



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

### **TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

#### **TEMA: MODELADO Y ANÁLISIS COMPUTACIONAL DEL CONJUNTO MÓVIL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALIMENTADO CON DIÉSEL Y BIODIÉSEL**

##### **AUTORES:**

**FERNÁNDEZ PILATAXI CRISTIAN JAVIER  
MENESES HUERA ROBIN LEANDRO**

**DIRECTOR: ING. CARLOS NOLASCO MAFLA YÉPEZ, MSc.**

**Ibarra, 2020**

## CERTIFICADO

### ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas.

### CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es “**Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel**” presentado por los señores: **Fernández Pilataxi Cristian Javier** con número de cédula 100382522-9 y **Meneses Huera Robin Leandro** con número de cédula 100432125-1, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 29 días del mes de enero del 2021.

Atentamente



Firmado electrónicamente por:  
CARLOS  
NOLASCO MAFLA  
YEPEZ

Ing. Carlos Mafla MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO



## UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

#### AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

#### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hacemos la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual ponemos a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
<b>CÉDULA DE IDENTIDAD:</b>	100382522-9		
<b>APELLIDOS Y NOMBRES:</b>	Fernández Pilataxi Cristian Javier		
<b>DIRECCIÓN:</b>	Ibarra, Av. 13 de Abril y Pasaje A, 1-66.		
<b>EMAIL:</b>	cjfernandezp@utn.edu.ec		
<b>TELÉFONO FIJO:</b>		<b>TELÉFONO MÓVIL:</b>	0994322926

DATOS DE CONTACTO			
<b>CÉDULA DE IDENTIDAD:</b>	100432125-1		
<b>APELLIDOS Y NOMBRES:</b>	Meneses Huera Robin Leandro		
<b>DIRECCIÓN:</b>	Antonio Ante, San Roque-San Alfonso calle 1° de Agosto.		
<b>EMAIL:</b>	rlmenesesh@utn.edu.ec		
<b>TELÉFONO FIJO:</b>		<b>TELÉFONO MÓVIL:</b>	0981592716

DATOS DE LA OBRA	
<b>TÍTULO:</b>	<b>TEMA: MODELADO Y ANÁLISIS COMPUTACIONAL DEL CONJUNTO MÓVIL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALIMENTADO CON DIÉSEL Y BIODIÉSEL.</b>
<b>AUTOR (ES):</b>	Fernández Pilataxi Cristian Javier Meneses Huera Robin Leandro
<b>FECHA: DD/MM/AAAA</b>	08/02/2021
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
<b>PROGRAMA:</b>	<input checked="" type="checkbox"/> <b>PREGRADO</b> <input type="checkbox"/> <b>POSGRADO</b>
<b>TÍTULO POR EL QUE OPTA:</b>	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
<b>ASESOR /DIRECTOR:</b>	Ing. Carlos Nolasco Mafla Yépez. MSc.

## 2. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 08 días del mes de febrero del 2021

### AUTORES:



Fernández Pilataxi Cristian Javier

100382522-9



Meneses Huera Robin Leandro

100432125-1

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo de grado es dedicado a Dios por darme la sabiduría de seguir adelante, a mi madre que me ha apoyado en todo momento la cual supo inculcarme buenos valores para ser una gran persona y a mi hermano que me animó con sus palabras para lograr esta meta soñada de ser un profesional.

**Cristian Javier Fernández Pilataxi**

Este trabajo es dedicado a mis padres y a mi hermano por apoyarme en todos los aspectos de mi vida, por aconsejarme e inculcarme valores que me han servido en mi vida estudiantil y personal, por darme la oportunidad de formarme como profesional mediante el estudio y ayudarme a cumplir una de mis metas que es ser ingeniero.

**Robin Leandro Meneses Huera**

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a Dios por darme la vida, por permitirme esforzarme y ser valiente en el transcurso de estos años, por cruzar pruebas y derrotar gigantes junto a mí, por darme su sabiduría para diferenciar lo que es correcto, por su fidelidad conmigo y por ayudarme a guardar mi corazón cubriéndome con su amor y con su palabra.

A mi madre, María Pilataxi que con su amor incondicional estuvo a mi lado apoyándome económica y emocionalmente, siendo la mujer que edificó nuestro hogar en todo momento dándome a conocer los principios de Dios para ser un hombre recto a través de su corrección.

A mi hermano, David Peña que con su corta edad ha sido pilar fundamental en mi vida, fortaleciéndome y exhortándome con sus palabras, dándome su cariño y estando junto a mí en todas las aventuras que hemos cruzado.

A Cristian Irua y su familia que supieron aconsejarme y guiarme por el camino recto en todos estos años, dándome su cariño, abriéndome las puertas de su hogar y siendo como mi segunda familia.

A mis compañeros, amigos y hermanos en Cristo, en especial a Jefferson Chapi y Robin Meneses los cuales me ayudaron en mi vida universitaria.

Agradezco a la Universidad Técnica del Norte por permitirme cursar mi carrera profesional dándome una formación de calidad.

De igual manera a todos los decentes que formaron mi carácter profesional estos años, de manera especial al Ing. Carlos Mafla y Ing. Edwin Arroyo quienes fueron mis tutores de tesis, así como a mis asesores Ing. Rommel Imbaquingo y Ing. Fernando Ramírez por su contribución para la culminación de mi trabajo de grado.

**Cristian Javier Fernández Pilataxi**

## AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres y a Dios ya que por ellos pude tener una educación de calidad. Quiero dar las gracias a mi padre Porfirio Meneses que siempre ha estado conmigo y que desde pequeño me inculcó valores de respeto, responsabilidad y honestidad.

A mi madre Narciza Huera que siempre supo alentarme cuando más lo necesitaba y junto con mi padre siempre me brindaron cariño, y haciendo sacrificios siempre supieron sacarnos adelante a mi hermano y a mí en los estudios, ayudándonos y preocupándose por nuestro bienestar

A mi hermano Elvis Meneses que siempre me ha ayudado cuando lo he necesitado y siempre ha estado apoyando a mis padres.

A toda mi familia que siempre me brindaron consejos que me sirvieron para seguir adelante, además de compartirme de su tiempo y recursos.

A mis compañeros y amigos que siempre me extendieron la mano cuando lo necesite, principalmente a mi compañero de tesis Cristian Fernández.

A la Universidad Técnica del Norte y a la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz que es donde recibí una educación de calidad tanto en el aspecto profesional como personal.

A los ingenieros Carlos Mafla, Edwin Arroyo, Rommel Imbaquingo y Fernando Ramírez, de quienes tuve el privilegio de ser su alumno y que también formaron parte del trabajo de grado siendo tutores. De manera general a todos los ingenieros que conforman la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz.

**Robin Leandro Meneses Huera**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

	PÁGINA
<b>Resumen</b>	xix
<b>Introducción</b>	xxi
<b>Capítulo I</b>	1
<b>1. Revisión bibliográfica</b>	1
1.1. Objetivos	1
1.1.1. Objetivo general	1
1.1.2. Objetivos específicos	1
1.2. Justificación	1
1.3. Alcance	2
1.4. Antecedentes	3
1.5. Historia del motor diésel	4
1.6. Uso de los motores diésel	4
1.7. Funcionamiento del motor diésel	5
1.8. Ciclo teórico del motor diésel	5
1.8.1. Tiempo de admisión	6
1.8.2. Tiempo de compresión	7
1.8.3. Tiempo de expansión	7
1.8.4. Tiempo de escape	8
1.9. Ciclo real del motor diésel	9
1.9.1. Tiempo de admisión (1-2)	10
1.9.2. Tiempo de compresión (2-3)	10
1.9.3. Fase de combustión e inyección (3-4)	10
1.9.4. Tiempo de expansión (4 - 5)	11
1.9.5. Tiempo de escape (5-6-1)	11
1.10. La combustión en el motor diésel	11
1.10.1. Fase I: Retraso del autoencendido	12
1.10.2. Fase II: Combustión premezclada	12
1.10.3. Fase III: Combustión por difusión	12
1.11. Elementos fijos del motor diésel.	12
1.11.1. Bloque motor	12
1.11.2. Culata	13

1.11.3.	Cárter	14
1.12.	Elementos móviles y del Conjunto móvil	14
1.12.1.	Pistón	14
1.12.2.	Segmentos	15
1.12.3.	Biela	16
1.12.4.	Cigüeñal	17
1.12.5.	Árbol de levas	18
1.12.6.	Válvulas	18
1.12.7.	Volante de inercia	19
1.13.	Expansión térmica de materiales sólidos	20
1.13.1.	Dilatación lineal	20
1.13.2.	Dilatación superficial	21
1.13.3.	Dilatación volumétrica	21
1.14.	Características del diésel	22
1.14.1.	Nomenclatura	23
1.14.2.	Índice de cetanaje	23
1.14.3.	Porcentaje de azufre	24
1.14.4.	Densidad	24
1.14.5.	Viscosidad cinemática	24
1.14.6.	Poder calorífico	24
1.14.7.	Características del diésel	24
1.15.	Estudio del biodiésel	25
1.15.1.	Obtención del biodiésel	25
1.15.2.	Transesterificación	26
1.15.3.	Biodiésel de higuera	26
1.15.4.	Características del biodiésel de higuera	27
1.16.	Fuerzas en el conjunto móvil	27
1.16.1.	Fuerza Fe	28
1.16.2.	Fuerza Ne	28
1.16.3.	Fuerza Te	28
1.16.4.	Fuerza Ke	29
1.16.5.	Fuerza Ze	29
1.17.	Estado del arte	30
<b>Capítulo II</b>		<b>36</b>
<b>2. Materiales y métodos</b>		<b>36</b>
2.1.	Datos y especificaciones del motor	36
2.2.	Proceso de desmontaje del conjunto móvil	36
2.2.1.	Desmontaje de capó y radiador	37
2.2.2.	Desmontaje del cableado eléctrico	37

2.2.3.	Desmontaje del sistema de inyección	38
2.2.4.	Desmontaje del cabezote	38
2.2.5.	Desmontaje del motor	39
2.2.6.	Extracción del conjunto móvil	40
2.3.	Toma de medidas del conjunto móvil	41
2.3.1.	Toma de medidas del pistón	41
2.3.2.	Toma de medidas del pin	42
2.3.3.	Toma de medidas de la biela	42
2.3.4.	Toma de medidas del cigüeñal	43
2.3.5.	Toma de medidas de cojinetes	44
2.3.6.	Toma de medidas de las bancadas de biela	44
2.4.	Cálculos para la simulación	45
2.4.1.	Proceso para cálculos geométricos	45
2.4.2.	Proceso para cálculos químicos	48
2.4.3.	Proceso de cálculos termodinámicos	53
2.5.	Modelado del conjunto móvil	66
2.5.1.	Barra de herramientas de croquis	66
2.5.2.	Herramientas de operaciones	66
2.5.3.	Modelado del pistón	67
2.5.4.	Modelado de la biela	69
2.5.5.	Modelado del cigüeñal	70
2.5.6.	Modelado del pin del pistón	71
2.5.7.	Modelado del cojinete	72
2.5.8.	Modelado de la bancada de biela	73
2.5.9.	Ensamble del conjunto móvil	74
2.6.	Simulación	75
2.6.1.	Geometría	75
2.6.2.	Materiales	77
2.6.3.	Conexiones y juntas	79
2.6.4.	Mallado	80
2.6.5.	Sistema de análisis	84
<b>Capítulo III</b>		<b>91</b>
<b>3. Resultados y Discusión</b>		<b>91</b>
3.1.	Análisis del pistón	92
3.1.1.	Deformación	92
3.1.2.	Tensión mínima y máxima	93
3.1.3.	Factor de seguridad	96
3.1.4.	Análisis térmico-estructural estático	99
3.2.	Análisis del pin	100
3.2.1.	Deformación	100

3.2.2. Tensión mínima y máxima	101
3.2.3. Factor de seguridad	103
3.3. Análisis de la biela	105
3.3.1. Deformación	105
3.3.2. Tensión mínima y máxima	107
3.3.3. Factor de seguridad	109
3.4. Análisis del cigüeñal	112
3.4.1. Deformación	112
3.4.2. Tensión mínima y máxima	113
3.4.3. Factor de seguridad	116
3.5. Discusión	118
<b>Capítulo IV</b>	119
<b>4. Conclusiones y recomendaciones</b>	119
<b>Bibliografía</b>	121
<b>Anexos</b>	131

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>TABLA NÚM.</b>	<b>PÁGINA</b>
1.1 Coeficientes de dilatación lineal, superficial y volumétrica	22
1.2 Características del diésel	25
1.3 Características del biodiésel de higuera B10	27
2.1 Características del motor D-179	36
2.2 Desmontaje del capó y radiador	37
2.3 Desmontaje del cableado eléctrico	38
2.4 Desmontaje del sistema de inyección	38
2.5 Desmontaje del cabezote	39
2.6 Desmontaje del motor	39
2.7 Desmontaje del conjunto móvil	40
2.8 Datos principales del motor.	45
2.9 Composición para el diésel y biodiésel	48
2.10 Valores de $\mu_{cv}$ y $(\mu_{c''})_{\alpha=1}$ a diferentes temperaturas	57
2.11 Valores de interpolación para el diésel y el biodiésel	58
2.12 Valores asignados para cálculos termodinámicos	60
2.13 Medidas del pistón	68
2.14 Medidas de la biela	69
2.15 Medidas principales del cigüeñal	70
2.16 Medidas del Pin	71
2.17 Medidas cojinete de biela y del cigüeñal	72
2.18 Medidas de la bancada de biela	73
2.19 Variación de tensiones con radios de acuerdo	77
2.20 Propiedades de los materiales usados	78
2.21 Calidad del enmallado del conjunto móvil	84

<b>2.22</b> Tiempos del motor de 3 cilindros	87
<b>2.23</b> Asignación de temperatura del conjunto móvil	90
<b>3.1</b> Resultados deformación del pistón	93
<b>3.2</b> Resultados de las tensiones del pistón	96
<b>3.3</b> Coeficiente de seguridad del pistón	98
<b>3.4</b> Comparación entre análisis estático y transitorio	99
<b>3.5</b> Resultados de deformación del pin	101
<b>3.6</b> Resultados de las tensiones del pin	103
<b>3.7</b> Coeficiente de seguridad del pin	105
<b>3.8</b> Resultados deformación de la biela	107
<b>3.9</b> Resultados de las tensiones de la biela	109
<b>3.10</b> Coeficiente de seguridad de la biela	111
<b>3.11</b> Resultados deformación del cigüeñal	113
<b>3.12</b> Resultados de las tensiones del cigüeñal	115
<b>3.13</b> Coeficiente de seguridad del cigüeñal	118

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>FIGURA NÚM.</b>	<b>PÁGINA</b>
1.1 Ciclo teórico del motor diésel	6
1.2 Tiempo de admisión de aire	6
1.3 Tiempo de compresión	7
1.4 Tiempo de expansión	8
1.5 Tiempo de escape	9
1.6 Ciclo real del motor diésel	10
1.7 Fases de la combustión	11
1.8 Bloque de cilindros	13
1.9 Conjunto móvil del motor	14
1.10 Pistón del motor	15
1.11 Segmentos del pistón	16
1.12 Biela del motor	16
1.13 Cigüeñal del motor	17
1.14 Ejemplos de árboles de levas	18
1.15 Válvula del motor	19
1.16 Volante del motor.	19
1.17 Refinamiento del petróleo	22
1.18 Combustible diésel a diferentes proporciones	23
1.19 Reactor químico	26
1.20 Esfuerzos en el mecanismo biela-manivela	27
2.1 Tractor agrícola internacional 523	36
2.2 Extracción del motor	39
2.3 Desarmado de conjunto móvil	40
2.4 Principales herramientas de medida	41
2.5 Toma de medidas del pistón	42

<b>2.6</b>	<b>Toma de medidas del Pin</b>	<b>42</b>
<b>2.7</b>	<b>Toma de medidas de la biela</b>	<b>43</b>
<b>2.8</b>	<b>Toma de medidas del bocín del pin</b>	<b>43</b>
<b>2.9</b>	<b>Medidas del cigüeñal</b>	<b>44</b>
<b>2.10</b>	<b>Medidas de las chaquetas del cigüeñal y biela</b>	<b>44</b>
<b>2.11</b>	<b>Medidas de la bancada del cigüeñal y biela</b>	<b>45</b>
<b>2.12</b>	<b>Toma del volumen de la cámara del pistón</b>	<b>47</b>
<b>2.13</b>	<b>Barra de herramienta de Croquis</b>	<b>66</b>
<b>2.14</b>	<b>Herramientas de operaciones</b>	<b>66</b>
<b>2.15</b>	<b>Modelado del Pistón</b>	<b>68</b>
<b>2.16</b>	<b>Modelado de la biela</b>	<b>69</b>
<b>2.17</b>	<b>Modelado del cigüeñal.</b>	<b>70</b>
<b>2.18</b>	<b>Modelado del Pin</b>	<b>71</b>
<b>2.19</b>	<b>Modelado del cojinete de biela</b>	<b>72</b>
<b>2.20</b>	<b>Modelado de bancada de la biela</b>	<b>73</b>
<b>2.21</b>	<b>Ensamble del conjunto móvil</b>	<b>74</b>
<b>2.22</b>	<b>Proceso para la simulación</b>	<b>75</b>
<b>2.23</b>	<b>Geometría importada a ANSYS</b>	<b>76</b>
<b>2.24</b>	<b>Comparación radios de acuerdo</b>	<b>77</b>
<b>2.25</b>	<b>Biblioteca de materiales creada</b>	<b>79</b>
<b>2.26</b>	<b>Conexión de juntas del conjunto móvil</b>	<b>80</b>
<b>2.27</b>	<b>Forma heurística</b>	<b>81</b>
<b>2.28</b>	<b>Oblicuidad</b>	<b>82</b>
<b>2.29</b>	<b>Parámetros de calidad de la malla</b>	<b>82</b>
<b>2.30</b>	<b>Mallado automático vs mallado refinado</b>	<b>83</b>
<b>2.31</b>	<b>Topologías virtuales creadas en el modelado</b>	<b>83</b>
<b>2.32</b>	<b>Sistemas de análisis con diésel y biodiésel B10</b>	<b>85</b>
<b>2.33</b>	<b>Intervalos de tiempo para el análisis</b>	<b>86</b>
<b>2.34</b>	<b>Condición de revolución del Cigüeñal</b>	<b>86</b>
<b>2.35</b>	<b>Fuerza en la cabeza del pistón</b>	<b>87</b>

<b>2.36</b> Fuerzas insertadas en cada pistón	88
<b>2.37</b> Interacción de las fuerzas en el análisis.	89
<b>2.38</b> Condiciones térmicas del pistón	90
<b>3.1</b> Deformación total del pistón (Análisis estructural)	92
<b>3.2</b> Deformación total del pistón (Análisis termo-estructural)	92
<b>3.3</b> Tensión equivalente del pistón (Análisis estructural)	93
<b>3.4</b> Resultados de la tensión mínima del pistón (Análisis estructural)	94
<b>3.5</b> Resultados de la tensión máxima del pistón (Análisis estructural)	94
<b>3.6</b> Tensión equivalente del pistón (Análisis termo-estructural)	95
<b>3.7</b> Resultados de la tensión mínima del pistón (Análisis termo-estructural)	95
<b>3.8</b> Resultados de la tensión máxima del pistón (Análisis termo-estructural)	95
<b>3.9</b> Factor de seguridad del pistón (Análisis estructural)	96
<b>3.10</b> Resultados factor de seguridad del pistón (Análisis estructural)	97
<b>3.11</b> Factor de seguridad del pistón (Análisis termo-estructural)	97
<b>3.12</b> Resultados factor de seguridad del pistón (Análisis termo-estructural)	98
<b>3.13</b> Factor de seguridad con pistón estático.	99
<b>3.14</b> Deformación del pin (Análisis estructural)	100
<b>3.15</b> Deformación del pin (Análisis termo-estructural)	100
<b>3.16</b> Tensión equivalente del Pin (Análisis estructural)	101
<b>3.17</b> Tensión equivalente mínima del pin (Análisis estructural)	101
<b>3.18</b> Tensión equivalente máxima del pin (Análisis estructural)	102
<b>3.19</b> Tensión equivalente del pin (Análisis termo-estructural)	102
<b>3.20</b> Tensión equivalente mínima del pin (Análisis termo-estructural)	102
<b>3.21</b> Tensión equivalente máxima del Pin (Análisis termo-estructural)	103
<b>3.22</b> Factor de seguridad del pin (Análisis estructural)	103
<b>3.23</b> Resultados factor de seguridad del pin (Análisis estructural)	104
<b>3.24</b> Factor de seguridad del pin (Análisis termo-estructural)	104
<b>3.25</b> Resultados factor de seguridad del pin (Análisis termo-estructural)	105
<b>3.26</b> Deformación de la biela (Análisis estructural)	106
<b>3.27</b> Deformación de la biela (Análisis termo-estructural)	106

<b>3.28</b> Tensión equivalente de la biela (Análisis estructural)	107
<b>3.29</b> Tensión mínima equivalente de la biela (Análisis estructural)	107
<b>3.30</b> Tensión máxima equivalente de la biela (Análisis estructural)	108
<b>3.31</b> Tensión equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)	108
<b>3.32</b> Tensión mínima equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)	108
<b>3.33</b> Tensión máxima equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)	109
<b>3.34</b> Factor de seguridad de la biela (Análisis estructural)	110
<b>3.35</b> Resultados factor de seguridad de la biela (Análisis estructural)	110
<b>3.36</b> Factor de seguridad de la biela (Análisis termo-estructural)	110
<b>3.37</b> Resultados factor de seguridad de la biela (Análisis termo-estructural)	111
<b>3.38</b> Deformación del cigüeñal (Análisis estructural)	112
<b>3.39</b> Deformación del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	112
<b>3.40</b> Tensión equivalente del cigüeñal (Análisis estructural)	113
<b>3.41</b> Resultados de la tensión mínima del cigüeñal (Análisis estructural)	114
<b>3.42</b> Resultados de la tensión máxima del cigüeñal (Análisis estructural)	114
<b>3.43</b> Tensión equivalente del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	114
<b>3.44</b> Resultados de la tensión mínima del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	115
<b>3.45</b> Resultados de la tensión máxima del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	115
<b>3.46</b> Factor de seguridad del cigüeñal (Análisis estructural)	116
<b>3.47</b> Resultados de factor de seguridad del cigüeñal (Análisis estructural)	116
<b>3.48</b> Factor de seguridad del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	117
<b>3.49</b> Resultados de factor de seguridad del cigüeñal (Análisis termo-estructural)	117

## ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACION NUM.	PÁGINA
2. 1 Volumen unitario	46
2. 2 Volumen total del motor	46
2. 3 Relación de compresión	46
2. 4 Cantidad teórica de aire en kg	49
2. 5 Cantidad teórica de aire en kmol	49
2. 6 Cantidad total de aire	49
2. 7 Cantidad de los productos de la combustión	49
2. 8 Coeficiente teórico de variación molecular	50
2. 9 Presión al final de la admisión	53
2. 10 Densidad del aire	53
2. 11 Temperatura al final de la admisión	54
2. 12 Coeficiente de gases residuales	54
2. 13 Presión al final de la compresión	55
2. 14 Temperatura al final de la compresión	55
2. 15 Relación entre la temperatura de combustión y la energía interna	55
2. 16 Energía interna en función a la temperatura	56
2. 17 Energía interna cuando $\alpha=1$	56
2. 18 Coeficiente teórico de variación molecular	57
2. 19 Presión de combustión	58
2. 20 Coeficiente de expansión molecular	58
2. 21 Grado de expansión posterior	59
2. 22 Temperatura al final de la expansión	59
2. 23 Presión al final de la expansión	59
2. 24 Forma del elemento ideal	81
2. 25 Estiramiento de la oblicuidad	82

## RESUMEN

El presente documento corresponde a un estudio realizado al conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel B10 de higuera, el objetivo fue comparar los efectos generados por los combustibles en las piezas. Se tomaron las medidas de los elementos (pistón, biela y cigüeñal) para realizar un modelado 3D en SOLIDWORKS, posteriormente se realizó un análisis computacional de elementos finitos por medio del software ANSYS, para ello fueron calculados los parámetros necesarios para la simulación siendo el más importante la fuerza generada por cada combustible sobre la cabeza del pistón. Las propiedades de los materiales fueron añadidas a cada elemento tomando en cuenta los materiales comúnmente usados en motores MEC. Para la simulación se utilizó un análisis estático con el fin de obtener la deformación de las piezas estudiadas y un análisis transitorio para conseguir resultados de tensiones y el factor de seguridad de forma dinámica. Mediante un estudio de sistema estructural se aplicó solo las fuerzas ejercidas sobre los elementos y se usó un análisis termo-estructural para combinarlo con la temperatura a la que trabaja el motor. Como resultado de la simulación, el pistón en el análisis estructural disminuye la deformación en 0,85% y en un termo-estructural un 0,78% al usar biodiésel, mientras los esfuerzos se reducen en 1,48% y 0,04%. En la biela la deformación decrece con el biocombustible en 0,85% y 1,04%, y sus tensiones mejoran en un 9,93% y 0,88% con los dos tipos de análisis respectivamente. Por último, el cigüeñal sufre menor deformación con el combustible alternativo en 0,85% y 0,98%, y sus esfuerzos 1,10% y 0,97%. En todos los casos la diferencia es mínima al usar biodiésel B10 lo que hace que el uso de este combustible sea rentable.

## ABSTRAC

This document concerns to a study carried out on the mobile assembly of an internal combustion engine powered by diesel and castor biodiesel B10, the objective was to compare the effects generated by fuels on the parts. The measurements of the elements (piston, connecting rod and crankshaft) were taken to perform a 3D modeling in SOLIDWORKS, Subsequently, a computational analysis of finite elements was carried out using the ANSYS software, for this; the necessary parameters for the simulation were calculated, being the most important; the force generated by each fuel on the piston head. The properties of the materials were added to each element taking into account the. The properties of the materials were added to each element taking into account the materials commonly used in MEC engines. For the simulation, a static analysis was used in order to obtain the deformation of the parts studied and a transitory analysis to get stress results and the safety factor in a dynamic way. Through a study of the structural system, only the forces exerted on the elements were applied and a thermo-structural analysis was used to combine it with the temperature at which the engine works. As a result of the simulation, the piston in the structural analysis decreases the deformation by 0.85% and in a thermo-structural by 0.78% when using biodiesel, while the efforts are reduced by 1.48% and 0.04%. In the connecting rod, the deformation decreases with biofuel by 0.85% and 1.04%, and its stresses decrease by 9.93% and 0.88% with the two types of analysis respectively. Finally, the crankshaft undergoes less deformation with the alternative fuel at 0.85% and 0.98%, and its efforts 1.10% and 0.97%. In all cases the difference is minimal when using B10 biodiesel, which makes the use of this fuel profitable

## INTRODUCCIÓN

En 1892 se patentó un motor cuyo combustible era menos costoso, un motor de combustión interna creado por Rudolf Diésel, este motor a diferencia del motor Otto funcionaba por el principio de autoignición, pero el problema en un comienzo fue el tamaño del motor. Chamorro & Lara (2018) mencionan que, a base de este inconveniente, estas máquinas térmicas en un comienzo fueron estacionarias y comúnmente utilizadas para propulsar bombas y generadores. En la actualidad con las nuevas tecnologías, los motores MEC son tan eficientes como los motores de explosión pero su gran tamaño hace que su mantenimiento sea más costoso (Celik et al., 2020).

Los motores de combustión interna transforman la energía química del combustible en energía mecánica de movimiento a través de su conjunto móvil (Pistón, biela y cigüeñal), estos elementos son parte esencial de estas máquinas térmicas y es necesario realizar un análisis cuando se emplean combustibles alternativos (Venkata, Kurbet, & Kuppast, 2018).

El biodiésel es un biocombustible que funciona bien en los motores MEC al poseer características similares al diésel comercial, dependiendo de la proporción del biodiésel serán necesarias modificaciones en los sistemas externos. Según Witek & Zelek (2019) mencionan que los motores diésel actuales han llegado a alcanzar torques sumamente altos, provocando tensiones y esfuerzos mucho más grandes en sus mecanismos, principalmente en su tren alternativo.

La utilización de herramientas computacionales no es un método nuevo, desde hace años se utilizan estas formas de análisis con el fin de disminuir costos al emplear solamente un software de elementos finitos y no pruebas físicas las cuales serían más complejas y costosas, a continuación, se resumen algunos trabajos anteriores relacionados con el análisis computacional.

# CAPÍTULO I

## 1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

### 1.1. OBJETIVOS

#### 1.1.1. OBJETIVO GENERAL

Modelar el conjunto móvil de un motor de combustión interna (tractor agrícola), alimentado con diésel y biodiésel para comparar los efectos generados en los componentes mediante el uso de herramientas computacionales.

#### 1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Modelar el conjunto móvil de un motor diésel (tractor agrícola), mediante diseño asistido por computador (CAD).
- Determinar los parámetros de funcionamiento del motor alimentado con diésel y biodiésel.
- Realizar un análisis del motor con cada uno de los combustibles mediante herramientas computacionales.
- Comparar los datos obtenidos de la simulación computacional del motor con el uso de diferentes combustibles.

### 1.2. JUSTIFICACIÓN

El presente trabajo surge de la importancia de analizar el efecto que tiene el biodiésel con respecto al diésel en las partes que conforman el conjunto móvil en un motor de tractor agrícola y el impacto económico de las piezas al trabajar con combustibles alternativos dentro de este tipo de maquinarias. Este estudio servirá a futuras investigaciones que comparen otros tipos de combustibles estableciendo una base para el análisis del desgaste de los elementos mecánicos del motor y así impulsar la economía del país ayudando a cumplir con objetivos del plan toda una vida,

tal y como lo menciona en su objetivo 5: “Impulsar la productividad y competitividad para el crecimiento económico sostenible de manera redistributiva y solidaria” (Senplades, 2017, p.80). Tomando en cuenta su política 5.6 el cual incentiva a las universidades a investigar el campo tecnológico con sus docentes y estudiantes para estudiar nuevas innovaciones a través aspectos como la autoeducación y el emprendimiento para mejorar la productividad del país.

### **1.3. ALCANCE**

Esta investigación analizará los efectos generados en el conjunto móvil de un motor de tractor agrícola con el uso del biodiésel en comparación al diésel, utilizando solamente las características de estos combustibles y del motor de combustión interna para introducir todos los datos en un software para su posterior simulación. Si bien es cierto que se usará para este estudio las propiedades del biodiésel de higuera y el diésel comercial, se debe mencionar que este trabajo no se orienta o no tiene el objetivo de generar el biodiésel o de dar una explicación de cómo producirlo.

En la investigación debido a que es un análisis mediante software se realizará un modelado de las piezas del conjunto móvil mediante el programa CAD denominado SOLIDWORKS en donde se modelará un dibujo 3D del pistón, biela y cigüeñal con las respectivas propiedades de los materiales de los que están hechos los elementos. Posteriormente se hará una simulación con el programa de elementos finitos denominado ANSYS en donde se obtendrán datos del trabajo simulado del motor funcionando con diésel y biodiésel. Por ende, solo se realizarán análisis computacionales y no pruebas en equipos ni material en físico.

El conjunto móvil será modelado acorde al motor del tractor agrícola (International 523) de la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte, y simulado con diésel y biodiésel donde se buscará obtener resultados de las deformaciones, tensiones equivalentes mínima-máxima y factor de seguridad del pistón, biela y cigüeñal.

## 1.4. ANTECEDENTES

A lo largo del tiempo, desde la creación del motor de combustión interna se le ha dado múltiples usos. El motor térmico convierte energía química en energía mecánica, a través de sus mecanismos que transforman el movimiento lineal producido por la fuerza de la combustión en un movimiento rotativo (Venkata, Kurbet, & Kuppast, 2018).

El motor realiza el proceso de combustión utilizando combustibles fósiles derivados del petróleo para su funcionamiento, pero esto ha sido un gran problema para el medio ambiente. Los combustibles utilizados en la actualidad generan gran cantidad de contaminantes los cuales producen un deterioro potencial al planeta (Erdiwansyah et al., 2019). Esto suma a que estos carburantes desaparezcan en un futuro, debido a ello se ha buscado otras fuentes de energía para dar una solución a este problema. En los últimos años se han realizado investigaciones para obtención de los ya conocidos biocombustibles o combustibles verdes como fuentes alternativas de energía como el etanol, gas natural, el hidrógeno, la electricidad, el biodiésel, entre otros.

En cuanto al motor diésel, inventado en 1893 por Rudolf Diésel, es un motor de combustión interna que funciona por autoencendido debido a las altas temperaturas a las que trabaja, con el pasar de los años su diseño no se ha visto muy afectado, pero continúa con el mismo principio para su funcionamiento. Sin embargo, estos tipos de motores expulsan cantidades considerables de gases contaminantes como óxidos de nitrógeno, azufre, CO y CO<sub>2</sub>; los cuales contaminan el aire (El-Din et al., 2019).

El biodiésel es un combustible alternativo que funciona bien en los motores diésel al poseer características similares al diésel comercial, pero en algunos casos son necesarias pequeñas modificaciones a sistemas externos. Sus mecanismos internos aparentemente funcionan de la misma manera, pero también deben ser analizados al trabajar con diferentes combustibles.

Anteriormente se han realizado investigaciones acerca del proceso de la combustión y análisis de esfuerzos en las partes móviles del motor las cuales transforman el movimiento lineal en movimiento giratorio. Witek & Zelek (2019) mencionan que los motores diésel actuales han llegado a alcanzar torques sumamente altos, provocando tensiones y esfuerzos mucho más grandes en sus mecanismos, principalmente en su conjunto móvil.

## **1.5. HISTORIA DEL MOTOR DIÉSEL**

La humanidad a pasar los años ha tenido que buscar avances tecnológicos para facilitar su trabajo, es aquí donde entran los motores de combustión interna que son máquinas térmicas que transforman energía química en energía mecánica (Venkata Sundar Rao et al., 2018).

En 1892 se patentó un motor cuyo combustible era menos costoso, un motor de combustión interna creado por Rudolf Diésel que a diferencia del motor Otto, este funcionaba por el principio de autoignición, pero el problema en un comienzo fue su tamaño. Chamorro & Lara (2018) mencionan que, a base de este problema, los motores diésel en un comienzo fueron estacionarios comúnmente utilizados para propulsar bombas y generadores.

Continuando con la historia en 1897 con la ayuda de la compañía MAN, se diseñó un motor con este principio de funcionamiento probando una variante de combustible (Cisneros, 2018). Hoy en la actualidad los motores conservan el mismo principio y estos han ido sacando ventaja en el mercado utilizando un combustible económico, además tienen un alto torque y actualmente son igual de rendidores que los motores a gasolina debido a las nuevas tecnologías, así como lo mencionan Celik, Yilmaz, & Yildiz (2020) donde hacen hincapié a la inyección directa, unidades electrónicas, sensores y sistemas de sobrealimentación, que han hecho del motor diésel una máquina térmica más eficiente.

## **1.6. USO DE LOS MOTORES DIÉSEL**

Los motores diésel tienen un gran torque, razón por la cual se los utiliza en varias áreas donde se mueven grandes cantidades de masas. En un principio debido a su gran tamaño su uso no era rentable en un automotor, así que solo se los usaba para mover bombas y generadores eléctricos.

Ya con el pasar de los años estos motores ganaron confianza en la maquinaria pesada. Liu et al. (2017) afirman que estas máquinas térmicas que funcionan con diésel se las utiliza en el sector agrícola, en equipos camioneros e incluso en equipos militares. Esto debido a su mayor torque comparado con el motor a gasolina.

En la actualidad con el uso de nuevas tecnologías, estos motores ya se los ha ido empleando en automóviles convencionales. Una de estas innovaciones es aumentando la potencia del motor la cual hace que el motor diésel sea más eficiente. D. González (2015) menciona que se puede elevar la potencia incrementando la cantidad de aire que entra al motor por medio de sistemas de sobrealimentación.

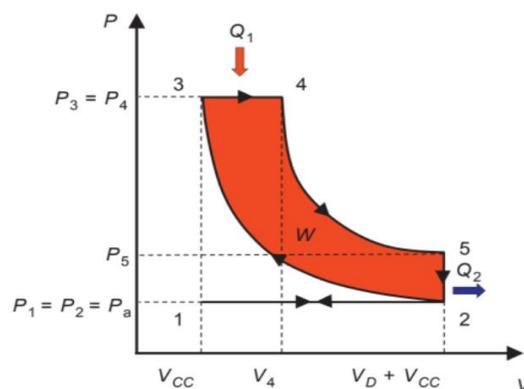
## **1.7. FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR DIÉSEL**

El motor diésel es conocido también como un motor MEC (Motor de encendido por compresión), estas máquinas térmicas diésel cumplen la misma función que los motores a gasolina que es transformar energía química del combustible en energía mecánica de movimiento. La diferencia radica en la combustión de los MEC que se da por el autoencendido de la mezcla donde el aire es comprimido y el diésel es inyectado al final de la carrera de compresión, la mezcla se enciende no por chispa, sino por la alta presión y elevada temperatura dentro del cilindro (Yolanda et al., 2014).

