec. 14), definimos el primer miembro de la ecuación, el cual permitirá asumir la temperatura de explosión basándose en tablas expresadas según (Jóvaj, 1982), para ello se resuelve las siguientes expresiones:

$$\frac{\xi_2 [H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{M_1(1 + Y_r)} + \frac{U_c + Y_r U_c''}{1 + Y_r} = \mu_r U_z''$$

$$\frac{0.85 [44000 - 5882]}{0.473(1 + 0.06)} + \frac{9709.149 + (0.06 * 10611.621)}{1 + 0.06} = \mu_r U_z''$$

$$\mu_r U_z'' = 74382.474$$

A partir del valor encontrado, (Jóvaj, 1982) realiza la siguiente relación:

$$U_z'' = \mu_{cv}'' \cdot T_z = \frac{74382.474}{\mu_r} = \frac{74382.474}{1.075} = 69193 \frac{kJ}{kmol}$$

Con el valor encontrado se realiza una interpolación de los valores que engloban el valor previamente descrito, para ello se consideran los valores expuestos según (Jóvaj, 1982) el cual presenta diferentes valores de energía interna determinados a diferentes temperaturas, de este modo en la siguiente tabla se considera un valor inferior y superior al encontrado previamente para la obtención de la temperatura en el proceso de explosión.

**Tabla 10***Energía interna de los productos de combustión*

Temperatura °C	Gasolina; $\alpha = 0.9$
2300	$67.2127 \frac{MJ}{kmol}$
2400	$70.5432 \frac{MJ}{kmol}$

*Nota.* Realizando la interpolación correspondiente para encontrar la temperatura de explosión correspondiente a un valor de  $69.193 \frac{MJ}{kmol}$ , de energía interna de los productos de combustión, se obtiene la temperatura de 2359.46°C. Adaptado de *Motores de automóvil* (p.67), por M.S. Jójvaj, 1982, MIR.

$$T_z = 2359.46^\circ C \approx 2632.46 K$$

Para obtener la presión de explosión al final de la combustión, se requiere aplicar la (Ec. 17), la cual se expresa de la siguiente manera:

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

$$P_z = 1122603.77 Pa \cdot \left( 1.075 \cdot \frac{2632.46 K}{722.128 K} \right)$$

$$P_z = 4399289.647 Pa \approx 4.399 MPa$$

#### **3.6.4. Presión y temperatura de escape**

Para la obtención de la temperatura y presión de escape, o también denominada expansión, aplicamos la (Ec. 18) y la (Ec. 19) correspondientemente, para la misma aplicamos un coeficiente politrópico de expansión de  $n_2 = 1.24$ , obteniendo los siguientes resultados.

$$T_b = T_z \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right)$$

$$T_b = 2632.46 K \cdot \left( \frac{1}{8.8^{1.24-1}} \right)$$

$$T_b = 1562 K$$

$$P_b = \left( \frac{P_z}{\varepsilon^{n2}} \right)$$

$$P_b = \left( \frac{4399289.647 \text{ Pa}}{8.8^{1.24}} \right)$$

$$P_b = 296636.127 \text{ Pa} \approx 0.296 \text{ MPa}$$

### 3.7. Grafica presión vs grados el cigüeñal

Obtenidas las presiones en los ciclos del motor, se representa la variación de las fuerzas con respecto al ángulo del cigüeñal, para ello es necesario aplicar la siguiente expresión, la cual permite obtener la fuerza del gas sobre la superficie del pistón.

$$F_g = P_z \cdot A_p$$

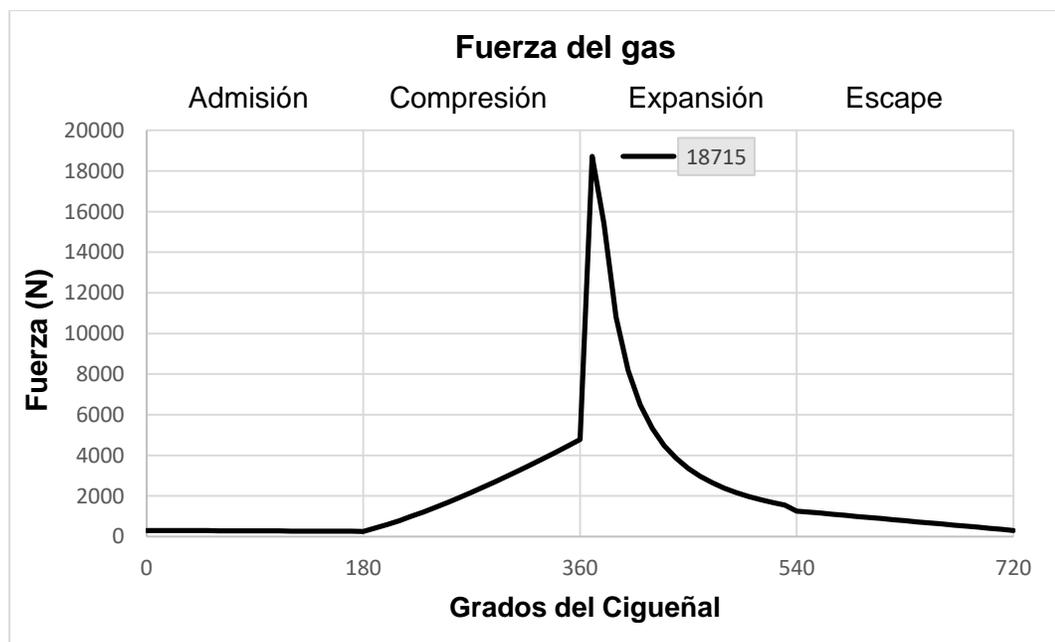
$$F_g = (4399289.647 \text{ Pa}) \cdot (0.0042544 \text{ m}^2)$$

$$F_g = 18716.645 \text{ N}$$

Partiendo de la expresión mencionada, se obtiene la fuerza actuante sobre el área del pistón a diferentes ángulos del cigüeñal, obteniendo la siguiente figura.

**Figura 25**

*Fuerza sobre la superficie del pistón*



*Nota.* Se figura presenta la fuera ejercida sobre el pistón.

### 3.8. Diagrama de encendido del motor

El diagrama de los tiempos de un motor, permite mostrar esquemáticamente la secuencia y la carrera en la que se encuentra cada uno de los pistones en relación con el ángulo del cigüeñal, para esto es indispensable conocer el orden de encendido del motor. El orden de encendido de un motor de 3 cilindros y 4 tiempos es (1-3-2), con dichos datos se obtiene el diagrama que se muestra en la siguiente figura.

**Figura 26**

*Diagrama de encendido del motor*

Tiempos del motor			
Grados °	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3
60	Admisión	Compresión	
120			
180			Escape
240	Compresión	Explosión	
300			
360			Admisión
420	Explosión	Escape	
480			
540			Compresión
600	Escape	Admisión	
660			
720			Explosión

*Nota.* Diagrama necesario para definir las fuerzas sobre los tres cilindros.

El diagrama presentado es muy importante en el análisis del estudio, ya que este permite conocer el ángulo del cigüeñal y el tiempo en el que se encuentra cada cilindro, con estos datos y con ayuda de la figura 25, se colocan las fuerzas requeridas en cada cilindro.

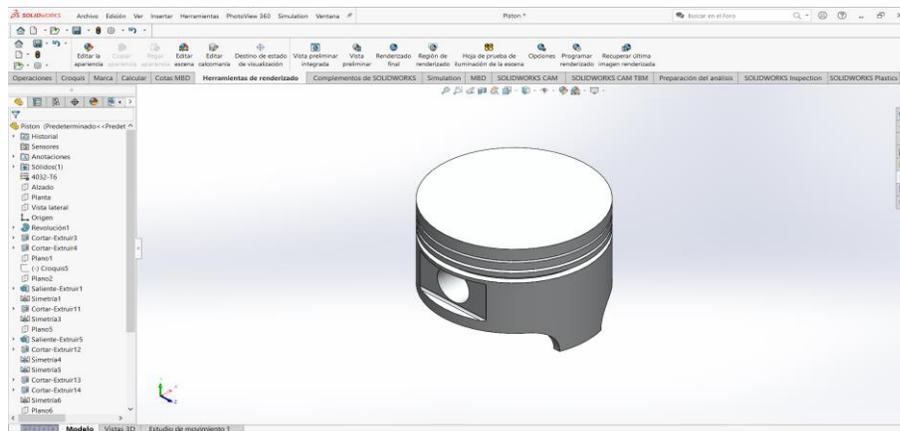
### 3.9. Modelado del mecanismo

#### 3.9.1. Modelado del pistón

El modelado del pistón tiene como principal operación la revolución, sin embargo, se realizan nuevos planos y croquis para definir el elemento a crear.

**Figura 27**

*Modelado del pistón*



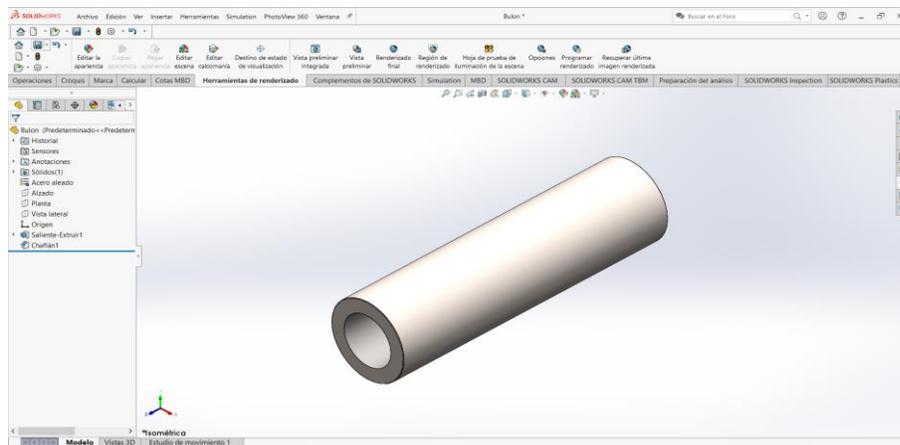
*Nota.* Modelado final del pistón en el software CAD.

#### 3.9.2. Modelado del bulón

El bulón es uno de los elementos más sencillos de modelar, debido a su simplicidad de geometría, este se desarrolló con la extracción simple del software.

**Figura 28**

*Modelado del bulón*



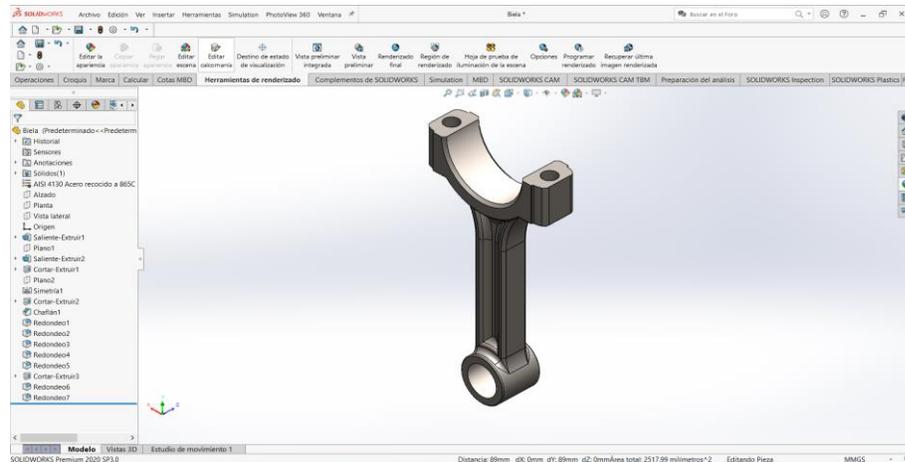
*Nota.* Modelado del bulón o pin en el software CAD.

### 3.9.3. Modelado de la biela

El cuerpo es modelado con una serie de redondeos, con el fin de obtener la geometría más próxima a la real, además que dicho croquis será utilizado para desarrollar la tapa de biela.

**Figura 29**

*Modelado de la biela*

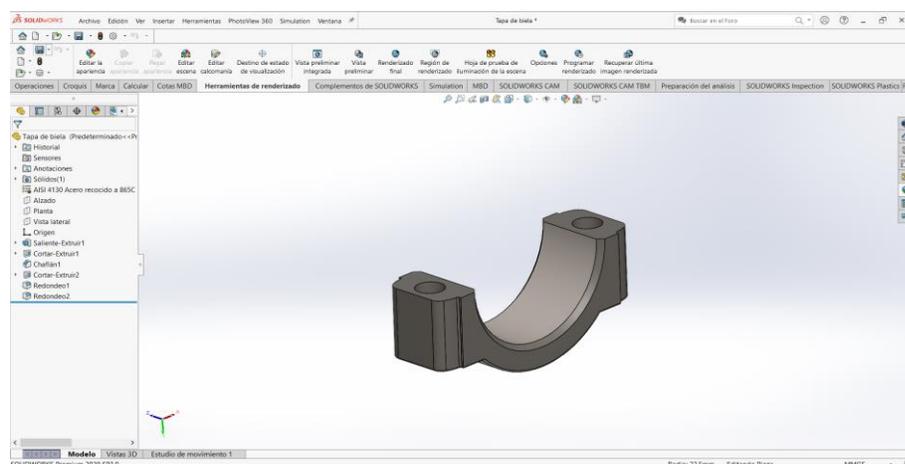


*Nota.* Cuerpo de la biela, modelado en el software CAD.

El modelado de la tapa de biela se realiza de manera sencilla a partir del croquis del cuerpo de la biela, añadiendo nuevos redondeos para definir la misma.