En estos motores el sistema de inyección de combustible juega un papel muy importante en el rendimiento del motor y estos han ido innovando al pasar los años, con estos sistemas los motores han ido mejorando su eficiencia y también disminuyendo la emisión de gases contaminantes. Chamorro & Lara (2018) mencionan que el sistema de inyección es esencial en los motores diésel, ya que a través de estos se atomiza y pulveriza el combustible, provocando que se inyecte el combustible en la cantidad adecuada en el tiempo preciso.

## **1.8. CICLO TEÓRICO DEL MOTOR DIÉSEL**

El ciclo teórico o también conocido como ciclo ideal en el motor diésel es similar al del motor de ciclo Otto de combustión interna con algunas diferencias debido a que en los motores MEC la presión es más elevada y por ende también la temperatura. D. González (2015) menciona algunas de las diferencias más importantes que son la admisión de combustible, sus compresiones más elevadas y su combustión diferente.

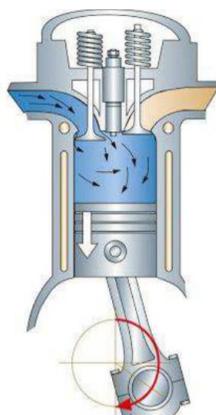


**Figura 1.1** Ciclo teórico del motor diésel  
(D. González, 2015, p.23)

En la figura 1.1 se puede observar el diagrama de presión-volumen de cada uno de los puntos del ciclo teórico del motor diésel. El motor proporciona un trabajo útil dependiendo de la reacción química del combustible, el carburante recibe la cantidad exacta de aire para crear una mezcla ideal (Bazantes & Yándun, 2015). Sin embargo, en el ciclo teórico no se consideran las pérdidas que existen en el sistema real.

### 1.8.1. TIEMPO DE ADMISIÓN

El primer tiempo es la admisión del aire, el pistón se desplaza del punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI), por el conducto de admisión entra aire por efecto del vacío producido por el movimiento del pistón y a su vez la válvula de escape está cerrada (C. Martínez, 2014).

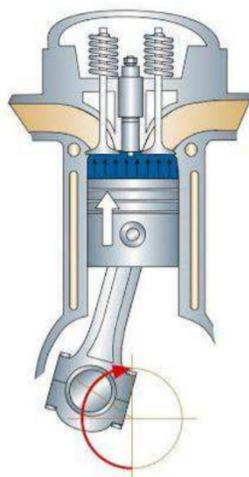


**Figura 1.2** Tiempo de admisión de aire  
(Sanz, 2017, p.47)

En la figura 1.2 muestra una vista de la cámara de combustión y el pistón en el tiempo de admisión en donde la parte de color azul representa el aire que entra al cilindro, también se observa al mecanismo de biela-manivela descendiendo al PMI.

### 1.8.2. TIEMPO DE COMPRESIÓN

El ciclo comprende el movimiento del pistón desde el PMI al PMS, la cámara se encuentra con las válvulas cerradas, esto hace que el aire disminuya su volumen elevando la presión y por ende la temperatura, se ignoran las pérdidas por lo tanto se considera un proceso reversible y sin pérdidas de calor, tomando en cuenta que en este tiempo solo se comprime el aire (Bosch, 2014).



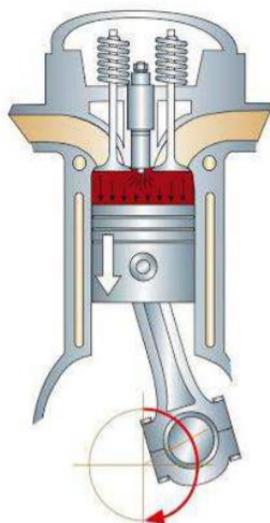
**Figura 1.3** Tiempo de compresión  
(Sanz, 2017, p.47)

La figura 1.3 indica como el aire representado de color azul es comprimido al momento de que el pistón está subiendo al PMS, tiempo en el cual es inyectado el combustible al final de la carrera del pistón, donde posteriormente se produce la expansión.

### 1.8.3. TIEMPO DE EXPANSIÓN

En esta parte del ciclo es donde existe la más grande diferencia con un motor a gasolina, luego que el aire se comprime del PMI al PMS, al llegar a este punto la temperatura alcanza los 500 °C aproximadamente, donde comienza la inyección del combustible a alta presión. Sanz (2017) afirma

que el combustible es inyectado cuando el pistón pasa por el PMS, y esta mezcla se autoenciende por la alta temperatura y presión, esta última es teóricamente constante, ocasionando el descenso del pistón hacia el PMI.



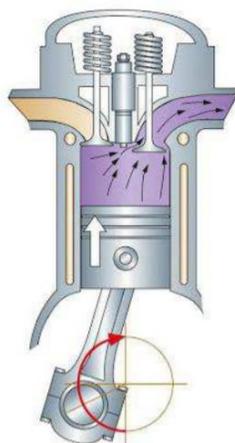
**Figura 1.4** Tiempo de expansión

(Sanz, 2017, p.48)

En la figura 1.4 se muestra el inicio de la expansión cuando el pistón empieza a desplazarse hacia el PMI por efecto del autoencendido, la mezcla del diésel con el aire reacciona por la elevada presión y temperatura dentro de la cámara de combustión, técnicamente empuja al pistón transmitiendo ese movimiento al cigüeñal, es por esta razón que se le denomina el tiempo de trabajo.

#### **1.8.4. TIEMPO DE ESCAPE**

En este último tiempo acontece del mismo modo que el motor a gasolina, sirve para evacuar los gases quemados de la combustión, el pistón se desplaza de PMI al PMS, la válvula de admisión permanece cerrada mientras que la de escape se abre para expulsar los gases combustionados del cilindro (Haro & Haro, 2017).



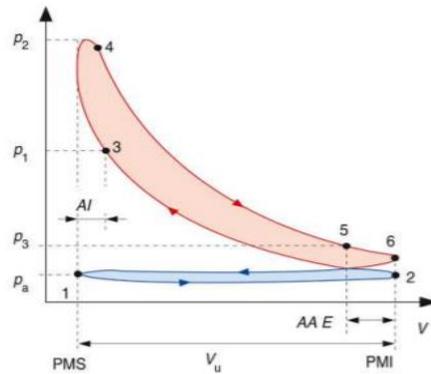
**Figura 1.5** Tiempo de escape  
(Sanz, 2017, p.49)

En la figura 1.5 se observa el tiempo de escape, luego de haber terminado la expansión, los gases combustionados deben salir, para ello la válvula de escape se abre, el pistón se desplaza del PMI al PMS empujando los residuos quemados de la combustión.

## 1.9. CICLO REAL DEL MOTOR DIÉSEL

En el ciclo teórico del motor diésel se realiza con dos vueltas del cigüeñal repartido con media vuelta en cada tiempo, sin embargo, en la realidad existen algunas diferencias. C. Martínez (2014) menciona que las válvulas no se abren instantáneamente en cada tiempo de la combustión y debido a esto debe haber adelantos o retrasos de las válvulas del motor, además para estar en una situación más cercana a la realidad se deben considerar pérdidas de calor, entre otros factores.

El ciclo real Otto y diésel tienen algunas semejanzas, sin embargo la diferencia más notable es la que sucede en la combustión, esto debido a que el combustible se inyecta con un avance antes que el pistón llegue al final de la carrera de compresión, el cual se combustiona debido a las altas temperaturas y la presión (Etxeita, 2019).



**Figura 1.6** Ciclo real del motor diésel  
(Haro & Haro, 2017, p.10)

En la figura 1.6 se contempla el diagrama de presión vs volumen del ciclo de trabajo real, se consideran pérdidas de la temperatura en el sistema, y se observan los adelantos y retrasos que existen en aperturas y cierre de las válvulas.

### 1.9.1. TIEMPO DE ADMISIÓN (1-2)

En este tiempo existe un adelanto en la válvula de admisión antes de llegar al PMS de la carrera de expulsión de los gases de escape del anterior ciclo, y la misma se cierra tiempo después de haber terminado la admisión (G. Erazo, 2017). En la realidad existen pérdidas en el sistema a diferencia del análisis teórico. Secundillo et al. (2009) afirman que en esta etapa en la realidad la presión no es constante y que el cilindro no se llena en su totalidad.

### 1.9.2. TIEMPO DE COMPRESIÓN (2-3)

A diferencia del ciclo teórico el llenado del cilindro no es total, además existen pérdidas de calor por medio de las paredes del cilindro, el aire se comprime por la carrera del pistón del PMI al PMS (Sanz, 2017).

### 1.9.3. FASE DE COMBUSTIÓN E INYECCIÓN (3-4)

En el ciclo real existe un adelanto en la inyección, el combustible se inyecta antes que el pistón termine la carrera de compresión y hay pérdidas debido a que no es un sistema adiabático. Juca

(2015) menciona que la combustión es progresiva y necesita tiempo para cumplir todas las fases y llegar a quemar la mayor cantidad de mezcla.

#### 1.9.4. TIEMPO DE EXPANSIÓN (4 - 5)

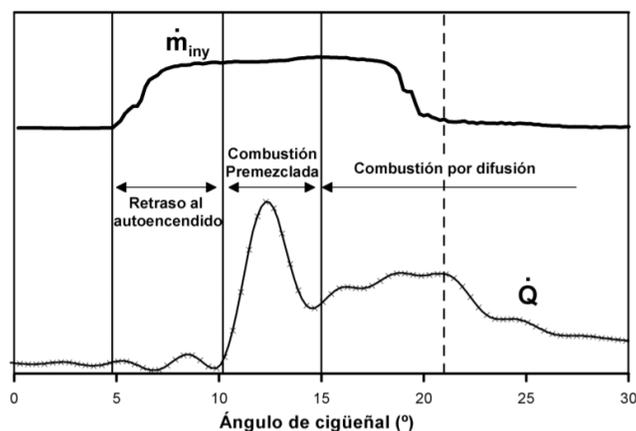
Es la continuación de la carrera del pistón desde el PMS al PMI, llevando la fuerza de la combustión hacia el cigüeñal a través del mecanismo biela-manivela (Haro & Haro, 2017).

#### 1.9.5. TIEMPO DE ESCAPE (5-6-1)

En la realidad la válvula de escape se abre antes de terminar el tiempo de expansión, la presión disminuye y los gases son expulsados mientras el pistón sube del PMI al PMS, para finalizar la válvula de escape tarda en cerrarse dando inicio nuevamente al siguiente ciclo (Juca, 2015)

### 1.10. LA COMBUSTIÓN EN EL MOTOR DIÉSEL

El proceso de combustión tiene un estudio mucho más amplio, todo el proceso pasa en milésimas de segundo mientras el pistón se mueve, además el sistema tiene pérdidas de calor. C. Martínez (2014) menciona que la combustión depende mucho de la mezcla del combustible y el aire cuyo proceso no es a una presión constante.



**Figura 1.7** Fases de la combustión

(C. Martínez, 2014, p.21)

En la figura 1.7 se puede observar las tres fases dentro de la combustión, especificando la curva de variación del calor de la combustión, apreciando el grado más alto en la etapa de premezclado, además en la parte superior se aprecia la tasa de inyección de combustible.

### **1.10.1. FASE I: RETRASO DEL AUTOENCENDIDO**

En la primera fase el pistón va del PMI al PMS y antes de llegar al punto muerto superior el combustible es inyectado en el cilindro mientras que el aire dentro de la cámara está a alta presión y por ende a alta temperatura, el aire se mezcla con el carburante evaporándose por la temperatura alcanzada en el cilindro, esta fase deja todos los parámetros listos para que comience la combustión (Báez, 2015).

### **1.10.2. FASE II: COMBUSTIÓN PREMEZCLADA**

En esta etapa la mezcla del aire y el carburante de la anterior fase comienza a autoencenderse de una forma no controlada, por lo cual se produce un aumento brusco de temperatura por unos instantes muy rápidos, la duración de esta fase es la misma que la anterior (Guardiola et al., 2014).

### **1.10.3. FASE III: COMBUSTIÓN POR DIFUSIÓN**

Es la última etapa de la combustión la cual dura más tiempo que las anteriores fases, se dice que es una mezcla por difusión debido a que el combustible se va quemando a medida que se mezcla con el aire comprimido del cilindro, la temperatura es menor y la combustión es controlada por la inyección de combustible (C. Martínez, 2014).

## **1.11. ELEMENTOS FIJOS DEL MOTOR DIÉSEL.**

### **1.11.1. BLOQUE MOTOR**

Es la parte más pesada y grande del motor, dentro de este se encuentran los cilindros donde se origina la combustión produciendo el trabajo de los pistones. Estos cilindros u orificios pueden ser fabricados en el mismo bloque o puede tener camisas (Estévez & Pinto, 2015).



**Figura 1.8** Bloque de cilindros  
(Secundillo et al., 2011. p.26)

En la figura 1.8 se representa un bloque de un motor de combustión interna de cuatro cilindros, este alojará en su interior a las partes del conjunto móvil las cuales convertirán la energía química de la combustión en energía mecánica de movimiento.

Los materiales para la construcción del bloque de motor deben soportar diversas cargas y temperaturas. Martínez & Barroso (2013) mencionan que las máquinas térmicas sufren desgaste al estar sometidas a altas temperaturas y cargas excesivas. Los materiales de construcción principales por lo general son de aleaciones de diferentes materiales los cuales dan mejores propiedades a los elementos. Barreto & Jiménez (2013) mencionan que para motores diésel el bloque del motor es fabricado de fundición de hierro y para motores a gasolina se usa aluminio.

### **1.11.2. CULATA**

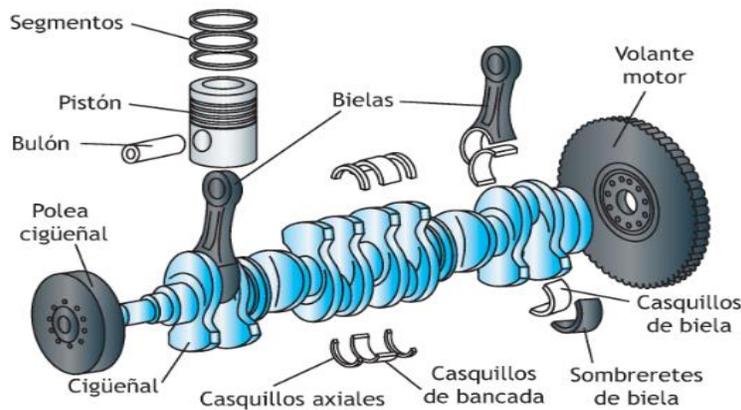
Su función es tapar por la parte superior al bloque, posee orificios y conductos por los cuales circula agua, alojan las válvulas y a los inyectores en ciertos modelos, para la unión del bloque con la culata, se usan espárragos o pernos; es necesario el uso de una junta para un cierre hermético evitando que haya fugas tanto de agua como de líquido refrigerante (Álvares et al., 2007). Este elemento que está sometido a grandes temperaturas, se fabrica de aleaciones para incrementar la propiedad de disipar el calor. Secundillo et al. (2011) señalan que generalmente se usa hierro fundido para su fabricación, pero también se los elabora de aleaciones de aluminio.

### 1.11.3. CÁRTER

El cárter cierra el motor por la parte inferior, suele ser de fundición o de chapa de acero teniendo como principal misión servir de depósito de aceite del sistema de lubricación. Al igual que la tapa de la culata, este se sujeta al bloque mediante pernos y lleva una junta de goma para impedir fugas de aceite, también posee un tapón de tornillo en la parte inferior para la descarga (Biunetti, 2012).

## 1.12. ELEMENTOS MÓVILES Y DEL CONJUNTO MÓVIL

Estos elementos son los que están en constante movimiento dentro del motor, estos en conjunto transmiten la energía mecánica generada por la fuerza del combustible, las partes más importantes son las que conforman en tren alternativo como se muestra en la siguiente imagen.



**Figura 1.9** Conjunto móvil del motor

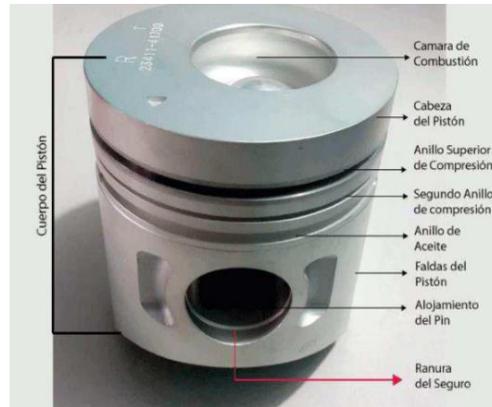
(Secundillo et al., 2011, p.30)

En la figura 1.9 se puede contemplar las partes del conjunto móvil del motor el cual está compuesto por un mecanismo de biela-manivela conformado por el pistón, biela y cigüeñal, los cuales trabajan en conjunto para transmitir el movimiento.

### 1.12.1. PISTÓN

Es una pieza cilíndrica que se encuentra dentro del cilindro la cual está en constante movimiento, su diseño depende del tipo de trabajo que vaya a realizar. Llagarí & Valle (2012) señalan que este

elemento está en contacto directo con la reacción química de la combustión generada en la cámara, por lo cual debe soportar grandes esfuerzos y elevadas temperaturas de funcionamiento.



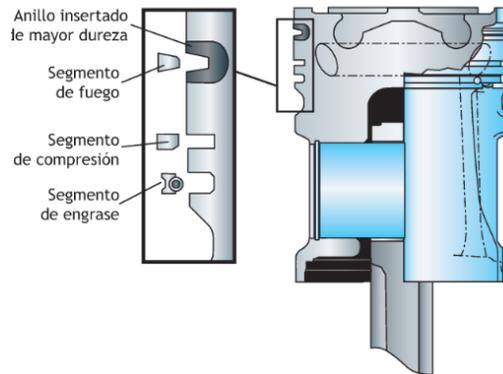
**Figura 1.10** Pistón del motor  
(Haro & Haro, 2017, p.32)

La figura 1.10 muestra un pistón de un motor diésel cuya cámara de combustión está integrada en su cabeza, también se detallan las diferentes partes que lo componen.

Los pistones son los que van a estar sometidos a grandes esfuerzos en el motor, van a recibir junto con la biela la fuerza de la combustión de la mezcla aire-combustible. Estos normalmente son ligeros con aleaciones diversas con aluminio, magnesio y silicio, materiales que disipan el calor más fácil comparado con otros materiales, también tienen propiedades de resistencia (Ashby & Jones, 2008). El material más usado es el aluminio el cual hace que disipe mejor el calor. Ardeleanu et al. (2018) indican que hay diferencias entre los pistones de motores diésel y de gasolina, siendo los primeros los que sufren más esfuerzo debido a las altas presiones; aunque por lo general los pistones son de aluminio, también se los puede encontrar hechos de acero.

### 1.12.2. SEGMENTOS

Estos elementos son elásticos, ayudan con la hermeticidad dentro del cilindro evitando fugas de compresión debido al funcionamiento del motor, ayudan también en la transferencia de calor hacia las paredes y guían al pistón con el mínimo desgaste evitando la fricción. Los segmentos son de compresión, de fuego y de engrase ayudando este último a la lubricación de las paredes del cilindro (Sánchez & Medina, 2016).



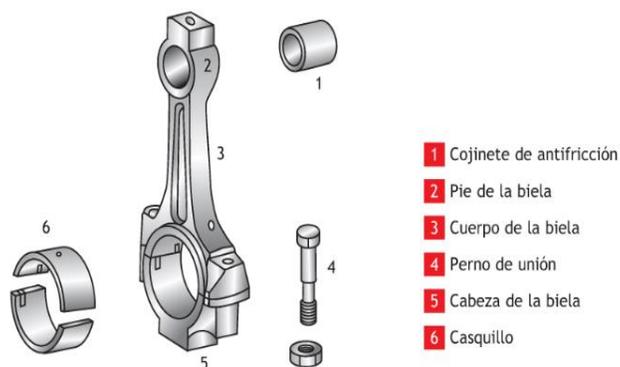
**Figura 1.11** Segmentos del pistón  
(Secundillo et al., 2011, p.32)

En la figura 1.11 se aprecian los diferentes segmentos que encontramos en un pistón que son de fuego, compresión y lubricación, los cuales garantizan la buena combustión de la mezcla.

Estos elementos también llamados rines están fabricados de hierro fundido combinados en pequeñas proporciones con otro material dependiendo del fabricante de cada motor y del tipo de segmento que se trate (Secundillo et al., 2011).

### 1.12.3. BIELA

Imbaquingo et al. (2018) mencionan que la biela es un elemento que transmite el movimiento lineal del pistón y lo transforma con ayuda del cigüeñal en movimiento rotatorio, además sufre grandes esfuerzos generados por la combustión dentro del motor de combustión interna.



**Figura 1.12** Biela del motor  
(Secundillo et al., 2011, p.165)

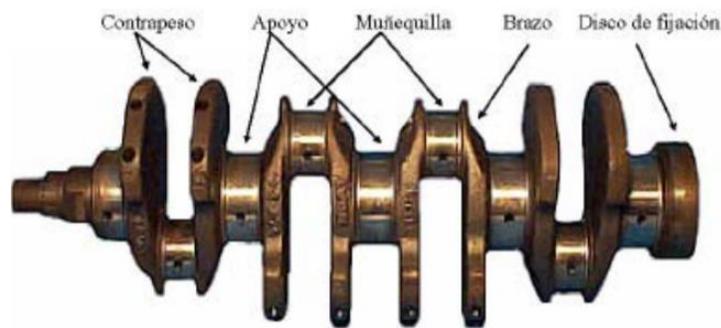
En la figura 1.12 se observa la biela con sus diferentes partes, la cabeza se acopla con el cigüeñal mientras que el pie de biela se unen al pistón por medio de un pasador llamado bulón (Arnal & Laguna, 2005).

El material de este elemento es acero forjado debido a que tiene que resistir esfuerzos de compresión y tensión dentro del motor debido a que transforma el movimiento lineal en rotatorio a través de su mecanismo de biela-manivela; también existen bielas fabricadas de titanio o aluminio pero son usado solo para automotores de competición (González & Sanz, 2016).

#### 1.12.4. CIGÜEÑAL

El cigüeñal es el encargado de transformar el movimiento rectilíneo del pistón en un movimiento circular, está hecho de acero forjado. Las partes que constituyen el eje de giro se compone de codos que es donde se sujeta la biela y por otro lado están los apoyos que se sujetan al bloque. Por lo tanto el cigüeñal tendrá tantos codos como cilindros tenga el motor (D. González, 2015).

Al estar en movimiento requiere de lubricación y para ello posee orificios en su interior para poder distribuir el aceite por todo el elemento y hacia los cojinetes quienes están destinados a ser elementos de desgaste por la fricción que soportan.



**Figura 1.13** Cigüeñal del motor

(Álvares et al., 2007, p.428)

La figura 1.13 describe las partes del cigüeñal, posee contrapesos que ayudan al balance evitando vibraciones y fuerzas que podrían provocar daños, tiene muñequillas para las bielas y apoyos para sujetarlo al bloque de cilindros por medio de bancadas (Arnal & Laguna, 2005).

El cigüeñal está fabricado especialmente de acero al carbono, aunque también hay combinaciones con cromo-níquel y cromo-vanadio. Barreto & Jiménez (2013) mencionan que el tratamiento final para un cigüeñal puede ser un proceso de templado, revenido, cementación entre otros.

### 1.12.5. ÁRBOL DE LEVAS

El árbol de levas es movido por medio de una cadena o piñones dependiendo del sistema de distribución; mediante varillas o contacto directo con los balancines realiza la apertura y cierre de válvulas en donde la cresta de la leva es fundamental para los tiempos de funcionamiento del motor (Biunetti, 2012).



**Figura 1.14** Ejemplos de árboles de levas  
(D. González, 2015, p.103)

En la figura 1.14 se muestra el árbol de levas que consiste en una barra larga provista de los llamados resaltes o levas que están cuidadosamente dispuestas, su diseño depende del tipo de motor y de la cantidad de cilindros (Kates & Luck, 2003).

El árbol de levas abre y cierra las válvulas de admisión y escape en el motor, por ende, este elemento tiene que ser resistente. Álvares et al. (2007) mencionan que este elemento es obtenido a través de un mecanizado especial del acero, además cuenta con levas las cuales tienen un tratamiento térmico especial ya que están hechas para resistir el desgaste.

### 1.12.6. VÁLVULAS

Existen dos tipos, las que dejan entrar el aire o combustible según sea el caso, y las que sirven para expulsar los gases combustionados. En la parte inferior está ubicado el asiento que hace contacto con la culata, mientras que el vástago sirve como guía a través de un conjunto de resortes que reciben el movimiento de la distribución (Haro & Haro, 2017).



**Figura 1.15** Válvulas del motor  
(Llagarí & Valle, 2012, p.19)

En la figura 1.15 se observan las válvulas, en motores diésel tienen un biselado de  $45^\circ$  y estas son sensibles a daños al estar expuestas a grandes temperaturas (Kates & Luck, 2003). También cabe mencionar que la válvula de admisión va a tener un diámetro mayor a la de escape.

Las válvulas son fabricadas de acero, para las de escape las cuales están sometidas a las altas temperaturas de los gases quemados y están elaboradas de aleaciones para soportar la salida de los gases de escape. Algunas válvulas se elaboran de varios materiales teniendo en las zonas de mayor fatiga un recubrimiento especial (Secundillo et al., 2011).

### 1.12.7. VOLANTE DE INERCIA

El volante ayuda reducir la velocidad del motor en caso de que este tenga un exceso de potencia, además ayuda a conservar la energía cinética, también transmite el movimiento giratorio junto con el disco de embrague hacia el tren de rodaje.



**Figura 1.16** Volante del motor.  
(Díaz, 2017, p.26)

En la figura 1.16 se aprecia un volante de inercia, en su parte exterior posee una corona dentada que engranará con el piñón del motor de arranque que en conjunto dan el primer impulso al motor, este elemento guarda la energía cinética para los siguientes tiempos (Arnal & Laguna, 2005).

### **1.13. EXPANSIÓN TÉRMICA DE MATERIALES SÓLIDOS**

La presencia de dilatación en los materiales es un análisis muy importante especialmente en un motor de combustión interna el cual trabaja a temperaturas elevadas. Jiménez (2018) menciona que los materiales se expanden al variar la temperatura, este aumento separa las partículas en el interior del material haciendo que varíe sus dimensiones.

#### **1.13.1. DILATACIÓN LINEAL**

La expansión es el cambio que sufre un cuerpo al estar sometido a temperatura. Jiménez (2018) menciona que se llama dilatación lineal cuando un objeto cambia su longitud o espesor con una dependencia de la temperatura aplicada. Para calcular la dilatación lineal debemos tomar como ejemplo un cuerpo con una longitud inicial ( $L_0$ ), la cual se va a someter a un aumento de temperatura ( $\Delta T$ ), donde la variación es el resultado de la diferencia de la temperatura final con la inicial ( $T-T_0$ ), y como resultado se tiene la variación de la longitud ( $\Delta L$ ) o dilatación térmica lineal (Haro & Haro, 2017).

$$\Delta L = \alpha L_0 (T - T_0) \quad [1. 1]$$

Donde:

$\Delta L$  = Dilatación térmica lineal

$L_0$  = Longitud inicial

$(T - T_0)$  = Variación de temperatura final menos inicial

$\alpha$  = Coeficiente de dilatación lineal

### 1.13.2. DILATACIÓN SUPERFICIAL

La expansión superficial consiste en la dilatación de un material isótropo cuando se le aplica una determinada temperatura. Jiménez (2018) menciona que un material isótropo es diferente ya que este se dilata de la misma forma en todas las direcciones, esto debido a sus propiedades. En otras palabras, la expansión térmica consiste en una superficie inicial ( $A_o$ ). Esta superficie al estar sometido a un cambio de temperatura ( $T-T_o$ ), se obtiene como resultado una variación en el área del material isótropo (Bruno, 2019).

$$\Delta A = \gamma A_o (T - T_o) \quad [1. 2]$$

Donde:

$\Delta_A$  = Dilatación superficial

$\Delta_o$  = Superficie inicial

$(T - T_o)$  = Variación de temperatura

$\gamma$  = Coeficiente de expansión superficial

### 1.13.3. DILATACIÓN VOLUMÉTRICA

Se toma en cuenta un material o pieza que tiene un volumen inicial ( $V_o$ ). Este objeto será sometido a una determinada variación de temperatura ( $T - T_o$ ) y como resultado nos dará una variación de su volumen (Jiménez, 2018).

$$\Delta V = \beta V_o (T - T_o) \quad [1. 3]$$

Donde:

$\Delta_V$  = Dilatación volumétrica

$V_0$  = Volumen inicial

$(T-T_0)$  = Variación de temperatura

$\beta$  = Coeficiente de expansión volumétrica

En la tabla 1.1 se observa los diversos coeficientes de dilatación para algunos materiales siendo el coeficiente de expansión lineal ( $\alpha$ ), superficial ( $\gamma=2\alpha$ ) y volumétrico volumétrica ( $\beta=3\alpha$ ).

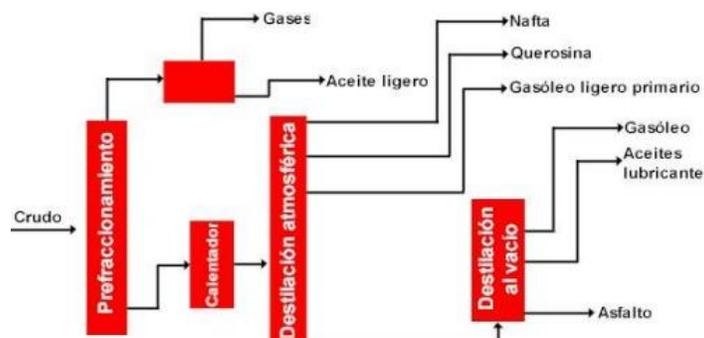
**Tabla 1.1** Coeficientes de dilatación lineal, superficial y volumétrica.

MATERIAL	$\alpha$ [K <sup>-1</sup> o (°C) <sup>-1</sup> ]	$\gamma = 2\alpha$	$\beta=3\alpha$
Aluminio	$2,40 \times 10^{-5}$	$4,80 \times 10^{-5}$	$7,20 \times 10^{-5}$
Latón	$2,00 \times 10^{-5}$	$4,00 \times 10^{-5}$	$6,00 \times 10^{-5}$
Cobre	$1,70 \times 10^{-5}$	$3,40 \times 10^{-5}$	$5,10 \times 10^{-5}$
Al. Níquel-hierro	$0,09 \times 10^{-5}$	$0,18 \times 10^{-5}$	$0,27 \times 10^{-5}$
Acero	$1,20 \times 10^{-5}$	$2,40 \times 10^{-5}$	$3,60 \times 10^{-5}$

Fuente: (Bruno, 2019, p.21)

#### 1.14. CARACTERÍSTICAS DEL DIÉSEL

El diésel es un combustible que se lo conoce también como gasóleo que es un tipo de fluido transparente verdoso compuesto de parafinas, para su obtención las temperaturas de destilación suelen ser de 200 °C y 350 °C donde la presión es atmosférica. Su fabricación resulta compleja ya que debe cumplir con específicas fracciones de petróleo controlada por normas de laboratorio que estén en una producción estable y homogénea (Asas, 2017).



**Figura 1.17** Refinamiento del petróleo

(Asas, 2017, p.29)

La figura 1.17 representa un circuito de cómo se obtiene el combustible diésel partiendo de la materia prima que es el crudo y así mismo sus subproductos.

### 1.14.1. NOMENCLATURA

El diésel está compuesto por hidrocarburos saturados e hidrocarburos aromáticos alrededor de un 75% y un 25% respectivamente. La fórmula química para gasóleo o diésel común es  $C_{12}H_{23}$  (Escobar, 2015). Boada (2016) indica que dependiendo de la composición química variarían los valores de hidrogeno y carbono, necesarios para determinar la cantidad de aire teórica que se requiere para hacer reaccionar 1kg de combustible.

N° de Carbonos	C3-C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	C18	C19	C20 > C20
PEB a 760 mm n-parafina																	
°C		36	69	98	126	151	174	196	216	235	253	270	287	302	316	329	343
°F		97	156	209	258	303	345	384	421	456	488	519	548	575	601	625	649
LPG	↔																
Gasolina	←																
Nafta de precipitación	←																
Keroseno																	
Combustible JET																	
Diesel																	
		No. de Carbonos		Isómeros													
Gasóleos			4		2												
Ceras			8		18												
Residuos, Asfaltos			12		355												
			18		60,523												
																	$C_{44}$

**Figura 1.18** Combustible diésel a diferentes proporciones

Fuente: (Boada, 2016, p.51)

En la figura 1.18 se puede apreciar las diferentes composiciones del diésel en diferentes proporciones que pueden ser tomadas.

### 1.14.2. ÍNDICE DE CETANAJE

Este indica la eficiencia del combustible donde interviene el rendimiento, conversión y cinética de la reacción en el proceso de transesterificación (Benjumea et al., 2004). Para el diésel se lo considera como la dificultad de este para autoencenderse, mientras el cetanaje sea mayor se necesita menos retraso en la inyección de combustible y si el índice es demasiado bajo produce una combustión incompleta (Álvarez & Kindelán, 2017).

### **1.14.3. PORCENTAJE DE AZUFRE**

El porcentaje de azufre se ve afectado al momento de la refinación ya que está siempre presente en el petróleo, se debe tener mejores procesos para la desulfuración. Pueden ocurrir fallas dentro del cilindro ya que al combinarse con el lubricante se forman resinas duras y esto puede provocar desgaste en el motor (Asas, 2017).

### **1.14.4. DENSIDAD**

El diésel posee una densidad por el número de enzimas, el cual es de  $0,832 \text{ g/cm}^3$ , está constituido de manera principal por parafinas (Escobar, 2015). La densidad del petróleo se mide en grados API según el Instituto Americano de Petróleo.

### **1.14.5. VISCOSIDAD CINEMÁTICA**

Esta viscosidad depende de factores como los inyectores en donde se puede perder potencia por fugas, el motor en lo que respecta a tamaño y el tipo de inyección, su valor es de 20 a 4.5 CSt. (J. Echeverría, 2018).

### **1.14.6. PODER CALORÍFICO**

El valor del poder calorífico dependerá de la composición y del proceso para obtenerlo, se define como la cantidad de energía que se desprende en la combustión de un combustible (Quirino et al., 2005). Se expresa en energía por unidad de masa que es liberada por la unión química entre un combustible y el aire. Para los biocombustibles el poder calorífico es en promedio 8% a 15% menor respecto al diésel (Eduardo et al., 2011).

### **1.14.7. CARACTERÍSTICAS DEL DIÉSEL**

En la tabla 1.2 se mencionan las características principales del diésel, donde los valores variarán dependiendo de la calidad del combustible.

**Tabla 1.2** Características del diésel.

PROPIEDADES	UNIDAD	DIÉSEL
Densidad A 60°F	API	35,30
Punto de inflamación	°C	62,30
Viscosidad cinemática	CSt	4,02
Número de cetanaje	-	51,80
Poder calorífico (Superior)	MJ/kg	45,67
Poder calorífico (Inferior)	MJ/kg	42,47

**Fuente:** (Canoira et al., 2010, p220; Córdoba, 2012, p.115)

## 1.15. ESTUDIO DEL BIODIÉSEL

El biodiésel es un combustible cuya base es grasa ya sea de plantas o animales, se obtiene químicamente mediante el proceso conocido como transesterificación, se utiliza alcohol para suplir el glicerol, como el etanol y metanol, obteniendo ácidos grasos (Mafla et al., 2017). Tovar et al., (2013) señalan que es sustentable usar biodiésel en motores de combustión por compresión.

### 1.15.1. OBTENCIÓN DEL BIODIÉSEL

Es necesario una fuente de lípidos debido a sus características y su composición de carbono, hidrógeno y cadenas hidrocarbonadas, para la producción de biodiésel, la fuente de lípidos podrían ser grasas como aceites vegetales, aceite de cocina residual o microalgas. El biodiésel busca un precio razonable y al mismo tiempo que tengan una composición que garantice buenas características (Yu et al., 2011).

Cerca del 70% a 90% del precio de producción de biodiésel se relaciona directamente con la materia prima que se utilice. Actualmente, el 99% de este biocombustible es producido a base de grasas de animales o plantas. Un ejemplo es el aceite de colza que representa el (59%) total utilizado para la producción de biodiésel, también la soja alrededor del (25%), luego el aceite de palma (10%) y finalmente el aceite de girasol (5%) (Demirbas et al., 2016).

### 1.15.2. TRANSESTERIFICACIÓN

El proceso de transesterificación es utilizado para reducir la viscosidad de los aceites vegetales y así convertirlo en biodiésel. La reacción del aceite con el alcohol cuando tienen contacto con un catalizador se producen ésteres denominados alquílicos, pueden ser alcoholes como metanol y etanol (Bhuiya et al., 2016). El uso de los catalizadores depende del aceite que se usa para la fabricación del biodiésel (Ogunkunle & Ahmed, 2019). La catálisis de transesterificación que implica el uso de enzimas se está explorando actualmente para una mayor producción de biodiésel (Canakci & Gerpen, 2001).