**Figura 30**

*Modelado de la tapa de la biela*



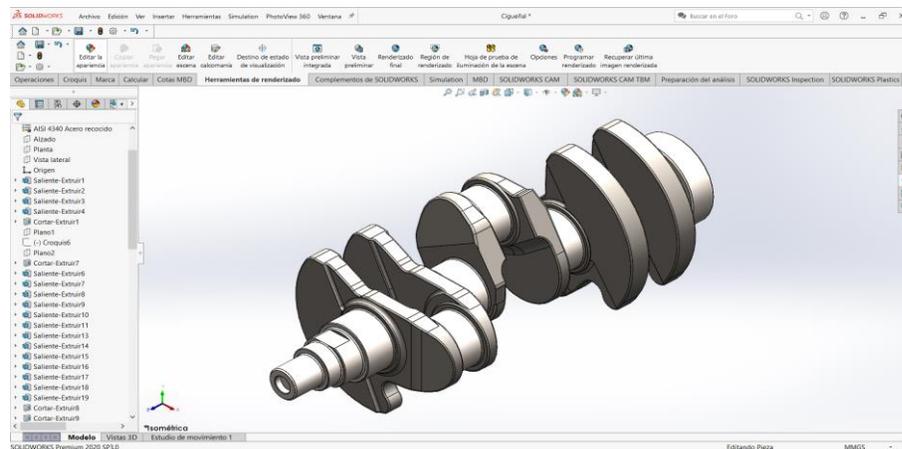
*Nota.* Tapa de biela realizado en un software CAD.

### 3.9.4. Modelado del cigüeñal

El cigüeñal es uno de los elementos más complejos en el modelado, este se creó a base de extrucciones, tomando como partida uno de los extremos del cigüeñal, además para la creación de los contrapesos se aplicó la opción de simetría, con el fin de obtener la misma masa en todos los contrapesos del cigüeñal. Los detalles de este elemento consideran una serie de redondeos y chaflanes, tomados como referencia de manera visual del elemento real del mecanismo.

**Figura 31**

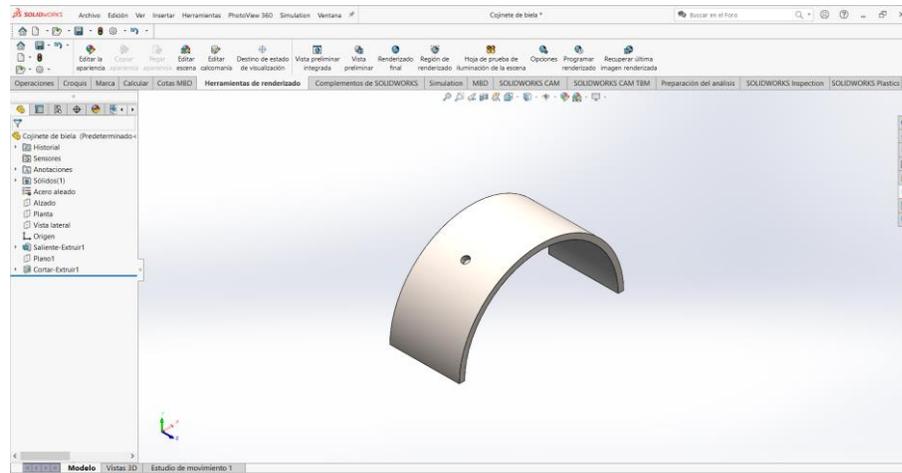
*Modelado del cigüeñal*



*Nota.* La figura muestra el modelado final del cigüeñal en CAD.

### 3.9.5. Modelado del cojinete de biela

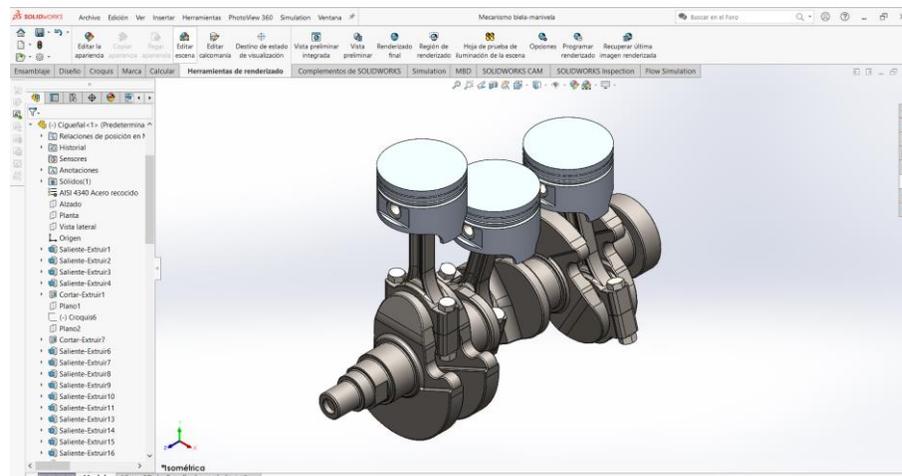
Por último, el elemento a modelar fueron los cojinetes de biela, los mismo que se encuentran realizados a partir de un croquis con una geometría circular y varias extrucciones.

**Figura 32***Modelado de los cojinetes de biela*

*Nota.* Cojinetes de biela realizados en un software CAD.

### **3.9.6. Ensamblaje del mecanismo biela manivela**

Concluido el modelado de los elementos que conforman el mecanismo, se realiza el ensamblaje, mediante relaciones de posición que brinda el software.

**Figura 33***Ensamblaje del mecanismo biela-manivela*

*Nota.* Ensamblaje final obtenido en el software CAD.

### 3.10. Condiciones de simulación

La simulación del mecanismo biela – manivela se desarrolla en un software CAE, previo a esto se debe realizar la exportación del mecanismo proveniente del software CAD, a un formato compatible con el software CAE, esto es necesario si el software CAD, no contiene herramientas de simulación necesarias para desarrollar el estudio previsto con el mecanismo biela - manivela.

#### 3.10.1. Definición del material

Previo al análisis del mecanismo biela - manivela, es necesario conocer los materiales reales que conforman el mecanismo correspondiente al motor Suzuki Forza 1, esto con el fin de seleccionarlos en la biblioteca del software CAE; en caso de no disponer de los materiales a utilizar, se requiere ingresar los materiales juntos con las propiedades de los mismos. De este modo en la siguiente tabla se presenta los elementos que conforman el mecanismo, con su respectivo material de fabricación y las propiedades del mismo.

**Tabla 11**

*Propiedades de los materiales utilizados en el mecanismo*

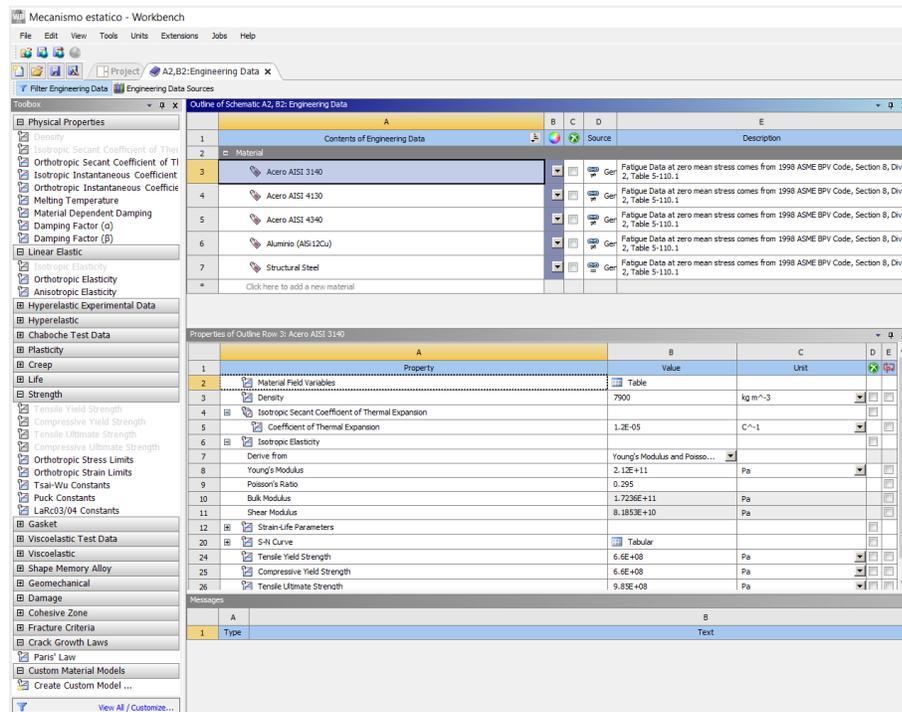
Elemento		Pistón	Bulón	Biela	Cigüeñal	Cojinetes
<b>Material</b>		Aluminio	Acero	Acero	Acero	Acero
<b>Propiedad</b>	<b>Uni.</b>	AC-47100	AISI 4130	AISI 4340	AISI 4340	AISI 3140
Densidad	Kg/m <sup>3</sup>	2990	7870	7870	7870	7900
Módulo de Young	GPa	265	210	210	210	212
Coefficiente de Poisson	-	0,35	0,333	0.333	0.333	0.295
Resistencia de tracción	MPa	225	1240	1980	1980	985
Limite elástico	MPa	220	1140	1650	1650	660
Conductividad térmica	W/mC	140	50	44	44	50
Calor específico	J/kgC	830	460	475	475	486

*Nota.* Adaptado de *Material Property Data* por MatWeb.

Una vez definidos los materiales de cada elemento y posteriormente las propiedades de los mismos, se requiere ingresar cada elemento al software CAE, esto se logra mediante las diferentes interfaces que presenta el software al iniciar un nuevo análisis.

**Figura 34**

*Biblioteca desarrollada en Engineering Data*



*Nota.* La figura muestra la creación de los nuevos materiales para el mecanismo, junto con la introducción de las propiedades de los mismos en el software CAE.

### 3.10.2. Conexiones y Juntas

Posterior a la creación de la biblioteca de materiales, se requiere una serie de juntas para realizar el análisis del mecanismo biela – manivela, estas juntas tienen como fin asignar el correcto comportamiento de los diferentes elementos del mecanismo, a partir de esto, se utilizaron las siguientes juntas:

- Junta fija

Esta junta como su nombre mismo lo indica es fija, la misma permite unir dos o más elementos del mecanismo, para este caso se utilizaron principalmente para juntar la biela con sus cojinetes, así como también para juntar el pie de biela con el bulón.

- Junta de traslación

Este tipo de junta permite realizar un desplazamiento de cualquier elemento de un punto a otro punto, ya sea vertical u horizontal, en el mecanismo este tipo de junta es aplicada en el desplazamiento vertical que realiza el pistón al moverse desde el PMS al PMI y viceversa.

- Revolución

Este tipo de junta permite generar movimiento rotacional en el mecanismo, el mismo es muy importante en el análisis transitorio, ya que a partir de este se genera las revoluciones del cigüeñal, además que permite obtener el movimiento rotacional existente entre la cabeza de biela con el muñón de biela y el bulón con el pistón.

### **3.10.3. Mallado**

Este es una parte muy importante del análisis del mecanismo biela – manivela, ya que influye en los resultados de dicho análisis. Por lo tanto, el mallado determina la calidad de los resultados de los diferentes elementos sometidos a un estudio en el software CAE, dicho software ofrece la posibilidad de generar una malla automáticamente según lo determine el mismo, sin embargo, el mallado automático muchas de las veces es deficiente, lo cual puede generar errores en los resultados.

Según (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020), la métrica de la malla en el software puede ser medida por varios factores, entre los más importantes se tiene al radio Jacobiano, la oblicuidad, ortogonalidad, el factor de distorsión, la relación de aspecto y la calidad del elemento.

Para evaluar la calidad de malla, el software CAE presenta varias características en su interfaz de trabajo, entre estas se puede destacar la obtención de la métrica de la malla generada, la cual representa un intervalo de 0 a 1, siendo 0 el elemento de menor calidad, mientras que 1 es el elemento de mayor calidad. A partir de esto evaluamos la calidad de malla de los componentes del mecanismo.

**Figura 35**

*Métrica de la malla generada automáticamente*

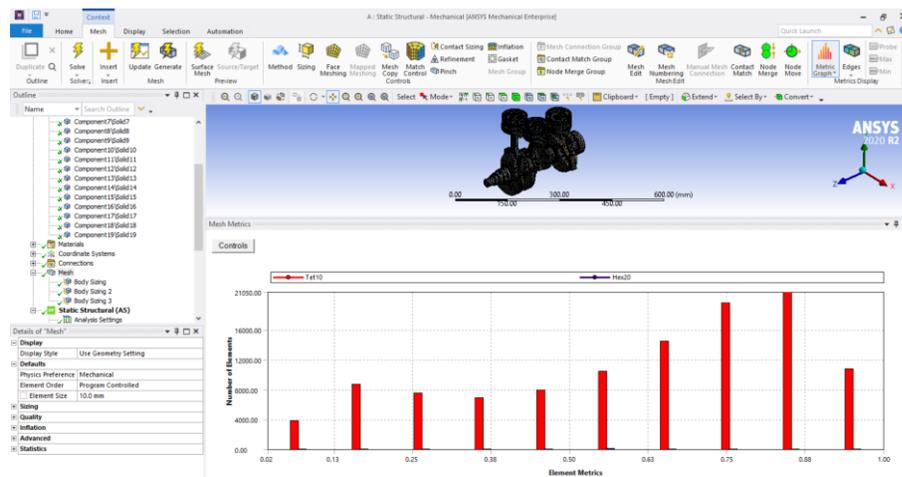


*Nota.* Con la métrica que ofrece el software, se puede observar que la calidad del mallado es deficiente.

A partir de la malla generada automáticamente, se realiza una variación del tamaño del elemento según se lo requiera, con el fin de obtener un refinamiento de la malla, la misma será evaluada con la métrica del software. De este modo la figura 36, muestra el mallado final obtenido con una menor cantidad de elementos de baja calidad.

**Figura 36**

*Mallado final para el análisis del mecanismo*



*Nota.* Métrica de la calidad del mallado final.

Definida la malla final del mecanismo biela – manivela previa al análisis, en la tabla 37, se muestran varios parámetros que definen la métrica para cada elemento; cabe mencionar que, mientras más elementos tenga la malla, esta aumentara su tiempo de solución, además que la mismo puede presentar problemas al correr el análisis.