### 1.15.3. BIODIÉSEL DE HIGUERILLA

Se usa aceite de ricino el cual es un compuesto de naturaleza viscosa, es extraído de las semillas de la higuera que a partir del proceso transesterificación y la mezcla con diferentes proporciones de diésel convencional se obtiene biodiésel por medio de reactores químicos (Benavides et al., 2007), en el estudio de J. Echeverría (2018) hace hincapié al uso de este equipo como medio de cultivo para una producción de aceite de higuera, utilizando reactores continuos los cuales elevan la producción del biodiésel trabajando a temperatura de 25°C a 85°C.



**Figura 1.19** Reactor químico  
(J. Echeverría, 2018, p.49)

En la figura 1.19 se observa un reactor químico continuo utilizado para la obtención del biodiésel, el tipo de reactor dependerá del producto que se requiere producir, así mismo se toma en cuenta la velocidad y tiempo de funcionamiento; por otra parte las condiciones de los reaccionantes también influyen (Coulson & Richardson, 2004).

#### 1.15.4. CARACTERÍSTICAS DEL BIODIÉSEL DE HIGUERILLA

En la tabla 1.3 se aprecian valores de las propiedades más importantes del biodiésel de higuera B10, cabe recalcar que estos valores varían según la composición del biocombustible.

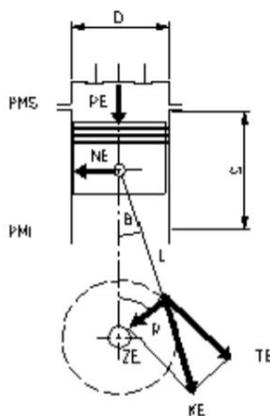
**Tabla 1.3** Características del biodiésel de higuera B10.

PROPIEDADES	UNIDAD	BIODIÉSEL
Densidad a 60°F	API	34
Punto de inflamación	°C	72,10
Viscosidad cinemática	CSt	4,21
Número de cetanaje	-	51
Poder calorífico (superior)	MJ/kg	44,61
Poder calorífico (Inferior)	MJ/kg	41,42

**Fuente:** (J. Echeverría, 2018, p.5; Córdoba, 2012, p.95)

#### 1.16. FUERZAS EN EL CONJUNTO MÓVIL

Los esfuerzos estructurales en el conjunto biela-manivela son grandes, la fuerza de la combustión la reciben principalmente la cabeza del pistón y la biela la cual sufre diversos tipos de esfuerzos y junto al cigüeñal forman el tren alternativo (Bottini et al., 2016).



**Figura 1.20** Esfuerzos en el mecanismo biela-manivela  
(Llangari & Valle, 2012, p.78)

En la figura 1.20 se aprecian los esfuerzos que sufre el mecanismo de biela-manivela con las diversas fuerzas que interactúan en el conjunto móvil.

### 1.16.1. FUERZA $F_E$

Esta fuerza es la presión del gas causando que el pistón se desplace del PMS al PMI a través del cilindro, el movimiento se va transformando a través de la biela y el cigüeñal en un movimiento giratorio (Bhagat et al., 2018). Para determinar la fuerza se multiplica la presión de la combustión (P) por el área del pistón:

$$F_E = P \cdot A \quad [1.4]$$

Donde:

$F_E$  = Fuerza de la presión de gas

P = Presión de combustión

A = Área del pistón

### 1.16.2. FUERZA $N_E$

Es la fuerza que actúa hacia las paredes del cilindro con un ángulo perpendicular, dependiendo del giro que realice el cigüeñal en conjunto con la biela, dependerá hacia donde irá la fuerza (Barreto & Jiménez, 2013). La fuerza se da por el resultado de multiplicar la fuerza  $F_E$  por la tangente del ángulo de la biela con el pistón:

$$N_E = F_E \tan(\beta) \quad [1.5]$$

Donde:

$N_E$  = Fuerza ejercida hacia las paredes del cilindro

$F_E$  = Fuerza de la presión de gas

$\beta$  = Ángulo respecto a la biela

### 1.16.3. FUERZA $T_E$

Es la fuerza que tiende a salir disparada desde el cigüeñal, dependiendo de su fuerza tangencial y del sentido de giro, en esta intervienen la fuerza  $F_E$  y los ángulos del conjunto pistón-biela:

$$T_E = F_E \frac{\sin(\beta+\alpha)}{\cos(\beta)} \quad [1. 6]$$

Donde:

$T_E$  = Fuerza tangencial del cigüeñal

$F_E$  = Fuerza de la presión de gas

$\alpha$  = Ángulo respecto al cigüeñal

$\beta$  = Ángulo respecto a la biela

#### 1.16.4. FUERZA $K_E$

Esta fuerza ya no trabaja en el eje del pistón en su movimiento lineal, actúa en el eje inclinado de la biela mientras se mueve, esta fuerza varía según el tiempo del ciclo, eso quiere decir que la biela se somete a grandes esfuerzos de compresión y tensión (Llagarí & Valle, 2012).

El resultado de esta fuerza se da al multiplicar la fuerza  $F_E$  por el *Cot* del ángulo  $\beta$ :

$$K_E = F_E \frac{1}{\tan(\beta)} \quad [1. 7]$$

Donde:

$K_E$  = Fuerza resultante del inclinado de la biela

$F_E$  = Fuerza de la presión de gas

$\beta$  = Ángulo respecto a la biela

#### 1.16.5. FUERZA $Z_E$

Esta fuerza es perpendicular al cigüeñal, se da por la interacción de la fuerza  $F_E$  y los ángulos del pistón y biela.

$$Z_E = F_E \frac{\cos(\beta+\alpha)}{\cos(\beta)} \quad [1. 8]$$

Donde:

$Z_E$  = Fuerza resultante perpendicular al cigüeñal

$F_E$  = Fuerza de la presión de gas

$\alpha$  = Ángulo respecto al cigüeñal

$\beta$  = Ángulo respecto a la biela

## 1.17. ESTADO DEL ARTE

La utilización de herramientas de simulación no es un método nuevo, desde hace años se utilizan estas formas de análisis computacionales con el fin de disminuir costos al emplear solamente un software de elementos finitos y no pruebas físicas las cuales serían más complejas y costosas, a continuación, se resumen algunos trabajos anteriores relacionados con el análisis computacional, especialmente con el estudio de las partes del conjunto móvil del motor.

En la investigación realizada por Etxeita (2019) menciona la utilización de herramientas computacionales para el análisis dinámico de un motor MEP de 4 tiempos donde se realizó un modelado de las piezas principales, el trabajo detalla a una manera de resumen los datos a utilizar para la simulación, siendo el más importante fue la fuerza que actúa sobre el pistón dependiendo de las características del combustible, también se explica sobre el ciclo termodinámico que servirá para el análisis de los mecanismos. Este estudio brinda algunas alternativas de cómo usar ANSYS, siendo que el autor trabajó con la versión estudiantil se aprecian las limitaciones del software gratuito. Las herramientas utilizadas fueron la de Rigid Dynamics y Transient Structural, aquí sugiere trabajar con una buena malla tomando en cuenta que no es recomendable un mallado demasiado denso cuando un modelo tiene excesivas piezas, aconseja además realizar la simulación con los materiales reales para obtener resultados más precisos, los materiales usados fueron el acero templado dulce AISI 1018 para las bielas, el acero aleado enfriado con aceite AISI 4340 para los bulones, acero aleado AISI 4340 con cromo-níquel-molibdeno para el cigüeñal, y aluminio 4032 para los pistones.

El pistón es el principal elemento dentro de un motor, Wang et al. (2010) redactan que el pistón es el que más sufre esfuerzos, por ello realizaron un modelado 3D en ANSYS; la investigación señala

datos importantes como el rango de la velocidad del pistón, la presión de combustión y la temperatura, estudiando detenidamente la distribución de estos dos últimos parámetros; se utilizó un análisis computacional debido a que los ensayos conllevan mucho tiempo y son de mayor costo. Por otro lado Ardeleanu et al, (2018) mencionan datos importantes acerca de los pistones utilizando un programa de simulación llamado CATIA V5 el cual utiliza un método numérico para obtener esfuerzos estructurales empleando una aleación de acero SAE-AISI 4140 y otra de aluminio AC-48000 comparando cada material en las mismas condiciones de trabajo a través del método de elementos finitos, los investigadores señalan que la condición más importante a tomar en cuenta es la presión de combustión, en motores a gasolina será en rangos de 40-60 bares y motores diésel de 65-90 bares; la diferencia de los dos materiales seleccionados son sus propiedades como el coeficiente de expansión térmica y la masa de cada uno, los resultados fueron que en el análisis de estrés los elementos no tuvieron mucha diferencia uno con otro, pero los parámetros de temperatura favorecieron al aluminio. Existen varios estudios que indican las ventajas de usar programas computacionales, los cuales no son un método nuevo, tal como que indican Buyukkaya & Cerit (2007) en su investigación que a base del software ANSYS WORKBENCH, se propuso la idea de agregar un revestimiento de cerámica a un pistón de un camión diésel cuya finalidad era tener un mejor control de la temperatura y menores deformaciones térmicas.

En la investigación de Chougule & Khatawate (2013) mencionan otro programa computacional que puede ser usado para el modelado que es PRO-E Wildfire, se hace hincapié al uso de la presión de combustión para analizar los esfuerzos del elemento, señalando la importancia de aplicar un buen mallado dentro del software ANSYS, el propósito fue evaluar computacionalmente el comportamiento del elemento, además indican como obtener cálculos del estrés de la pieza teóricamente para la comprobación de resultados los cuales no debe variar en exceso. También en el artículo realizado por Bhagat et al. (2018) mediante el análisis de elementos finitos (FEA) estudiaron la distribución térmica y de tensión sobre un pistón modelado en un software (CAD), ellos mencionan la importancia de aplicar una buena malla para analizar las piezas, sugiere calcular la fuerza del gas de combustión a través de procesos matemáticos, al saber la presión generada en el tiempo de trabajo se pueden determinar los puntos críticos de temperatura y de estrés del pistón. El programa computacional ANSYS y sus paquetes tienen usos que benefician a diversos usuarios

con sus investigaciones como la de Sánchez (2018) donde su investigación explica el uso de esta herramienta computacional y los datos importantes que se deben tomar en cuenta; se analizó deformaciones en varios modelos de pistones variando la forma de cabeza y falda, comprobando las ventajas y desventajas de los diferentes diseños y las consecuencias que se puede tener en un deficiente modelado.

El estudio de Rakshith et al. (2019) hacen uso de herramientas computacionales para analizar el pistón fabricado con diferentes materiales, sobresaltan la aleación de aluminio con silicio que reduce el impacto generado por las tensiones de la fuerza del combustible disminuyendo su deformación de 0.7818mm a 0.3141mm y sus esfuerzos de 206.18 MPa a 158.21 MPa mejorando la eficiencia del componente. Mientras que Mehmood et al. (2018) mencionan la importancia de seleccionar el material para fabricación del pistón, bajo condiciones térmicas compararon la fundición gris y Al Si, concluyendo que el flujo de calor al utilizar este último da un resultado de  $3.04E-06 \text{ W/m}^2$  que es ligeramente mayor al  $3.028-06 \text{ W/m}^2$  generado por el primer material. Algunos investigadores realizaron un estudio termo-estructural en el pistón tomando en cuenta la fuerza del gas y la temperatura que actúa en la cabeza de la pieza, Aldape et al. (2020) analizaban técnicas para mejorar la eficiencia del pistón a base de recubrimientos especiales usando  $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$  y  $\text{La}_2\text{Zr}_2\text{O}_7$  dando como resultado un valor de 284.51 MPa con una temperatura de  $190^\circ\text{C}$  y 267.06 MPa a  $180^\circ\text{C}$  respectivamente. Otros tipos de estudios determinan el factor de seguridad del elemento al estar sometido a grandes fuerzas y elevadas temperaturas, siendo un análisis termo-estructural como el de Singh et al. (2015) donde muestran la tensión térmica de un material cuyo resultado fue de 207 MPa con un coeficiente de seguridad mayor a 1, Havale & Wankhade (2017) señalan que el pistón sufre un estrés desigual debido a que la temperatura actúa de diferente forma en las diversas zonas del elemento. Mientras que el estudio realizado por Divyarathi (2017) analiza la fatiga del pistón analizando su ciclo de vida, donde los valores arrojados con temperatura y despreciando esta fueron de  $1.45 \times 10^6$  y  $\text{W/m}^2$  respectivamente.

La biela es uno de los elementos más importantes del motor, Witek & Zelek (2019) realizaron una publicación de los esfuerzos de tensión de la biela de un motor diésel, modelado a partir de un fallo de ruptura, para ello se ejecutó un análisis computacional con el fin de averiguar donde ocurrió la falla con el uso de programas de elementos finitos (FEA), los autores de esta investigación usaron

CATIA para el modelado y ANSYS para la simulación, los resultados arrojaron una tensión máxima de 464 MPa cerca del orificio de los pernos de la biela y se determinó que la causa de la fractura fue un mal ajuste, descartando la corrosión que se pensaba que era la causante de la falla, los autores afirman que, para un mejor análisis de la biela, se deben modelar los elementos adyacentes que son el pistón y cigüeñal.

Dentro del estudio del motor algunos investigadores buscan menorar los costos de fabricación y mantenimiento reduciendo el peso de los elementos, Prakash et al. (2018) trabajaron con diferentes materiales eliminando el exceso de material en las zonas de menor tensión a través de ANSYS. Mientras que B T et al. (2017) buscaron reducir el peso del material de fabricación de las bielas experimentando con varios aceros y aleación de aluminio 7075, siendo este último 3 veces menor en peso, sin embargo el acero tiene mejor comportamiento a la deformación y tensiones. Aunque el aluminio no es comúnmente usado para la fabricación de bielas Mekonen et al. (2019) estudiaron la aleación de aluminio 6078 T6 cuyo esfuerzo fue de 211.87 de MPa menor al 218.51 del acero, aunque el estudio sirvió para remplazar el material de fabricación su parámetros de vida del acero fue mayor.

En la investigación de Serrano et al. (2017) hacen mención al sobrecalentamiento del motor de combustión interna el cual puede ocasionar daños graves, se estudia el comportamiento de la biela en un análisis termo-estructural obteniendo resultados de deformaciones y tensiones cuando la biela recibe la fuerza de la combustión, así como la temperatura a la que este elemento está sometida, los valores se elevan al considerar la temperatura como una condición de contorno, concluyendo que este factor cuando es sumamente alto produce en conjunto con los esfuerzos, torceduras y rupturas del elemento. Para lo cual hacen hincapié en cuidar la refrigeración del motor para que no cree un sobrecalentamiento de los mecanismos.

Thejasree et al. (2017) señala en su estudio sobre los esfuerzos que realiza un cigüeñal al estar sometido a estrés en el motor, el estudio tiene como fin disminuir costos de fabricación, se utilizan herramientas computacionales debido a que es el método más económico y fiable para este tipo de trabajos. Los programas computacionales ayudan a crear un modelo de simulación para estudiar la diferencia de peso que se le podía quitar al cigüeñal sin afectar al rendimiento del motor y sin hacerlo vulnerable a rupturas. Se usó un programa llamado CATIA V5 para el modelado y 3

diferentes diseños, los programas de simulación utilizados fueron ADAMS/VIEW, HYPERMESH Y ANSYS, este último tiene la ventaja de trabajar con la influencia de la gravedad en la simulación. Para este trabajo se utilizaron cálculos que indican la carga que tiene que soportar el pistón cuya presión posteriormente será transmitida a la biela y al cigüeñal, con el fin de determinar las regiones de mayor esfuerzo y considerar cuanto material se puede restar al cigüeñal. El modelo original sufrió una tensión de 67 MPa y el segundo diseño soportó una tensión de 71 MPa disminuyendo 1.6kg en su peso.

Por otra parte Witek et al. (2017) realizaron un estudio sobre un cigüeñal que sufrió ruptura, calcularon los esfuerzos de tensión cuyo valor máximo fue de 112.44 MPa dando una idea de los resultados que se obtendrán al momento de la simulación. Además este artículo sugiere modelar a través de un scanner 3D, esto conlleva la ventaja de tener medidas más exactas, sin embargo, como mencionan Thejasree et al. (2017) en su estudio, las partes como chaflanes, pequeños bordes y otros puntos del modelado no influyen de gran manera en los resultados finales. En ambos casos usan ANSYS para la simulación del cigüeñal. Así mismo Mateus et al. (2019) realizaron un estudio de la ruptura de un cigüeñal de un motor diésel, con el fin de investigar la raíz de la falla utilizando SOLIDWORKS y realizado una posterior simulación, los autores hacen hincapié en que el cigüeñal es el elemento más estudiado en el motor, debido al costo del elemento, se detalla cómo obtener los esfuerzos de tensión normal y cortante. Por último, mencionan que para una mayor seguridad se puede dar tratamientos térmicos en los lugares de mayor estrés del cigüeñal.

Por otra parte Romanov, Lazarev, & Khozeniuk (2015) trabajaron en una culata de un motor diésel de 6 cilindros en V utilizando ANSYS, el análisis computacional permitió predecir la distribución de la temperatura, tensiones térmicas y mecánicas, en el estudio utilizan herramientas que permitieron analizar el pistón y biela tomando en cuenta las pérdidas de calor y a través de un análisis CFD se analizó el comportamiento del fluido refrigerante dentro del motor. Sus resultados fueron que un buen diseño del sistema de enfriamiento ayuda a la refrigeración de las camisas, los cilindros y sus demás componentes.

Los combustibles también pueden ser analizados a través de estos programas computacionales como se menciona en la investigación realizada por Dixit et al. (2020) donde sugieren el uso de ANSYS para analizar el proceso de combustión del diésel y biodiésel basándose en el problema de

contaminación al medio ambiente, en su estudio trabajan con varios porcentajes del combustible alternativo, los parámetros más importantes que se tomaron en cuenta para obtener resultados matemáticos de la combustión fueron la composición química de los combustibles y las características de temperatura explicando que mientras más puro sea el biodiésel menor será su temperatura en la combustión y su poder calorífico. Otra investigación realizada por Praptijanto, Muharam, Nur, & Putrasari (2015) en el que se usa una herramienta de simulación de motor virtual AVL Boost toman en cuenta que el etanol contiene 35% de oxígeno y determinan que existe una combustión más completa del combustible, lo que reduce las emisiones de escape. En esta simulación se consideran que el estudio debe ir desde las cañerías, considerando el coeficiente de fricción y la transferencia de calor, los resultados muestran que la potencia del motor es ligeramente inferior con diésel puro que con la mezcla de etanol debido a que este combustible es oxigenado lo cual influye directamente a que haya una mejor combustión.

## CAPÍTULO II

### 2. MATERIALES Y MÉTODOS

#### 2.1. DATOS Y ESPECIFICACIONES DEL MOTOR

Se utilizó el motor del tractor “INTERNACIONAL HARVESTER 523” perteneciente a la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte.

En la tabla 2.1 se muestran las características principales del motor D-179.

**Tabla 2.1** Características del motor D-179.

Potencia	52 hp [38,8 kW]
Cilindrada	2,9L
Número de cilindros	3 cilindros
Combustible	Diésel

**Fuente:** (Estévez & Pinto, 2015, p.22).

#### 2.2. PROCESO DE DESMONTAJE DEL CONJUNTO MÓVIL

Para la recopilación fue necesario desmontar el motor International Harvester D-179 para la toma de medidas de las piezas con el fin de modelar el pistón, la biela y cigüeñal.



**Figura 2.1** Tractor agrícola internacional 523

En la figura 2.1 se muestra el estado general del tractor agrícola International Harvester 523, ubicado en los talleres de la Universidad Técnica del Norte, mismo que fue utilizado para la realización del trabajo de grado.

Para comenzar se retiraron los diversos sistemas, tanto hidráulico como eléctrico y todos los elementos adjuntos antes del desmontaje, una vez apartado el motor se extrajeron las partes del conjunto móvil para su posterior toma de medidas, todo este proceso se lo resume en los siguientes pasos:

### 2.2.1. DESMONTAJE DE CAPÓ Y RADIADOR

En la tabla 2.2 se enumeran de forma clara los pasos a seguir para el desmontaje del capó y el radiador del tractor agrícola, el proceso de armado se lo realizó con los mismos pasos de forma inversa.

**Tabla 2.2** Desmontaje del capó y radiador.

<b>PASO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
Paso 1	Retirar el tubo de escape unido al motor.
Paso 2	Retirar las tomas de aire.
Paso 3	Aflojar y retirar el capó.
Paso 4	Aflojar las cañerías de agua, antes descargar toda el agua o líquido refrigerante.
Paso 5	Aflojar pernos del radiador.
Paso 6	Retirar el radiador.

### 2.2.2. DESMONTAJE DEL CABLEADO ELÉCTRICO

En la tabla 2.3 se detallan los pasos a seguir para desconectar el cableado eléctrico, fue importante separar todos los elementos adjuntos al motor y se aisló todo el cableado a partir del siguiente proceso:

**Tabla 2.3** Desmontaje del cableado eléctrico.

<b>PASO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
Paso 1	Desconectar la batería.
Paso 2	Desconectar las bujías de precalentamiento.
Paso 3	Desconectar las luces.
Paso 4	Desconectar y desmontar el motor de arranque.
Paso 5	Desconectar los cables y desmontar el alternador.

### 2.2.3. DESMONTAJE DEL SISTEMA DE INYECCIÓN

El sistema de inyección es el que provee combustible al motor, para ello se retiraron tanto inyectores como la bomba de combustible.

En la tabla 2.4 se detalla el proceso de desmontaje del sistema de inyección.

**Tabla 2.4** Desmontaje del sistema de inyección.

<b>PASO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
Paso 1	Desconectar la cañería de suministro de combustible que conecta el tanque a la bomba.
Paso 2	Desconectar la cañería de retorno de combustible.
Paso 3	Sacar las cañerías que unen los inyectores a la bomba.
Paso 4	Sacar los inyectores cuidadosamente aflojando las tuercas que los sujetan.
Paso 5	Para tener acceso a la bomba se debe extraer la tapa de distribución.
Paso 6	Aflojar los pernos de sujeción de la bomba y retirarla

### 2.2.4. DESMONTAJE DEL CABEZOTE

En la tabla 2.5 se mencionan los pasos para desmontar el cabezote, para evitar las deformaciones que se pueden dar, es preferible sacarlo antes de desmontar el motor a partir del siguiente proceso:

**Tabla 2.5** Desmontaje del cabezote.

PASO	DESCRIPCIÓN
Paso 1	Aflojar los pernos y sacar la tapa de balancines.
Paso 2	Retirar los pernos del cabezote en forma de espiral de afuera hacia dentro
Paso 3	Desmontar el cabezote

Para desmontar el cabezote se deben extraer 14 pernos los cuales deben aflojarse en forma de espiral de afuera hacia dentro con el fin de evitar deformaciones.

### 2.2.5. DESMONTAJE DEL MOTOR

En la tabla 2.6 se enumeran los pasos para separar el motor del resto del tractor.

**Tabla 2.6** Desmontaje del motor.

PASO	DESCRIPCIÓN
Paso 1	Embanicar el tractor.
Paso 2	Sacar el aceite del motor.
Paso 3	Aflojar los pernos de la caja de cambios y de la dirección delantera.
Paso 4	Hacer palanca y separar la caja del motor.
Paso 5	Usar un tecle y equipos de apoyo para extraer el motor.

**Figura 2.2** Extracción del motor

En la figura 2.2 se aprecia el motor separado del tractor y listo para posteriormente extraer el conjunto móvil y demás elementos.

### 2.2.6. EXTRACCIÓN DEL CONJUNTO MÓVIL

La tabla 2.7 detalla los pasos para extraer las piezas del conjunto móvil (Pistón, biela y cigüeñal).

**Tabla 2.7** Desmontaje del conjunto móvil.

PASO	DESCRIPCIÓN
Paso 1	Extracción del cárter aflojando los pernos de sujeción.
Paso 2	Aflojar las bancadas de biela y empujando retirar los 3 pistones.
Paso 3	Desmontar todos los elementos de la distribución.
Paso 4	Retirar la bomba de aceite y colador.
Paso 5	Desmontar todo el conjunto del embrague y volante
Paso 6	Sacar el retén del cigüeñal
Paso 7	Aflojar las bancadas del cigüeñal en forma de espiral
Paso 8	Extracción del cigüeñal

Teniendo acceso al conjunto móvil se continuó retirando los pistones aflojando las bancadas de cada biela, se empujaron los pistones y se los retiró por la parte superior del bloque.



**Figura 2.3** Desarmado de conjunto móvil

La figura 2.3 muestra algunos elementos móviles del motor, también se observa la extracción del pistón número dos; una vez terminado este procedimiento se retiró el cigüeñal aflojando las bancadas que lo sujetan al bloque.

### **2.3. TOMA DE MEDIDAS DEL CONJUNTO MÓVIL**

Para el modelado se tomó una serie de medidas a los elementos del conjunto móvil que son pistón, biela y cigüeñal. Las medidas se las obtuvo mediante los instrumentos de medida de la universidad principalmente con el calibrador pie de rey y micrómetro.

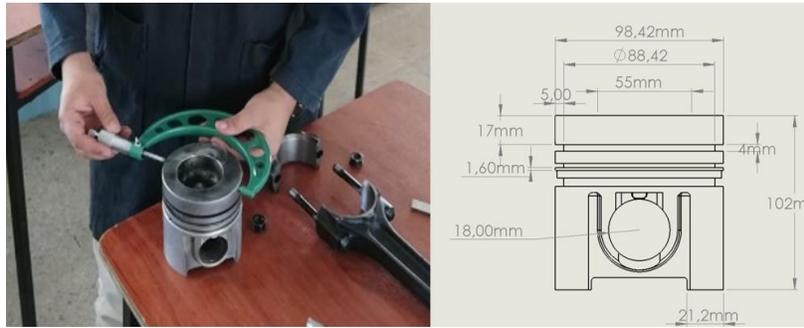


**Figura 2.4** Principales herramientas de medida

En la figura 2.4 se muestran las principales herramientas para la toma de medidas, las cuales ayudaron a la toma de datos de dimensiones del conjunto móvil y demás elementos.

#### **2.3.1. TOMA DE MEDIDAS DEL PISTÓN**

Para la toma de medidas del pistón se recolectaron varias medidas, y se procedió a sacar un promedio debido al desgaste de los componentes mejorando el resultado de los datos obtenidos, se obtuvieron medidas de los segmentos, diámetros interiores y exteriores, entre otras.

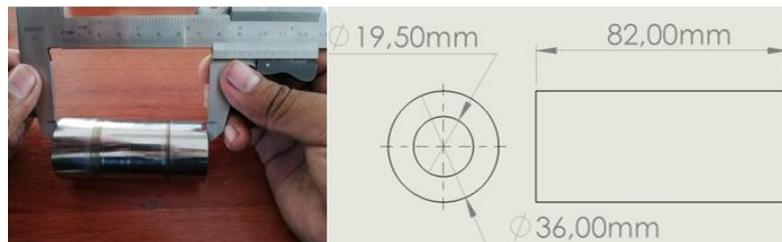


**Figura 2.5** Toma de medidas del pistón

En la figura 2.5 se observa a lado izquierdo la toma de medidas del pistón con un micrómetro de exteriores, a su derecha se pueden detallar las medidas principales en una vista lateral para el posterior modelado, el plano completo se encuentra adjunto en anexos de la investigación.

### 2.3.2. TOMA DE MEDIDAS DEL PIN

Se tomaron diferentes medidas del diámetro interior y exterior con un calibrador pie de rey, este elemento conecta la biela con el pistón y permite el movimiento entre estos dos mecanismos.

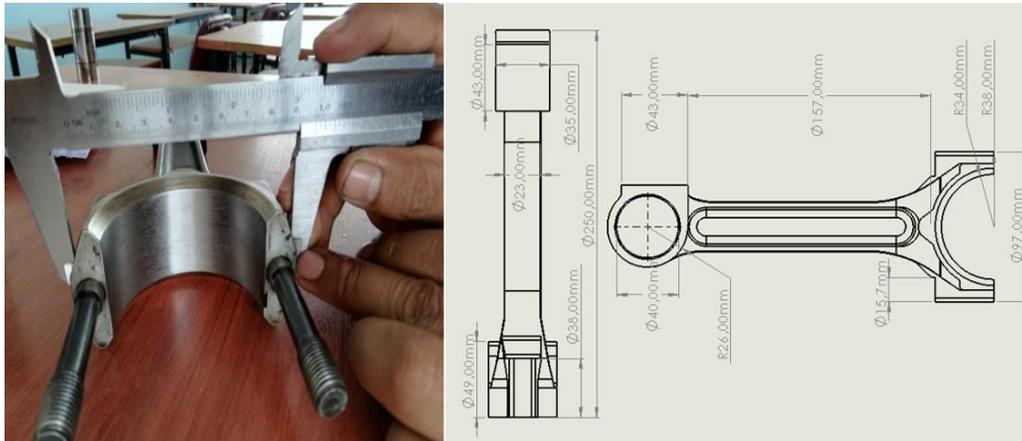


**Figura 2.6** Toma de medidas del Pin

La figura 2.6 muestra la toma de medidas del pin del pistón para próximamente ser modelado en SOLIDWORKS, también se detallan sus medidas principales.

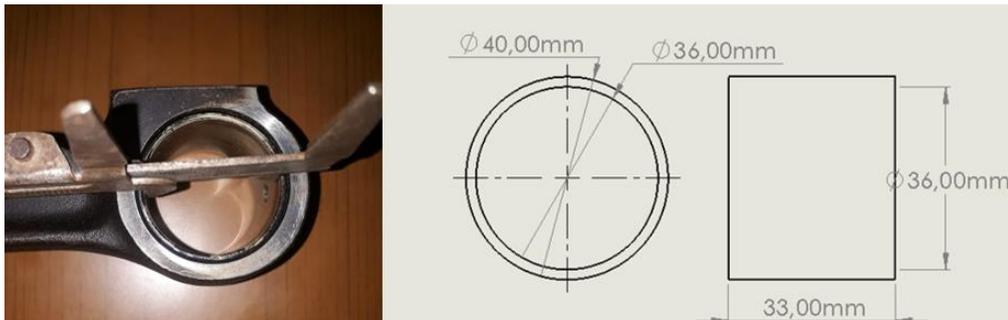
### 2.3.3. TOMA DE MEDIDAS DE LA BIELA

Este elemento tiene varios redondeos y chaflanes cuyas medidas son difíciles de tomar con exactitud, pero como mencionan Thejasree et al. (2017) en su estudio, las partes como chaflanes, pequeños bordes no influyen de gran manera en los resultados finales.



**Figura 2.7** Toma de medidas de la biela

En la figura 2.7 se contempla la toma de medidas de la base de la biela y las demás dimensiones siendo la parte derecha de la ilustración la que detalla las medidas tomadas, el plano completo esta anexado al final del proyecto.

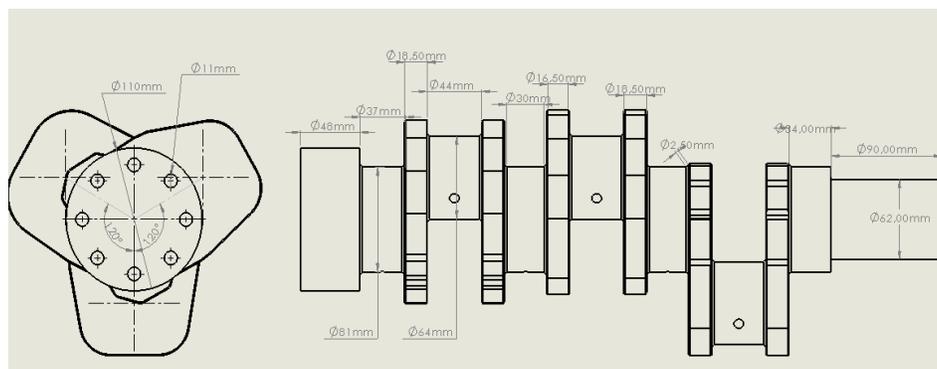


**Figura 2.8** Toma de medidas del bocín del pin

En la figura 2.8 se observa la toma de medidas del bocín que conecta la biela con el pin y el pistón, esta pieza sirve como elemento de desgaste.

#### 2.3.4. TOMA DE MEDIDAS DEL CIGÜEÑAL

Para la toma de medidas del cigüeñal se tomó en cuenta que es un motor de 3 cilindros, por lo tanto, cada codo del cigüeñal estará desfasado  $120^\circ$ , a diferencia de un cigüeñal de 4 pistones donde cada codo se desfasa  $90^\circ$ ; se utilizaron herramientas de medida cuyos resultados se detallan a continuación:

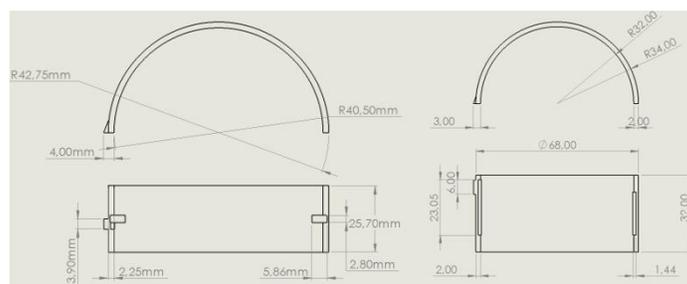


**Figura 2.9** Medidas del cigüeñal

En la figura 2.9 se detallan las diversas medidas en una vista frontal y lateral donde se aprecia los espesores de las contrapesas y los codos de las bielas.

### 2.3.5. TOMA DE MEDIDAS DE COJINETES

Los cojinetes son los elementos de desgaste que están entre el cigüeñal y las bancadas los cuales son de pequeño espesor.



**Figura 2.10** Medidas de las chaquetas del cigüeñal y biela

En la figura 2.10 se muestran las medidas tomadas a las chaquetas del cigüeñal y de la biela respectivamente valores que son expresados en una vista lateral y superior del elemento.

### 2.3.6. TOMA DE MEDIDAS DE LAS BANCADAS DE BIELA

Las medidas de la bancada deben ser obtenidas de forma correcta con el fin de no tener problemas en el ensamble de los mecanismos del conjunto móvil.



**Figura 2.11** Medidas de la bancada del cigüeñal y biela

La figura 2.11 muestra en su parte izquierda el proceso de toma de medidas de las bancadas y a la derecha se encuentran los valores tomados con los instrumentos de medición.

## 2.4. CÁLCULOS PARA LA SIMULACIÓN

Los parámetros que se necesitó para la simulación fueron la fuerza ejercida por la presión del gas en la combustión y la temperatura, cuyos datos ayudarán a determinar el valor de las deformaciones y tensiones. Se obtuvieron resultados geométricos, químicos y termodinámicos, tanto para diésel y biodiésel de higuera B10.

### 2.4.1. PROCESO PARA CÁLCULOS GEOMÉTRICOS

En la tabla 2.8 se muestran los valores principales para calcular los parámetros geométricos, son datos recolectados en la toma de medidas del motor internacional D-179.

**Tabla 2.8** Datos principales del motor.

PARÁMETRO	VALOR
Diámetro del pistón (cm)	9,84
Carrera del pistón (cm)	12,85
Numero de cilindros	3

Se comenzó calculando la cilindrada unitaria utilizando la ecuación [2.1].

$$Vu = Ap \cdot L = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \quad [2. 1]$$

Donde:

$Vu$  = Volumen unitario del cilindro ( $\text{cm}^3$ )

$Ap$  = Área del pistón ( $\text{cm}^2$ )

$d$  = El diámetro del pistón (cm)

$L$  = Carrera del pistón (cm)

Para el cálculo de la cilindrada total del motor se utilizó la ecuación [2.2], el volumen total dependerá de la cantidad de cilindros.

$$Vt = nVu \quad [2. 2]$$

Donde:

$Vt$  = Cilindrada total [ $\text{cm}^3$ ]

$Vu$  = Volumen unitario del cilindro [ $\text{cm}^3$ ]

$n$  = Número de cilindros

Dependiendo del tipo de motor la relación de compresión será diferente, por lo general se encuentran entre (7:1-13:1) para motores a gasolina y (15:1-24:1) para motores diésel (Secundillo et al., 2011).

$$Rc = \frac{Vu + Vc}{Vc} \quad [2. 3]$$

Donde:

$Rc$  = Relación de compresión (Adimensional)

$Vu$  = Volumen unitario del cilindro ( $\text{cm}^3$ )

$Vc$  = Volumen de la cámara de combustión ( $\text{cm}^3$ )

A falta del valor de la relación de compresión la cual es el espacio comprendido entre el pistón, junta y el cabezote, se empleó una jeringuilla para determinar el volumen de la cámara de combustión.



**Figura 2.12** Toma del volumen de la cámara del pistón

En la figura 2.12 se observa la toma de la medida del volumen de la cámara alojada en el pistón, cuyo valor fue de 50 cm<sup>3</sup>, el proceso se repite en el cabezote dando un valor de 5.6 cm<sup>3</sup>.

Para el volumen de la junta, se utilizó la ecuación [2.1] la cual se usó también para obtener el volumen del cilindro, sin embargo, los datos fueron diferentes, el diámetro de la junta es de 10 cm y el espesor es de 0.12cm, sumando estos valores proporcionó como resultado un volumen de la cámara de 65 cm<sup>3</sup>.

#### **2.4.1.1. Cálculos geométricos**

En los cálculos geométricos se utilizó el proceso detallado anteriormente obteniendo los siguientes resultados:

- **Área del pistón**

$$A_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$A_p = \frac{\pi \cdot (9.84\text{cm})^2}{4}$$

$$A_p = 76.04 \text{ cm}^2$$

- **Volumen unitario**

$$Vu = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L$$

$$Vu = \frac{\pi \cdot (9.84\text{cm})^2}{4} \cdot (12.858 \text{ cm})$$

$$Vu = 977.80 \text{ cm}^3$$

- **Cilindrada total**

$$Vt = nVu$$

$$Vt = 3(977.80) \text{ cm}^3$$

$$Vt = 2933.42 \text{ cm}^3$$

- **Relación de compresión**

$$Rc = \frac{Vu + Vc}{Vc}$$

$$Rc = \frac{977.80\text{cm}^3 + 65 \text{ cm}^3}{65 \text{ cm}^3}$$

$$Rc = 16$$

## 2.4.2. PROCESO PARA CÁLCULOS QUÍMICOS

En la tabla 2.9, se aprecia el valor de la composición química de los combustibles donde se puede notar que el valor del carbono del biodiésel es ligeramente menor en comparación con el diésel convencional.

**Tabla 2.9** Composición para el diésel y biodiésel.

ELEMENTO	DIÉSEL (Kg)	BIODIÉSEL B10 (Kg)
C	0,8511	0,8385
H	0,1458	0,1453
O <sub>c</sub>	0,0020	0,0013

Fuente: (Córdoba, 2012, p.115)

Córdoba (2012) señala que dependiendo de la composición química del combustible los valores del hidrógeno y carbono varían. Para calcular la cantidad de aire teórica que se necesita para hacer reaccionar 1kg de combustible se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3}C + 8H - O_C \right) \quad [2.4]$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_C}{32} \right) \quad [2.5]$$

Donde:

$l_o$  = Cantidad teórica del aire en (kg)

$L_o$  = Cantidad teórica del aire en (kmol)

$C$  = Cantidad de carbono (kg)

$H$  = Cantidad de hidrógeno (kg)

$O_C$  = Cantidad de subproductos (kg)

Encontrado el valor teórico de aire  $L_o$ , se procedió a encontrar el resultado de la cantidad real de aire  $M_1$  y el valor de los productos de la combustión  $M_2$  con las ecuaciones [2.6] y [2.7]. Erazo (2013) sugiere determinar un coeficiente de exceso de aire de  $\alpha=1.4$ .

$$M_1 = \alpha \cdot L_o \quad [2.6]$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o \quad [2.7]$$

Donde:

$M_1$  = Cantidad total del aire (kmol/kg)

$M_2$  = Cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg)

$C$  = Cantidad de carbono (kg)

$H$  = Cantidad de hidrógeno (kg)

$L_o$  = Cantidad teórica del aire en (kmol)

$\alpha$  = Coeficiente de exceso de aire

A continuación, se calculó el coeficiente teórico de variación molecular, estableciendo una relación entre el valor de los productos de la combustión y la cantidad total de aire con la ecuación [2.8].

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad [2.8]$$

Donde:

$\mu_o$  = Coeficiente teórico de variación molecular

$M_1$  = Cantidad total del aire (kmol/kg)

$M_2$  = Cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg)

#### 2.4.2.1. Cálculos químicos con diésel

Se remplazaron los valores respecto a la composición del diésel de la tabla 2.9, utilizando el proceso detallado anteriormente.

- **Cantidad de aire teórica en kg**

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_C \right)$$

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3} (0.8511 \text{ kg}) + 8(0.1458 \text{ kg}) - 0.002 \text{ kg} \right)$$

$$l_o = 14.93 \text{ kg}$$

- **Cantidad de aire teórica en kmol**

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_C}{32} \right)$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{0.87511 \text{ kg}}{12} + \frac{0.1458 \text{ kg}}{4} - \frac{0.002 \text{ kg}}{32} \right)$$

$$L_o = 0.516 \text{ kmol}$$

- **Cantidad total del aire**

$$M_1 = \alpha \cdot L_o$$

$$M_1 = 1.4(0.516)$$

$$M_1 = 0.722 \text{ kmol/kg}$$

- **Cantidad de los productos de la combustión**

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o$$

$$M_2 = \frac{0.85}{12} + \frac{0.145}{2} \cdot 0.79(0.516 \text{ kmol/kg}) + (1.4 - 1)0.516 \text{ kmol/kg}$$

$$M_2 = 0.757 \text{ kmol/kg}$$

- **Coefficiente teórico variación molecular**

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\mu_o = \frac{0.757 \text{ kmol/kg}}{0.722 \text{ kmol/kg}}$$

$$\mu_o = 1.049$$

#### 2.4.2.2. Cálculos químicos con biodiésel

Se remplazaron los valores respecto a la composición del biodiésel de higuera de la tabla 2.9 y se utilizó el mismo proceso.

- **Cantidad de aire teórica en kg**

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_c \right)$$

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3} (0.838 \text{ kg}) + 8(0.145 \text{ kg}) - 0.0013 \text{ kg} \right)$$

$$l_o = 14.77 \text{ kg}$$

- **Cantidad de aire teórica en kmol**

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right)$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{0.838 \text{ kg}}{12} + \frac{0.145 \text{ kg}}{4} - \frac{0.0013 \text{ kg}}{32} \right)$$

$$L_o = 0.510 \text{ kmol}$$

- **Cantidad total del aire**

$$M_1 = \alpha \cdot L_o$$

$$M_1 = 1.4(0.510)$$

$$M_1 = 0.714 \text{ kmol/kg}$$

- **Cantidad de los productos de la combustión**

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o$$

$$M_2 = \frac{0.838}{12} + \frac{0.145}{2} \cdot 0.79(0.510 \text{ kmol/kg}) + (1.4 - 1) \cdot 0.510 \text{ kmol/kg}$$

$$M_2 = 0.749 \text{ kmol/kg}$$

- **Coefficiente teórico variación molecular**

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\mu_o = \frac{0.749 \text{ kmol/kg}}{0.714 \text{ kmol/kg}}$$

$$\mu_o = 1.05$$

### 2.4.3. PROCESO DE CÁLCULOS TERMODINÁMICOS

Los factores más importantes para la posterior simulación es la presión y temperatura del gas generado con diésel y biodiésel en cada tiempo del ciclo, los cuales tendrán una variación dependiendo de las propiedades de los combustibles.

#### 2.4.3.1. Presión y temperatura de admisión

Para calcular la presión del tiempo de admisión, se utilizó la fórmula [2.9], obteniendo el valor de la presión al final del ciclo, los parámetros iniciales se establecen en un determinado rango según el motor diésel (J. Erazo, 2013).

$$P_a = P_o - (\beta^2 - \xi) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_o \cdot 10^{-6} \quad [2.9]$$

Donde:

$P_a$  = Presión al final de la admisión (MPa)

$P_o$  = Presión de ingreso de aire (Pa)

$w_{ad}$  = Velocidad del aire de entrada (m/s)

$\rho_o$  = Densidad del aire ( $\text{Kg/m}^3$ )

$(\beta^2 - \xi)$  = Resistencia del sistema de admisión (Adimensional)

Donde la densidad del aire está definida por la expresión:

$$\rho_o = \frac{P_o}{R \cdot T_o} \quad [2.10]$$

Donde:

$\rho_0$  = Densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ )

$T_0$  = Temperatura inicial (K)

$K$  = Constante de los gases ( $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$ )

Para calcular la presión y temperatura de admisión se necesitaron establecer medidas iniciales. F. Echeverría (2016) menciona que la presión y temperatura inicial ( $P_0$  y  $T_0$ ) son datos estándar. Mientras que para el resto de los parámetros: la temperatura al final de la admisión en los motores diésel varía en un rango de (700 K a 900 K) y la presión de gases residuales ( $P_r$ ) es el resultado de ( $P_0$ ) multiplicado por (1.1-1.25) (Jóvaj, 1982, p.91). Por último para el valor de la resistencia del aire de entrada ( $\beta^2 - \xi$ ) varían de (2.5-4), y la velocidad del aire en la entrada de la válvula esta entre valores de (50m/s – 130m/s) (Jóvaj, 1982, p.89).

Para calcular la temperatura al final del ciclo de admisión se consideró el coeficiente de gases residuales ( $Y_r$ ), donde Jóvaj (1982) afirma que se puede despreciar el coeficiente de barrido en los motores diésel sin sobrealimentación, también se agrega una variación de la temperatura debido a la transferencia de calor cuando el aire entra al cilindro. El rango ( $\Delta T$ ) viene en intervalos de (20°C a 40°C) para motores diésel (Jóvaj, 1982, p.92). Para la temperatura al final del ciclo de admisión usó la ecuación [2.11].

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + Y_r \cdot T_r}{1 + Y_r} \quad [2. 11]$$

$$Y_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \quad [2. 12]$$

Donde:

$T_a$  = Temperatura al final de la admisión (K)

$T_0$  = Temperatura inicial de admisión (K)

$P_a$  = Presión al final de la admisión (MPa)

$P_r$  = Presión gases residuales (Pr)

$T_r$  = Temperatura gases residuales (K)

$\epsilon$  = Relación de compresión (Adimensional)

$\gamma_r$  = Coeficiente de gases residuales (Adimensional)

### 2.4.3.2. Presión y temperatura de compresión

Es la temperatura al final de la compresión cuando el pistón está en el PMS, Edel (2007) señala la importancia de asignar el coeficiente politrópico el cual determina la variación de las magnitudes termodinámicas en el sistema. Jóvaj (1982) indica que este valor estará entre (1.25-1.45) en un motor diésel. Establecidos los valores, se remplazan en las siguientes ecuaciones:

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n_1} \quad [2. 13]$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{(n_1-1)} \quad [2. 14]$$

Donde:

$P_c$  = Presión al final de la compresión (MPa)

$T_c$  = Temperatura al final de la compresión (K)

$P_a$  = Presión al final de la admisión (MPa)

$T_a$  = Temperatura al final de la admisión (K)

$\epsilon$  = Relación de compresión (Adimensional)

$n_1$  = Coeficiente politrópico (Adimensional)

### 2.4.3.3. Presión y temperatura de combustión

Para determinar la temperatura de combustión  $T_z$ , se estableció una relación a través de la ecuación [2.15], se determinaron los valores para el coeficiente de aprovechamiento de calor que está en un rango de (0.70-0.85) y (1.4-2.2) para el grado de elevación en motores diésel (Jóvaj, 1982, p.643).

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1+\gamma_r} + 8.314 \lambda T_c = \mu_r (\mu_z + 8.314 T_z) \quad [2. 15]$$

Donde:

$H_u$  = Poder Calorífico (kJ/kg)

$M_1$  = Cantidad total del aire (kmol/kg)

$\mu_c$  = Energía interna a temperatura  $T_c$  (kJ/kmol)

$\mu_c''$  = Energía interna de combustión (kJ/kmol)

$T_c$  = Temperatura de compresión (K)

$T_z$  = Temperatura de combustión (K)

$\mu_z$  = Energía interna dependiendo de la temperatura  $T_c$  (kJ/kmol)

$\xi_2$  = Coeficiente de aprovechamiento de calor (Adimensional)

$\lambda$  = Factor de elevación de la presión (Adimensional)

$\gamma_r$  = Coeficiente de gases residuales (Adimensional)

$\mu_r$  = Coeficiente real de variación molecular (Adimensional)

Antes de resolver la relación de la ecuación [2.15], se encontraron los valores a remplazar de ( $\mu_c$ ,  $\mu_c''$ ). por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\mu_c = \mu_{cv} \cdot T_c \quad [2. 16]$$

$$\mu_c'' = (\mu_c'')_{\alpha=1} \left( \frac{(M_2)_{\alpha=1}}{M_2} \right) + \mu_c \left( \frac{(\alpha-1)L_0}{M_2} \right) \quad [2. 17]$$

Donde:

$M_2$  = Cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg)

$\mu_c$  = Energía interna a temperatura  $T_c$  (kJ/kmol)

$\mu_{cv}$  = Calor específico (kJ/kmol°C)

$\mu_c''$  = Energía interna de combustión (kJ/kmol)

$(\mu_c'')_{\alpha=1}$  = Energía interna de combustión cuando  $\alpha= 1$  (kJ/kmol)

$(M_2)_{\alpha=1}$  = Cantidad de los productos de la combustión cuando  $\alpha= 1$  (kJ/kmol)

$T_c$  = Temperatura de compresión (K)

$L_o$  = Cantidad teórica del aire en (kmol)

$\alpha$  = Coeficiente de exceso de aire (Adimensional)

Los valores de  $\mu_{cv}$ ,  $(\mu_c'')_{\alpha=1}$ , se determinaron por medio de interpolación dependiendo la temperatura de compresión ( $T_c$ ).

En la tabla 2.10 se indica la variación de estas variables, los resultados obtenidos se remplazaron en las ecuaciones [2.16] y [2.17], posteriormente en la fórmula [2.15] para establecer la relación y encontrar la temperatura.

**Tabla 2.10** Valores de  $\mu_{cv}$  y  $(\mu_c'')_{\alpha=1}$  a diferentes temperaturas.

TEMPERATURA	$\mu_{cv}$	$(\mu_c'')_{\alpha=1}$
°C	kJ/(kmol°C)	MJ/kmol
600	22,090	14,770
700	22,408	17,585
800	22,713	20,390

**Fuente:** (Jóvaj, 1982, p.65)

Se debe tener en cuenta el poder calorífico del combustible ubicados en las tablas 1.2 y 1.3, el poder calorífico del diésel es de 45.67 MJ/kg y del biodiésel de higuierilla B10 es de 44.61 MJ/kg. Además, se tomó en cuenta el valor del coeficiente real de variación molecular ( $\mu_r$ ) resultado de la siguiente expresión:

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad [2.18]$$

Donde:

$\mu_o$  = Coeficiente teórico variación molecular

$\mu_r$  = Coeficiente real de variación molecular (Adimensional)

$\gamma_r$  = Coeficiente de gases residuales (Adimensional)

Establecida la relación se utilizó interpolación para encontrar la temperatura en función de ( $\mu_z$ ), el resultado varía dependiendo del combustible.

En la tabla 2.11 se establecen los rangos en los cuales está la temperatura que se está buscando.

**Tabla 2.11** Valores de interpolación para el diésel y el biodiésel.

TEMPERATURA	$\mu_z$ CON DIÉSEL	$\mu_z$ CON BIODIÉSEL
°C	kJ/(kmol°C)	MJ/kmol
1900	71 059,10	71 059,73
2000	75 042,40	75 043,07
2100	79 113,34	79 114,05

Para encontrar la presión de combustión para diésel y biodiésel se utilizó la ecuación [2.19]. La presión de combustión es la fuerza que ejerce el gas sobre el área de la cabeza del pistón, la cual dará movimiento seguidamente a la biela y al cigüeñal.

$$P_z = \sigma \cdot P_s = \sigma \cdot \left( \mu_r \frac{T_z}{T_c} \right) \cdot P_c \quad [2.19]$$

Donde:

$P_z$  = Presión de combustión (MPa)

$T_z$  = Temperatura de combustión (K)

$T_c$  = Temperatura de compresión (K)

$P_c$  = Presión de compresión (MPa)

$\sigma$  = Coeficiente de aprovechamiento de calor (Adimensional)

$\mu_r$  = Coeficiente real de variación molecular (Adimensional)

#### 2.4.3.4. Presión y temperatura de expansión

Para calcular la temperatura al final de la expansión para el diésel y biodiésel cuando el pistón se encuentra en el PMI se calcularon los valores del coeficiente de expansión preliminar ( $\rho$ ) y el grado de la expansión posterior ( $\delta$ ) por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\rho = \frac{\mu_r T_z}{\lambda T_c} \quad [2.20]$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad [2.21]$$

Donde:

$T_z$  = Temperatura de combustión (K)

$T_c$  = Temperatura al final de la compresión (K)

$\varepsilon$  = Relación de compresión (Adimensional)

$\delta$  = Grado de expansión posterior (Adimensional)

$\lambda$  = Factor de elevación de la presión (Adimensional)

$\rho$  = Coeficiente de expansión preliminar (Adimensional)

$\mu_r$  = Coeficiente real de variación molecular (Adimensional)

Calculados los valores, se obtuvo primero el coeficiente politrópico de expansión. Edel (2007) menciona que se puede designar un valor entre (1.24-1.28). Se remplazaron los valores en las siguientes fórmulas:

$$T_b = T_z \left( \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) \quad [2.22]$$

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad [2.23]$$

Donde:

$T_b$  = Temperatura al final de la expansión (K)

$T_z$  = Temperatura de combustión (K)

$P_b$  = Presión al final de la expansión (MPa)

$P_z$  = Presión de combustión (MPa)

$n_2$  = Grado politrópico de expansión (Adimensional)

$\delta$  = Grado de expansión posterior (Adimensional)

### 2.4.3.5. Parámetros establecidos

Para obtener los parámetros de los cálculos termodinámicos se remplazaron los valores calculados del motor internacional D-179, sin embargo, algunas variables fueron asignadas dependiendo del rango dentro del motor diésel en base a investigaciones anteriores, sus principales factores que diferencian los dos tipos de combustibles estudiados fueron el poder calorífico generado por los carburantes y su composición química.

La tabla 2.12 muestra una recopilación de los valores asignados para el cálculo termodinámico.

**Tabla 2.12** Valores asignados para cálculos termodinámicos.

VARIABLES	UNIDAD	MÍN.	MÁX.	ASIGNADO
Presión de ingreso de aire ( $P_o$ )	MPa	-	-	0,10
Presión gases residuales ( $P_r$ )	MPa	$P_o (1,10)$	$P_o (1,25)$	0,11
Temperatura inicial de admisión ( $T_o$ )	K	-	-	293
Temperatura gases residuales ( $T_r$ )	K	700	900	795
Resistencia del sistema de admisión ( $\beta^2 - \xi$ )	-	2,50	4	3,20
Velocidad del aire de entrada ( $w_{ad}$ )	m/s	50	130	88
Variación de temperatura para M. diésel	°C	20	40	30
Coeficiente politrópico ( $n_1$ )	-	1,32	1,40	1,38
Factor elevación de la presión ( $\lambda$ )	-	1,40	2,20	1,80
Coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_2$ )	-	0,70	0,85	0,82
Coeficiente de expansión ( $n_2$ )	-	1,24	1,28	1,28
Coeficiente empírico de disminución ( $\sigma$ )	-	-	-	0,85
Poder calorífico diésel ( $H_u$ )	MJ/kg	-	-	45,67
Poder calorífico biodiésel ( $H_u$ )	MJ/kg	-	-	44,61

**Fuente:** (Boada, 2016; F. Echeverría, 2016; Edel, 2007; Jóvaj, 1982; Matyukhin, 2018)

### 2.4.3.6. Cálculos termodinámicos

Para determinar los cálculos termodinámicos se utilizó el proceso redactado anteriormente, los resultados se expresan a continuación:

- **Densidad del aire**

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R \cdot T_0}$$

$$\rho_0 = \frac{100000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{\left(287 \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{kg}} \cdot \text{K}\right) \cdot 293 \text{K}}$$

$$\rho_0 = 1.19 \text{kg/m}^3$$

- **Coefficiente de gases residuales**

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{293 \text{K} + 30}{795 \text{K}} \cdot \frac{0.115 \text{MPa}}{(16 \cdot 0.1 \text{MPa}) - 0.115 \text{MPa}}$$

$$\gamma_r = 0.037$$

- **Presión de admisión**

$$P_a = P_0 - (\beta^2 - \xi) \frac{w a d^2}{2} \rho_0 \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = 0.1 \text{MPa} - (3.2) \cdot \frac{(88 \text{m/s})^2}{2} \cdot 1.19 \text{kg/m}^3 \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = 0.0852 \text{MPa}$$

- **Temperatura de admisión**

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

$$T_a = \frac{293 \text{K} + 30 + (0.032 \cdot 795 \text{K})}{1 + 0.032}$$

$$T_a = 339.98 \text{K}$$

- **Presión de compresión**

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

$$P_c = 0.085 \text{ MPa} \cdot 16^{1.38}$$

$$P_c = 3.92 \text{ MPa}$$

- **Temperatura de compresión**

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

$$T_c = 339.98 \text{ K} \cdot 16^{(1.38-1)}$$

$$T_c = 976.03 \text{ K}$$

- **Cálculo de la energía interna de la combustión**

Con una temperatura de compresión  $T_c=703.03 \text{ }^\circ\text{C}$ , se utilizó la tabla 2.10 en rangos de  $700^\circ\text{C}$  y  $800^\circ\text{C}$  encontrando  $\mu_{cv}$  por medio de método de interpolación.

$$\mu_{cv} = 22.713 + (703.03 - 800) \frac{(22.408 - 22.713)}{700 - 800}$$

$$\mu_{cv} = 22.42 \text{ kJ/kmol}^\circ\text{C}$$

Donde:

$$\mu_c = \mu_{cv} \cdot T_c$$

$$\mu_c = 22.42 \text{ kJ/kmol }^\circ\text{C} \cdot 703.03 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu_c = 15760 \text{ kJ/kmol}$$

Con temperatura de compresión  $T_c=703.03 \text{ }^\circ\text{C}$ , se utilizó la tabla 2.10 en rangos de  $700^\circ\text{C}$  y  $800^\circ\text{C}$  encontrando  $(\mu_c'')_{\alpha=1}$  por medio del método de interpolación.

$$(\mu_c'')_{\alpha=1} = 20.39 + (703.03 - 800) \frac{(17.585 - 20.39)}{700 - 800}$$

$$(\mu_c'')_{\alpha=1} = 17670 \text{ kJ/kmol}$$

$$\begin{aligned}\mu_c'' &= (\mu_c'')_{\alpha=1} \left( \frac{(M_2)_{\alpha=1}}{M_2} \right) + \mu_c \left( \frac{(\alpha - 1)L_0}{M_2} \right) \\ \mu_c'' &= 17670 \text{ kJ/kmol} \left( \frac{0.551}{0.757} \right) + 15760 \text{ kJ/kmol} \left( \frac{0.206}{0.757} \right) \\ \mu_c'' &= 17149.92 \text{ kJ/kmol}\end{aligned}$$

- **Temperatura de combustión con diésel**

Remplazando los valores:

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1 + \gamma_r} + 8.314\lambda T_c = \mu_r(\mu_{z1} + 8.314T_{z1})$$

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{0.82 \cdot 45670}{0.722(1 + 0.03)} = 50358.22 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1 + \gamma_r} = \frac{15760 + 0.03(17149.92)}{1 + 0.03} = 15800.5 \text{ kJ/kg}$$

$$8.314\lambda T_c = 8.314(1.8)(973.03) = 14561.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\mu_r = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.049 + 0.037}{1 + 0.037} = 1.047$$

$$(\mu_{z1} + 8.314T_{z1}) = 76365.15 \text{ kJ/kg}$$

Para la temperatura de combustión usando diésel se utilizó la tabla 2.11, por lo tanto:

$$T_{z1} = 2100 + (76365.15 - 79113.3) \frac{(2000 - 2100)}{(75042.4 - 79113.3)}$$

$$T_{z1} = 2042.9^\circ\text{C} = 2315.9 \text{ K}$$

- **Presión de combustión con diésel**

$$P_{z1} = \sigma \cdot \left( \mu_r \frac{T_{z1}}{T_c} \right) \cdot P_c$$

$$P_{z1} = 0.85 * 1.04 \left( \frac{2315.9 \text{ K}}{976.03 \text{ K}} \right) (3.92 \text{ MPa})$$

$$P_{z1} = 8.3 \text{ MPa}$$

- **Temperatura de combustión con biodiésel**

Remplazando los valores correspondientes al biodiésel se obtuvo:

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1 + \gamma_r} + 8.314 \lambda T_c = \mu_r (\mu_{z2} + 8.314 T_{z2})$$

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{0.82 \cdot 44610}{0.714(1 + 0.03)} = 49740.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1 + \gamma_r} = \frac{15760 + 0.03(17149.92)}{1 + 0.03} = 15800.5 \text{ kJ/kg}$$

$$8.314 \lambda T_c = 8.314(1.8)(973.03) = 14561.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\mu_r = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.05 + 0.037}{1 + 0.037} = 1.048$$

$$(\mu_{z2} + 8.314 T_{z2}) = 76162.5 \text{ kJ/kg}$$

Para la temperatura de combustión con biodiésel se utilizó la tabla 2.11, por lo tanto:

$$T_{z2} = 2100 + (76162.5 - 79114) \frac{(2000 - 2100)}{(75043.07 - 79114)}$$

$$T_{z2} = 2027.5^\circ\text{C} = 2300.5 \text{ K}$$

- **Presión de combustión con biodiésel**

$$P_{z2} = \sigma \cdot \left( \mu_r \frac{T_{z2}}{T_c} \right) \cdot P_c$$

$$P_{z2} = 0.85 * 1.04 \left( \frac{2300.5 \text{ K}}{976.03 \text{ K}} \right) (3.92 \text{ MPa})$$

$$P_z = 8.23 \text{ MPa}$$

- **Temperatura de expansión con diésel**

$$\rho_1 = \frac{\mu_r T_{z1}}{\lambda T_c} = \frac{1.047(2315.9 \text{ K})}{1.8(976.03 \text{ K})} = 1.38$$

$$\delta_1 = \frac{\varepsilon}{\rho_1} = \frac{16}{1.38} = 11.62$$

$$T_{b1} = T_{z1} \left( \frac{1}{\delta_1^{n2-1}} \right) = 2315.9 \text{ K} \left( \frac{1}{11.62^{1.28-1}} \right) = 1165.4 \text{ K}$$

- **Presión de expansión con diésel**

$$P_{b1} = \frac{P_{z1}}{\delta_1^{n2}}$$

$$P_{b1} = \frac{8.3 \text{ MPa}}{11.62^{1.28}} = 0.36 \text{ MPa.}$$

- **Temperatura de expansión con biodiésel**

$$\rho_2 = \frac{\mu_r T_{z2}}{\lambda T_c} = \frac{1.048(2300.5 \text{ K})}{1.8(976.03 \text{ K})} = 1.37$$

$$\delta_2 = \frac{\varepsilon}{\rho_2} = \frac{16}{1.37} = 11.69$$

$$T_{b2} = T_{z2} \left( \frac{1}{\delta_2^{n2-1}} \right) = 2300.5 \text{ K} \left( \frac{1}{11.69^{1.28-1}} \right) = 1155.6 \text{ K}$$

- **Presión de expansión con biodiésel**

$$P_{b2} = \frac{P_{z2}}{\delta_2^{n2}}$$

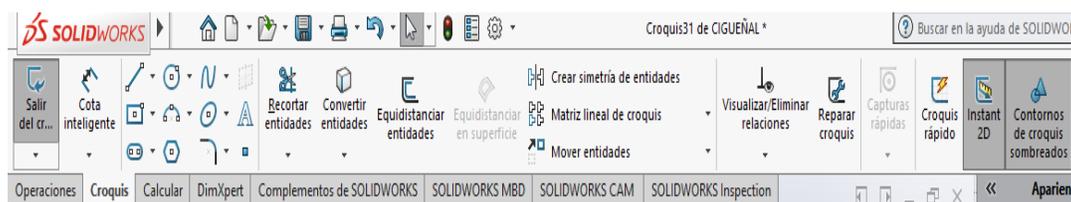
$$P_{b2} = \frac{8.23 \text{ MPa}}{11.69^{1.28}} = 0.35 \text{ MPa}$$

## 2.5. MODELADO DEL CONJUNTO MÓVIL

Se utilizó la herramienta computacional conocida como SOLIDWORKS en donde se modelaron las piezas con las medidas tomadas anteriormente, para luego poder exportar la geometría para su simulación, las herramientas usadas para el dibujo 3D de los mecanismos del conjunto móvil se redactan a continuación:

### 2.5.1. BARRA DE HERRAMIENTAS DE CROQUIS

En esta barra se encuentran herramientas para realizar un croquis en un plano 2D seleccionado del programa.

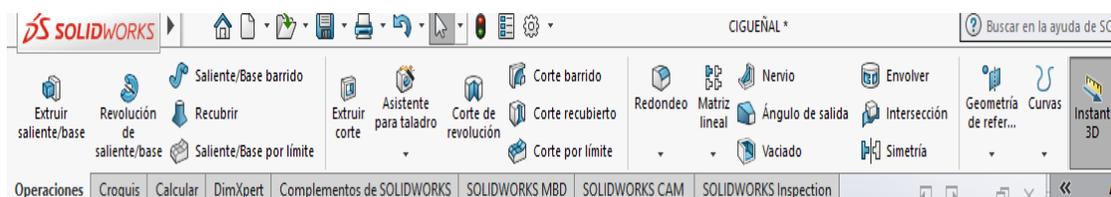


**Figura 2.13** Barra de herramienta de Croquis  
(SOLIDWORKS, 2018)

En la figura 2.13 se muestran las múltiples selecciones para realizar un croquis, mediante ello se puede crear dibujos, para luego darle forma de acuerdo con el diseño que se desee, así mismo se puede minimizar el trabajo creando simetrías, matrices, etc.

### 2.5.2. HERRAMIENTAS DE OPERACIONES

Una vez realizado el croquis de la pieza deseada en 2D, se puede crear una pieza en 3 dimensiones por medio de la herramienta de operaciones.



**Figura 2.14** Herramientas de operaciones  
(SOLIDWORKS, 2018)

En la figura 2.14 se observan las herramientas que nos permiten darle forma al modelado 3D, con operaciones de cortes, vaciados, redondeos, chaflanes, entre otros, los cuales dan un mejor acabado de la pieza.

En esta ventana también se puede crear varios planos en función de los requerimientos, algunas operaciones son las mismas que croquis, sin embargo, esta lo realiza en perspectiva 3D, dependiendo del método que el usuario quiera emplear para su diseño se pueden utilizar estas opciones. Entre las herramientas más utilizadas dentro de operaciones se tiene:

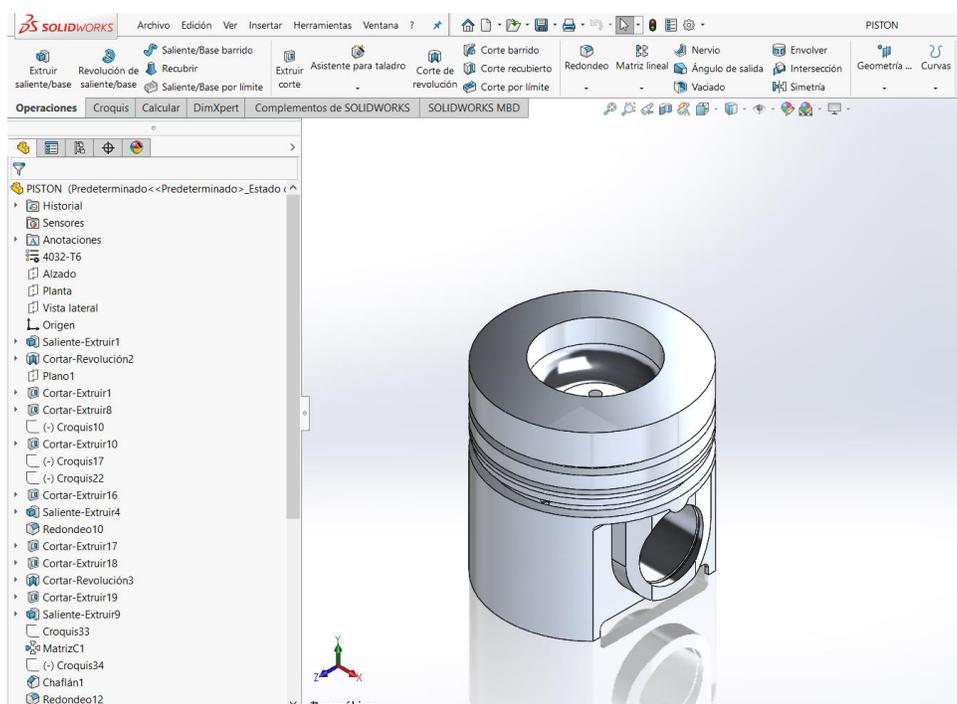
- **Extruir saliente/base:** Mediante esta herramienta se puede expandir un espesor determinado por el croquis trazado.
- **Extruir corte:** Esta opción permite mediante un croquis dibujado efectuar un corte dependiendo de la necesidad.
- **Revolución de saliente/base:** Es una operación que permite extruir un croquis de acuerdo con un eje o línea constructiva en dirección angular.
- **Saliente/base barrido:** Es una herramienta que permite crear un sólido a partir de un croquis el cual servirá para su trayectoria.
- **Corte de revolución:** Operación que parte de un croquis que tenga como referencia un croquis en 2D para realizar un corte en revolución de acuerdo con la necesidad, su dirección dependerá de la trayectoria de referencia circular.
- **Chaflán:** Esta herramienta corta vértices o esquinas de acuerdo con el ángulo que se seleccione.
- **Redondeo:** Sirve para dar forma a los vértices de los elementos, puede unir dos o más vértices según el modelado.

### 2.5.3. MODELADO DEL PISTÓN

En la tabla 2.13 se aprecia las medidas del pistón tomadas anteriormente con las herramientas de medida, tomando en cuenta que un buen modelado sirve para una mejor simulación.

**Tabla 2.13** Medidas del pistón.

MEDIDA	UNIDAD (mm)
Diámetro	98,42
Longitud	102
Diámetro porta segmentos	88,42
Grosor segmento de compresión 1	4
Grosor segmento de compresión 2	2,50
Grosor segmento de aceite	5
Diámetro para el pin	36
Diámetro de cámara de combustión	55
Profundidad de la cámara de combustión	24



**Figura 2.15** Modelado del Pistón

En la figura 2.15 se puede observar un modelado computarizado del pistón, se comenzó realizando un croquis de un círculo y se aplicó la operación extruir, obteniendo un cilindro en donde posteriormente se trazó un croquis el cual servirá para realizar un corte de revolución para el

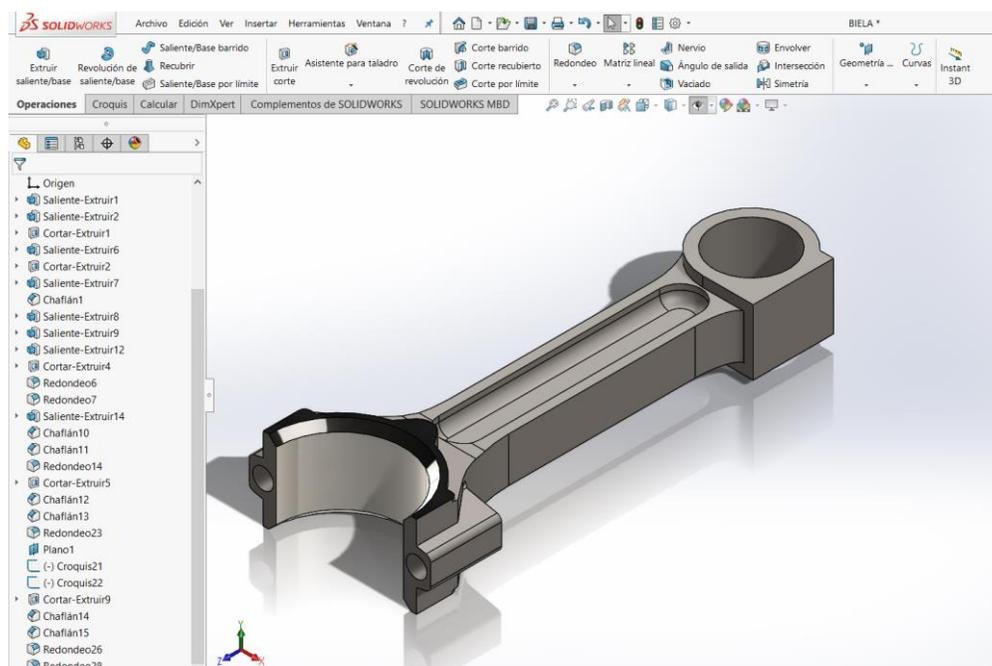
espacio de los segmentos, con la opción de corte se creó el espacio de alojamiento del bulón, y también se produjo un vaciado en la parte interna del pistón.