### Figura 37

#### *Parámetros del mallado*

<b>Mallado automático</b>	
Elementos	65427
Nodos	121588
<b>Mallado refinado</b>	
Elementos	110834
Nodos	194492

*Nota.* Los parámetros presentados son obtenidos de la interfaz de mallado en el software CAE.

### 3.11. Condiciones estáticas

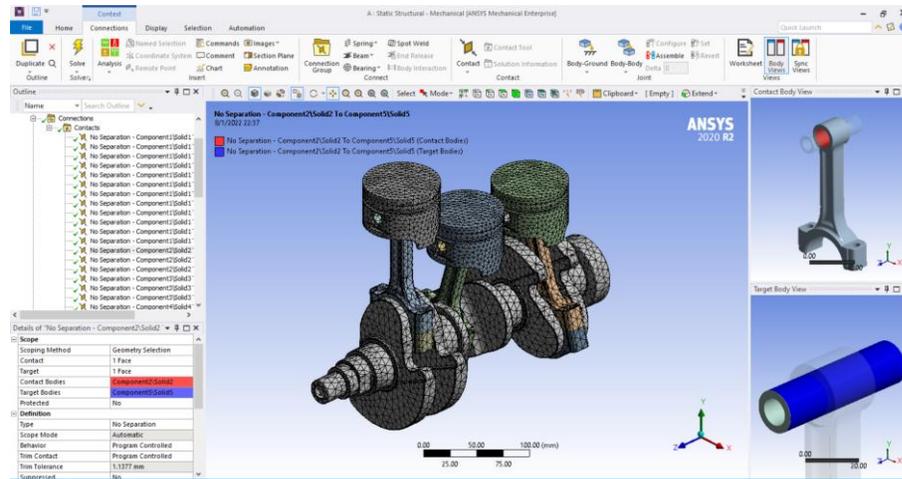
Estas condiciones se toman en cuenta para realizar el análisis estructural, donde se determinará el desplazamiento máximo de los elementos del mecanismo biela - manivela, para ello se debe considerar lo siguiente:

#### 3.11.1. Conexiones

Para realizar el análisis estático estructural se requiere colocar juntas fijas en los muñones de bancada del cigüeñal, además que las conexiones que se obtienen en todo el mecanismo deben ser sin separación, ya que el que se obtienen por defecto al abrir el software es “bonded”, el cual representa conexiones soldadas, por lo tanto, presentarían soluciones erróneas en el desarrollo del análisis.

Figura 38

Conexiones asignadas al mecanismo biela - manivela



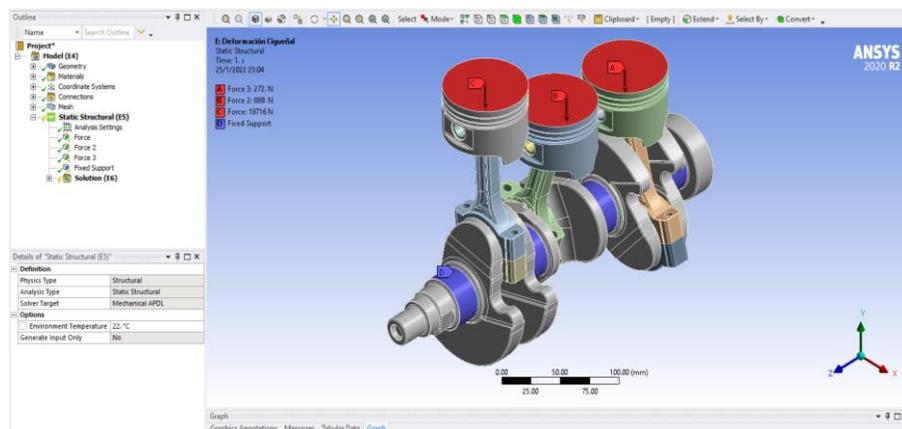
Nota. Conexión entre la biela y el bulón.

### 3.11.2. Fuerza

La fuerza considerada en el análisis del mecanismo es la que ejerce el gas sobre el área de cada pistón, posteriormente la misma actúa sobre los elementos sobrantes del mecanismo biela - manivela.

Figura 39

Asignación de fuerzas en el análisis estático estructural



Nota. Asignación de los valores de fuerza del gas en la superficie del pistón.

### 3.12. Condiciones transitorias

Para desarrollar el análisis transitorio se requiere considerar una serie de parámetros, con el fin de cumplir un ciclo de trabajo en donde se evaluarán los distintos esfuerzos que actúan sobre el mecanismo, de este se establece las consideraciones que se muestran posteriormente.

#### 3.12.1. Configuración del análisis

Los parámetros iniciales a configurar para la simulación, están definidos por el tiempo de paso inicial, paso de tiempo mínimo, paso de tiempo máximo y tiempo de finalización del paso, para esto se va a considerar que el motor gira a 2000 rpm, el mismo que ayuda a determinar los parámetros previamente mencionados.

$$2000 \text{ rev} \rightarrow 1 \text{ min}$$

$$1 \text{ rev} \rightarrow x$$

$$x = \frac{1}{2000} = 0.0005 \text{ min}$$

$$t = 0.0005 \text{ min} \approx 0.03 \text{ seg}$$

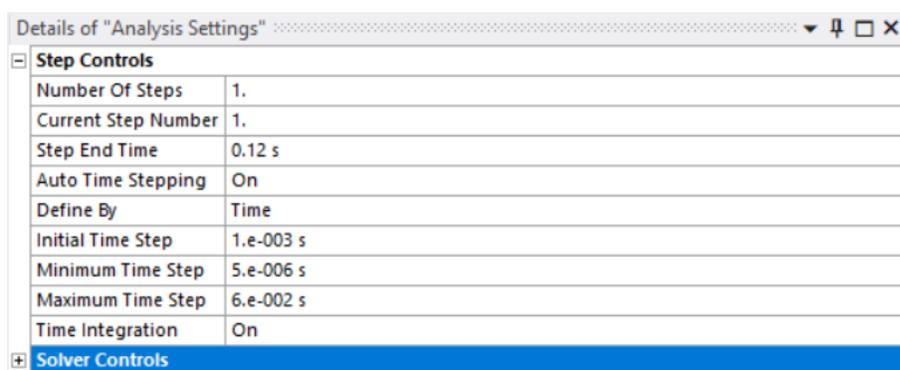
A partir de la relación expresada, se obtiene que el cigüeñal realiza una revolución en un tiempo de 0.03 segundos, de este modo se sabe que para que el motor cumpla un ciclo de trabajo se requiere de dos revoluciones del motor, dando como resultado un valor de 0.06 segundos; sin embargo, para el análisis del mecanismo biela manivela se considera dos ciclos termodinámicos obteniendo como valor final 0.12 segundos.

Según (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020), recomienda que el paso de tiempo mínimo sea al menos una quinta parte del valor inicial, mientras que para el paso de tiempo máximo puede ser un valor igual o superior a la inicial.

Considerando lo expresado, se toma un tiempo de paso inicial de 0.001 segundos, mientras que el tiempo de paso mínimo será de 0.000005 segundos, por último, el valor del tiempo de paso máximo es de 0.06 segundos. Los valores mencionados se ingresan en la interfaz de la configuración de análisis del software CAE.

**Figura 40**

*Intervalos de tiempo para el análisis transitorio*



Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	0.12 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1.e-003 s
Minimum Time Step	5.e-006 s
Maximum Time Step	6.e-002 s
Time Integration	On
+ Solver Controls	

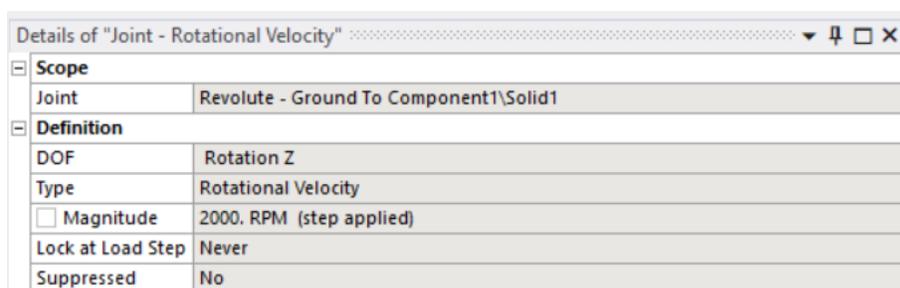
*Nota.* Ingreso de los valores obtenidos previo al análisis transitorio.

### 3.12.2. Condición de revolución

Esta condición tiene como fin obtener el movimiento del cigüeñal en el mecanismo, para ello, se debe insertar una condición de revolución en el elemento, la misma que será constante con un valor de 2000 rpm, de este modo el análisis del mecanismo biela – manivela obtendrá los resultados más aproximados a la realidad.

**Figura 41**

*Revoluciones a la que gira el cigüeñal*



Details of "Joint - Rotational Velocity"	
Scope	
Joint	Revolute - Ground To Component1\Solid1
Definition	
DOF	Rotation Z
Type	Rotational Velocity
<input type="checkbox"/> Magnitude	2000. RPM (step applied)
Lock at Load Step	Never
Suppressed	No

*Nota.* Ingreso de la revolución a la que gira el cigüeñal.

### 3.12.3. Condición de fuerza

La fuerza que se aplica en la superficie del pistón varía con relación al ángulo del cigüeñal, por lo que es necesario ingresar las fuerzas con la utilización de la figura 25, la cual permite determinar la fuerza que está actuando sobre los pistones con referencia al ángulo del cigüeñal, basándose en el diagrama de encendido mostrado en la figura 26. Para ingresar las fuerzas se requiere una condición de traslación sobre el pistón.

**Figura 42**

Condición de fuerza sobre la cabeza del pistón

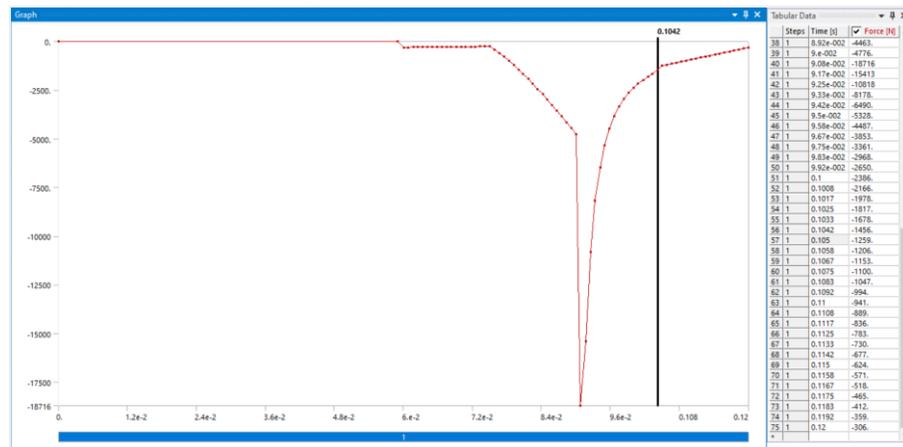
Details of "Joint - Force"	
<b>Scope</b>	
Joint	Translational - Ground To Component17\Solid17
<b>Definition</b>	
DOF	X Displacement
Type	Force
Magnitude	Tabular Data
Lock at Load Step	Never
Suppressed	No

*Nota.* Para ingresar las fuerzas que actúan en la cabeza del pistón es necesario tabular lo datos e ingresar los valores.

Una vez creada la condición de traslación sobre la superficie del pistón, se requiere tabular datos para ingresar los valores de la fuerza para cada pistón en función del tiempo del ciclo termodinámico el cual se relaciona con el ángulo del cigüeñal, obteniendo la gráfica que se muestra en la siguiente figura

**Figura 43**

Datos tabulados en el software CAE



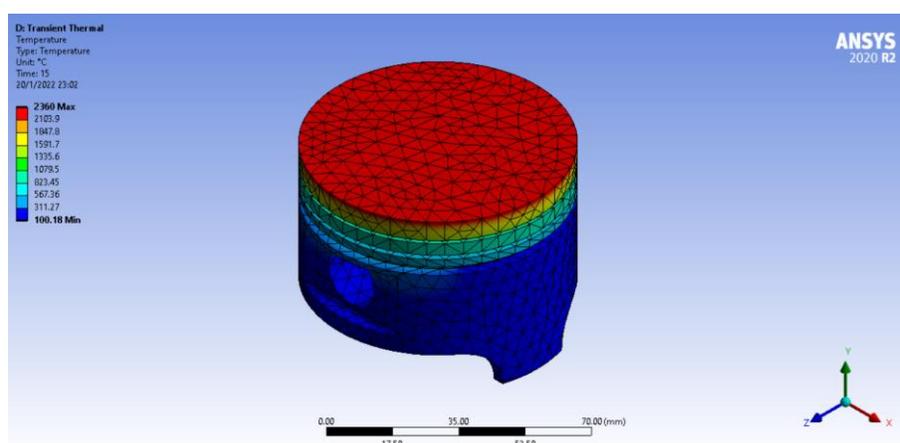
*Nota.* Ingreso de la fuerza sobre la superficie del pistón 1 en función del tiempo del ciclo termodinámico.

### 3.12.4. Condiciones térmicas

Las condiciones definidas para realizar un análisis termo estructural, considera las temperaturas de trabajo del mecanismo, las cuales son expresadas según (Hernández, Rodrigo, Otero, & Ismael) que la temperatura de la superficie de la cabeza del pistón varía entre 200 a 350°C, mientras que la falda del pistón se encuentra con una temperatura aproximada de 150°C. Por otro lado (Fernández Pilataxi & Meneses Huera, 2020), mencionan que la temperatura aproximada en la biela y el cigüeñal se encuentra entre 100 a 120°C.

**Figura 44**

*Análisis térmico transitorio*



*Nota.* Se presenta la variación de la temperatura sobre el pistón.

Los resultados obtenidos de cada elemento en el análisis térmico transitorio son similares a los citados, de esta manera se presenta los siguientes valores.

**Tabla 12**

*Diferencia de temperatura en los elementos del mecanismo*

Asignación de temperatura	
Componente	Temperatura (°C)
Pistón	150
Biela	120
Cigüeñal	100

*Nota.* Se presentan los valores de temperatura de cada elemento.

## Capítulo IV

### 4. Análisis e interpretación de resultados

#### 4.1. Análisis CAE

Este apartado presenta las deformaciones, tensiones de von Mises y factor de seguridad de los elementos que conforman el mecanismo biela – manivela, los mismos que se obtienen cuando el mecanismo está sometido a la fuerza del gas para el análisis estructural y a la temperatura para el análisis termo estructural.

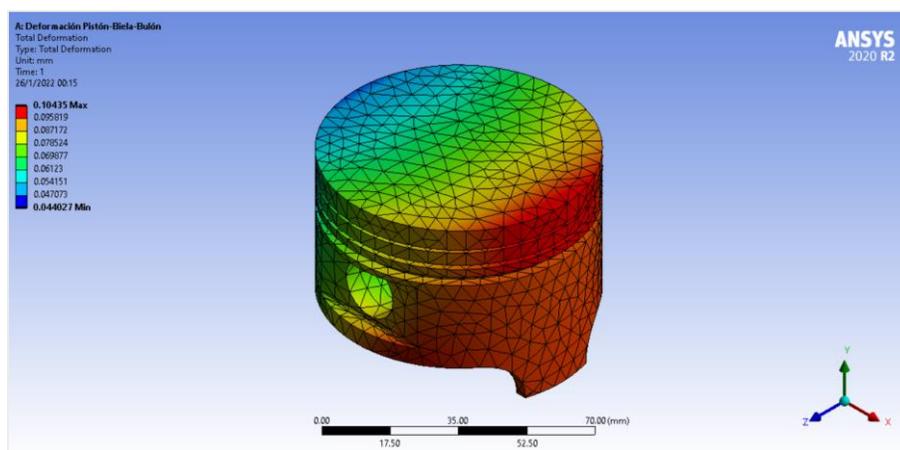
#### 4.2. Pistón

##### 4.2.1. Deformación pistón

El análisis estructural del mecanismo biela – manivela, permite obtener la deformación de los elementos que lo conforman, de este modo se analiza la deformación del pistón cuando este se encuentra sometido a la fuerza de la combustión.

#### Figura 45

*Deformación del pistón en el análisis estructural*

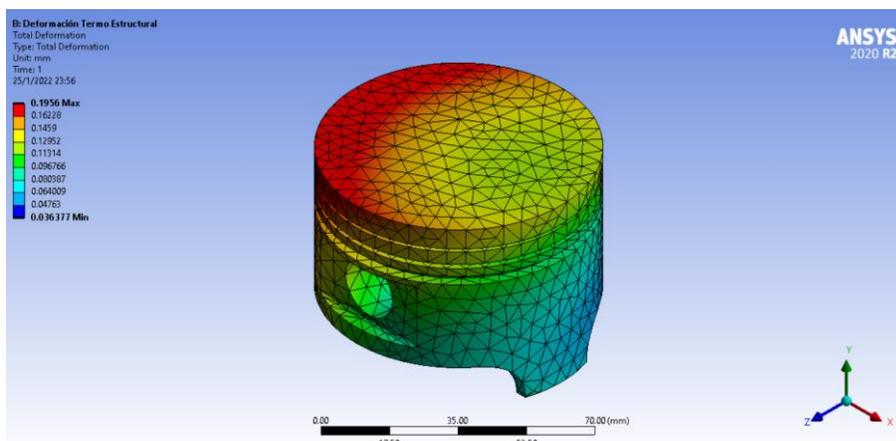


*Nota.* La figura muestra las deformaciones que se obtiene en el pistón.

Partiendo del análisis estructural y considerando la temperatura a la que trabaja el pistón, se puede observar que la deformación obtenida en el mismo aumenta con respecto al análisis estructural, esto debido a que la temperatura es un factor que incide considerablemente en la resistencia de los materiales, obteniendo lo siguiente:

**Figura 46**

*Deformación del pistón en el análisis termo estructural*



*Nota.* Se muestra la deformación que se obtiene en el pistón al considerar la temperatura de trabajo del mismo.

Al realizar el análisis del pistón se obtiene una gráfica la cual representa las diferentes deformaciones existentes en el pistón, obteniendo una mayor deformación en la parte superior del mismo ya sea en el análisis estructural y termo estructural. En la siguiente tabla se muestra los valores principales de deformación que se obtuvieron en los análisis realizados.

**Tabla 13**

*Valor mínimo y máximo de deformación del pistón*

Deformación	Análisis del pistón	
	Estructural	Termo - estructural
Mínima (mm)	0.044	0.036
Máxima (mm)	0.104	0.195

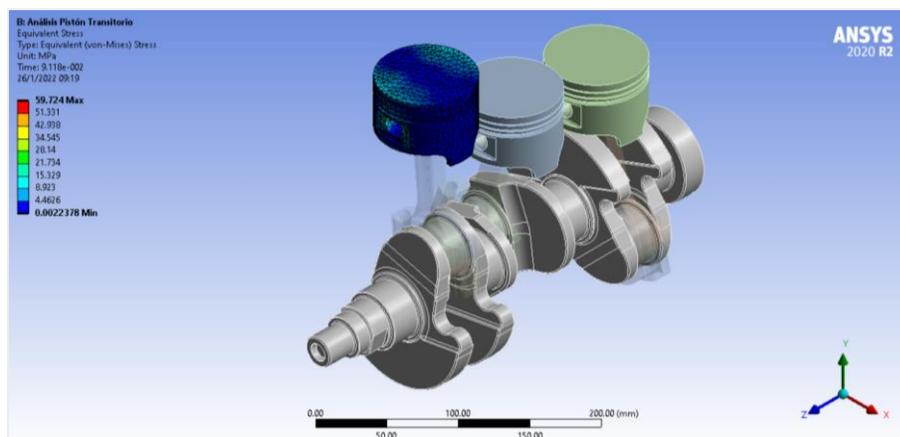
*Nota.* Los valores de deformación se obtienen en los diferentes análisis del software CAE.

#### **4.2.2. Tensión mínima y máxima**

Las tensiones que se generan en el pistón, se obtienen en un análisis transitorio estructural, para ello se aplica la fuerza del gas que actúan sobre la superficie del pistón, obteniendo como resultados los esfuerzos sobre el pistón.

**Figura 47**

*Tensiones del pistón en el análisis estructural*

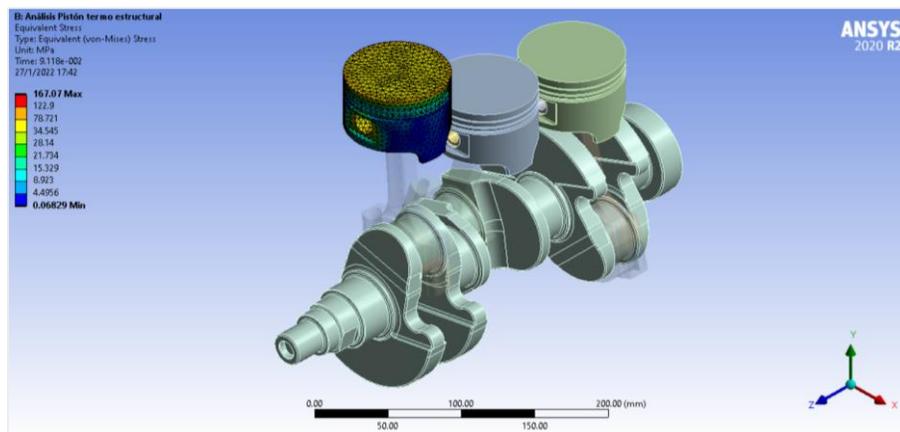


*Nota.* En la figura se muestra las tensiones generadas sobre el pistón.

Para acercarse más a la realidad se considera la temperatura de trabajo del pistón, para ello se realiza un análisis termo estructural el cual permite considerar los dos parámetros y obtener los esfuerzos del elemento.

**Figura 48**

*Tensiones en el pistón en el análisis termo estructural transitorio*



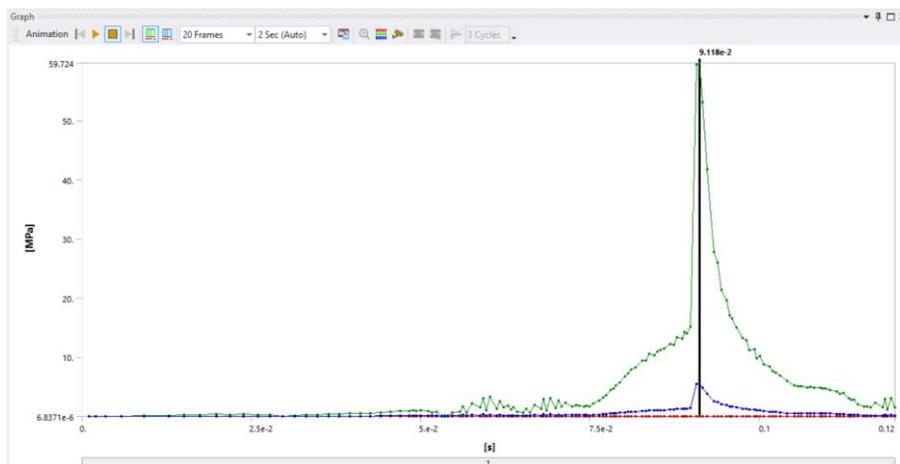
*Nota.* Tensiones generadas en el pistón al considerar la temperatura de trabajo.

Las tensiones generadas en el pistón varían en función del tiempo del ciclo de trabajo, cabe mencionar que, la mayor tensión se encuentra cuando el pistón está en la fase de explosión, de este modo en la figura 49 y figura 50, se representa la variación

de las tensiones sobre el pistón a lo largo del ciclo termodinámico, tanto para el análisis transitorio estructural y transitorio termo estructural correspondientemente.

### Figura 49

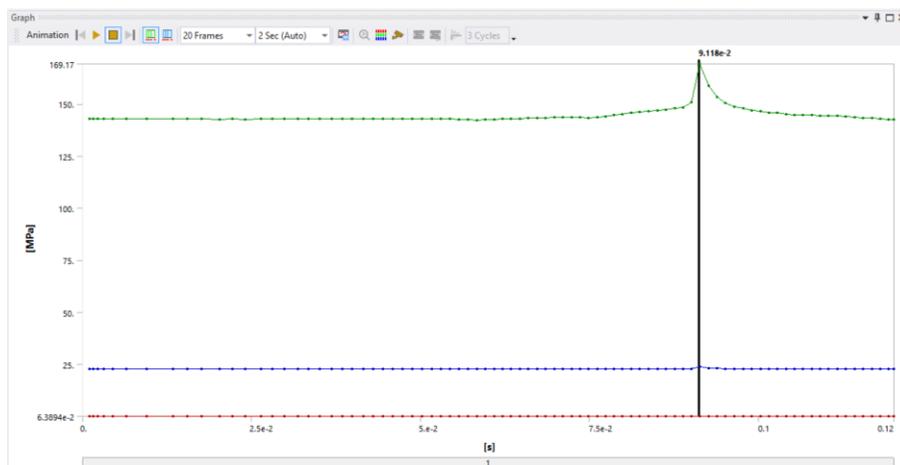
*Tensiones del pistón análisis estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* La grafica es obtenida del software CAE en la solución del análisis.

### Figura 50

*Tensión del pistón análisis termo estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Variación de tensión en un ciclo de trabajo considerando la temperatura.

De manera resumida, se muestra en la siguiente tabla los principales valores obtenidos en el análisis transitorio referente a la tensión mínima y máxima generadas en el pistón.

**Tabla 14**

*Valor mínimo y máximo de la tensión del pistón*

Análisis transitorio		
Tensión	Estructural	Termo - estructural
Mínima (MPa)	0.002	0.0683
Máxima (MPa)	59.724	169.17

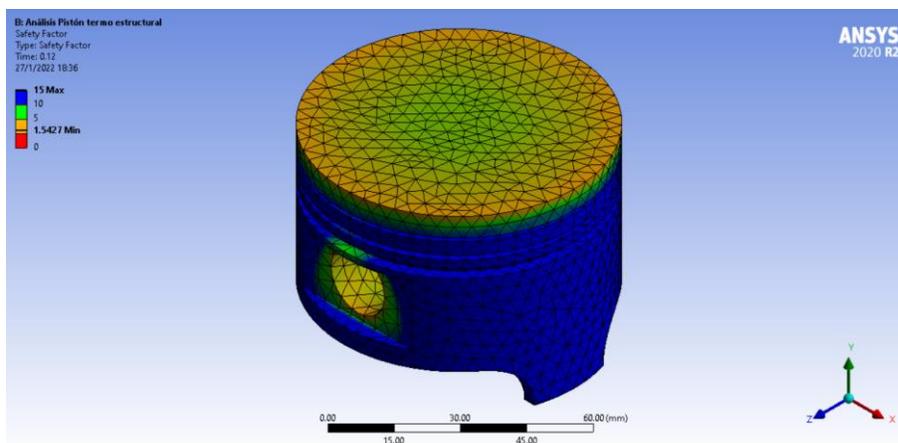
*Nota.* Los valores se obtienen en el análisis transitorio estructural.

#### 4.2.3. Factor de seguridad

Para definir que el diseño del elemento no presente fallas, es necesario definir el factor de seguridad el cual permite determinar un correcto funcionamiento del elemento, de este modo se considera las tensiones del pistón obtenidos en el análisis termo estructural, debido a que en dicho análisis se presentan las máximas tensiones.