#### 2.5.4. MODELADO DE LA BIELA

En la tabla 2.14 se muestran las medidas de la biela que fueron tomadas anteriormente, obteniendo como resultado el modelo 3D que se ilustra a continuación:

**Tabla 2.14** Medidas de la biela.

MEDIDA	UNIDAD (mm)
Longitud	97
Ancho	44
Alto	250
Radio hacia el cigüeñal	34
Diámetro para pernos	11
Diámetro del pie	40



**Figura 2.16** Modelado de la biela

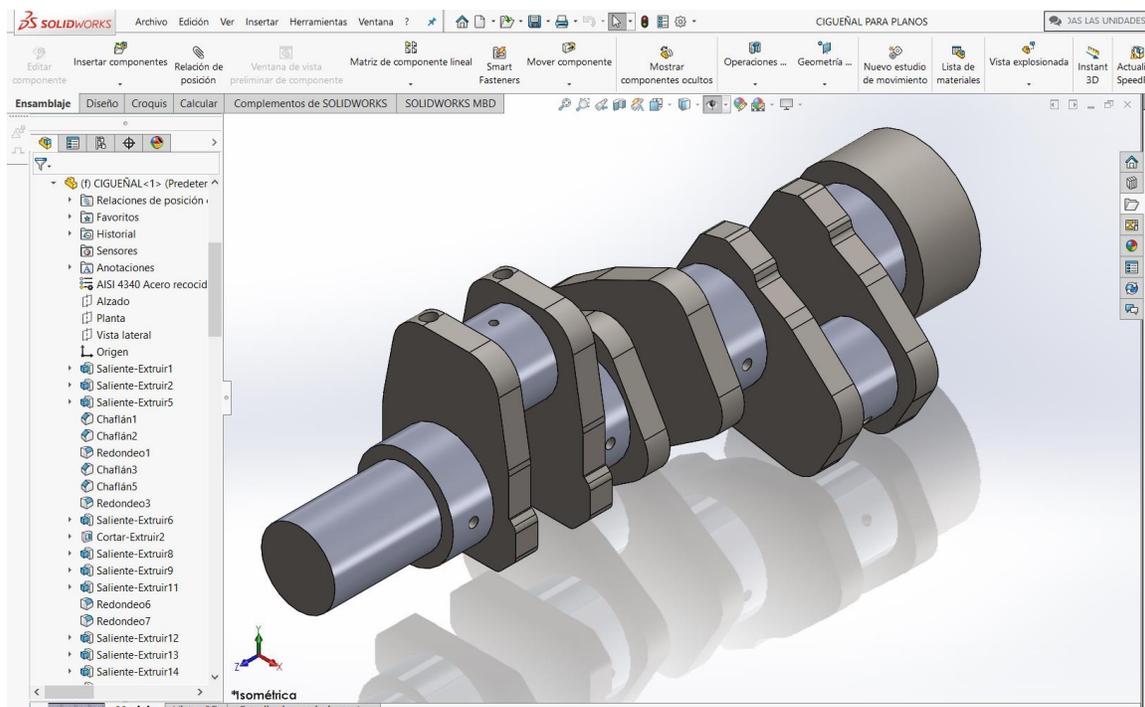
La figura 2.16 indica el modelado de la biela, se utilizaron las herramientas de croquis y las relaciones de concentricidad para crear un solo cuerpo que posteriormente se le dio forma con las operaciones de corte y demás herramientas que el programa posee.

## 2.5.5. MODELADO DEL CIGÜEÑAL

En la tabla 2.15 se mencionan las medidas para el modelado del cigüeñal.

**Tabla 2.15** Medidas principales del cigüeñal.

MEDIDA	UNIDAD (mm)
Diámetro del codo de apoyo	81
Diámetro del codo de biela	64
Ancho del codo de apoyo	32
Ancho del codo de biela	40
Longitud	519



**Figura 2.17** Modelado del cigüeñal.

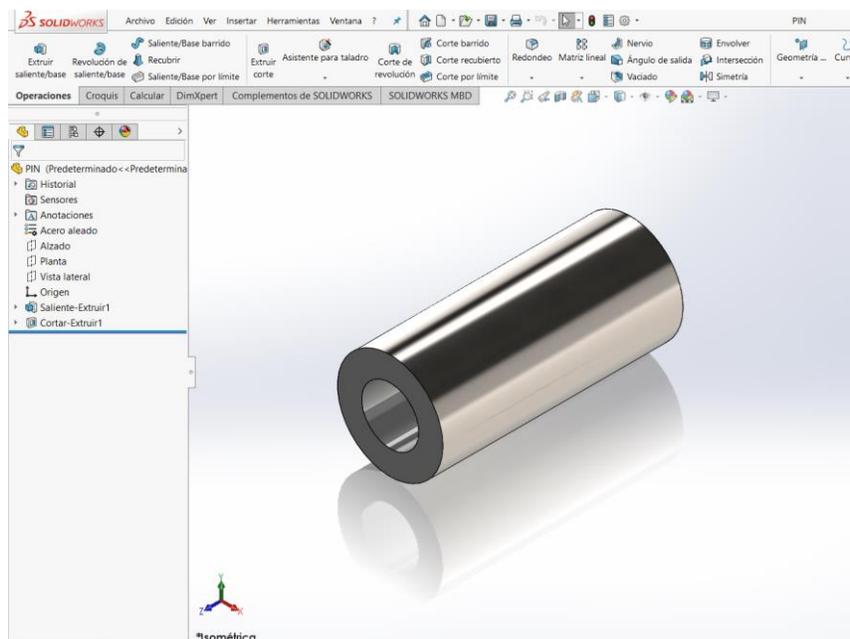
En la figura 2.17 se aprecia el cigüeñal 3D en una vista isométrica que fue modelada en SOLIDWORKS para la posterior simulación, se usó las herramientas de croquis para realizar el bosquejo con ayuda de la herramienta de cota inteligente especialmente para separar la distancia entre codos del cigüeñal que al ser de 3 cilindros tiene un desface angular de  $120^\circ$ , se utilizaron las opciones de copiar el trazado, isometría y operaciones de extracción entre otras.

### 2.5.6. MODELADO DEL PIN DEL PISTÓN

En la tabla 2.16 se muestran las medidas para el modelado del pin del pistón.

**Tabla 2.16** Medidas del Pin.

MEDIDA	UNIDAD (mm)
Diámetro exterior	36
Diámetro interior	19,50
Longitud	82



**Figura 2.18** Modelado del Pin

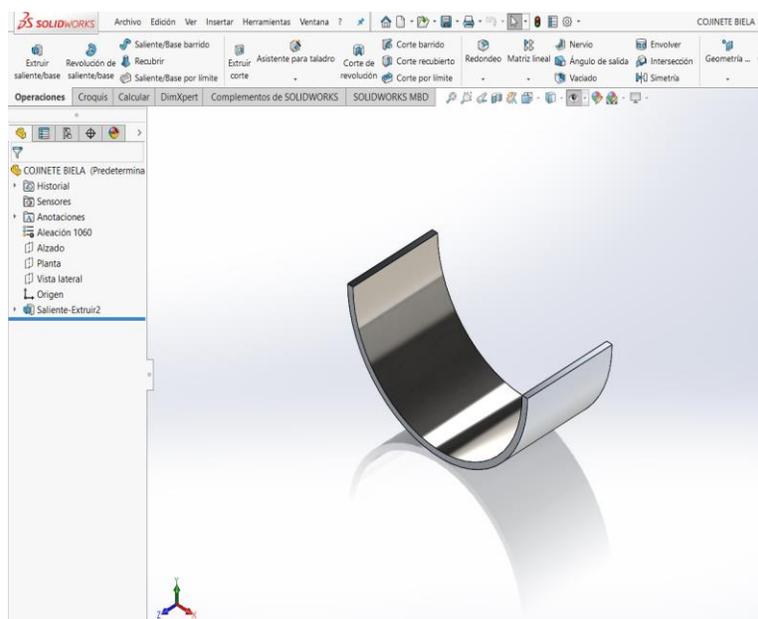
En la figura 2.18 se mira un esquema en 3D del pin que conecta el pistón con la biela, simplemente se realizó el croquis de un círculo el cual fue extruido a una cierta medida para obtener un sólido cilíndrico, posteriormente se dibujó un círculo interno combinado con la operación cortar.

### 2.5.7. MODELADO DEL COJINETE

En la tabla 2.17 se aprecian los valores de los cojinetes tanto de la biela como del cigüeñal, medidas tomadas anteriormente.

**Tabla 2.17** Medidas cojinete de biela y del cigüeñal.

MEDIDA	BIELA (mm)	CIGÜEÑAL (mm)
Radio exterior	34	42,75
Radio interior	32	40,50
Grosor	2	2,25
Ancho	32	25,70



**Figura 2.19** Modelado del cojinete de biela

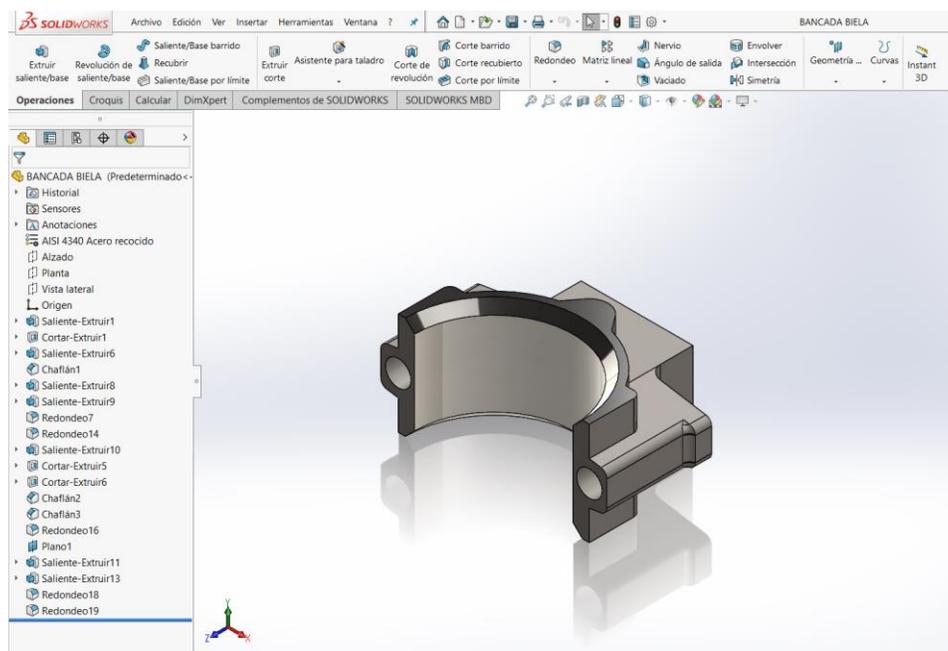
En la figura 2.19 se muestra un modelo real del cojinete de biela, para su modelado se usó operaciones básicas del programa.

### 2.5.8. MODELADO DE LA BANCADA DE BIELA

En la tabla 2.18 se encuentran las dimensiones principales para realizar el modelado de la bancada de biela, tomando en cuenta que posteriormente se ensamblará, por lo cual los elementos deben tener la correcta medida.

**Tabla 2.18** Medidas de la bancada de biela.

MEDIDA	UNIDAD (mm)
Longitud	102
Ancho	44
Alto	66,40
Radio hacia el cigüeñal	34
Diámetro para pernos	11

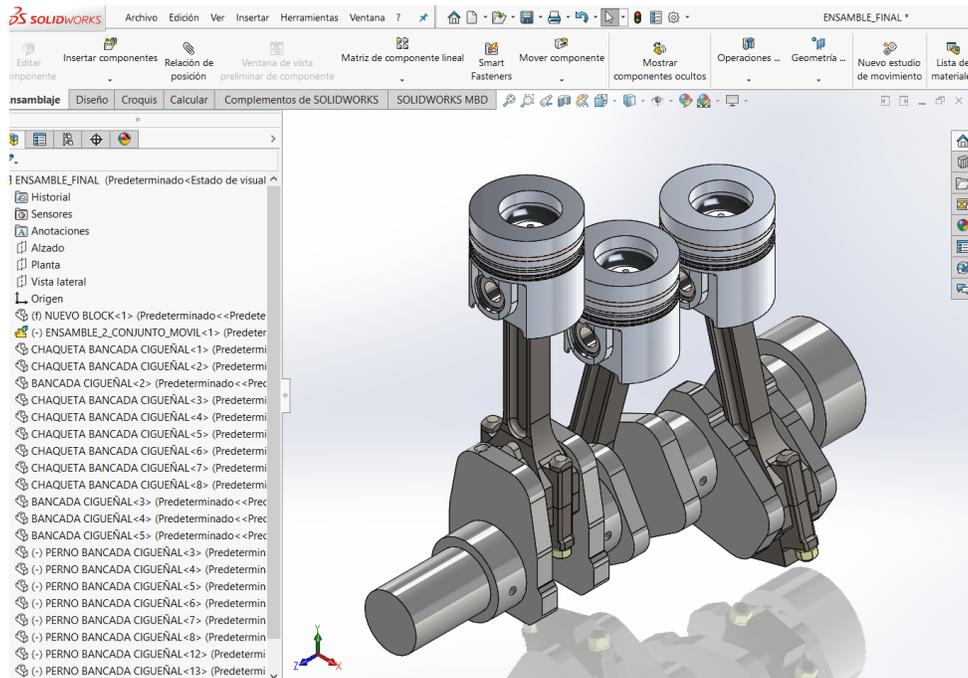


**Figura 2.20** Modelado de bancada de la biela

En la figura 2.20 se aprecia un modelado en 3D de la bancada de biela, el cual fue dibujado en conjunto con el croquis de la biela, posteriormente se utilizó el mismo bosquejo para agregar detalles adicionales.

## 2.5.9. ENSAMBLE DEL CONJUNTO MÓVIL

Una vez modelada cada pieza del tren alternativo se continuó ensamblando los elementos para posteriormente exportar a ANSYS para su simulación, se formaron 2 diferentes ensambles, el primero del conjunto de pistón con la biela el cual formará parte de un segundo uniéndolo al cigüeñal con los 3 pistones.

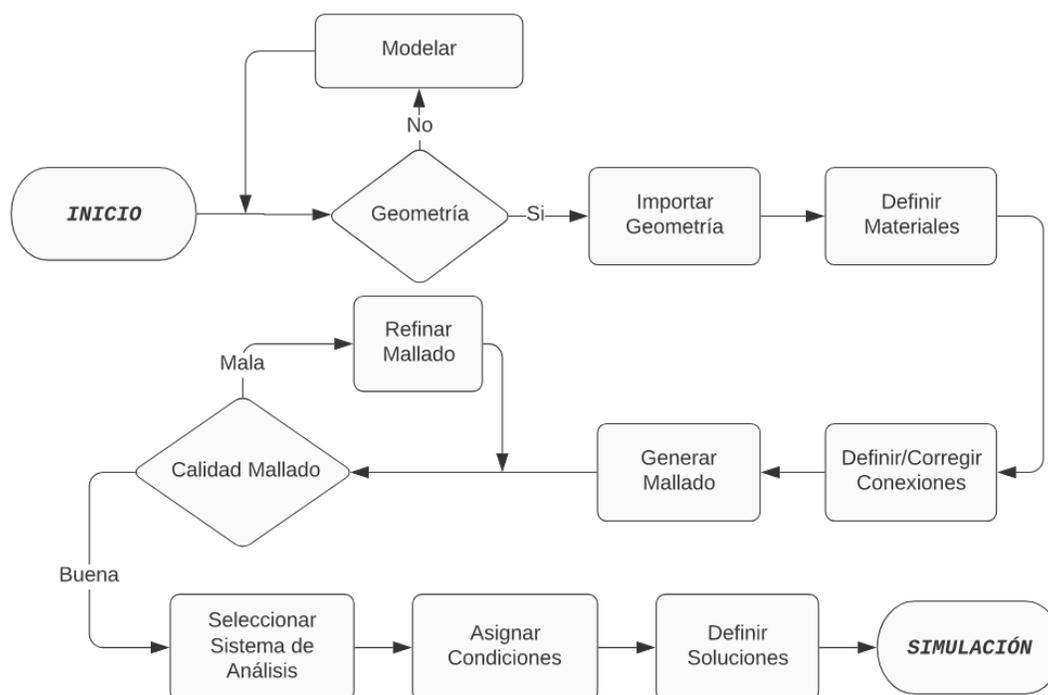


**Figura 2.21** Ensamble del conjunto móvil

En la figura 2.21 se muestra las piezas principales del conjunto móvil ensamblado en una vista isométrica, se puede apreciar el diseño del cigüeñal de 3 cilindros con el pistón número uno en el punto muerto superior.

## 2.6. SIMULACIÓN

Para la simulación se utilizó el programa computacional ANSYS en su versión 19.2, la plataforma Workbench contiene diversas herramientas para el análisis de elementos finitos como esfuerzos estructurales, deformaciones, tensiones, entre otros; el proceso de la simulación del conjunto móvil se detalla en el siguiente diagrama de flujo.



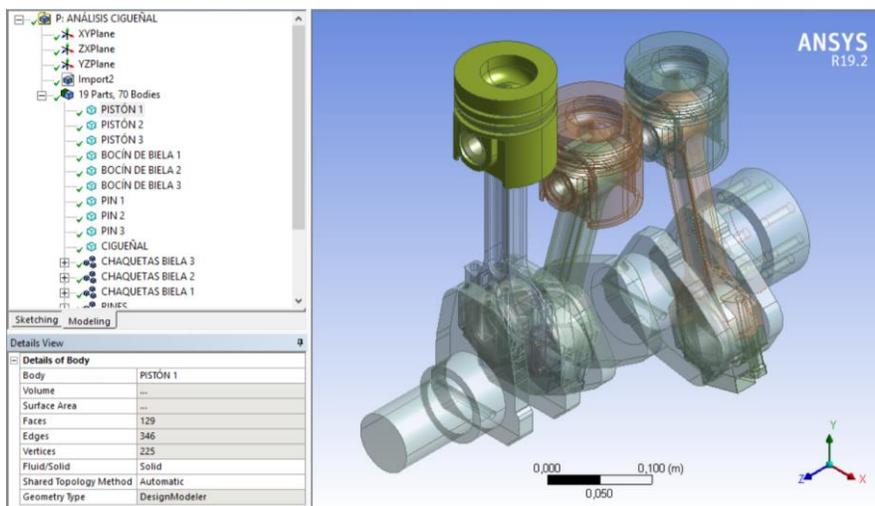
**Figura 2.22** Proceso para la simulación

En la figura 2.22 se observa un diagrama de flujo el cual describe el proceso de la simulación empleado en el proyecto, tomando como pasos importantes las conexiones, el mallado y la geometría la cual fue modelada anteriormente en SOLIDWORKS.

### 2.6.1. GEOMETRÍA

El primer paso de la simulación es contar con un modelado, esta geometría se la puede realizar en ANSYS en su herramienta SpaceClaim o en cualquier programa de diseño, para la investigación se realizó el modelado 3D del tren alternativo en SOLIDWORKS y posteriormente fue exportado

al software de simulación, fue necesario transformar a un formato compatible el cual es la extensión IGS, es recomendable simplificar el diseño suprimiendo elementos secundarios y eliminar pequeños redondeos con las diversas herramientas del programa, como redactan Thejasree et al. (2017) en su estudio, las partes como chaflanes, pequeños redondeos no influyen de gran manera en los resultados finales.

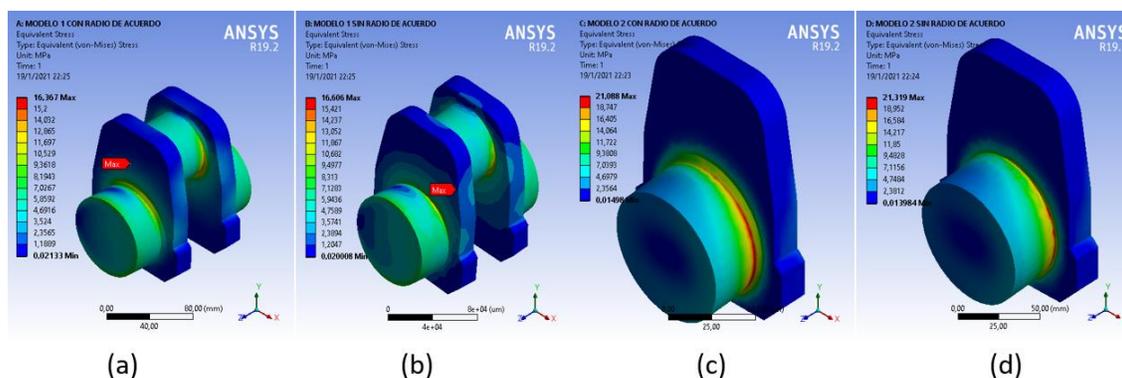


**Figura 2.23** Geometría importada a ANSYS

En la figura 2.23 se puede apreciar la geometría importada a SpaceClaim, donde se simplificó el modelado previo a la simulación, también se puede observar la asignación del respectivo nombre a cada elemento del ensamble.

Aunque se eliminaron la mayoría de bordes se debe tener en cuenta la concentración de esfuerzos principalmente sobre un eje como el del cigüeñal el cual puede verse afectado por su radio de acuerdo ya que la distribución de tensiones cambia al tener variaciones de geometría, además esta tensión afectará más si la fuerza está más cercana del radio de acuerdo (Robles & Ortega, 2013).

Los cambios bruscos de una sección pueden dar un reparto no uniforme de las tensiones, esto se contrarresta al incluir radios de acuerdo muy elevados para lograr un mejor reparto de las fuerzas (Gómez, 2018). Además hay evidencia de que la rupturas por grietas se presentan más seguido en las zonas de radio de acuerdo (Becerra, 2007).



**Figura 2.24** Comparación radios de acuerdo

En la figura 2.24 se observan 4 modelos en (b) y (d) la geometría sin radios de acuerdo mientras que en (a) y (c) se toma un  $r = 3\text{ mm}$ , la diferencia de valores es mínima lo cual no afecta de gran manera a los resultados.

En la tabla 2.19 se hace una comparación con las mismas condiciones para ver la variación de las fuerzas sin los radios de acuerdo debido a que estos fueron eliminados para disminuir la densidad de la malla, se aprecia que la diferencia es mínima debido a que los radios de acuerdo en el cigüeñal son pequeños.

**Tabla 2.19** Variación de tensiones con radios de acuerdo

Descripción	r (mm)	Fuerza (N)	Torque (Nm)	Tensión (MPa)	Variación (%)
Modelo (a)	3	20000	200	21,088	1,052
Modelo (b)	0	20000	200	21,319	
Modelo (c)	3	20000	200	16,367	1,460
Modelo (d)	0	20000	200	16,606	

## 2.6.2. MATERIALES

Para un correcto análisis se debe trabajar con los materiales reales del modelo estudiado, ANSYS permite determinar las propiedades de cada elemento, el programa consta con una biblioteca amplia de datos, sin embargo, los materiales empleados en la investigación fueron añadidos por medio de la opción Engineering Data.

En la tabla 2.20 se detallan las propiedades de los materiales usados para el conjunto móvil del motor D-179, tomando en cuenta los comúnmente usados en motores diésel.

**Tabla 2.20** Propiedades de los materiales usados.

PARÁMETROS		MATERIAL			
Propiedad	Unidad	Acero aleado	Aluminio 4032	Acero AISI 4140	Acero AISI 4340
Elemento	-	Pin	Pistón	Biela	Cigüeñal
Coefficiente de Poisson	-	0,28	0,30	0,29	0,29
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	7 700	2 730	7 850	7 850
Módulo de Young	GPa	210	79	200	200
Resistencia tracción	MPa	820	379	775	950
Tensión de ruptura	MPa	883	400	883	1 005
Conductibilidad térmica	Wm <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>	50	163	33	44
Calor específico	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>	460	902	473	475

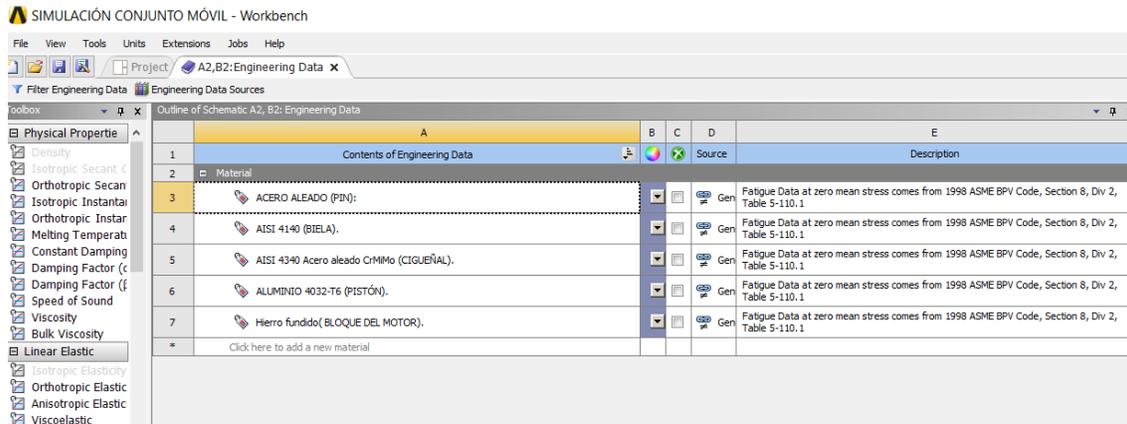
**Fuente:** (Mateus et al., 2019; MatWeb, n.d.; Noroña et al., 2017)

Se agregaron los respectivos materiales utilizando la herramienta de Toolbox la cual permitió insertar las propiedades necesarias para el respectivo análisis del tren alternativo, se tiene que mencionar que para el análisis termo-estructural estas propiedades variarán por el incremento de la temperatura, sin embargo, como el objetivo del proyecto es comparar la interacción de los combustibles en el diseño, estas propiedades se mantuvieron constantes.

El comportamiento de los materiales se relaciona directamente con la velocidad de deformación, las grandes deformaciones y las altas temperaturas así mismo propiedades como la elasticidad o plasticidad (Martinez, 2017). El modelo de Johnson-Cook toma en cuenta esto para definir las tensiones (Sobolev & Radchenko, 2016). Además, este modelo es puramente empírico y muy utilizado, sin embargo exhibe sólo una pequeña tasa de deformación dependiente en altas temperaturas (Prawoto et al., 2012).

Por otro lado el modelo de Zerilli-Amstrong toma en cuenta los obstáculos denominados de largo y corto alcance siendo los de largo alcance aquellos que se tiene por la estructura del material y no se puede evitar aplicando energía térmica, lo cual sus tensiones no se relacionan con la temperatura y los obstáculos de corto alcance sí se pueden superar por energía térmica por tanto las tensiones pueden ser disminuidas aplicando temperatura (Mirzaie et al., 2016). Johnson y Cook proponen un modelo donde se toma en cuenta la deformación, velocidad de deformación y la deformación por

temperatura por separado que es un problema especialmente cuando se trata de flujo de tensiones a altas temperaturas sin embargo Zerilli y Armstrong consideran relaciones constitutivas entre parámetros de endurecimiento por deformación y velocidad de deformación y ablandamiento térmico (Mirzaie et al., 2016).



**Figura 2.25** Biblioteca de materiales creada

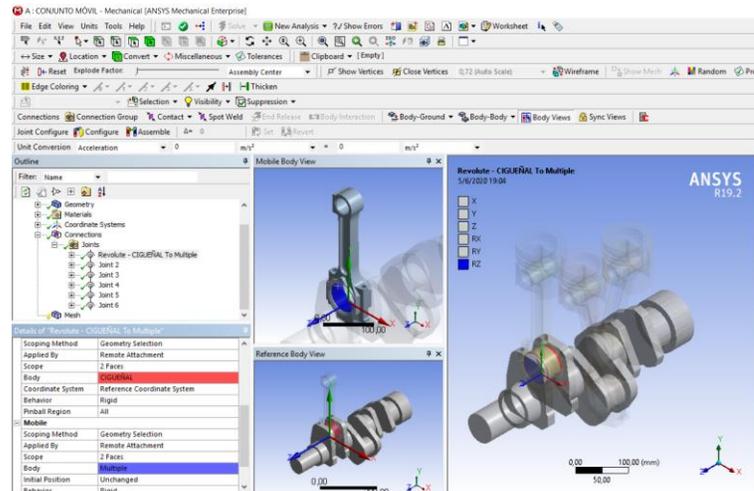
En la figura 2.25 se observa la biblioteca de materiales creados para el análisis del conjunto móvil, en la parte izquierda están las diferentes propiedades que se pueden asignar a los materiales; es recomendable duplicar y modificar los valores del acero estructural.

### 2.6.3. CONEXIONES Y JUNTAS

Se necesitaron diversas juntas para determinar el movimiento del ensamble del conjunto móvil, el archivo procedente de SOLIDWORKS viene determinado por defecto, pero también se pueden asignar las que sean necesarias; en la investigación se creó una nueva carpeta de juntas automáticas las cuales fueron modificadas de acuerdo con la necesidad.

- **Junta fija:** Permite unir dos o más elementos, se la utilizó para unir la biela con su bancada, cojinetes y las chaquetas en un solo elemento.
- **Junta de traslación:** Este tipo de junta permite el movimiento de un elemento de forma horizontal o vertical, se usó para el movimiento rectilíneo de los pistones.

- **Revolución:** La junta permitió darles un movimiento rotativo a los elementos, estos pueden ser de tipo (Cuerpo-Tierra) como la del cigüeñal dándole su movimiento giratorio o de (Cuerpo-Cuerpo) para dar el movimiento entre la biela con el cigüeñal y el pistón.



**Figura 2.26** Conexión de juntas del conjunto móvil

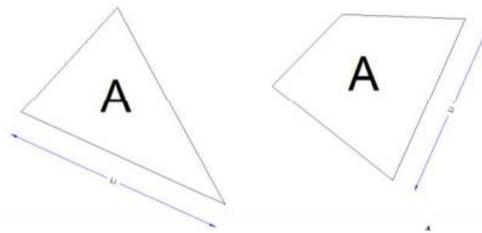
En la figura 2.26 se muestra la junta de la biela con el cigüeñal en condición de revolución permitiendo el movimiento entre estos dos elementos, este proceso se lo realizó en el resto del conjunto móvil con sus debidas condiciones.

#### 2.6.4. MALLADO

El mallado es una de las partes más importantes de la simulación, este determina la calidad de los resultados en los elementos analizados, ANSYS ofrece un mallado genérico automático, sin embargo en ocasiones es necesario comprobar su calidad dentro de los parámetros establecidos (Bello & Rios, 2018). Ardila et al. (2016) mencionan que tener una malla deficiente genera errores en los resultados y la convergencia de los valores numéricos. Mientras que Imbaquingo (2014) la define como objetos tridimensionales que ayudan a dar la apariencia a los elementos de la simulación. La métrica de la malla en ANSYS puede ser medida por varios factores, Molina & Vilaña (2018) mencionan los más destacables como son el radio Jacobiano, la oblicuidad, ortogonalidad, el factor de distorsión, la relación de aspecto y la calidad del elemento.

Dentro de los parámetros más importantes a tomar en cuenta en la malla usada en la investigación son el radio jacobiano el cual es ideal para el tipo de mallado generado por elementos tetraédricos; y también se usó la oblicuidad (Skwness), su uso garantizó no tener errores de convergencia y que los resultados expresados sean confiables.

El radio Jacobiano se basa en una matriz formada por derivadas parciales de primer orden de una función donde intervienen coordenadas, en este aspecto para medir la calidad del mallado se analizan los nodos que conforman el elemento mediante un mapeo donde se aplican estas matrices para poder comparar la forma del elemento que sería ideal con el real obtenido. Es decir que para este parámetro se hace una relación entre la disposición que sufre y la matriz jacobiana resultado del mapeo (Bucki et al., 2011). Para determinar la forma ideal respecto a la real se consideran la superficie del elemento junto con la longitud de un lado de este (Dávalos, 2020).



**Figura 2.27** Forma heurística

(Dávalos, 2020)

En la figura 2.27 se aprecia la forma que puede tener el elemento en el enmallado que son hexaédricos y tetraédricos.

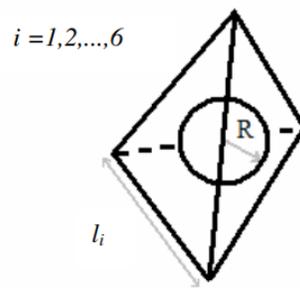
$$\text{Forma del elemeto ideal} = \frac{A}{(\text{Max}L_i)^2} \quad [2. 24]$$

Donde:

A = Superficie del elemento

$L_i$  = Longitud del elemento

La oblicuidad se basa en que al usar elementos tetraedros o triangulares se puede tener una desviación lo cual se considera asimetría o también llamada estiramiento de estos elementos, para lo que se toma en cuenta una medida basada en el radio de una esfera encerrada en el elemento a analizar y una longitud del mismo (Berglund & Öhrblad, 2008).



**Figura 2.28** Oblicuidad

(Berglund & Öhrblad, 2008)

En la figura 2.28 indica la relación de la oblicuidad de un elemento en base al radio medido desde su centro lo que determina la distorsión.

$$\text{Estiramiento} = \frac{\sqrt{24R}}{(\text{Max}l_1)} \quad [2. 25]$$

Donde:

R = Radio de la esfera

$l_1$  = Longitud

Es el estudio de los elementos de la malla en una cara del cuerpo, comparando el elemento generado con el ideal el cual puede establecerse por medio de desviación equilátera o normalizada, el factor para garantizar la convergencia es que los valores de la métrica estén entre 0 a 1, siendo 0 el que represente un elemento perfecto.

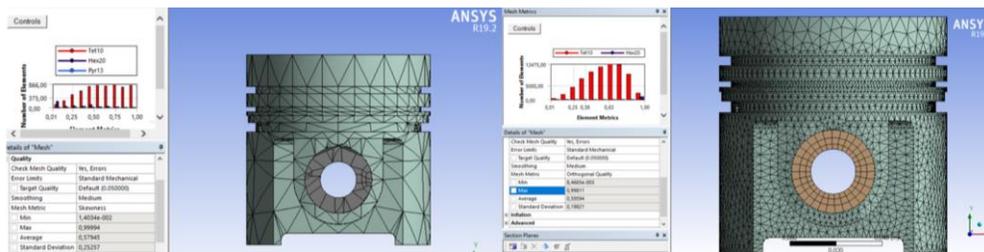
Skewness mesh metrics spectrum					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

**Figura 2.29** Parámetros de calidad de la malla

(Ardila et al., 2016, p.134)

La figura 2.29 indica los parámetros de la métrica de calidad de la malla de oblicuidad, se aprecia que mientras más el promedio tienda a cero la calidad de la malla es mejor, por el contrario, un valor cercano a uno demuestra un mallado de mala calidad.

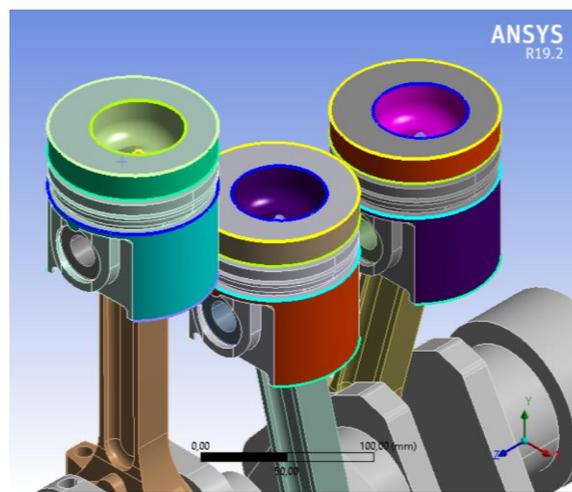
Para mejorar la malla del modelo se tomó como base el mallado automático generado por el programa y se continuó refinando el modelo, cabe señalar que las técnicas de mallado son amplias, en el trabajo de grado se utilizó un aumento de las divisiones del mallado forzándolo en algunas áreas y también se utilizaron vías en algunos contornos, para refinar en el elemento, especialmente en las partes donde se observaba una deficiencia del enmallado y donde existen mayor concentración de esfuerzos.



**Figura 2.30** Mallado automático vs mallado refinado

En la figura 2.30 se puede apreciar a su izquierda un mallado generado automáticamente y a su derecha un mallado controlado por el diseñador donde ambos usan elementos tetraedros; se nota un refinamiento especialmente en la zona de los anillos del pistón y en la zona del bulón.

Para facilitar el enmallado es recomendable unir las caras que ANSYS secciona al momento de importar la geometría, este proceso se realizó mediante topologías virtuales.



**Figura 2.31** Topologías virtuales creadas en el modelado

En la figura 2.31 se puede observar cómo trabaja la herramienta de topologías virtuales la cual une las caras y vértices para facilitar el proceso de refinamiento de la malla del elemento.

Es recomendable mejorar el mallado del diseño, sin embargo, mientras más elementos tenga una malla esta será más densa, por lo tanto, aumentará el tiempo de solución del problema, a pesar de que se usó ANSYS Enterprise para el proyecto, los resultados se pueden replicar en su versión estudiantil tomando en cuenta que el software académico limita a 32 000 nodos el mallado del diseño en un análisis estructural (ANSYS, 2020).

En la tabla 2.21 se muestra la calidad de una malla refinada de cada una de las piezas del conjunto móvil en comparación con la malla automática.

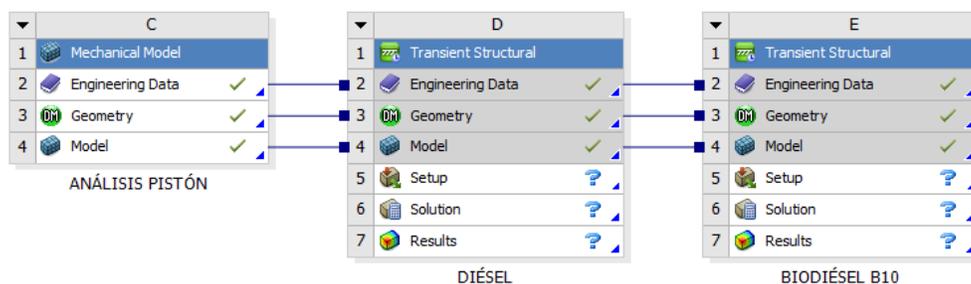
**Tabla 2.21** Calidad del enmallado del conjunto móvil.

TIPO	PARÁMETRO	CIGÜEÑAL	BIELA	PIN	PISTÓN
Malla automática	Elementos	1800	2636	126	7686
	Nodos	3680	4979	788	13784
	Radio Jacobiano	1,4	-0,74	3,16	0,72
	Oblicuidad	0,55	0,64	0,52	0,61
Malla refinada	Elementos	16 123	17455	2 181	16 817
	Nodos	29 456	30 142	10 785	30 000
	Radio Jacobiano	1,07	1,05	1,25	1,06
	Oblicuidad	0,40	0,35	0,06	0,43
Calidad	Calidad oblicuidad	Muy buena	Muy buena	Excelente	Muy buena

## 2.6.5. SISTEMA DE ANÁLISIS

El programa ANSYS consta con una serie de sistemas de análisis donde se puede obtener un sin número de resultados, para la realización del proyecto se usó un sistema estático para comparar las deformaciones de los elementos y un análisis estructural transitorio para el estudio de esfuerzos, este último sistema a diferencia de un análisis estático trabaja con las variables de tiempo y la influencia de las condiciones de inercia para estudiar los elementos, se consideró cada pieza por separado trabajando con el mismo modelo de geometría y juntas, pero con un mallado refinado en el elemento seleccionado, ya que el análisis transitorio ofrece la ventaja de analizar determinadas

piezas en el ensamble según su estado seleccionado el cual puede ser rígido o flexible, siendo este último la parte que permite analizar.



**Figura 2.32** Sistemas de análisis con diésel y biodiésel B10

En la figura 2.32 se indica el sistema de análisis seleccionado el cual fue un análisis transitorio, tomando en cuenta los objetivos de la investigación se crearon dos módulos tanto para diésel y biodiésel B10, esto para cada pieza del conjunto móvil (Pistón, biela y cigüeñal).

Por último, cabe mencionar que se realizó un análisis térmico-estructural debido a que la temperatura es uno de los factores más importantes en el funcionamiento del motor, sin embargo, ANSYS no cuenta con un sistema de este tipo, pero sí se pueden determinar las condiciones térmicas del diseño ya sea estableciendo su condición en los elementos o también uniendo los módulos según sean necesarios con la desventaja que para este último se tiene que crear conexiones.

### 2.6.5.1. Condiciones transitorias

- Configuración del análisis:** Se determinaron los parámetros iniciales de la simulación, los puntos más destacados fueron el número de pasos para el análisis; se determinó un tiempo de 0.12 segundos, valor el cual el motor cumple con dos ciclos termodinámicos a 2000 rpm, para el proyecto se consideró solamente un paso dividido en intervalos de tiempo; para su inicio se tomó un tiempo de 0.001 (s), en cuanto al paso mínimo se recomienda un valor de al menos una quinta parte al valor inicial y para el máximo puede ser igual o mayor al inicial. La asignación de estas cuantificaciones entre otros factores determina la cantidad

de puntos de la solución, si la asignación de estos valores es errónea dará un error de convergencia en el análisis.

Details of "Analysis Settings"		Details of "Analysis Settings"	
<input checked="" type="checkbox"/> Step Controls		<input checked="" type="checkbox"/> Step Controls	
Number Of Steps	1,	Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,	Current Step Number	1,
Step End Time	6,e-002 s	Step End Time	0,12 s
Auto Time Stepping	On	Auto Time Stepping	On
Define By	Time	Define By	Time
Initial Time Step	1,e-003 s	Initial Time Step	1,e-003 s
Minimum Time Step	5,e-006 s	Minimum Time Step	5,e-006 s
Maximum Time Step	6,e-002 s	Maximum Time Step	6,e-002 s
Time Integration	On	Time Integration	On

**Figura 2.33** Intervalos de tiempo para el análisis

En la figura 2.33 se contemplan los dos tipos de configuraciones para los parámetros iniciales del análisis, se asignó que el estudio se realice en un paso configurando diferentes intervalos de tiempo, dependiendo del elemento se elegirá el estudio en uno o dos ciclos, tomando este último cuando se presentan errores de convergencia.

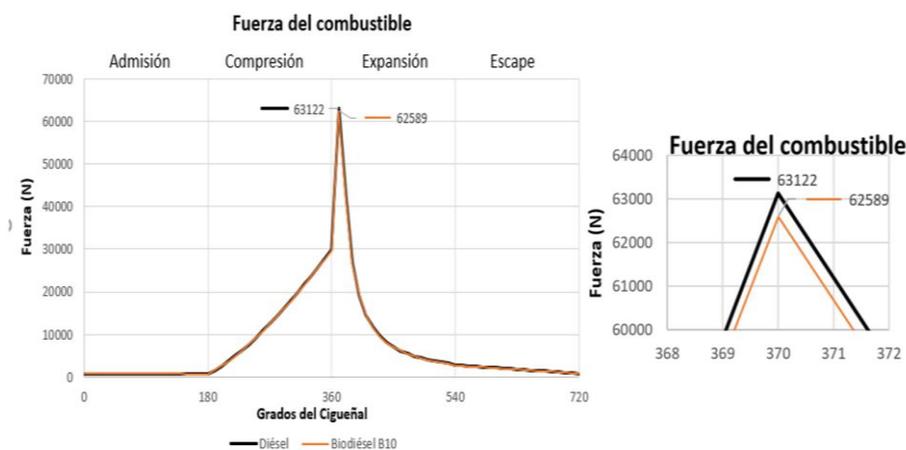
- **Condición de revolución:** Se insertó la condición de trabajo del cigüeñal por medio de la junta de revolución, se determinó un valor constante de 2000 rpm, esta condición ayudó a analizar el conjunto móvil obteniendo resultados más apegados a la realidad.

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

**Figura 2.34** Condición de revolución del Cigüeñal

En la figura 2.34 se aprecian las condiciones del cigüeñal, se seleccionó la junta de revolución y se aplicó una velocidad de rotación en dirección antihoraria.

- **Condiciones de fuerzas:** Para determinar la fuerza para cada pistón se usó el mismo procedimiento seleccionando la condición en el eje transversal agregado anteriormente.



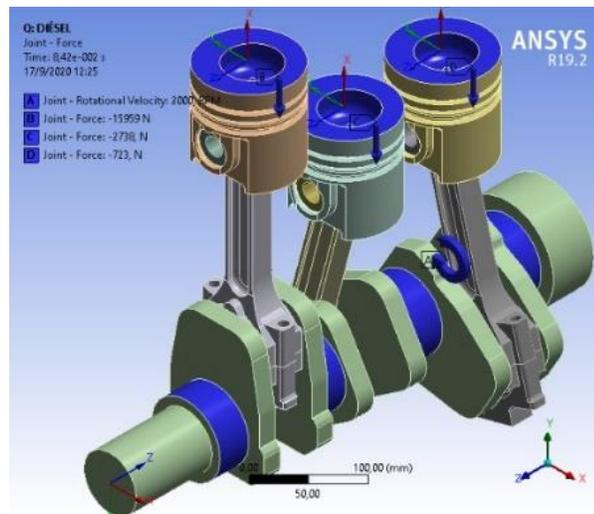
**Figura 2.35** Fuerza en la cabeza del pistón

La figura 2.35 registra la variación de la fuerza generada por la combustión dentro del cilindro según el ángulo del cigüeñal, la fuerza del diésel (línea negra) es ligeramente mayor que la del biodiésel B10 (línea naranja).

En la tabla 2.22 se detallan los tiempos de cada uno de los pistones en relación con el ángulo del cigüeñal, el motor modelado es un motor de 3 pistones de cuatro tiempos cuyo orden de encendido es (1-3-2), se deben insertar de correctamente los valores de las fuerzas que actúan en cada uno de los pistones.

**Tabla 2.22** Tiempos del motor de 3 cilindros.

TIEMPOS DEL MOTOR			
	CILINDRO 1	CILINDRO 2	CILINDRO 3
°	240°	240°	240°
60	Admisión	Compresión	Expansión
120			Escape
180			
240	Compresión	Expansión	Admisión
300			
360		Escape	Admisión
420			
480	Expansión		Compresión
540			
600		Escape	Compresión
660			
720			

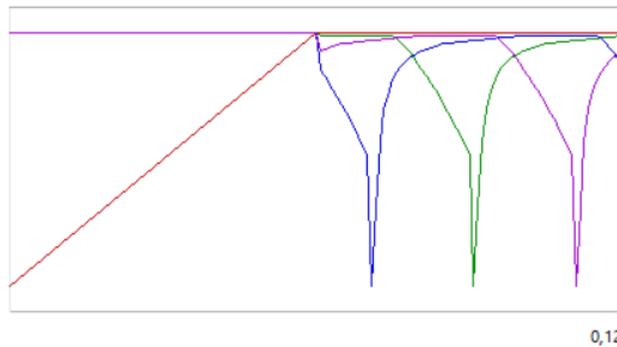


**Figura 2.36** Fuerzas insertadas en cada pistón

En la figura 2.36 se observa los diferentes valores de las fuerzas insertadas para la simulación en función del tiempo termodinámico del motor, el proceso se lo realizó en cada uno de los pistones en su determinada fase de ciclo con ayuda de la tabla 2.22.

Al realizar un análisis transitorio se debe verificar la interacción de los valores numéricos de los resultados, la determinación de las condiciones de contorno son muy importantes, si se asignan parámetros equivocados arrojará un error de convergencia, para este caso se realizó una corrección, al estar el cigüeñal a 2000 rpm el programa arrojará datos erróneos producidos por la velocidad angular repentina, la forma de contrarrestar el problema fue analizando dos ciclos de trabajo, el primero elevando la velocidad angular progresivamente desde 0 a 0.06 segundos y de 0.06 a 0.12 para analizar los resultados, también es importante la asignación del paso mínimo, ya que si es muy grande, el programa no podrá resolverlo. Cabe señalar que dependiendo del elemento se aplicará esta corrección ya que en el análisis térmico-estructural esta no será necesaria.

A pesar de que el análisis lo realiza el programa, se debe tomar en cuenta las correctas condiciones de frontera para tener resultados correctos, es importante tener una idea de los resultados que se esperan antes de empezar el análisis ya que existe la probabilidad de fallos por causa del diseñador.



**Figura 2.37** Interacción de las fuerzas en el análisis.

En la figura 2.37 se indica la forma en la que se insertaron las condiciones en el análisis del conjunto móvil, se aprecia que la línea roja corresponde a la revolución del cigüeñal, donde en el primer ciclo aumenta progresivamente, mientras que las demás líneas corresponden a las fuerzas de cada pistón aplicadas en el segundo ciclo del análisis, mismo que servirá para expresar los resultados.

#### 2.6.5.2. Condiciones estáticas

- **Condición de soporte:** Sirve de soporte para cada elemento, en el caso del pistón se asignó esta condición en la parte del pin, para la biela la restricción fue puesta en el sombrerete y para el cigüeñal en las partes que van unidas al bloque del motor por medio de bancadas.
- **Condición de fuerza:** Es el valor de la fuerza de combustión que actúa en la cabeza del pistón y los demás elementos la cual se insertó por medio de componentes.

#### 2.6.5.3. Condiciones térmicas

Para el estudio térmico-estructural se tomó en cuenta la temperatura del motor, según cálculos la temperatura de combustión con diésel y biodiésel es mayor a los 2000°C, sin embargo, en la realidad ese valor es menor debido a la velocidad a la que se realiza el proceso, la refrigeración del motor, la lubricación, entre otros factores. Debido a que el objetivo del proyecto es comparar dos tipos de combustibles se utilizó una relación entre la temperatura de combustión y las temperaturas a las que generalmente están sometidas las piezas dentro de un motor diésel, Martínez Villegas (2007) menciona que el pistón alcanza temperaturas de 300°C a 500°C en la cabeza del pistón y la

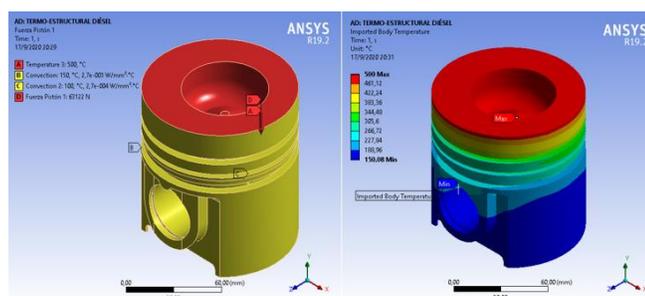
falda al estar en contacto con las paredes del cilindro tendrían una temperatura de 150°C a 200°C. Mientras que la biela y el cigüeñal pueden estar a una temperatura 100°C a 120°C (Ortiz, 2016).

En la tabla 2.23 se aprecian los valores térmicos a los cuales estarán sometidas las piezas en la simulación, existe una ligera variación entre los elementos según el tipo de combustible, los valores se obtuvieron al realizar una relación con las temperaturas recopiladas en los cálculos.

**Tabla 2.23** Asignación de temperatura del conjunto móvil.

ASIGNACIÓN	DIÉSEL (°C)	BIODIÉSEL B10 (°C)
Combustión	2 043	2 027
Pistón	500	496,08
Biela	120	119,06
Cigüeñal	110	109,14

Teniendo en cuenta el modelo propuesto para el estudio del conjunto móvil, este permitió aplicar una condición térmica a cada elemento seleccionado, sin embargo, en el estudio del pistón en la realidad la temperatura será mayor en la cabeza y ésta irá disminuyendo hasta llegar a la parte inferior, para determinar y comparar este detalle se realizó un análisis estático del pistón debido a que el estudio en el ensamble del conjunto móvil requiere mallar todo el modelo y crear más conexiones, lo que conlleva a usar más recursos para la solución; se conectó un módulo térmico y otro estructural para analizar los resultados estáticamente. Para el pistón además de las condiciones ya mencionadas se determinó un coeficiente de convección de  $2.7e-003 \text{ W/mm}^2\text{°C}$ .



**Figura 2.38** Condiciones térmicas del pistón

En la figura 2.38 se puede notar las condiciones térmicas del elemento, donde se asignan la temperatura del gas en la cabeza del pistón, y el coeficiente de transferencia de calor que el pistón tendrá por medio de las paredes del cilindro.

## CAPÍTULO III

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

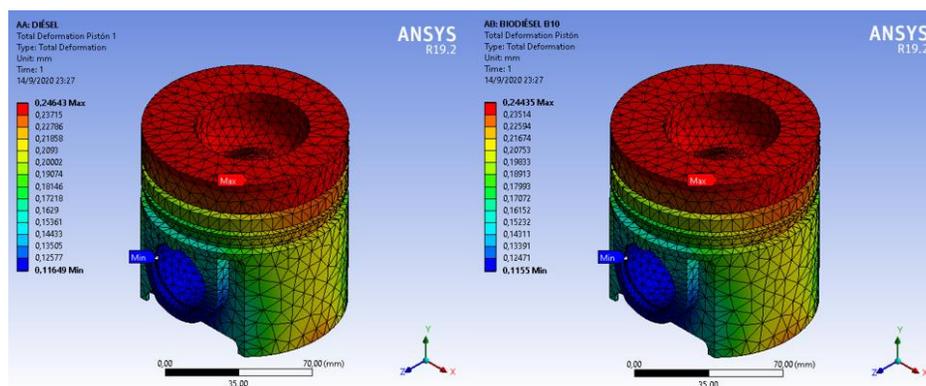
En este capítulo se detallan los resultados obtenidos en la simulación computacional que permitieron analizar el comportamiento del conjunto móvil del motor D-179 al trabajar con diésel y biodiésel B10 a base de higuera, se compararon las tensiones que soportan las principales piezas del tren alternativo, se comparó su factor de seguridad con el fin de determinar la viabilidad al usar combustibles alternativos, se utilizó un sistema estructural transitorio para analizar cada elemento por separado en condiciones de funcionamiento y se realizó un análisis estático estructural para estudiar las deformaciones de los elementos con los combustibles seleccionados. Los resultados obtenidos se expresaron en gráficas para determinar la diferencia del efecto que tienen cada uno de los carburantes.

- **Deformación del elemento:** Las deformaciones se presentan cuando un objeto está sometido a cargas y efectos térmicos aplicados sobre un área designada, dependiendo de sus propiedades el elemento puede restaurar su estado inicial siempre y cuando no sobrepases su límite elástico, caso contrario quedara deformado (Guillamón et al., 2019).
- **Análisis de tensiones mínima y máxima:** Las tensiones pueden ser provocadas por fuerzas externas aplicadas sobre la superficie de un elemento dependiendo del punto y de la orientación que se dé a la fuerza (Gere & Goodno, 2009).
- **Factor de seguridad en análisis:** El factor de seguridad sirve para verificar el buen estado del diseño, la máxima tensión de la pieza debe ser mayor a los esfuerzos de trabajo del elemento, Rivera (2014) menciona que para tener un diseño de calidad el coeficiente de seguridad debe ser mayor a uno, especificando que un valor menor a uno traería fallas y un valor demasiado alto conllevaría un exceso de material en el elemento.

### 3.1. ANÁLISIS DEL PISTÓN

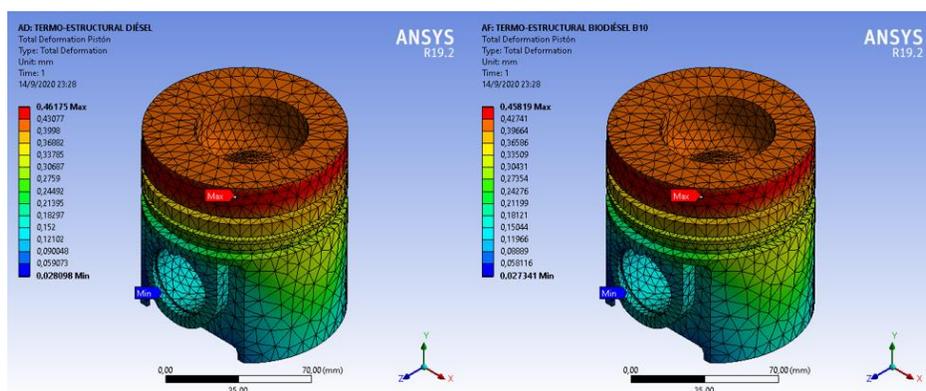
#### 3.1.1. DEFORMACIÓN

Para el estudio de la deformación del pistón se seleccionó un sistema estático para el análisis estructural y posteriormente se lo unió a un módulo térmico para encontrar el valor de la deformación cuando el pistón trabaja a la temperatura de funcionamiento, como resultado se obtuvo:



**Figura 3.1** Deformación total del pistón (Análisis estructural)

En la figura 3.1 se muestra la deformación total que sufre el pistón aplicando solo la fuerza del combustible, siendo las partes cercanas al (color rojo) donde se produce la deformación máxima y de (color azul) donde su valor es menor.



**Figura 3.2** Deformación total del pistón (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.2 se indica la deformación total que sufre el pistón en un análisis termo-estructural, la deformación es mayor cuando el elemento está sometido a altas temperaturas.

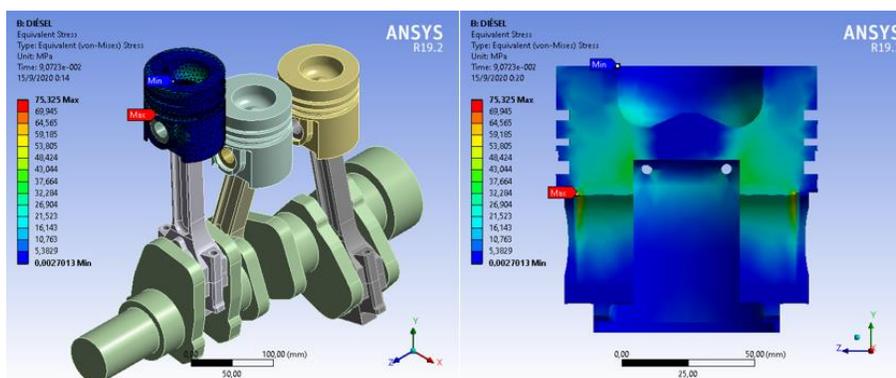
La tabla 3.1 registra los resultados del pistón donde se evalúa la deformación máxima y mínima, al utilizar diésel es ligeramente mayor en comparación con el biodiésel B10 de higuerrilla, este resultado era esperado debido a que la fuerza generada por el diésel en la cabeza del pistón es mayor.

**Tabla 3.1** Resultados deformación del pistón.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (mm)	Máxima (mm)	Mínima (mm)	Máxima (mm)
Diésel	$1,1649 \times 10^{-1}$	$2,4643 \times 10^{-1}$	$2,8098 \times 10^{-2}$	$4,6175 \times 10^{-1}$
Biodiésel B10	$1,1550 \times 10^{-1}$	$2,4435 \times 10^{-1}$	$2,7341 \times 10^{-2}$	$4,5819 \times 10^{-1}$

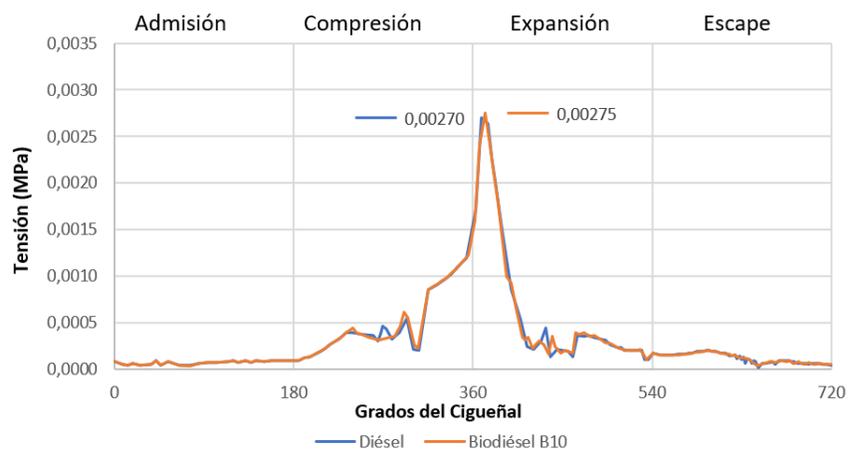
### 3.1.2. TENSIÓN MÍNIMA Y MÁXIMA

Para el análisis de tensiones se empleó un sistema transitorio con el fin de obtener los esfuerzos dinámicos con las condiciones redactadas en el Capítulo II, se estudió el pistón 1 en un ciclo de funcionamiento importando una serie de valores de las fuerzas que actúan en la cabeza del pistón siendo la máxima la del tiempo de combustión.

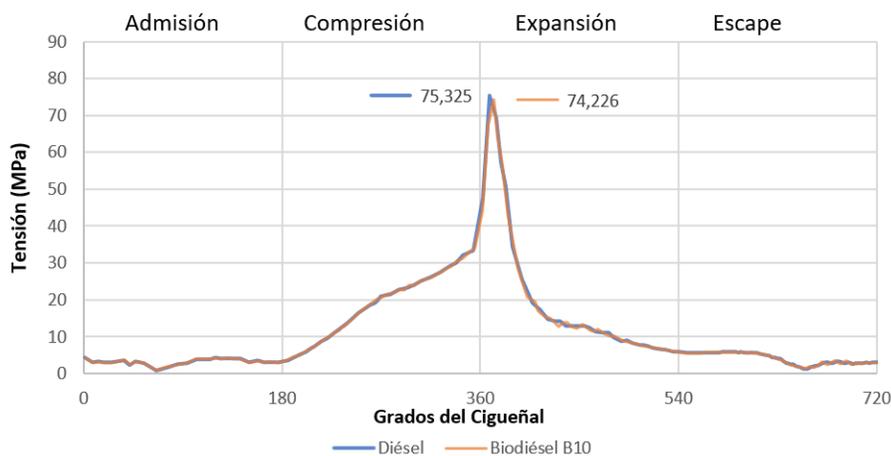


**Figura 3.3** Tensión equivalente del pistón (Análisis estructural)

En la figura 3.3 se contempla los valores de las tensiones equivalentes de Von-Mises empleando diésel, el área de tensiones serán las mismas para ambos combustibles dando lugar al mayor esfuerzo en la parte del seguro del pin y la tensión mínima la parte superior del pistón.

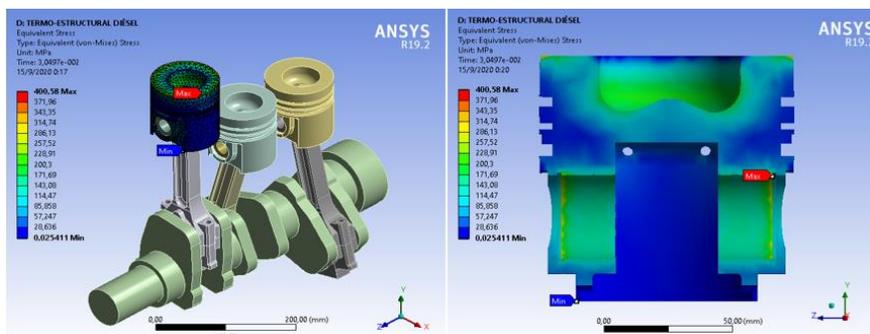


**Figura 3.4** Resultados de la tensión mínima del pistón (Análisis estructural)



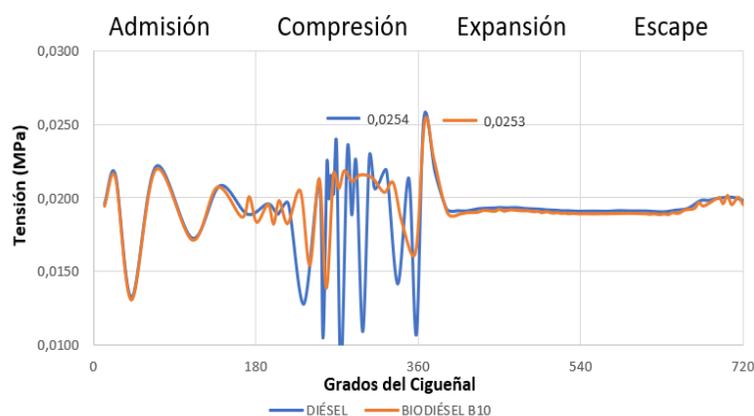
**Figura 3.5** Resultados de la tensión máxima del pistón (Análisis estructural)

En la figura 3.4 y 3.5 se aprecia la diferencia entre la tensión mínima y máxima generada por los dos combustibles, la tensión generada con diésel (línea azul) es ligeramente mayor en comparación con el biodiésel B10 (línea naranja).

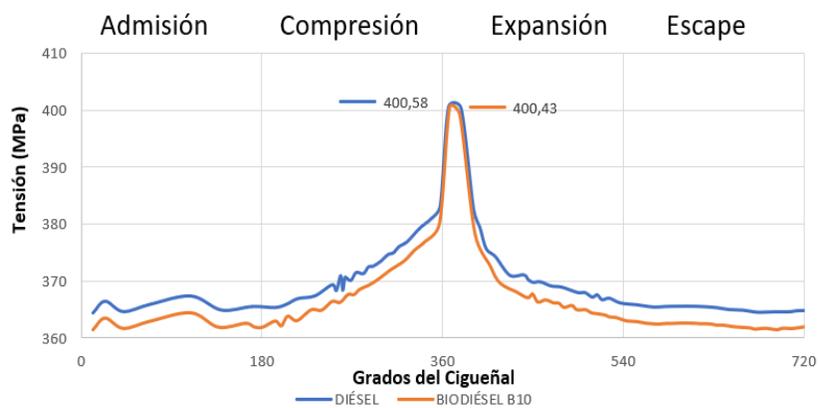


**Figura 3.6** Tensión equivalente del pistón (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.6 se observan los valores de tensiones del pistón al estar sometido a altas temperaturas de funcionamiento, los esfuerzos subieron considerablemente en comparación al análisis estructural, sin embargo, los esfuerzos con diésel son ligeramente mayores a los del biodiésel.



**Figura 3.7** Resultados de la tensión mínima del pistón (Análisis termo-estructural)



**Figura 3.8** Resultados de la tensión máxima del pistón (Análisis termo-estructural)

La figura 3.7 y 3.8 muestra el comportamiento de las tensiones del pistón al estar sometido a altas temperaturas de funcionamiento, dando los mayores esfuerzos al momento donde comienza a expandirse el combustible.

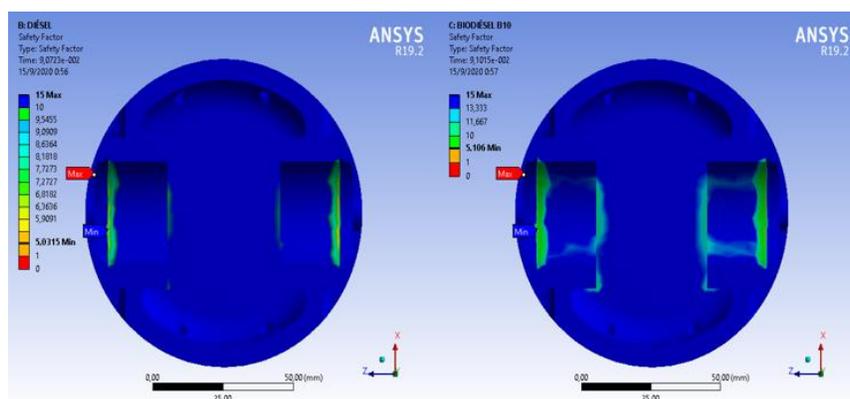
En la tabla 3.2 se indican los valores más importantes del análisis empleando los dos tipos de combustibles estudiados, cabe recalcar que la temperatura influye mucho en los resultados, sin embargo, en el modelo transitorio la temperatura se insertó al elemento completo y no se tomó en cuenta la transferencia de calor que sufre el pistón.

**Tabla 3.2** Resultados de las tensiones del pistón.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)
Diésel	$2,70 \times 10^{-3}$	75,33	$2,54 \times 10^{-2}$	400,58
Biodiésel B10	$2,75 \times 10^{-3}$	74,23	$2,53 \times 10^{-2}$	400,43

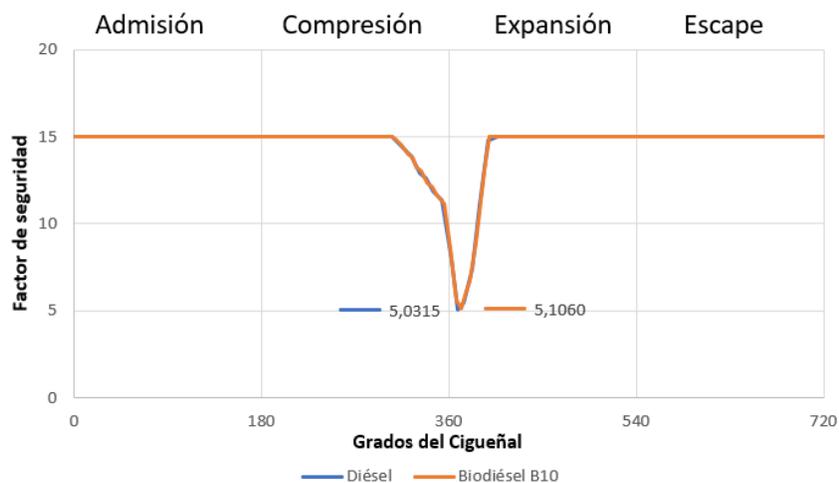
### 3.1.3. FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad determina que la pieza cumpla su trabajo sin problemas de falla, una vez obtenidos los valores de esfuerzos máximos del pistón se consiguió el coeficiente de seguridad, el cual fue menor en la región de mayor esfuerzo.



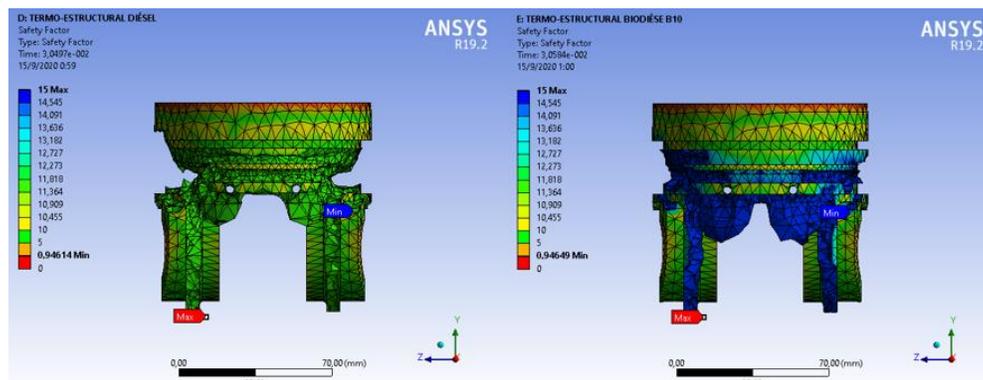
**Figura 3.9** Factor de seguridad del pistón (Análisis estructural)

En la figura 3.9 se contemplan el área donde el factor de seguridad es menor, es la misma zona donde ocurren los esfuerzos máximos producidos en el tiempo de expansión, se muestra que el factor de seguridad del diésel es ligeramente menor a la del biodiésel B10 de higuierilla.



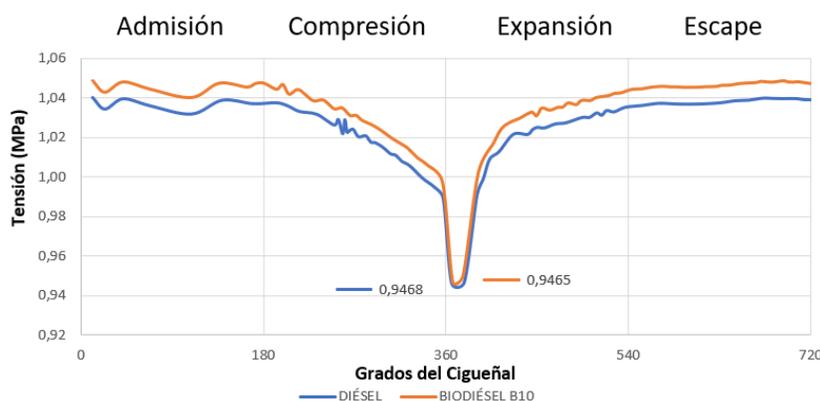
**Figura 3.10** Resultados factor de seguridad del pistón (Análisis estructural)

En la figura 3.10 se aprecia el comportamiento del factor de seguridad en un ciclo de trabajo del motor a 2000 rpm, el valor más bajo se da en el tiempo de expansión.



**Figura 3.11** Factor de seguridad del pistón (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.11 se notan las zonas donde el pistón se ve más afectado por los esfuerzos de las presiones y temperaturas de los combustibles, la cabeza y el soporte del pin son las áreas donde el coeficiente de seguridad es menor.



**Figura 3.12** Resultados factor de seguridad del pistón (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.12 se puede observar el comportamiento del factor de seguridad en un análisis termo-estructural, el valor más bajo se da en el tiempo de expansión.

En la tabla 3.3 se exponen los valores del coeficiente de seguridad empleando los dos combustibles, debido a que el factor es menor cuando se utiliza diésel quiere decir que el pistón tiene mayor durabilidad con el biodiésel, sin embargo, la diferencia es mínima y posiblemente no afecte a su vida útil, para el factor de seguridad ANSYS da un valor máximo de 15 en lugares donde no hay problemas de fallas o ruptura; al trabajar a altas temperaturas en un análisis termo-estructural su factor de seguridad baja considerablemente.

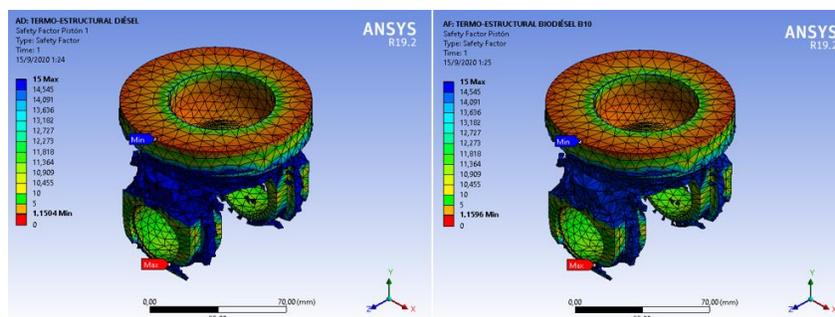
**Tabla 3.3** Coeficiente de seguridad del pistón.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Diésel	5,0315	15	0,9461	15
Biodiésel B10	5,1060	15	0,9465	15

Como se mencionó anteriormente la temperatura es un parámetro importante dentro del funcionamiento del motor, en el caso del pistón, este tendrá diferente temperatura en cada parte, por lo cual la cabeza siempre será la zona más afectada al estar en contacto con la reacción química de la combustión; en el estudio transitorio se puede apreciar cómo se comportan los esfuerzos a lo largo del ciclo, sin embargo, se debe considerar lo mencionado para tener un valor más preciso.