**Figura 51**

*Factor de seguridad del pistón*

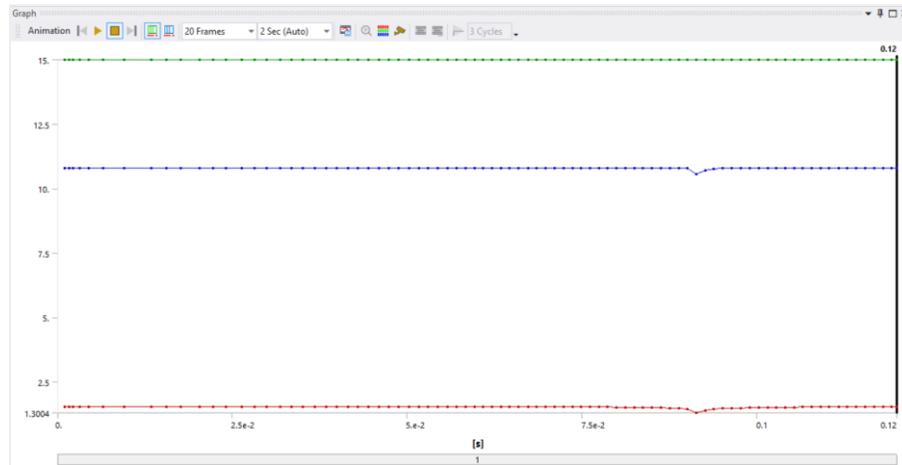


*Nota.* Factor de seguridad obtenido en el análisis transitorio estructural.

El factor de seguridad varía en función del ángulo del cigüeñal, debido a que las tensiones son diferentes a lo largo del ciclo de trabajo, de este modo se obtiene que el mínimo valor del factor de seguridad es de 1.542, el cual se obtiene en el ciclo de explosión del motor, sin embargo, dicho valor se encuentra dentro de los establecido para un diseño seguro.

## Figura 52

*Factor de seguridad del pistón en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Factor de seguridad obtenido en el análisis transitorio termo estructural.

Para analizar el resultado obtenido se aplica la teoría de falla por energía de distorsión, para ello, se utiliza el máximo esfuerzo de Von Mises obtenido en el análisis termo estructural del pistón y la tensión máxima de fluencia descrita en las propiedades del material correspondiente al elemento.

$$\sigma' > S_y$$

$$169.17 \text{ MPa} > 220 \text{ MPa}$$

Se define que el diseño no presenta falla por fluencia del material, sin embargo, la figura 51, muestra que el factor de seguridad es mínimo en la superficie del pistón debido a que esta soporta la fuerza de explosión generada en la cámara de combustión.

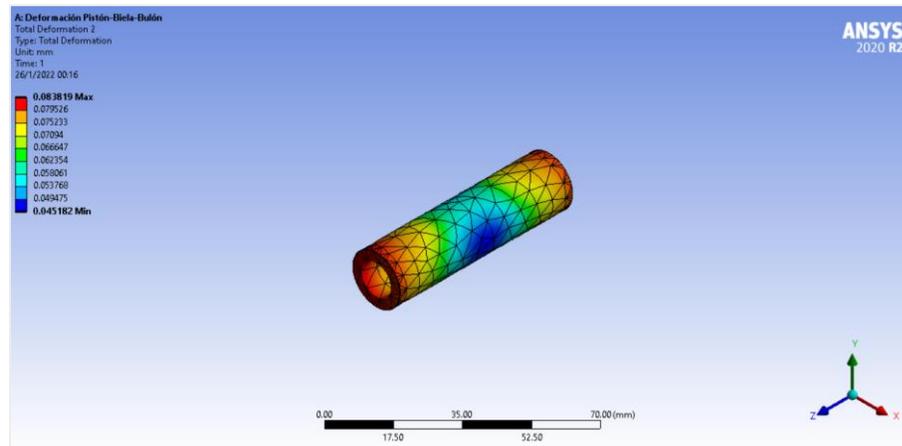
### 4.3. Bulón

#### 4.3.1. Deformación bulón

El bulón del mecanismo, es evaluado en un análisis estructural, el mismo representa una deformación menor a la que se obtuvo en el pistón, dando como resultado lo siguiente.

### Figura 53

*Deformación del bulón en el análisis estructural*

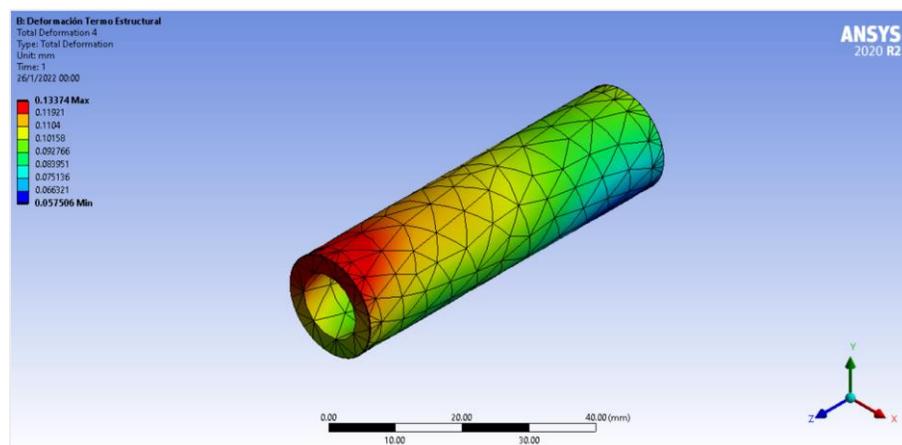


*Nota.* En la figura se muestra la deformación máxima del bulón.

Cuando se considera la temperatura de trabajo del bulón se observa que la deformación en dicho elemento aumenta, obteniendo una mayor deformación en un extremo del bulón.

### Figura 54

*Deformación del bulón en el análisis termo estructural*



*Nota.* Se presenta las deformaciones obtenidas en el bulón.

El bulón al ser el elemento que une el pistón y la biela, está sometido a grandes esfuerzos a lo largo de su ciclo de trabajo, de este modo se presenta la diferencia de las deformaciones que se obtienen en el elemento en sus diferentes análisis.

**Tabla 15**

*Valor mínimo y máximo de deformación del bulón*

Análisis del bulón		
Deformación	Estructural	Termo - estructural
Mínima (mm)	0.045	0.057
Máxima (mm)	0.083	0.133

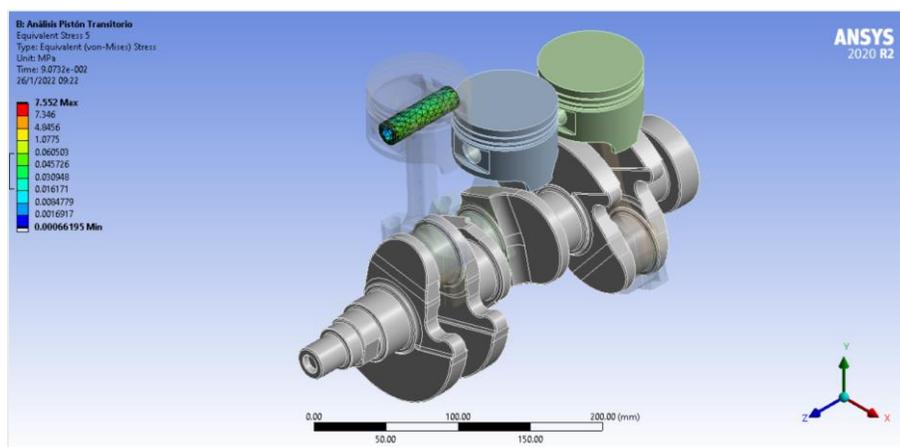
*Nota.* La tabla presenta los valores de deformación obtenidos en los análisis realizados en el software CAE.

#### 4.3.2. Tensión mínima y máxima

Las tensiones obtenidas en el bulón cuando solo se considera la fuerza del gas, están distribuidas a lo largo del elemento, dichos valores son obtenidos en el análisis estructural, los cuales se representan con la siguiente grafica.

**Figura 55**

*Tensiones del bulón en el análisis estructural*

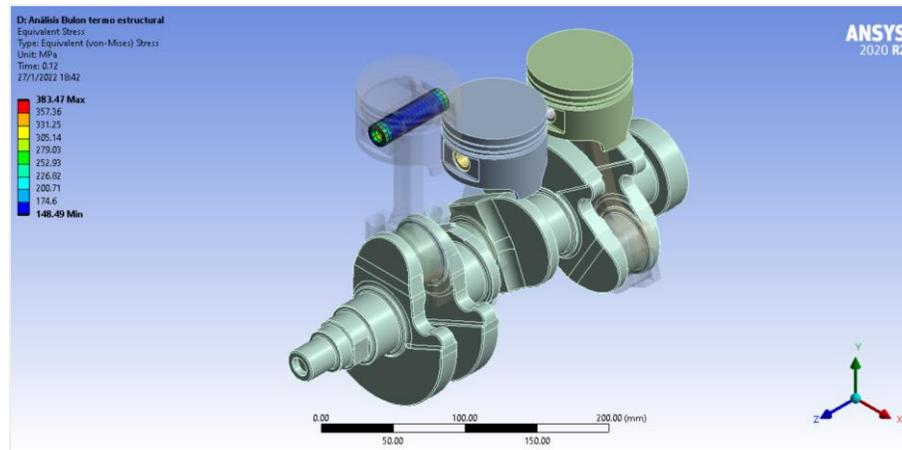


*Nota.* Se presentan las tensiones ejercidas sobre el bulón.

En el análisis termo estructural para el bulón, se considera una temperatura aproximadamente de 120°C, obteniendo un incremento en los valores de las tensiones, las mismas que se encuentran en los extremos del elemento.

## Figura 56

*Tensiones del bulón en el análisis termo estructural*

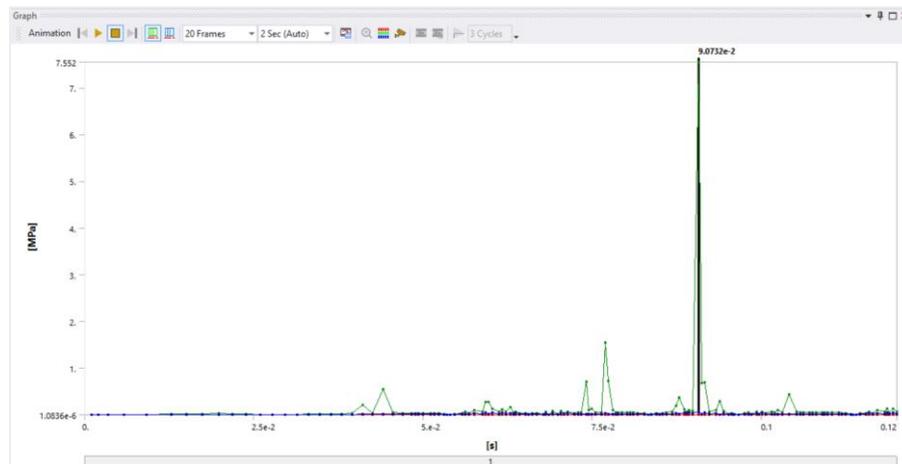


*Nota.* Se representa las tensiones originadas en el bulón al considerar la temperatura del mismo.

Considerando los dos tipos de análisis, se presenta a través de graficas la variación de tensiones que se obtienen en el bulón, tanto para el análisis estructural, como para el análisis termo estructural.

## Figura 57

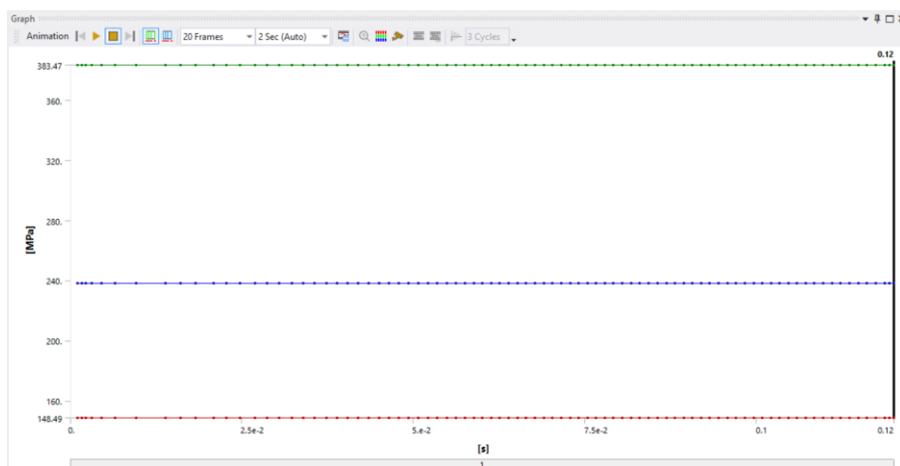
*Tensiones del bulón análisis estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Se presenta la variación de tensiones en el bulón obtenidas en el análisis estructural transitorio.

**Figura 58**

*Tensiones del bulón análisis termo estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Se presenta las tensiones del bulón al considerar su temperatura de trabajo.

Partiendo de las gráficas mostradas previamente, en la siguiente tabla se define la tensión mínima y máxima que se obtiene en el ciclo de trabajo, tanto para el análisis estructural, como para el análisis termo estructural.