### 3.1.4. ANÁLISIS TÉRMICO-ESTRUCTURAL ESTÁTICO

El análisis térmico se lo realizó con ayuda de un módulo térmico acoplado a un estático estructural, con el fin de comparar los esfuerzos cuando la temperatura varía en cada zona del elemento, lo que hace que su dilatación y concentración de tensiones sea diferente, las partes de mayores esfuerzos es similar a los ya visto en el análisis transitorio.



**Figura 3.13** Factor de seguridad con pistón estático.

La figura 3.13 muestra las áreas donde el pistón sufre mayores esfuerzos, por ende, su factor de seguridad es menor, hay una ligera variación con respecto al análisis transitorio debido a que en este estudio se tomó una distribución de la temperatura en el elemento.

En la tabla 3.4 se puede comparar los valores obtenidos con los dos sistemas de análisis, el factor de seguridad es mayor a 1 con el segundo análisis y por ende el elemento no tendrá fallas al estar en funcionamiento; no hay gran variación al utilizar los dos combustibles, pero el coeficiente de seguridad será mayor cuando se utilice biodiésel.

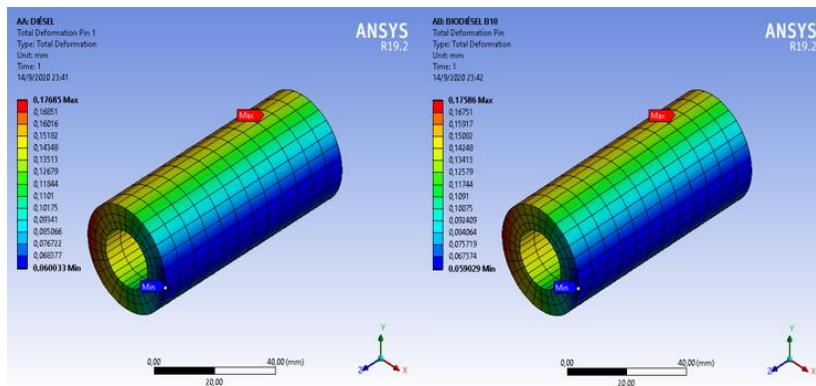
**Tabla 3.4** Comparación entre análisis estático y transitorio.

<b>ESFUERZOS DEL PISTÓN</b>				
	<b>Análisis Estático</b>		<b>Análisis Transitorio</b>	
<b>Combustible</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Diésel	$8,30 \times 10^{-2}$	329,45	$2,54 \times 10^{-2}$	400,58
Biodiésel B10	$8,51 \times 10^{-2}$	326,84	$2,53 \times 10^{-2}$	400,43
<b>FACTOR DE SEGURIDAD DEL PISTÓN</b>				
	<b>Análisis Estático</b>		<b>Análisis Transitorio</b>	
<b>Combustible</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
Diésel	1,1504	15	0,9461	$8,30 \times 10^{-2}$
Biodiésel B10	1,1596	15	0,9465	$8,51 \times 10^{-2}$

## 3.2. ANÁLISIS DEL PIN

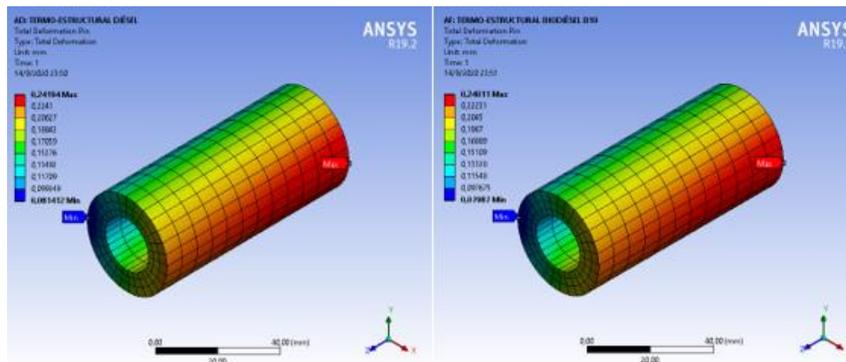
### 3.2.1. DEFORMACIÓN

El pin es un elemento de articulación que permite el movimiento de la biela y el pistón, se puede apreciar su deformación en la siguiente ilustración.



**Figura 3.14** Deformación del pin (Análisis estructural)

La figura 3.14 indica la zona de deformación del pin el cual transmite el movimiento del pistón a la biela, la deformación al usar diésel es ligeramente mayor.



**Figura 3.15** Deformación del pin (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.15 se puede contemplar la influencia de la temperatura en la deformación cuando el pin trabaja con diésel y biodiésel, las zonas de (color rojo) son las más afectadas.

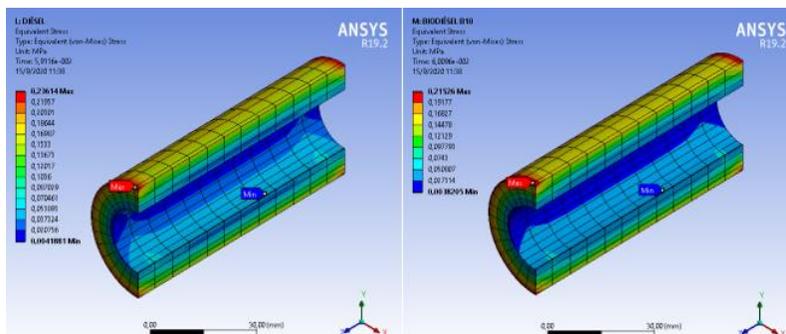
En la tabla 3.5 se aprecian los valores de la deformación del pin con los combustibles estudiados, tanto en un análisis estructural y termo-estructural.

**Tabla 3.5** Resultados de deformación del pin.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (mm)	Máxima (mm)	Mínima (mm)	Máxima (mm)
Diésel	$6,0033 \times 10^{-2}$	$1,7685 \times 10^{-1}$	$8,1412 \times 10^{-2}$	$2,4174 \times 10^{-1}$
Biodiésel B10	$5,9029 \times 10^{-2}$	$1,7586 \times 10^{-1}$	$7,9870 \times 10^{-2}$	$2,4011 \times 10^{-1}$

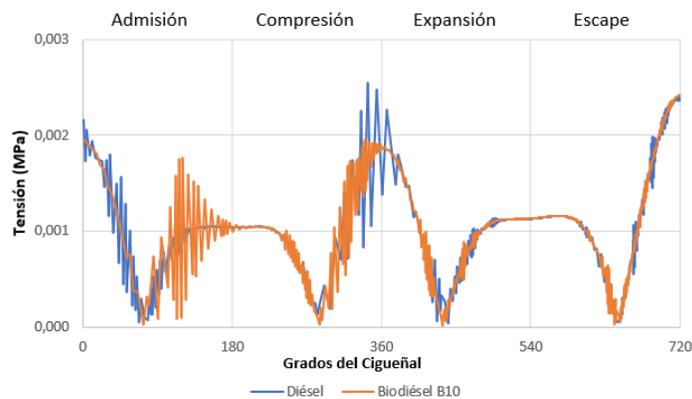
### 3.2.2. TENSIÓN MÍNIMA Y MÁXIMA

Como resultados del pin se tiene las zonas donde sufre mayores esfuerzos cuando se aplican las fuerzas que ejercen los combustibles sobre el elemento.

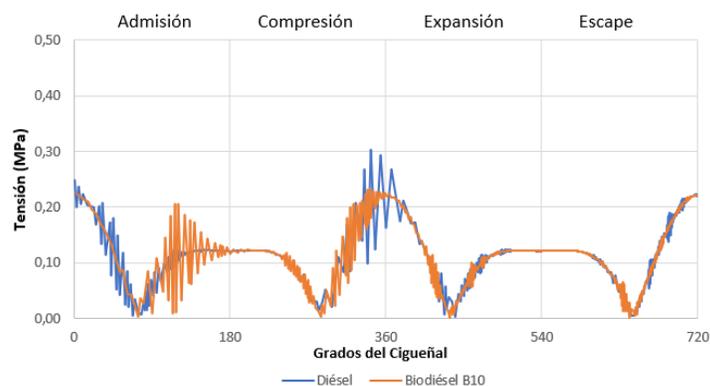


**Figura 3.16** Tensión equivalente del Pin (Análisis estructural)

En la figura 3.16 se notan las zonas donde interaccionan las fuerzas al estar en funcionamiento el motor utilizando diésel y biodiésel respectivamente.

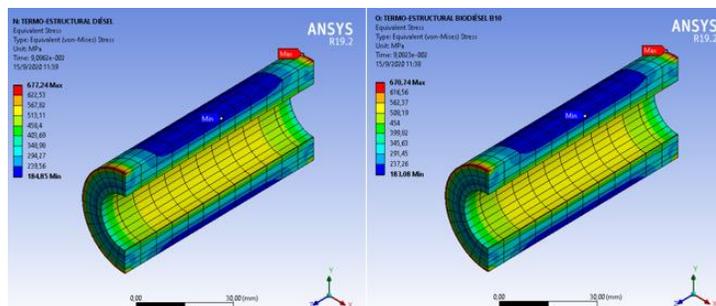


**Figura 3.17** Tensión equivalente mínima del pin (Análisis estructural)



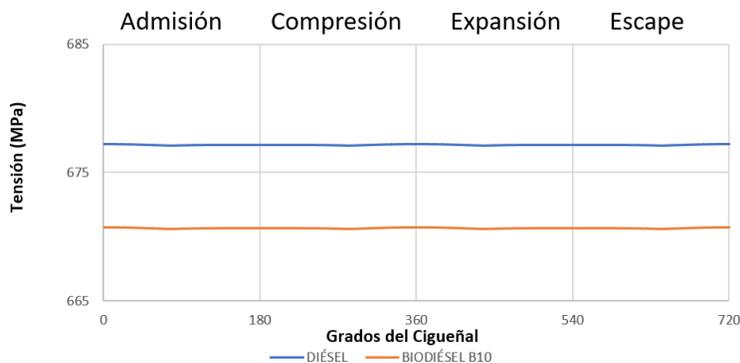
**Figura 3.18** Tensión equivalente máxima del pin (Análisis estructural)

En las figuras 3.17 y 3.18 se observan los resultados a través de las gráficas el comportamiento de la tensión mínima y máxima que sufre el pin al estar en funcionamiento cuando se aplica la fuerza de los dos tipos de combustibles estudiados.

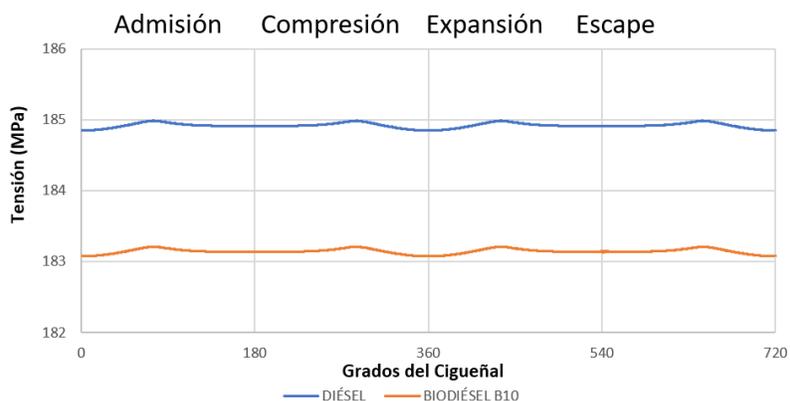


**Figura 3.19** Tensión equivalente del pin (Análisis termo-estructural)

La figura 3.19 muestra las zonas donde la fuerza interactúa en el elemento generada por el diésel y biodiésel respectivamente.



**Figura 3.20** Tensión equivalente mínima del pin (Análisis termo-estructural)



**Figura 3.21** Tensión equivalente máxima del Pin (Análisis termo-estructural)

Las figuras 3.20 y 3.21 exponen los resultados a través de las gráficas de la tensión mínima y máxima que sufre el pin al estar en funcionamiento con los dos tipos de combustibles estudiados.

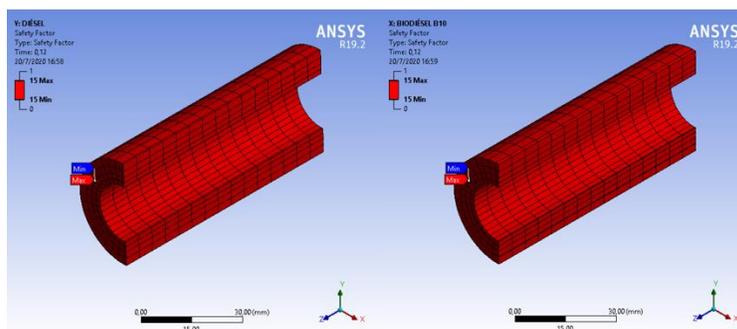
La tabla 3.6 indica los valores más importantes del análisis de esfuerzos del pin.

**Tabla 3.6** Resultados de las tensiones del pin.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)
Diésel	$4,19 \times 10^{-3}$	$2,36 \times 10^{-1}$	184,85	677,24
Biodiésel B10	$3,82 \times 10^{-3}$	$2,15 \times 10^{-1}$	183,08	670,74

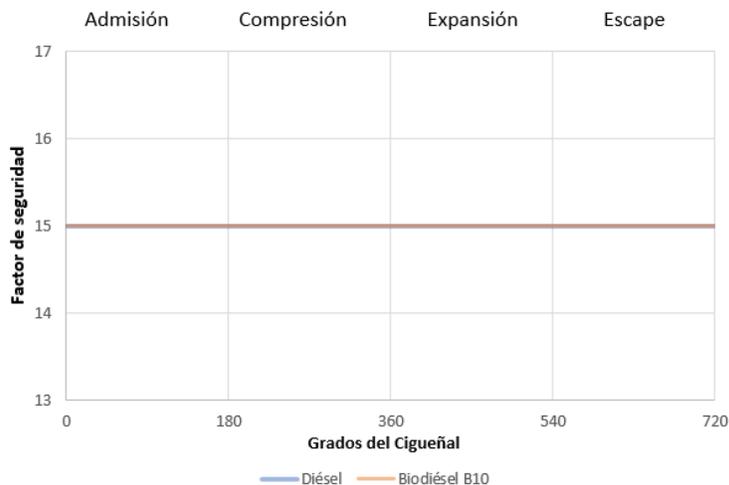
### 3.2.3. FACTOR DE SEGURIDAD

El pin al ser un elemento pequeño que sirve de articulación entre el pistón y la biela no sufre demasiados esfuerzos al estar sometido a las fuerzas de los combustibles.



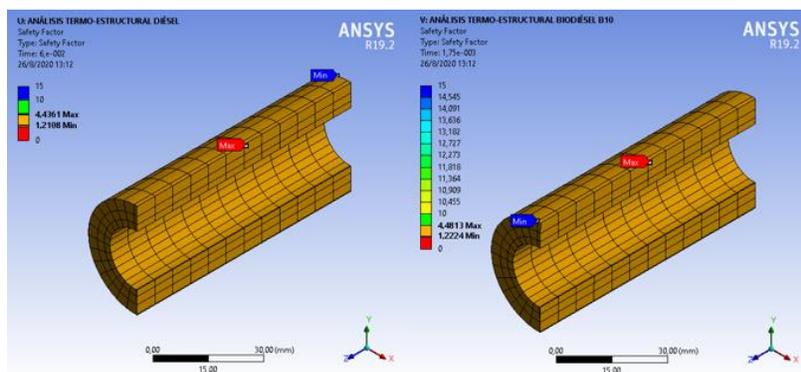
**Figura 3.22** Factor de seguridad del pin (Análisis estructural)

En la figura 3.22 se contempla el factor de seguridad generado por los combustibles valor que no afecta de gran manera a los elementos siendo mayor a 15.



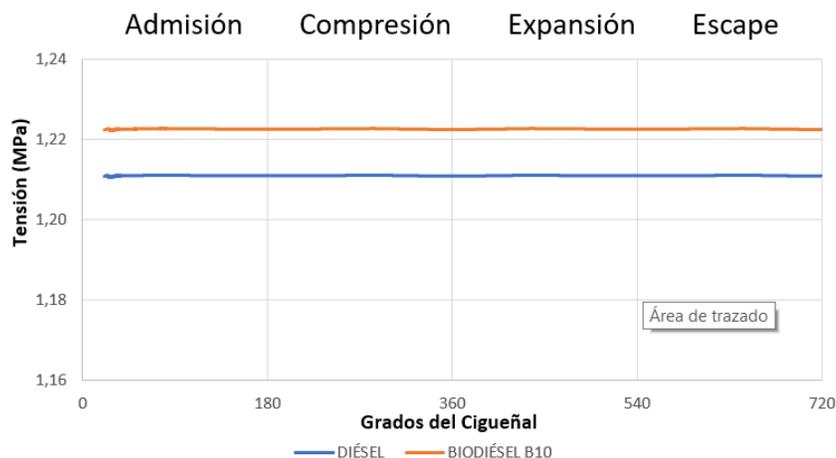
**Figura 3.23** Resultados factor de seguridad del pin (Análisis estructural)

En la figura 3.23 se aprecia una gráfica con los resultados que arroja ANSYS, sin embargo, el programa solo puede llegar a un valor máximo de 15.



**Figura 3.24** Factor de seguridad del pin (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.24 se notan las zonas de mayor riesgo a través del coeficiente de seguridad, el elemento se mantiene a un coeficiente constante mayor a 1 donde al usar combustible diésel es ligeramente menor.



**Figura 3.25** Resultados factor de seguridad del pin (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.25 se observa cómo se comporta el factor de seguridad a lo largo del ciclo termodinámico del motor.

En la tabla 3.7 se exponen los resultados de la simulación en donde se puede comparar la diferencia del factor de seguridad solo aplicando la fuerza generada por los combustibles y con el análisis termo-estructural donde se toma en cuenta la temperatura.

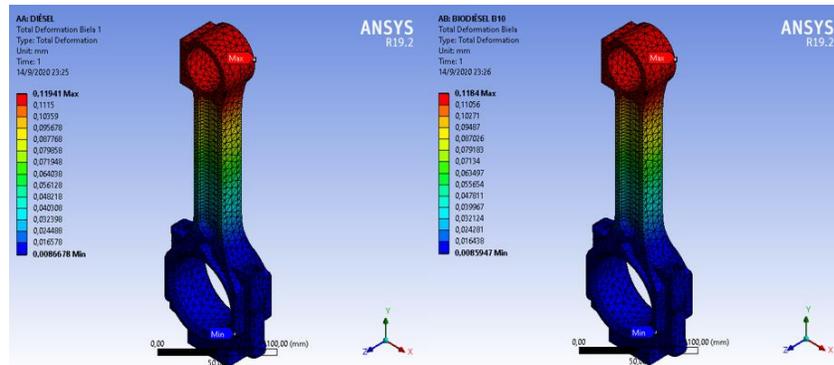
**Tabla 3.7** Coeficiente de seguridad del pin.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Diésel	15	15	1,2108	15
Biodiésel B10	15	15	1,2225	15

### 3.3. ANÁLISIS DE LA BIELA

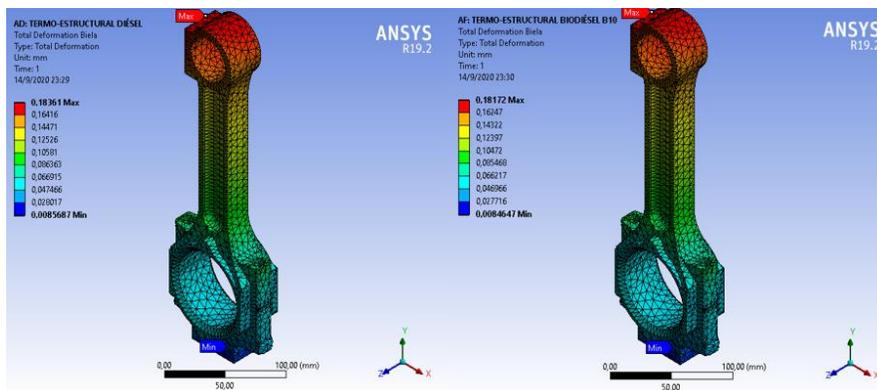
#### 3.3.1. DEFORMACIÓN

El análisis de la biela se lo realizó en un sistema estático con las condiciones ya mencionadas anteriormente obteniendo así la deformación total del elemento como se puede apreciar a continuación:



**Figura 3.26** Deformación de la biela (Análisis estructural)

La figura 3.26 muestra la deformación de la biela aplicando la fuerza que generan los dos tipos de combustibles, siendo la zona de mayor valor las de (color rojo).



**Figura 3.27** Deformación de la biela (Análisis termo-estructural)

La figura 3.27 indica la deformación de la biela cuando está sometida a las fuerzas de los combustibles y la temperatura de funcionamiento del motor, existe un incremento de los resultados en comparación con el análisis estructural.

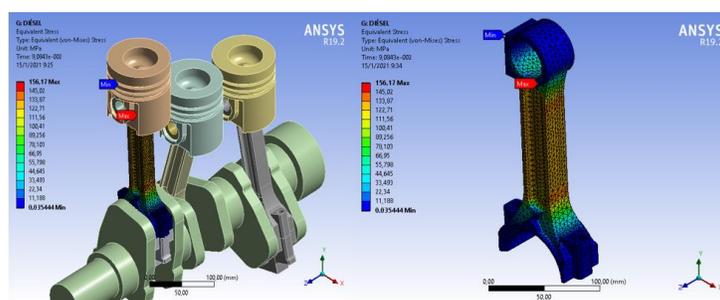
En la tabla 3.8 se registran los resultados obtenidos de la deformación de la biela empleando diésel convencional y biodiésel B10 de higuera siendo el resultado de este último ligeramente menor y el valor mínimo es igual en ambos casos.

**Tabla 3.8** Resultados deformación de la biela.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (mm)	Máxima (mm)	Mínima (mm)	Máxima (mm)
Diésel	$8,67 \times 10^{-3}$	$1,19 \times 10^{-1}$	$8,57 \times 10^{-3}$	$1,84 \times 10^{-1}$
Biodiésel B10	$8,59 \times 10^{-3}$	$1,18 \times 10^{-1}$	$8,46 \times 10^{-3}$	$1,82 \times 10^{-1}$

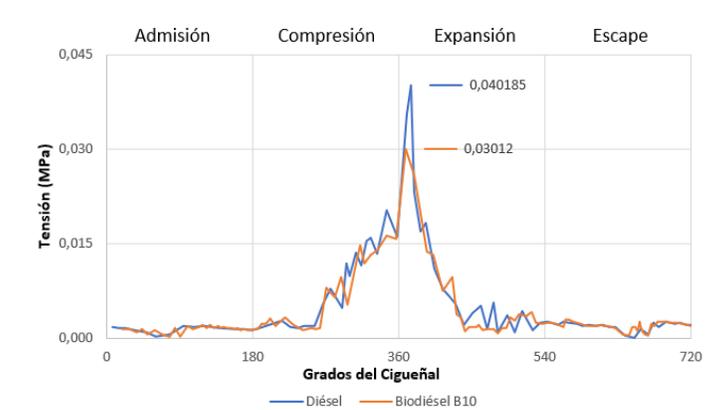
### 3.3.2. TENSIÓN MÍNIMA Y MÁXIMA

Para el estudio de la biela se cambió el estado de este elemento de rígido a flexible para trabajar con los mismos parámetros establecidos anteriormente y obtener resultados solo de la pieza seleccionada, mientras que los demás elementos que conforman el conjunto móvil se asignó una condición de cuerpo rígido.

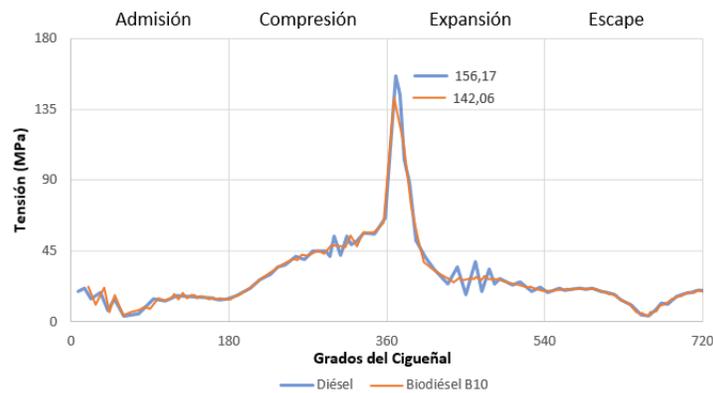


**Figura 3.28** Tensión equivalente de la biela (Análisis estructural)

En la figura 3.28 se contemplan los valores de la tensión equivalente de Von-Mises empleando diésel, al ser el mismo modelo se aprecian las zonas de mayores esfuerzos, siendo las partes más cercanas al color rojo los valores máximos.

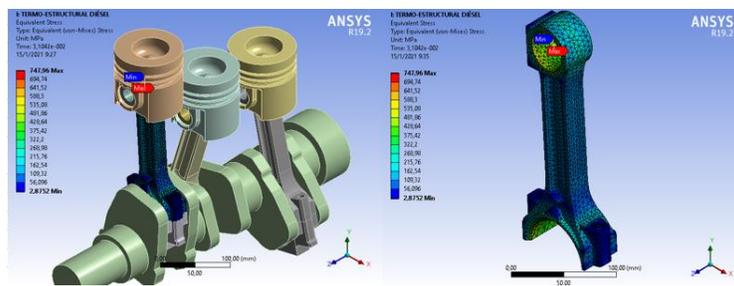


**Figura 3.29** Tensión mínima equivalente de la biela (Análisis estructural)



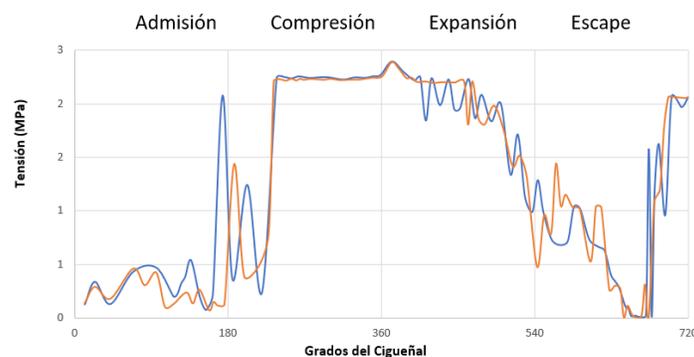
**Figura 3.30** Tensión máxima equivalente de la biela (Análisis estructural)

En las figuras 3.29 y 3.30 se puede apreciar el comportamiento del esfuerzo mínimo y máximo de la biela al aplicar solo la fuerza que generan los dos combustibles estudiados, al utilizar diésel la tensión es ligeramente mayor comparada con el biodiésel.

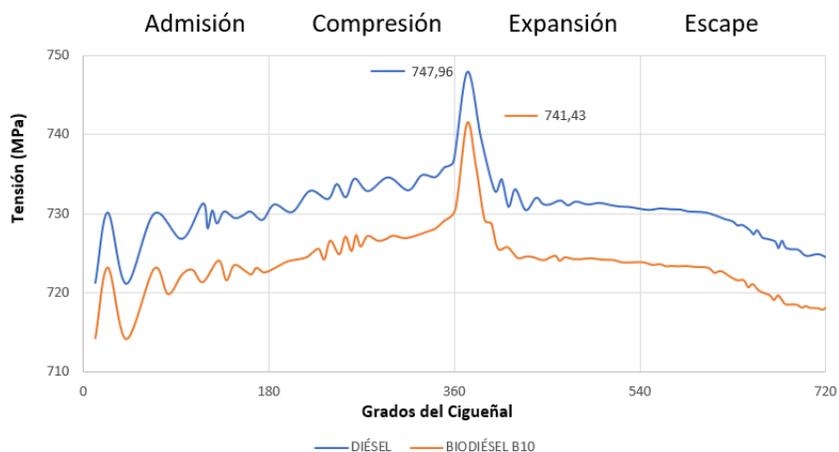


**Figura 3.31** Tensión equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.31 se notan las zonas donde se produce la tensión equivalente de Von-Mises empleando diésel, al ser el mismo diseño se espera la concentración de fuerzas en las mismas zonas empleando cualquiera de los dos combustibles.



**Figura 3.32** Tensión mínima equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)



**Figura 3.33** Tensión máxima equivalente de la biela (Análisis termo-estructural)

En las figuras 3.32 y 3.33 se observa el comportamiento del esfuerzo mínimo y máximo de la biela en un análisis termo-estructural, el mayor esfuerzo de la biela se da en el tiempo de expansión, además la interacción de las tensiones es similar con los dos tipos de combustibles siendo el valor del diésel mayor en comparación con el biodiésel B10.

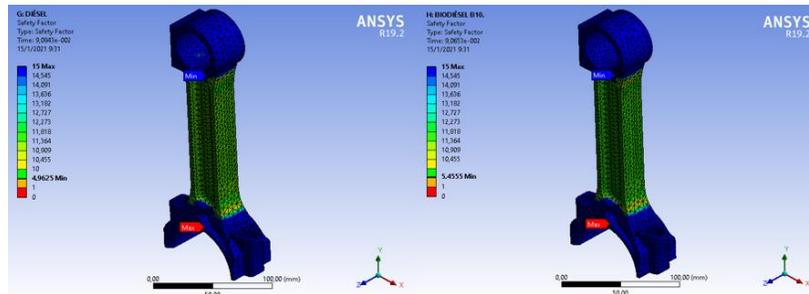
La tabla 3.9 registra los valores más importantes de esfuerzos que realiza la biela en un ciclo de funcionamiento a 2000 rpm, aunque la biela no alcanza las altas temperaturas del pistón, sus esfuerzos aumentan cuando el motor eleva su temperatura al estar en funcionamiento.

**Tabla 3.9** Resultados de las tensiones de la biela.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)
Diésel	$3,54 \times 10^{-2}$	156,17	2,98	747,96
Biodiésel B10	$3,01 \times 10^{-2}$	142,06	2,86	741,43

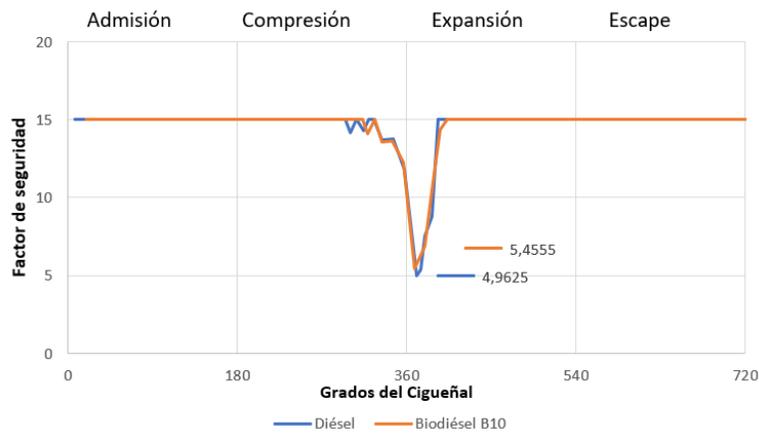
### 3.3.3. FACTOR DE SEGURIDAD

Se determinó el factor de seguridad aplicando las fuerzas de los combustibles, a través de la simulación se notan los lugares donde el coeficiente es más bajo lo que quiere decir que hay mayor concentración de esfuerzos, el estrés máximo se ubica en el cuerpo de la biela.



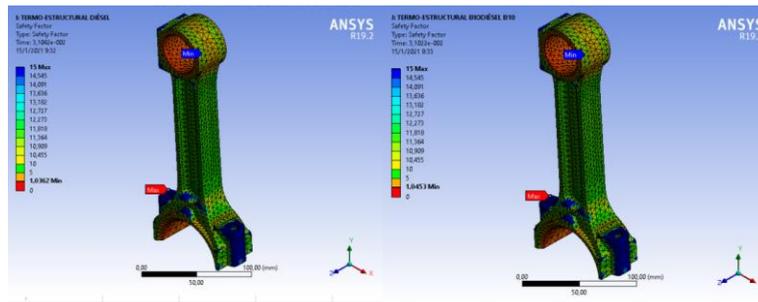
**Figura 3.34** Factor de seguridad de la biela (Análisis estructural)

En la figura 3.34 se exponen las zonas donde la biela varía su coeficiente de seguridad siendo la parte superior del cuerpo de biela sufre mayor tensión, al usar el biodiésel se tiene un mayor factor de seguridad lo que significa que se producen menos esfuerzos al emplear este combustible, pero cabe mencionar que la diferencia es mínima.



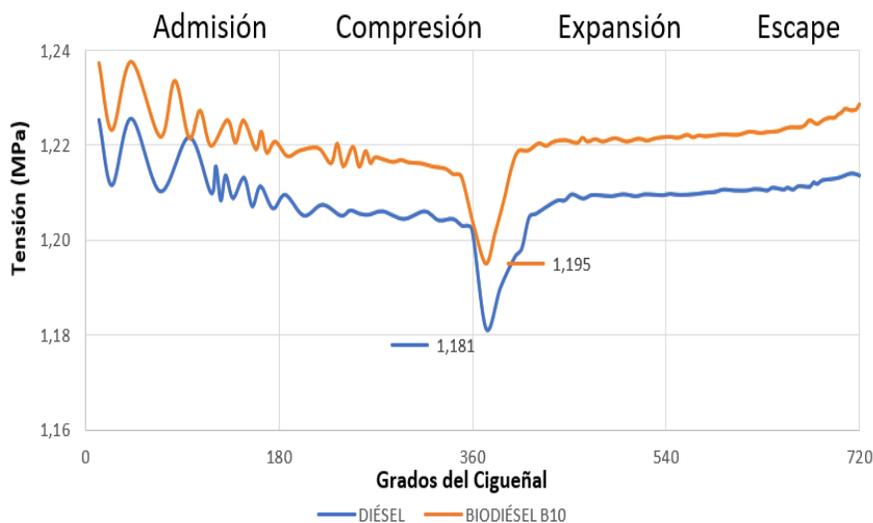
**Figura 3.35** Resultados factor de seguridad de la biela (Análisis estructural)

En la figura 3.35 se evidencia el comportamiento del factor de seguridad en función de un ciclo del motor donde es menor al momento en que sucede la combustión.



**Figura 3.36** Factor de seguridad de la biela (Análisis termo-estructural)

La figura 3.36 muestra el factor de seguridad de la biela trabajando a elevadas temperaturas de funcionamiento, con el análisis termo-estructural el factor de seguridad disminuye en comparación del análisis estructural.



**Figura 3.37** Resultados factor de seguridad de la biela (Análisis termo-estructural)

La figura 3.37 indica el comportamiento del factor de seguridad, donde este valor es mayor a 1 lo que garantiza que el elemento no tendrá fallas con ninguno de los dos tipos de carburantes, sin embargo, el biodiésel produce una mayor fiabilidad en el diseño, aunque la diferencia es mínima.

En la tabla 3.10 se contemplan los valores de los coeficientes de seguridad tanto del diésel como biodiésel, siendo en ambas situaciones un valor mayor a 1, lo que significa que no existen fallas en el elemento al trabajar con estos combustibles.

**Tabla 3.10** Coeficiente de seguridad de la biela.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Diésel	4,9625	15	1,0362	15
Biodiésel B10	5,4555	15	1,0453	15

### 3.4. ANÁLISIS DEL CIGÜEÑAL

#### 3.4.1. DEFORMACIÓN

Para el análisis del cigüeñal se utilizó un sistema estático para obtener la deformación aplicando la fuerza en cada uno de los pistones, se aprecia la deformación aplicando los dos tipos de combustible, el pistón número uno está en tiempo de expansión y los resultados se muestran en las siguientes ilustraciones.

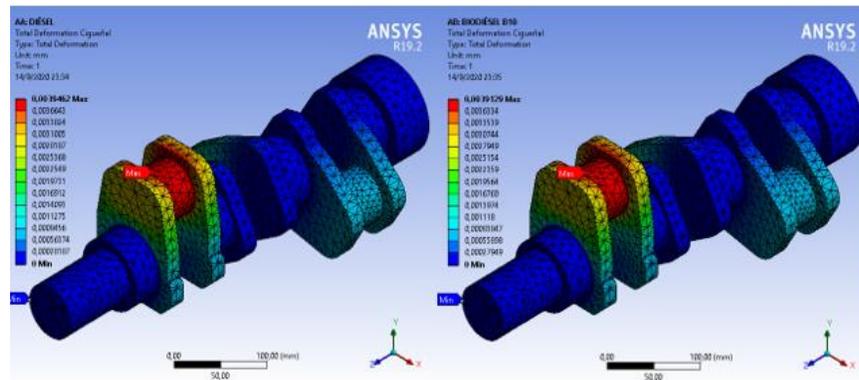


Figura 3.38 Deformación del cigüeñal (Análisis estructural)

En la figura 3.38 se presenta la deformación que ocurre en el cigüeñal, las partes más afectadas son las que están cercanas al codo de biela del pistón 1 debido a que está en la fase de combustión, la variación es mínima comparando los dos tipos de combustibles, siendo la del diésel ligeramente mayor.