**Tabla 16**

*Valor mínimo y máximo de la tensión del bulón*

<b>Análisis transitorio</b>		
<b>Tensión</b>	<b>Estructural</b>	<b>Termo - estructural</b>
Mínima (MPa)	0.0006	148.49
Máxima (MPa)	7.552	383.47

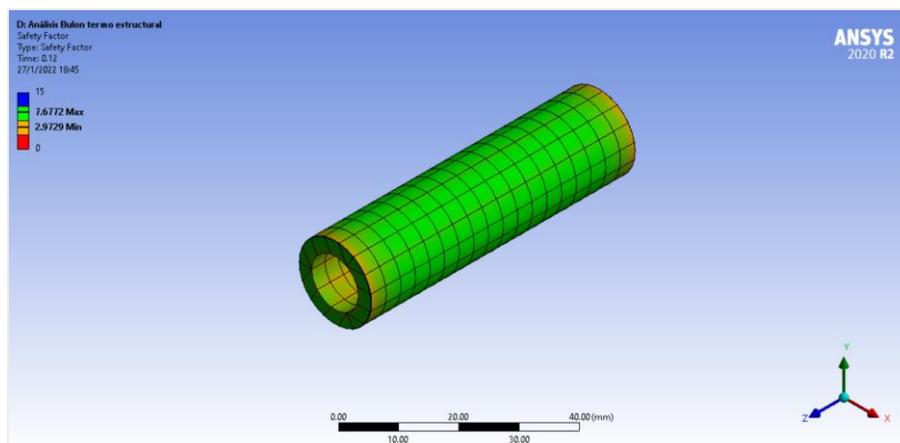
*Nota.* Datos obtenidos en el análisis transitorio del software CAE.

#### **4.3.3. Factor de seguridad**

El bulón es un elemento que se encuentra sometido a grandes esfuerzos debido a la fuerza del gas y la temperatura de trabajo, sin embargo, el factor de seguridad en el elemento es admisible, obteniendo como resultado una interacción del factor de seguridad a lo largo del elemento como se muestra en la siguiente figura.

## Figura 59

### Factor de seguridad del bulón

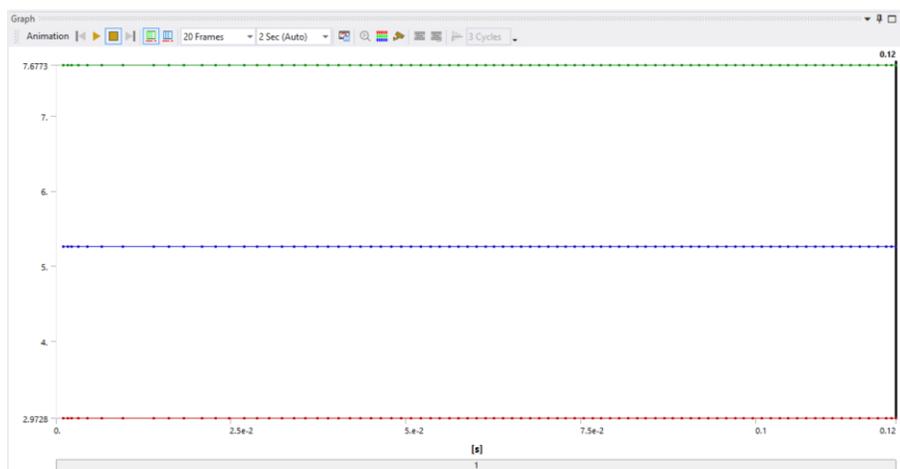


*Nota.* Factor de seguridad obtenido en el software CAE.

El factor de seguridad obtenido en el análisis termo estructural no varía a lo largo del ciclo de trabajo, por lo tanto, se obtiene la figura mostrada a continuación.

## Figura 60

### Factor de seguridad en un ciclo de trabajo



*Nota.* Valores obtenidos en el software CAE mediante un análisis transitorio.

Para el análisis del elemento se parte de la teoría de falla por energía de distorsión, la cual considera el máximo esfuerzo de Von Mises y la tensión máxima de fluencia del material.

$$\sigma' > S_y$$

$$383.47 \text{ MPa} > 1140 \text{ MPa}$$

A partir de la relación que presenta la teoría de falla por energía de distorsión, se evidencia que el elemento no presenta falla por fluencia, sin embargo, su factor de seguridad esta sobredimensionado lo que permite un rediseño en el elemento, así como también la sustitución del material.

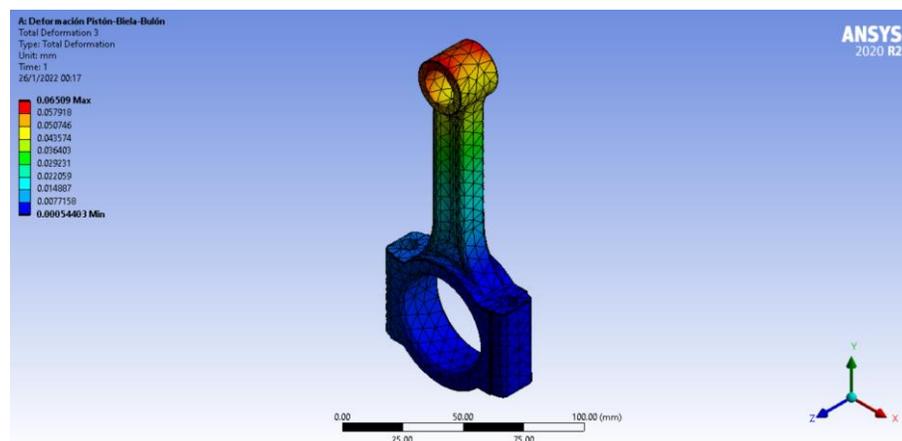
#### 4.4. Biela

##### 4.4.1. Deformación

El análisis de la biela se realizó en un sistema estático estructural, el mismo permite obtener la deformación en todo el cuerpo de la biela, los valores obtenidos se presentan en la figura 61, donde se evidencia una mayor deformación en el pie de la biela.

**Figura 61**

*Deformación de la biela en el análisis estructural*

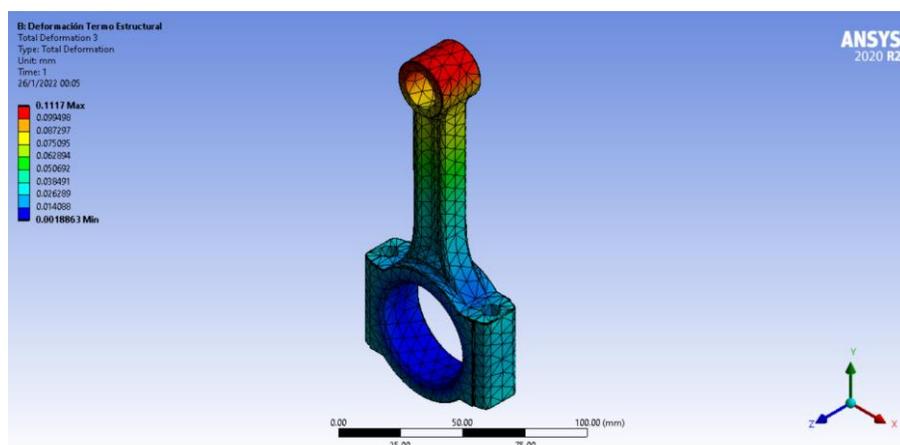


*Nota.* Se obtiene la deformación máxima en la biela.

Considerando la temperatura de trabajo de la biela y la fuerza del gas, se evidencia una mayor deformación, ya que la temperatura afecta considerablemente a los elementos mecánicos, de este modo se obtiene los siguientes resultados.

**Figura 62**

*Deformación de la biela en el análisis termo estructural*



*Nota.* Se muestra la deformación que se obtiene en la biela.

La mayor deformación de la biela ocurre en el pie de la biela, es ahí donde se tiene la zona de mayor deformación, mientras que la zona de menor deformación se encuentra en la cabeza de biela. La siguiente tabla representa el valor mínimo y máximo obtenido en el análisis estructural y termo estructural.

**Tabla 17**

*Valor mínimo y máximo de deformación*

<b>Análisis de la biela</b>		
<b>Deformación</b>	<b>Estructural</b>	<b>Termo - estructural</b>
Mínima (mm)	0.0005	0.001
Máxima (mm)	0.065	0.111

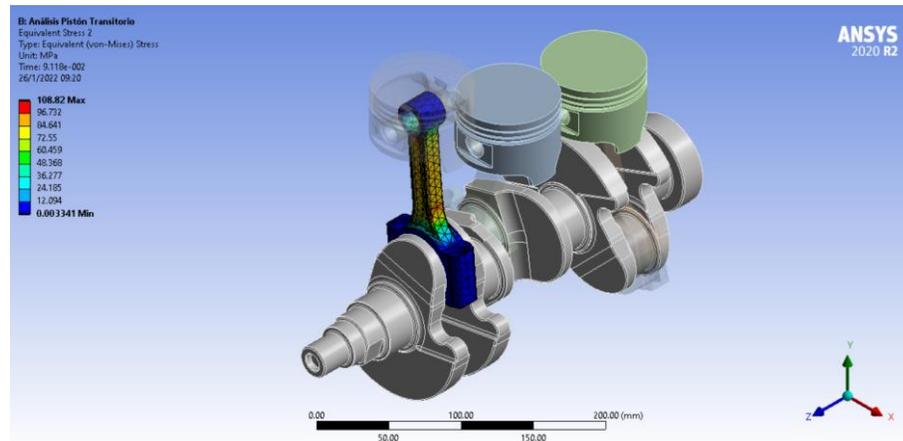
*Nota.* Los valores son obtenidos en el análisis estructural.

#### **4.4.2. Tensión mínima y máxima**

La tensión de la biela se obtiene de un análisis transitorio estructural, para esto se requiere colocar la biela como material flexible, con el fin de obtener los resultados en la misma. En la siguiente grafica se obtiene las tensiones formadas en el componente al cumplir con su ciclo de trabajo.

### Figura 63

*Tensiones de la biela en el análisis estructural*

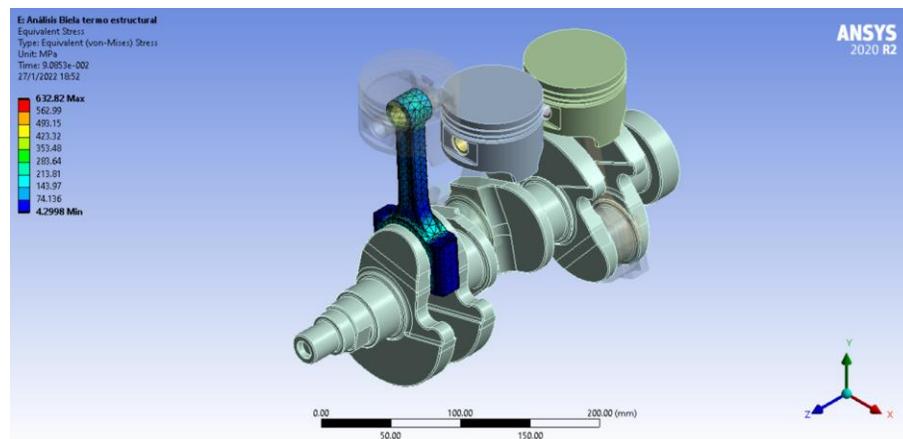


*Nota.* Se presenta las tensiones de Von Mises generados en la biela.

Al considerar la temperatura de trabajo de la biela en un análisis termo estructural, se obtiene valores próximos a los que se encuentra sometida la biela en la realidad, obteniendo una concentración de esfuerzos en el pie de biela y cabeza de biela, así como un incremento en sus valores.

### Figura 64

*Tensiones de la biela en el análisis termo estructural*



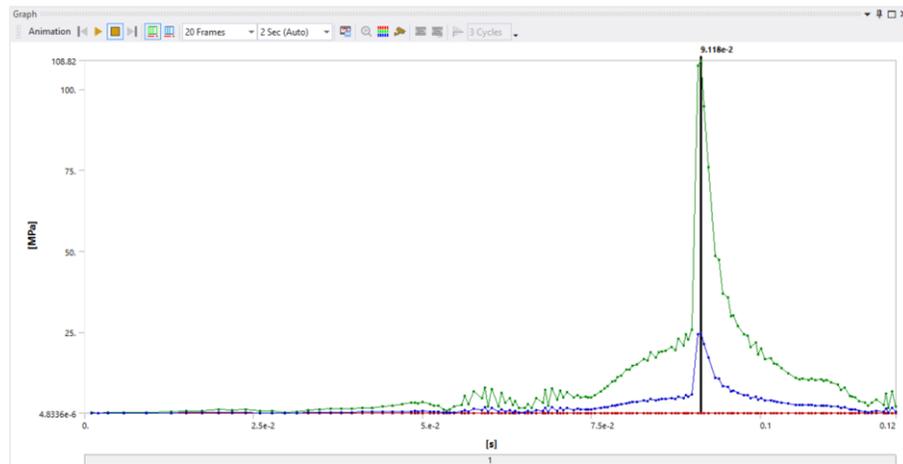
*Nota.* Se presenta las tensiones de la biela al considerar la temperatura.

El análisis transitorio permite evaluar el comportamiento de las tensiones cuando el mecanismo se encuentra en movimiento, considerando la fuerza del combustible y la

temperatura de trabajo del elemento, de este modo se presenta las siguientes figuras correspondientes al análisis estructural y al análisis termo estructural, dichas figuras representan la variación de la tensión de Von Mises en función del tiempo del ciclo de trabajo.

### Figura 65

*Tensiones de la biela análisis estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* La grafica se obtiene del software CAE en la solución del análisis.

### Figura 66

*Tensiones de la biela análisis termo estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Se presenta la variación de la tensión en la biela cuando se considera la temperatura de trabajo.

Para obtener una mejor visualización de los valores de la tensión de von Mises se representa en la siguiente tabla los principales valores de tensión, para el análisis estructural y termo estructural.

**Tabla 18**

*Valor mínimo y máximo de la tensión de la biela*

Análisis transitorio		
Tensión	Estructural	Termo - estructural
Mínima (MPa)	0.003	4.443
Máxima (MPa)	108.82	632.82

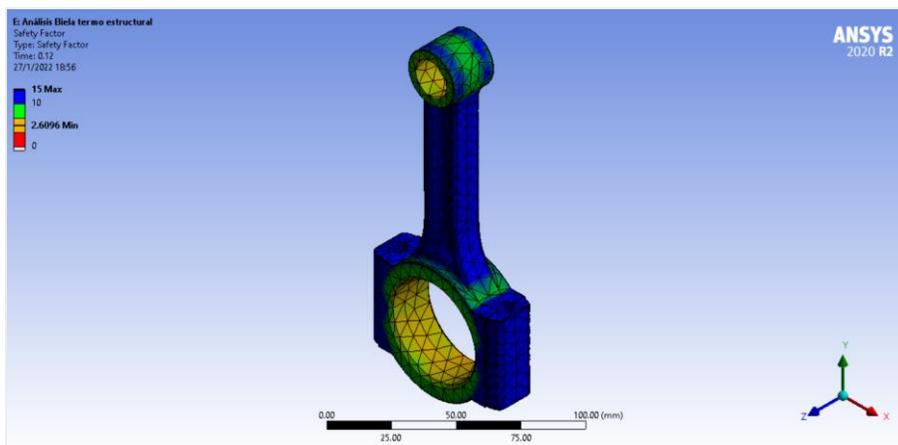
*Nota.* Las tensiones son obtenidas en el análisis transitorio estructural.

#### 4.4.3. Factor de seguridad

Para evaluar el diseño de la biela, se obtiene el factor de seguridad bajo las consideraciones de esfuerzos obtenidos en el análisis termo estructural, dicho factor de seguridad es admisible para diseño de la biela.

**Figura 67**

*Factor de seguridad de la biela*

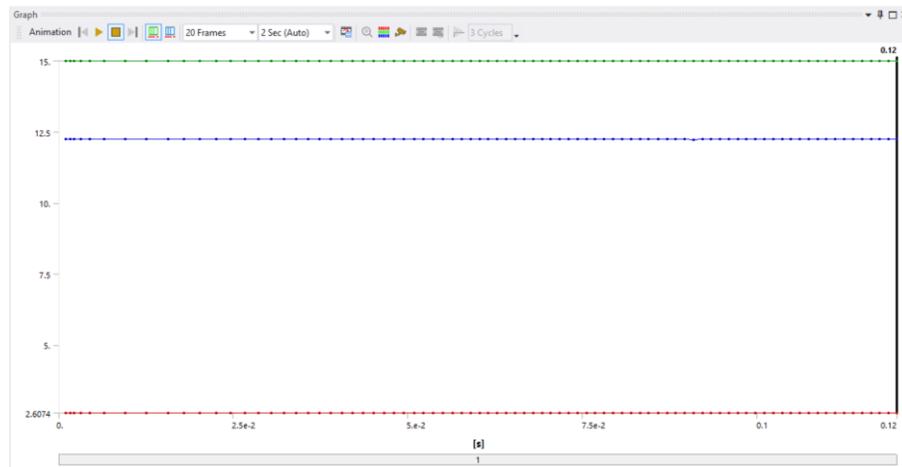


*Nota.* Se representa el factor de seguridad que se obtiene en la biela.

El resultado del factor de seguridad es constante durante el ciclo de trabajo, de este modo la gráfica que lo representa es lineal, obteniendo un factor mínimo en la cabeza de biela y pie de biela.

## Figura 68

Variación del factor de seguridad en un ciclo de trabajo



*Nota.* Variación del factor de seguridad obtenida en el software CAE.

Para evaluar el diseño se aplica la teoría de falla por energía de distorsión, la cual expresa la siguiente relación para definir si el diseño obtiene o no falla por fluencia del material.

$$\sigma' > S_y$$

$$632.82 \text{ MPa} > 1650 \text{ MPa}$$

Partiendo de lo obtenido en el análisis termo estructural, se observa que el máximo esfuerzo de von Mises no supera al esfuerzo de fluencia descrito por el material, lo que permite definir un diseño seguro que no presenta falla por fluencia, sin embargo, este elemento puede estar sujeto a modificaciones o reemplazo del material ya que se encuentra sobredimensionado según los valores obtenidos en el análisis.

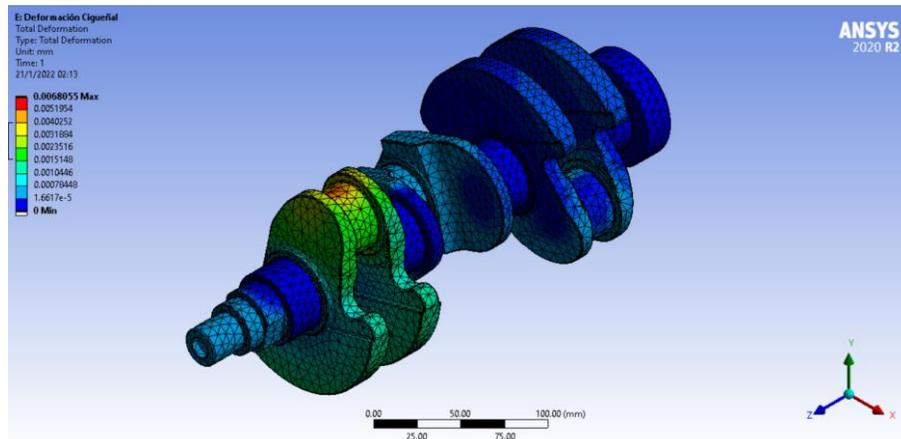
## 4.5. Cigüeñal

### 4.5.1. Deformación cigüeñal

Para obtener la deformación del cigüeñal es necesario realizar un análisis estático estructural, aplicando las diferentes fuerzas que actúan sobre los pistones según corresponda, para ello se considera la figura 25 y la figura 26, ya que por medio de estas se obtiene el ciclo en el que se encuentra cada pistón y posteriormente la fuerza aproximada que se está ejerciendo sobre la superficie del mismo.

**Figura 69**

*Deformación del cigüeñal con el análisis estructural*

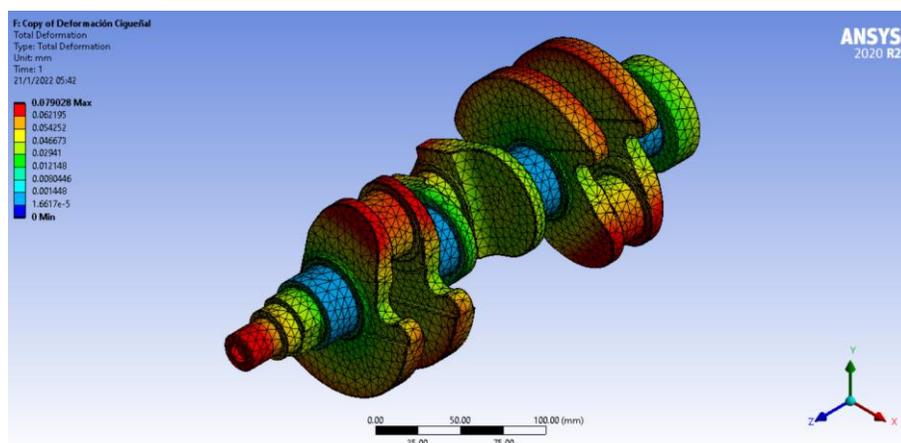


*Nota.* La figura muestra la deformación máxima que se obtuvo en el análisis estático estructural.

Partiendo del análisis estático estructural se desarrolla el análisis estático termo estructural, el mismo que considera la temperatura de funcionamiento del elemento y la fuerza que se ejerce sobre cada pistón. Considerado lo mencionado, se obtiene una mayor deformación en el elemento lo cual se puede evidenciar en la siguiente figura.

**Figura 70**

*Deformación del cigüeñal en el análisis termo estructural*



*Nota.* Obtención de la deformación del cigüeñal en los análisis resueltos.

A partir de los análisis realizados se puede observar la deformación que ocurre en el cigüeñal tanto para el análisis estructural y termo estructural, dando como resultado una mayor deformación en el muñón de biela correspondiente al pistón 1, esto debido a se encuentra en la fase de explosión.

**Tabla 19**

*Valor mínimo y máximo de deformación del cigüeñal*

Análisis del cigüeñal		
Deformación	Estructural	Termo - estructural
Mínima (mm)	0	0
Máxima (mm)	0.006	0.079

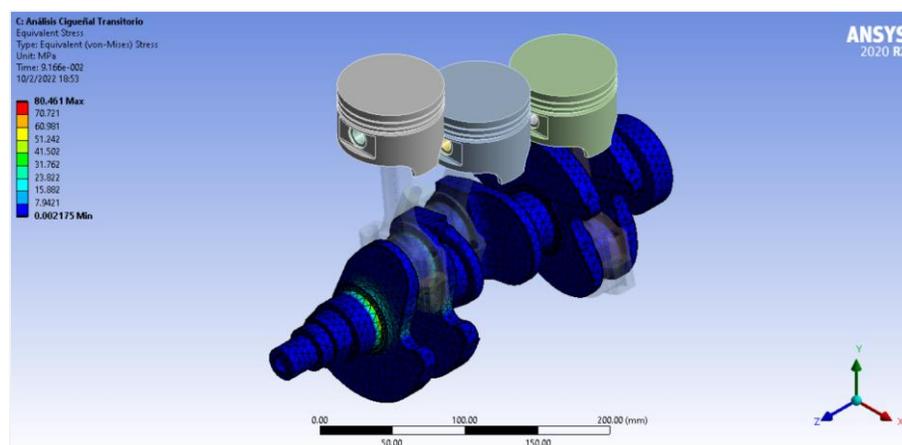
*Nota.* Valores obtenidos en el análisis estático estructural.

#### 4.5.2. Tensión mínima y máxima

En el análisis transitorio estructural, el cigüeñal es sometido a las fuerzas que actúan sobre la superficie de cada pistón, las mismas que afectan los codos del cigüeñal a lo largo de su ciclo de trabajo, de este modo se obtiene las tensiones que actúan sobre el cigüeñal.

**Figura 71**

*Tensión del cigüeñal en el análisis estructural*

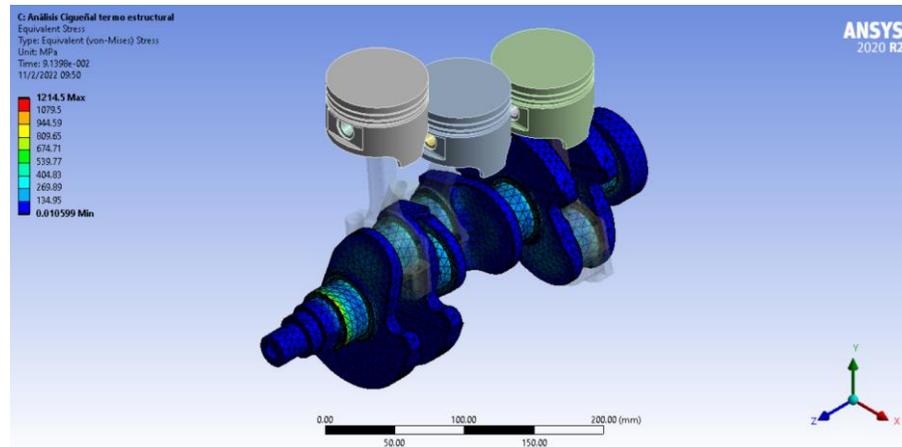


*Nota.* Se presentan las tensiones del cigüeñal en el análisis estructural.

Al considerar la temperatura de trabajo del cigüeñal, las tensiones dadas en los codos del mismo aumentan considerablemente, ya que dicho elemento se encuentra sometido a la fuerza del gas de los pistones y a la temperatura de trabajo, obteniendo una concentración de esfuerzos en los codos de biela y de bancada principalmente.

### Figura 72

*Tensiones del cigüeñal en el análisis termo estructural*

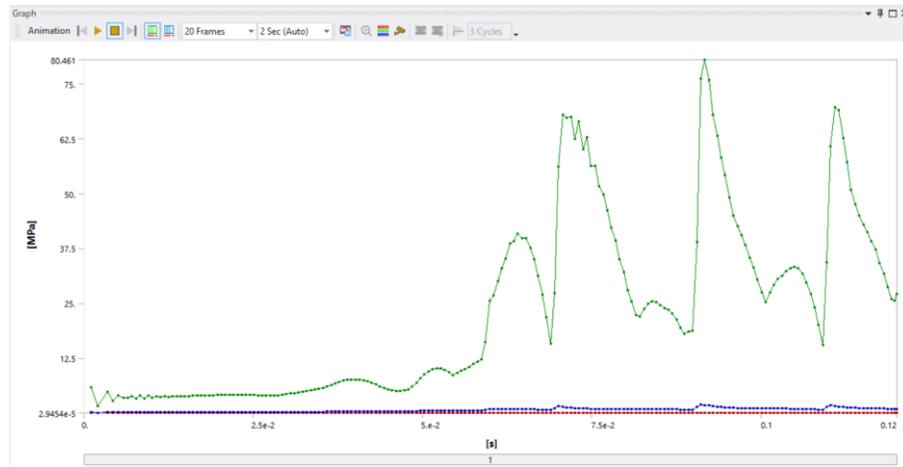


*Nota.* Tensiones generadas al considerar la temperatura de trabajo del cigüeñal.

El cigüeñal es evaluado en un análisis transitorio, el cual permite obtener la variación de la tensión a lo largo del ciclo termodinámico. La figura 73, muestra tres picos de esfuerzos, los cuales representan el momento de encendido del motor y posteriormente las fuerzas máximas que se generan en los pistones, mientras que la figura 74, representa valores de tensión cuando se considera la temperatura de trabajo.

### Figura 73

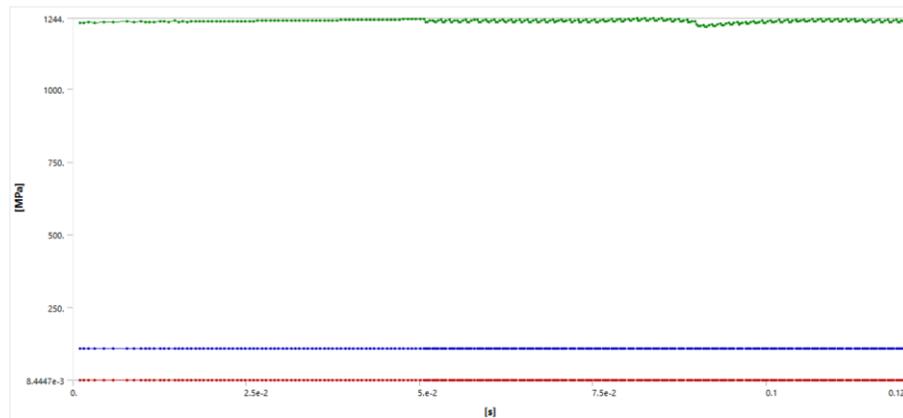
*Tensiones del cigüeñal análisis estructural en un ciclo de trabajo*



*Nota.* Se presenta la variación de las tensiones en el cigüeñal.

### Figura 74

*Tensiones del cigüeñal análisis termo estructural en un ciclo de trabajo.*



*Nota.* Tensiones del cigüeñal al considerar la temperatura de trabajo.

Considerando los valores obtenidos en las simulaciones, se representa los valores principales de tensión obtenidos en el análisis transitorio estructural y termo estructural.

**Tabla 20**

Valor mínimo y máximo de la tensión de la biela

Análisis transitorio		
Tensión	Estructural	Termo - estructural
Mínima (MPa)	0.002	0.008
Máxima (MPa)	80.744	1244

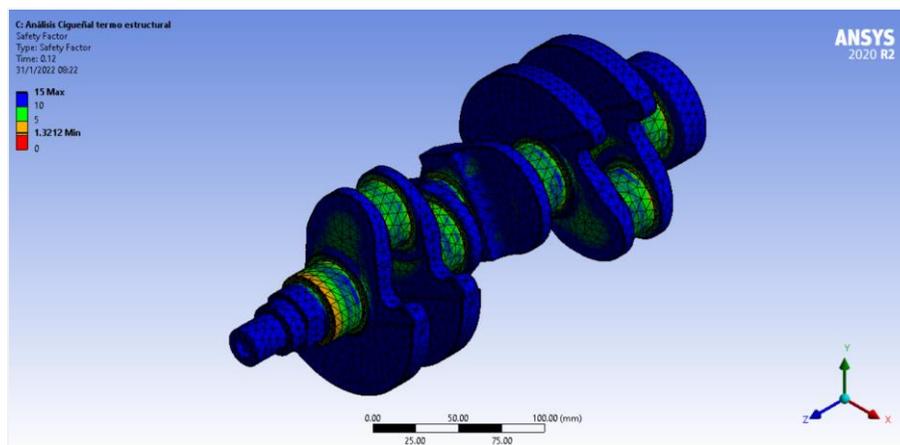
*Nota.* Se presenta la diferencia de valores obtenidos tanto para el análisis estructural, como para el análisis termo estructural.

#### 4.5.3. Factor de seguridad

Para analizar el diseño del cigüeñal, podemos observar las diferentes zonas donde el factor de seguridad es menor, partiendo de lo mencionado el factor de seguridad es evaluado para las tensiones máximas correspondientes al análisis termo estructural.

**Figura 75**

Factor de seguridad del cigüeñal.

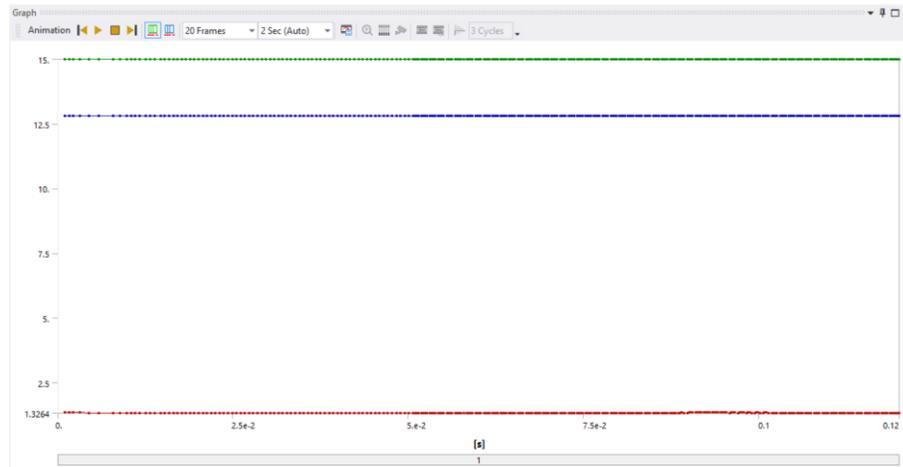


*Nota.* Se presenta el factor de seguridad en los diferentes puntos del cigüeñal.

El factor de seguridad del cigüeñal de manera grafica se mantienen constante a lo largo de su ciclo de trabajo, dando como resultados un factor de seguridad mínimo en los codos del cigüeñal debido a que en los mismos se tiene una concentración de esfuerzos.

## Figura 76

### *Factor de seguridad del cigüeñal*



*Nota.* Se representa la gráfica obtenida para el factor de seguridad del cigüeñal en su ciclo de trabajo.

Aplicando la teoría de falla por energía de distorsión, tomamos la tensión máxima generada en el análisis termo estructural del cigüeñal y el esfuerzo de fluencia descrito en las propiedades del material, con el fin de evaluar la siguiente relación:

$$\sigma' > S_y$$

$$1244 \text{ MPa} > 1650 \text{ MPa}$$

Establecida la relación, se comprueba que el diseño posee un factor de seguridad admisible, así como también se descarta falla por fluencia del material ya que las tensiones máximas no superan el esfuerzo de fluencia del material.

#### 4.6. Análisis del mecanismo

Realizados los diferentes análisis del mecanismo biela – manivela mediante el método de elementos finitos, obtenemos las deformaciones y esfuerzos máximos de cada elemento, a partir de esto se define los elementos con posible falla, basado en la teoría de falla por energía de distorsión, obteniendo los siguientes resultados para cada elemento del mecanismo.

**Tabla 21***Resultados obtenidos en el estudio del mecanismo*

<b>Análisis del diseño del mecanismo biela – manivela</b>			
<b>Elemento</b>	Deformación (mm)	Tensión (MPa)	Factor de seguridad
Pistón	0.195	169.17	1.30
Bulón	0.133	383.47	2.97
Biela	0.111	632.82	2.60
Cigüeñal	0.079	1260.00	1.31

*Nota.* Resumen de los valores obtenidos en el análisis estático y transitorio termo estructural de cada elemento.

En base a la tabla de resultados, tomando como consideración principal el factor de seguridad, el mismo que permite evaluar el diseño mostrando las zonas con mayor esfuerzo, junto con una posible deformación plástica que en determinadas ocasiones termina en fractura del material. De este modo, definimos que todos los elementos del mecanismo se encuentran con un valor superior a 1.0, lo que determina que el elemento no posee zonas con posible falla; sin embargo, si existiera valores inferiores a 1.0 en determinada zona, significaría que el material en dicha zona a fallado, ya sea una deformación plástica o fractura del mismo, mientras que si el valor es igual o próximo a 1.0, en determinada zona del elemento, es síntoma de que el material ha empezado a fallar.

## Capítulo V

### 5. Conclusiones y recomendaciones

#### 5.1. Conclusiones

- Los parámetros considerados para el análisis del mecanismo, es la presión del gas en cada ciclo termodinámico del motor y la temperatura de trabajo de los elementos del mecanismo, los cuales son obtenidos a partir de ecuaciones matemáticas, considerando factores como la altura de la ciudad de Quito sobre el nivel del mar y datos técnicos del motor que corresponde al objeto de estudio.
- Mediante diseño asistido por computador se desarrollaron los elementos que componen el mecanismo biela – manivela, considerando las dimensiones obtenidas mediante investigación de campo, para posteriormente ser modeladas en el software, el mismo que brinda varias herramientas para una mayor aproximación a los elementos reales, con el fin de obtener simulaciones con resultados próximos a los reales.
- El software CAE considera varios parámetros para la simulación, estos dependen del análisis que se seleccione, de este modo se tiene el análisis estático y transitorio estructural los cuales consideran la máxima fuerza del gas (18716 N) y la variación de la misma sobre la superficie del pistón correspondientemente, permitiendo obtener las deformaciones y esfuerzos de Von Mises en los elementos del mecanismo, mientras que el análisis estático y transitorio termo estructural, considera la fuerza sobre la superficie del pistón y la temperatura de trabajo de los elementos de mecanismo, dicho análisis permite obtener las deformaciones, esfuerzos y factor de seguridad de forma más aproximada a la real, debido a que se considera la temperatura de trabajo además de la máxima fuerza actuante del mecanismo.
- El elemento más cercano a presentar falla por fluencia es el pistón, ya que presenta un factor de seguridad de 1.3, debido a que está sometido a altas temperaturas, presentando mayor esfuerzos en la superficie del pistón y los extremos donde ingresa el bulón, por otro lado el cigüeñal presenta un factor de seguridad de 1.326, lo que define un diseño adecuado, sin embargo, dicho elemento presenta una concentración de esfuerzos en los codos de biela y bancada, debido a la fuerza que ejerce el mecanismo sobre dichas partes; otro

elemento a considerar es la biela, esta presenta un factor de seguridad de 2.6, lo que hace de este un elemento factible para rediseño con el objetivo de optimizarlo, tomando en cuenta que la concentración de esfuerzos se presenta en el pie de biela y en el extremo de la cabeza de biela lo cual no permite reducir el volumen de dichas zonas, por último, el bulón es el elemento que presenta el mayor factor de seguridad 2.97, haciendo de este el elemento que menos probabilidad tenga de presentar falla, basándose en la teoría de falla por energía de distorsión.

## 5.2. Recomendaciones

- Realizar un estudio basado en el análisis de fatiga de cada elemento del mecanismo, es indispensable para obtener una mayor aproximación de las posibles fallas de los elementos del mecanismo, ya que este se encuentra sometido a cargas variables que pueden producir rotura de los elementos.
- Realizar un estudio, basándose en las fuerzas actuantes sobre cada elemento del mecanismo por medio de ecuaciones matemáticas e investigación bibliográfica, con el fin de realizar un estudio unitario sobre cada elemento, aplicando las cargas encontradas en el estudio matemático.
- Realizar un estudio de comparación al variar los parámetros del análisis del mecanismo, partiendo con una diferencia en la altura a nivel del mar y con una varianza en el octanaje del combustible a utilizar.
- Realizar un estudio acerca de los materiales cerámicos metálicos utilizados en la industria automotriz, que tiene como fin la aportación de propiedades mecánicas a los materiales utilizados en los componentes del motor, específicamente en las camisas de los cilindros del motor.

## Bibliografía

- Botta, D., Brusconi, M., & Pokolenko, S. (2011). Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor de ciclo Otto. *Universidad Nacional de la Plata*. Recuperado el 20 de Noviembre de 2021, de <https://docplayer.es/19709467-Efecto-de-la-relacion-biela-manivela-en-el-comportamiento-del-motor-de-ciclo-otto.html>
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico, D.F: Mc Graw Hill.
- Fernández Pilataxi, C. J., & Meneses Huera, R. L. (2020). Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel. *Universidad Tecnica del Norte*. Recuperado el 18 de Noviembre de 2021, de <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/10906>
- Hernández, V., Rodrigo, C., Otero, & Ismael, H. (s.f.). Consideraciones en el diseño de pistones para motores a cuatro tiempos. *Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo*. Recuperado el 13 de Diciembre de 2021, de <https://repository.uaeh.edu.mx/revistas/index.php/sahagun/article/view/1369>
- Jóvaj. (1982). *Motores del Automóvil*. Moscú: MIR.
- MatWeb. (s.f.). *Material Property Data*. Recuperado el 24 de Diciembre de 2021, de <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=43364bf60fe843f9bd4daf66f31c2535>
- Morillo Tasiguano, V. A. (2017). Determinación de la carga mecánica máxima que soportan las bielas del motor de una camioneta Mazda BT-50 diésel mediante ensayos estáticos de esfuerzo experimental y por elementos finitos. *Universidad Técnica del Norte*. Recuperado el 29 de Noviembre de 2021, de <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/7110/2/ARTICULO.pdf>
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Prentice Hall.
- Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria*. México: Mc Graw Hill.
- Ocaña Ocaña, A. (2000). *Tratado del Automóvil*. CIE DOSSAT 2000.

- Payri, & Desantes. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Reverté.
- Reyes Campaña, G. G., & Cañizares, F. (2017). Análisis mecánico del brazo de biela mediante norma ASTM e8. *INNOVA Research Journal*. Recuperado el 03 de Diciembre de 2021, de <https://revistas.uide.edu.ec/index.php/innova/article/view/184>
- Rezeno da Silva, R. (2013). Modelagem e Simulação do Mecanismo Biela Manivela e Análise Estrutural de Biela Automotiva. *Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"*. Recuperado el 19 de Diciembre de 2021, de <https://repositorio.unesp.br/handle/11449/121264>
- Rodríguez, F. (12 de Agosto de 2016). ¿Da lo mismo utilizar bencinas de 93, 95 o 97 octanos? *Diario Concepción*. Recuperado el 03 de Enero de 2022, de <https://www.diarioconcepcion.cl/economia/2016/08/12/da-lo-mismo-utilizar-bencinas-de-93-95-o-97-octanos.html#:~:text=Para%20estar%20seguro%20sobre%20el,siempre%20utilizar%C3%A1n%20la%20misma%20bencina.>
- Ronquillo Ruiz, S. (2020). Análisis de esfuerzo estructural por elementos finitos del tren alternativo en la motobomba Honda GX160. *Universidad Internacional del Ecuador*. Recuperado el 15 de Enero de 2022, de <https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/4253>
- Rueda Cuerda, M. (2017). Desarrollo de un modelo de deformaciones del mecanismo piston-biela-manivela de un motor alternativo. *Universidad Politécnica de Valencia*. Recuperado el 17 de Noviembre de 2021, de <https://riunet.upv.es/handle/10251/88170>

## **Anexos**