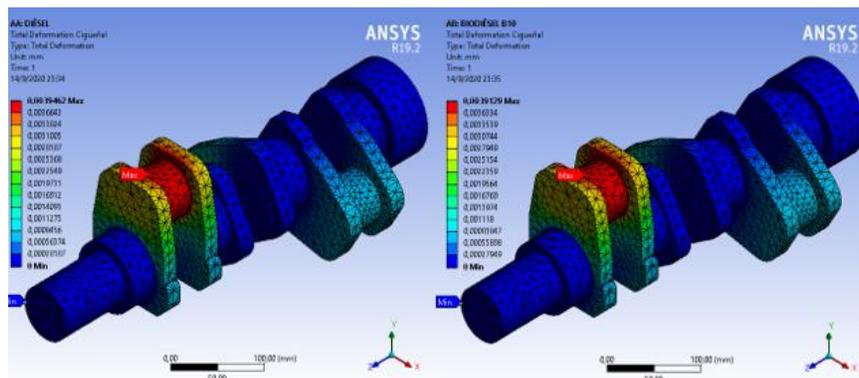


Figura 3.39 Deformación del cigüeñal (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.39 se aprecia la deformidad del cigüeñal en un análisis termo-estructural, siendo las partes de los codos la más afectada debido a las altas temperaturas de funcionamiento del motor.

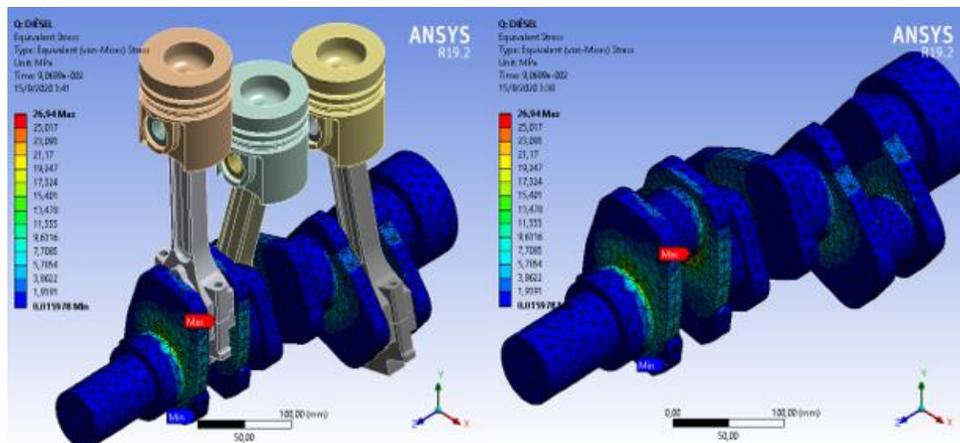
La tabla 3.11 detalla los resultados obtenidos de la deformación del cigüeñal empleando diésel convencional y biodiésel de higuerilla.

**Tabla 3.11** Resultados deformación del cigüeñal.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (mm)	Máxima (mm)	Mínima (mm)	Máxima (mm)
Diésel	0	$3,95 \times 10^{-3}$	0	$1,23 \times 10^{-1}$
Biodiésel B10	0	$3,61 \times 10^{-3}$	0	$1,22 \times 10^{-1}$

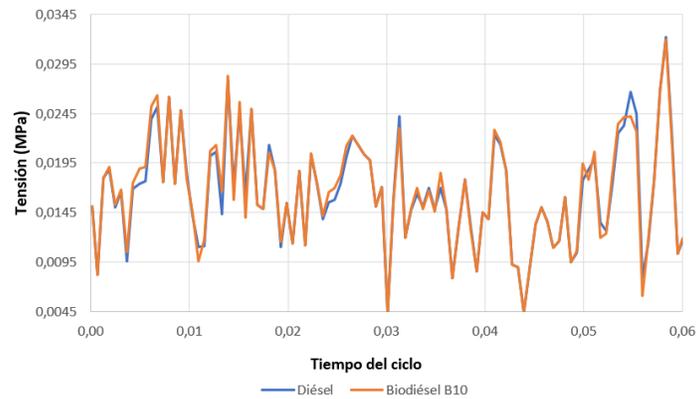
### 3.4.2. TENSION MÍNIMA Y MÁXIMA

En el cigüeñal se realizó un estudio de tensiones en un intervalo de 0.06 segundos que dura un ciclo termodinámico, como resultado se obtuvo la interacción de fuerzas de los 3 pistones en los correspondientes a cada codo del elemento.

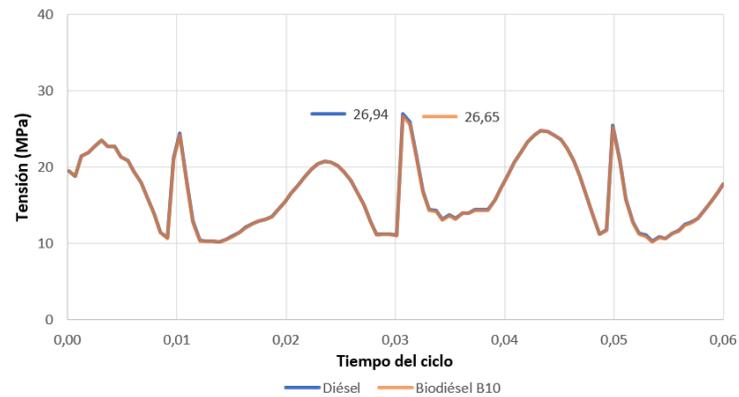


**Figura 3.40** Tensión equivalente del cigüeñal (Análisis estructural)

En la figura 3.40 se observan las zonas donde interactúan los esfuerzos en el cigüeñal, el pistón 1 está en el tiempo de expansión, donde las zonas de mayores esfuerzos son las partes de los codos.

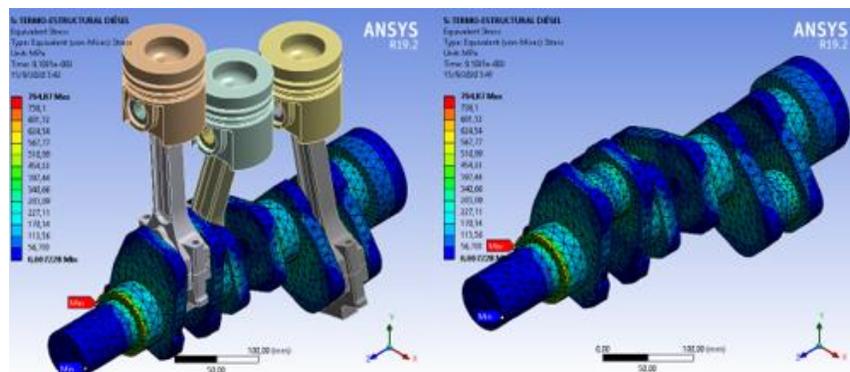


**Figura 3.41** Resultados de la tensión mínima del cigüeñal (Análisis estructural)



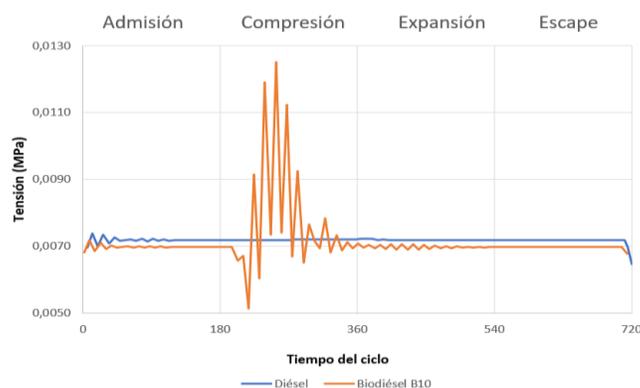
**Figura 3.42** Resultados de la tensión máxima del cigüeñal (Análisis estructural)

En las figuras 3.41 y 3.42 se comparan los resultados de tensión mínima y máxima que suceden en el cigüeñal cuando está en funcionamiento, hay tres picos donde los esfuerzos son mayores como resultado de autoencendido de combustible en cada uno de los cilindros.

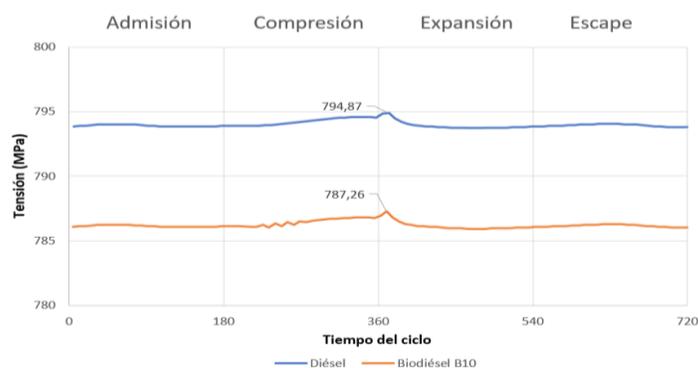


**Figura 3.43** Tensión equivalente del cigüeñal (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.43 se puede ver las zonas de mayores esfuerzos al estar trabajando el cigüeñal a altas temperaturas y con la respectiva fuerza del combustible a 2000 rpm.



**Figura 3.44** Resultados de la tensión mínima del cigüeñal (Análisis termo-estructural)



**Figura 3.45** Resultados de la tensión máxima del cigüeñal (Análisis termo-estructural)

Las figuras 3.44 y 3.45 muestran cómo actúan las fuerzas de tensión mínima y máxima en un ciclo termodinámico, como resultado al utilizar biodiésel los esfuerzos son menores.

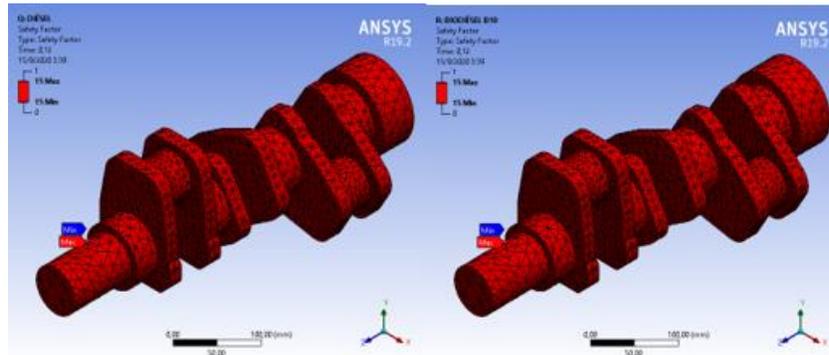
En la tabla 3.12 se detallan los resultados más importantes de los esfuerzos que actúan en el cigüeñal, en un análisis termo-estructural la diferencia de los valores es considerable cuando el motor trabaja a altas temperaturas.

**Tabla 3.12** Resultados de las tensiones del cigüeñal.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)	Mínima (MPa)	Máxima (MPa)
Diésel	$1,60 \times 10^{-2}$	26,94	$7,23 \times 10^{-3}$	794,87
Biodiésel B10	$1,57 \times 10^{-2}$	26,65	$7,09 \times 10^{-3}$	787,26

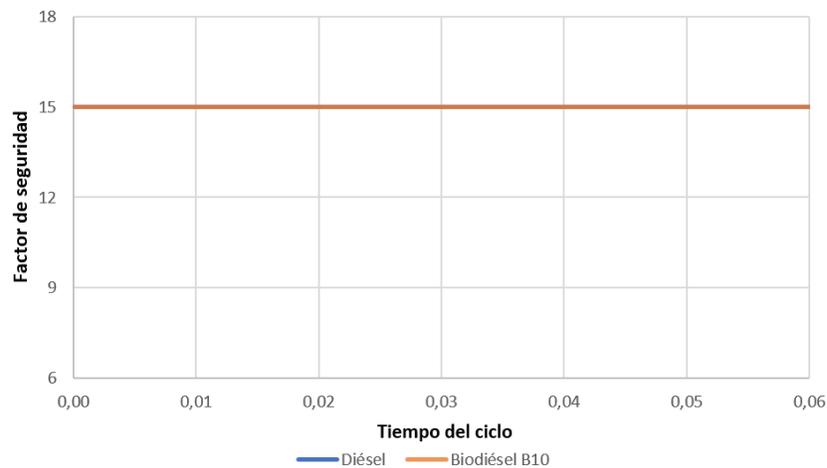
### 3.4.3. FACTOR DE SEGURIDAD

Obtenidos los esfuerzos se puede ver las zonas donde el factor de seguridad es menor empleando tanto diésel como biodiésel, tomando en cuenta las propiedades asignadas al elemento, se nota que su coeficiente de seguridad es mayor a 15.



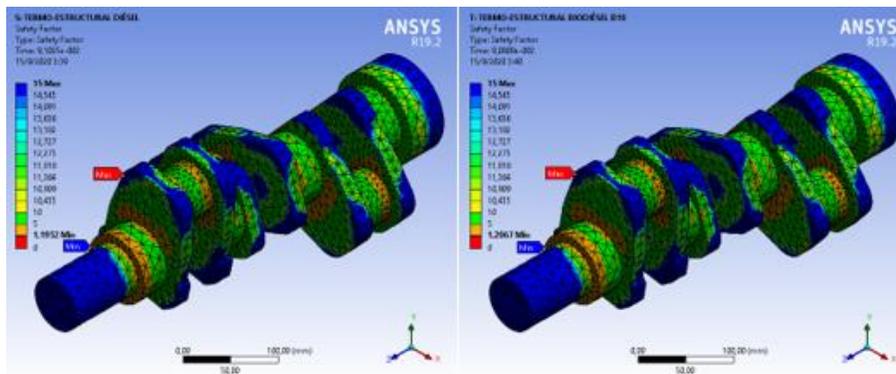
**Figura 3.46** Factor de seguridad del cigüeñal (Análisis estructural)

En la figura 3.46 se indica el factor de seguridad, en los dos casos es mayor a 15 lo que significa que las fuerzas de los combustibles no afectan al elemento, sin embargo, con la variación de la temperatura este valor disminuye.



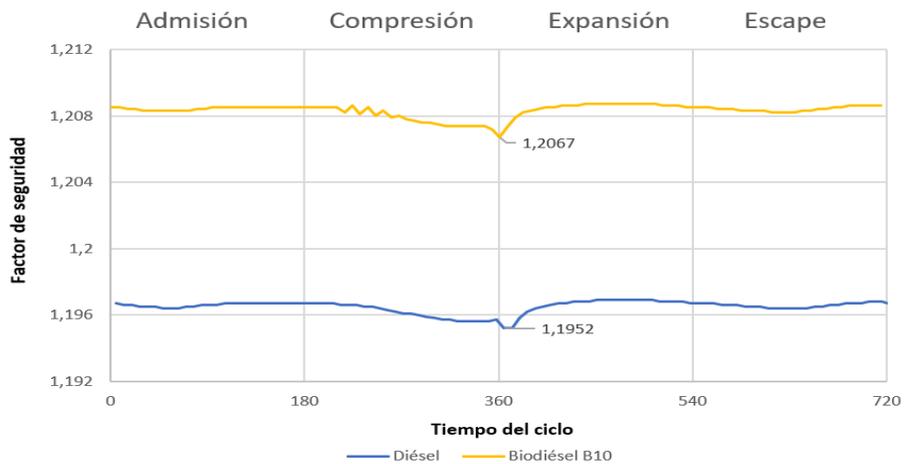
**Figura 3.47** Resultados de factor de seguridad del cigüeñal (Análisis estructural)

En la figura 3.47 se contempla el comportamiento del factor de seguridad en un ciclo termodinámico cuyo valor es superior a 15.



**Figura 3.48** Factor de seguridad del cigüeñal (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.48 se aprecia el coeficiente de seguridad cuando el motor se encuentra en funcionamiento, las zonas más afectadas son en el eje y en los codos del cigüeñal.



**Figura 3.49** Resultados de factor de seguridad del cigüeñal (Análisis termo-estructural)

En la figura 3.49 se representa el comportamiento del factor del cigüeñal cuando el motor está sometido a altas temperaturas de trabajo, el valor mínimo se da cuando el pistón 1 está en tiempo de expansión.

La tabla 3.13 expresa los valores del coeficiente de seguridad cuando el cigüeñal está sometido a la fuerza de los pistones y a la temperatura, los valores son mayores a 1 al utilizar cualquiera de los dos combustibles de la investigación.

**Tabla 3.13** Coeficiente de seguridad del cigüeñal.

Combustible	ANÁLISIS ESTRUCTURAL		ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL	
	Mínimo	Máximo	Mínima	Máxima
Diésel	15	15	1,1952	15
Biodiésel B10	15	15	1,2067	15

### 3.5. DISCUSIÓN

Los resultados de la simulación variaron ligeramente al comparar diésel y biodiésel B10, existe una disminución de la deformación, esfuerzos y el factor de seguridad al utilizar el combustible alternativo, sin embargo, esta variación no afectara a las piezas haciendo factible a este biocombustible, tanto para el uso en motores de combustión diésel y para el medio ambiente.

En la simulación que se realizó al pistón mediante un análisis estructural y termo-estructural, se observó que el biodiésel reduce el efecto de la deformación en un 0,85%, y un 0,78% respectivamente. Para las tensiones se tiene una diferencia del 1,48% en el análisis estructural y 0,04% en un termo-estructural, obteniendo con este último un factor de seguridad de 1,1504 con diésel y 1,1596 con biodiésel.

Los resultados de la biela en un análisis estructural donde solo intervienen fuerzas, se observa que al usar biodiésel la deformación se reduce en 0,85% y en un análisis termo-estructural donde se combina la fuerza con la temperatura disminuye en 1,04%. Los esfuerzos disminuyen en 9,93% y 0,88% respectivamente en cada análisis, alcanzando con el sistema termo-estructural un coeficiente de seguridad de 1,0362 con diésel y 1,0453 con biodiésel B10.

En el cigüeñal con un análisis estructural y termo-estructural las tensiones disminuyen en 1,10% y en 0,97% respectivamente dando como resultado en este último sistema un factor de seguridad de 1,1952 con diésel y 1,2067 con biodiésel, mientras que la deformación es menor en 0,85% aplicando solo la fuerza del combustible y en un 0,98% cuando se combina con la temperatura al usar el biocombustible.

## CAPÍTULO IV

### 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### CONCLUSIONES

- Un buen uso de los programas de diseño asistido por computador CAD asegura un buen modelado 3D de las piezas del conjunto móvil o cualquier otro mecanismo, para lo cual es necesario saber el correcto uso de las herramientas de medida para obtener las dimensiones correctas de los elementos, mientras más real sea el bosquejo se obtendrán mejores resultados debido a que los radios de acuerdo son pequeños no influyen de gran manera y se podrían despreciar eliminando pequeños redondeos o chaflanes, lo que haría una geometría más amigable para una posterior simulación..
- Los parámetros calculados más importantes para la simulación del conjunto móvil son la temperatura y la presión de combustión del tipo de combustible que se utilice, en la investigación se tiene una pequeña variación entre los valores encontrados empleando diésel y biodiésel B10, este último al ser una mezcla de diésel convencional y un 10% de aceite de hígado de pescado, cambia ligeramente sus propiedades, lo que hace que la combustión de este carburante genere menos fuerza en los elementos del tren alternativo.
- La simulación es de gran utilidad para ver el comportamiento de las piezas en el mundo Automotriz, los programas computacionales en la actualidad son método confiable debido a su menor costo en comparación con pruebas físicas; es necesario colocar de manera correcta las condiciones de contorno que se requieran en el análisis, un buen mallado de las piezas influye en la calidad de los resultados.
- Los resultados de la simulación variaron ligeramente al comparar diésel y biodiésel B10, existe una disminución de la deformación, esfuerzos y el factor de seguridad al utilizar el combustible alternativo, sin embargo, esta variación no afectara a las piezas; mientras que en el análisis termo-estructural arroja valores más altos ya que la influencia de la temperatura afecta de gran manera a los esfuerzos.

## RECOMENDACIONES

- Usar medidas reales en los bosquejos modelados hará que los resultados sean más apegados a la realidad, se debe usar varias herramientas de medida para tomar las dimensiones exactas de las piezas, se puede optar por usar un escáner 3D para la obtención de medidas más precisas.
- Se debe tener conocimiento del funcionamiento del motor de combustión interna o del trabajo teórico del elemento modelo con el fin de corregir errores al momento de realizar la simulación.
- Corregir errores de convergencia en el análisis, ya que imposibilitan la resolución o impiden obtener resultados correctos en la simulación, tener en cuenta las condiciones de contorno, así como conexiones y juntas dependiendo del sistema de análisis.
- Tomar en cuenta el mallado del modelo, no necesariamente un mayor número de nodos significa una mejor calidad, incluso un exceso de elemento produce una elevada densidad en el modelado, lo que hace que aumente el tiempo para generar los resultados.

## BIBLIOGRAFIA

- Aldape, E., Pirin, O., Beltrán, Y., & Picón, L. (2020). *Análisis termo-estructural de un pistón de motor de combustión interna con recubrimiento térmico*. May.
- Álvarez, J., Agramunt, I., Farrús, S., Arbolí, O., Hormigo, L., Fenollosa, A., & Ferrer, J. (2007). *Motores alternativos de combustión interna*.
- Álvarez, A., & Kindelán, J. (2017). *ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE COMBUSTIÓN Y MEJORA DE UN MOTOR CFR PARA LA MEDICIÓN DEL NÚMERO DE OCTANO (Tesis de grado)*.
- Ardeleanu, D. A., Ghica, V. G., Buzatu, M., Petrescu, M. I., Iacob, G., Novak, J., Kovács, T. A., & Buțu, M. (2018). Analysis of an automotive piston using finite element method. *UPB Scientific Bulletin, Series B: Chemistry and Materials Science*, 80(3), 195–206.  
[https://www.researchgate.net/publication/327046785\\_Analysis\\_of\\_an\\_automotive\\_piston\\_using\\_finite\\_element\\_method](https://www.researchgate.net/publication/327046785_Analysis_of_an_automotive_piston_using_finite_element_method)
- Ardila, J., Hincapié, D., & Sierra, J. (2016). Independencia De Malla En Tubos Torsionados Para Intercambio De Calor: Caso De Estudio. *Revista de La Facultad de Ciencias*, 5(1), 124–140.  
<https://doi.org/10.15446/rev.fac.cienc.v5n1.54231>
- Arnal, P., & Laguna, A. (2005). *Tractores y motores agrícolas* (Tercera). Mundi-Prema.
- Asas, J. (2017). *Caracterización y utilización del aceite obtenido de las semillas de girasol para determinar los parámetros de funcionamiento del motor de combustión interna ciclo diesel en proporciones de 2%, 5%, 10%, 15%, 25% y 50% cuando se lo utiliza como biocombusti.*
- Ashby, M., & Jones, D. (2008). *Materiales para ingeniería Introducción a las propiedades de diseño* (E. Reverte (ed.); 1st ed.). Departamento de Ingeniería, Universidad de Cambridge, UK.  
[https://books.google.es/books?id=nrLSqjbHEl0C&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs\\_ge\\_summary\\_r&cad=0#v=onepage&q&f=false](https://books.google.es/books?id=nrLSqjbHEl0C&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false)
- B T, R., Koppad, V., & Raju, H. (2017). Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials. *World Journal of Research and Review ( ISSN:2455-3956)*, 04(January), 33–39.
- Báez, O. (2015). Análisis de la eficiencia energética de un motor diésel electrónico usando

- biodiésel (Tesis de grado). In *Nhk* 技研. Universidad técnica del Norte, Ibarra, Ecuador.  
<http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/4945/>
- Barreto, W., & Jiménez, J. (2013). *Análisis Del Tren Alternativo Del Motor Que Funciona a Hidrógeno Versus El Motor a Gasolina (Tesis de grado)* [Escuela politécnica del ejército ESPE, Quito, Ecuador]. <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/7016>
- Bazantes, P., & Yándun, J. (2015). Modernación y determinación de los parámetros de tiempo real de los bancos de pruebas ciclo otto y diésel (Tesis de grado). In *Espe*. Universidad de las fuerzas armadas ESPE, Sangolquí, Ecuador.
- Becerra, J. (2007). *METODOLOGÍA PARA EL ESTUDIO DE LAS CAUSAS DE ROTURA DE CIGÜEÑALES EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS Y COMPRESORES ALTERNATIVOS. APLICACIÓN EN UN MODELO DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO*. Universidad de Sevilla.
- Bello, A., & Rios, A. (2018). *Modelamiento y simulación computacional de la distribución de temperatura de un pistón de un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada. 2*.  
<https://doi.org/10.20961/ge.v4i1.19180>
- Benavides, A., Benjumea, P., & Pashova, V. (2007). Castor Oil Biodiesel As an Alternative Fuel for Diesel Engines. *Dyna*, 74(153), 141–150.
- Benjumea, P., Agudelo, J., & Cano, G. (2004). *ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LAS VARIABLES QUE AFECTAN LA REACCIÓN DE DE TRANSESTERIFICACIÓN DEL ACEITE CRUDO DE PALMA PARA LA PRODUCCIÓN DE BIODIESEL. 24, 6*.
- Berglund, H., & Öhrblad, H. (2008). *Component Meshing Methodology (Tesis magistral)*.
- Bhagat, A., Jibhakate, Y., & Chimote, K. (2018). Thermal analysis and optimization of I.C. engine pistón using finite element method. *Altair Technology Conference, August*, 1–8.  
<https://www.researchgate.net/publication/326770156%0AThermal>
- Bhuiya, M. M., MG, R., MMK, K., Ashwath, N., & AK, A. (2016). *Prospects of 2nd generation biodiesel as a sustainable fuel—Part: 1 selection of feedstocks, oil extraction techniques and conversion technologies*. 1109. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.04.163>
- Biunetti, F. (2012). *Motores de combustion Interna - Volume 1*. 160.  
<https://doi.org/10.3748/wjg.v22.i5.1787>
- Boada, M. (2016). *Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y*

- combustible extranjero (Tesis de grado)*. Universidad Tecnológica Equinoccial, Quito, Ecuador. <http://repositorio.ute.edu.ec/xmlui/handle/123456789/14087>
- Bosch. (2014). Diesel Engine Management. In K. Reif (Ed.), *Diesel Engine Management*. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-03981-3>
- Bottini, R., Petras, J. C., & Cavalieri, M. (2016). *Influencia de las fuerzas alternativas de inercia en el diseño de resistencia de bielas en motores de elevadas vueltas*. 379–390.
- Bruno, L. (2019). Temperatura y dilatación. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53, Issue 9, pp. 1689–1699). Universidad Nacional de Rosario. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Bucki, M., Lobos, C., Payan, Y., Hitschfeld, N., Bucki, M., Lobos, C., Payan, Y., & Hitschfeld, N. (2011). *Jacobian-based repair method for finite element meshes after registration*.
- Buyukkaya, E., & Cerit, M. (2007). Thermal analysis of a ceramic coating diesel engine piston using 3-D finite element method. *Surface and Coatings Technology*, 202(2), 398–402. <https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2007.06.006>
- Canakci, M., & Gerpen, J. Van. (2001). *A Pilot Plant to Produce Biodiesel from High Free Fatty Acid Feedstocks*. 0300(xx), 1–19.
- Canoira, L., García, J., Alcántara, R., Lapuerta, M., & García-Contreras, R. (2010). Fatty acid methyl esters (FAMES) from castor oil: Production process assessment and synergistic effects in its properties. *Renewable Energy*, 35(1), 208–217. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.05.006>
- Celik, A., Yilmaz, M., & Yildiz, O. F. (2020). Improvement of diesel engine startability under low temperatures by vortex tubes. *Energy Reports*, 6, 17–27. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2019.11.027>
- Chamorro, E., & Lara, O. (2018). *Modelación y simulación de los inyectores HEUI de un motor Cat C7 (Tesis de grado)*. Universidad técnica del Norte, Ibarra, Ecuador. <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/7984>
- Chougule, S. S., & Khatawate, V. H. (2013). Piston Strength Analysis Using FEM. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)*, 3(2), 1724–1731. <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/summary?doi=10.1.1.414.8690>
- Cisneros, S. (2018). *Repotenciación de un motor de combustión interna Diésel (Tesis de grado)*.

- Universidad San Francisco, Quito, Ecuador.  
<http://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/8021>
- Córdoba, O. (2012). Comportamiento ecofisiológico de variedades de higuera (*Ricinus communis* L.) para la producción sostenible de aceite y biodiesel en diferentes agroecosistemas (Tesis Doctoral). *Core.Kmi.Open.Ac.Uk*, 137.  
<http://core.kmi.open.ac.uk/download/pdf/11058216.pdf>
- Coulson, J., & Richardson, J. (2004). *Ingeniería química* ( local B. Loreto, 13-15 (ed.); Tercera). Reverté S.A.
- Dávalos, E. (2020). *MODELO NUMÉRICO CFD DEL TÚNEL DE CARGA, TUBERÍA A PRESIÓN Y DISTRIBUIDORES UTILIZANDO EL PAQUETE COMPUTACIONAL ANSYS FLUENT. CASO DE APLICACIÓN PROYECTO HIDROELECTRICO SOPLADORA (Tesis magistral)*.
- Demirbas, A., Bafail, A., & Ahmad, W. (2016). *Biodiesel production from non-edible plant oils*. 34, 290. <https://doi.org/10.1177/0144598716630166>
- Díaz, U. (2017). *Aplicación Informática sobre android para el diseño de volantes de inercia (Trabajo de grado)*. [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/27283/TFG\\_Ulises\\_Martin\\_Diaz.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/27283/TFG_Ulises_Martin_Diaz.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Divyarathi, M. R. H. K. (2017). Design and Fatigue Life Estimation of Diesel Engine Piston. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 4(6), 3307–3312.  
<https://irjet.net/archives/V4/i6/IRJET-V4I6792.pdf>
- Dixit, S., Kumar, A., Kumar, S., Waghmare, N., Thakur, H. C., & Khan, S. (2020). CFD analysis of biodiesel blends and combustion using Ansys Fluent. *Materials Today: Proceedings*, xxxx. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.12.362>
- Echeverría, F. (2016). *Análisis y Cálculos del Motor (2TR-FE) 2.7 Litros VVT-i de la camioneta Toyota Hilux*. Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador.  
<http://repositorio.uisek.edu.ec/123456789/1610>
- Echeverría, J. (2018). *Análisis de las propiedades fisicoquímicas del biodiésel a base de aceite de higuera B10 (Tesis de grado)*.
- Edel, C. (2007). *Utilización del biogás como combustible en motores de combustión interna*

- diésel (Tesis de grado)*. Universidad Central “Marta Abreu” de las Villas, Santa Clara, Cuba. <http://cenida.una.edu.ni/Tesis/tnh60s164e.pdf>
- Eduardo, D., Perez, A., Augusto, C., Ramirez, T., & Plazas, J. P. (2011). *bajo la Norma NTC de 100 / 04 y medición de poder calorífico*. 73–80.
- El-Din, M. R. N., Mishrif, M. R., Gad, M. S., & Keshawy, M. (2019). Performance and exhaust emissions of a diesel engine using diesel nanoemulsions as alternative fuels. *Egyptian Journal of Petroleum*, 28(2), 197–204. <https://doi.org/10.1016/J.EJPE.2019.03.004>
- Erazo, G. (2017). *Caracterización y utilización del aceite obtenido de las semillas de girasol para determinar los parámetros de funcionamiento del motor de combustión interna ciclo diesel en proporciones de 2%, 5%, 10%, 15%, 25% y 50% cuando se lo utiliza como biocombusti*. <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/13200/1/T-ESPEL-MAI-0580.pdf>
- Erazo, J. (2013). Analisis Del Comportamiento De Un Motor De Combustion Interna a Gasolina De 4 Cilindros 1800Cc Del Vehiculo Chevrolet Optrá Limited (Tesis de grado). *Journal of Chemical Information and Modeling*, 53(9), 1689–1699. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Erdiwansyah, Mamat, R., Sani, M. S. M., Sudhakar, K., Kadarohman, A., & Sardjono, R. . (2019). An overview of Higher alcohol and biodiesel as alternative fuels in engines. *Energy Reports*, 5, 467–479. <https://doi.org/10.1016/J.EGYR.2019.04.009>
- Escobar, A. (2015). *Diseño y Construcción de un opacímetro para motores Diesel (Tesis de grado)*.
- Estévez, J., & Pinto, L. (2015). *Reparación del motor y los distintos sistemas de un tractor grícola internacional 523 (Tesis de grado)*. Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Ecuador.
- Etxeita, A. (2019). *Análisis de un motor de cuatro tiempos en ANSYS*. Universidad del País Vasco, Bilbao, España. <https://addi.ehu.eus/handle/10810/36495>
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de materiales* (Sergio R. Cervantes González (ed.); Séptima). Timoteo Eliosa García.
- Gobierno Nacional del Ecuador. (2017). Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021. In *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*. <https://doi.org/10.1109/CDC.2014.7039974>

- Gómez, S. (2018). *ANÁLISIS TENSIONAL DE UN CIGÜEÑAL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS*.
- González, A., & Sanz, J. (2016). *Diseño de una biela para un motor de combustión (Tesis de grado)*. Universidad de Valladolid.
- González, D. (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares* (C. Lara (ed.); 2nd ed.). Paraninfo, SA.
- Guardiola, C., Ruiz, S., Pla, B., & Blanco, D. (2014). *Motores térmicos para ingeniería mecánica*. Universidad Técnica de Valencia.
- Guillamón, M., Pérez, M., Cil, J., Vicente, F., Martínez, R., & Cárcel, F. (2019). *Problemas de ciencia de materiales*. 302. [https://elibro-net.unileon.idm.oclc.org/es/ereader/unileon/111490?as\\_publisher\\_name=Editorial\\_\\_de\\_\\_la\\_\\_Universidad\\_\\_Politécnica\\_\\_de\\_\\_Valencia&as\\_publisher\\_name\\_op=unaccent\\_\\_iexact&fs\\_page=2&prev=as](https://elibro-net.unileon.idm.oclc.org/es/ereader/unileon/111490?as_publisher_name=Editorial__de__la__Universidad__Politécnica__de__Valencia&as_publisher_name_op=unaccent__iexact&fs_page=2&prev=as)
- Haro, K., & Haro, D. (2017). *Análisis del sobrecalentamiento y deformación de la culata de cilindros y junta de culata de un motor Hino 205 (Tesis de grado)*. Universidad técnica del Norte, Ibarra, Ecuador. [http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/7869/1/04 MAUT 035 TRABAJO DE GRADO.pdf](http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/7869/1/04%20MAUT%20035%20TRABAJO%20DE%20GRADO.pdf)
- Havale, S. A., & Wankhade, P. S. (2017). Design , Thermal Analysis and Optimization of a Piston Using Ansys. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 1311–1317.
- Imbaquingo, R. (2014). Caracterización, Diseño y Simulación de un Guardafango del Vehículo Chevrolet Aveo Constituido con Material Compuesto a base de Resina Epoxi y Refuerzo de Fibras Orgánicas. *Panorama*, 5–20.
- Imbaquingo, R., Melo, J., Mafla, C., & Benavides, I. (2018). *Determinación de la capacidad mecánica de las bielas de los vehículos Kia Rio, Corsa Evolution y Volkswagen Gol mediante FEM y ensayos experimentales*. 8, 95–109.
- Jiménez, C. (2018). *Temperatura Y Expansión Térmica* (p. 28). Instituto Tecnológico de Costa Rica. [https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10177/Temperatura y expansión térmica.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10177/Temperatura%20y%20expansi%C3%B3n%20t%C3%A9rmica.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Jóvaj, M. (1982). *Motores de automovil*. <https://es.slideshare.net/LuisaSalazar1/motores->

deautomoviljovaj

- Juca, K. (2015). *Identificación de espectros acústicos en motores de combustión interna a través del análisis en tiempos cortos (Tesis de grado)*. Universidad Técnica Salesiana SEDE CUENCA. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/8918/1/UPS-CT005159.pdf>
- Kates, E., & Luck, W. (2003). *Motores diésel y de gas de alta compresión* (S. . Reverté (ed.); Segunda). Loreto.
- Liu, F., Zhang, Z., Wu, H., Li, Y., Ma, Y., Li, X., & Du, W. (2017). An investigation on a diesel jet's ignition characteristics under cold-start conditions. *Applied Thermal Engineering*, *121*, 511–519. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.133>
- Llagarí, J., & Valle, D. (2012). *ANÁLISIS DE LAS FALLAS DEL TREN ALTERNATIVO DEL MOTOR OPEL - CORSA 1600 MEDIANTE EL USO DE HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES (Tesis de grado)*.
- LLangarí, J., & Valle, D. (2012). *Análisis de fallas del tren alternativo del motor Opel-Corsa 1600 mediante el uso de herramientas computacionales (Tesis de grado)*. Universidad Politécnica del ejercito, La Tacunga, Ecuador.  
<http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/5485/T-ESPEL-0931.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Mafla, C., Benavides, I., & Hernández, E. (2017). *Comparación de la producción de hollín con B5 a base de aceite de ricino con diésel fósil en motores de compresión Comparison of soot production with B5 based on castor oil with fossil diesel in compression engines*. *2(6)*, 1–8.
- Martínez, C. (2014). *Potenciación De Un Motor Diesel De Gran Cilindrada (Trabajo de grado)*. Universidad Técnica de Valencia.  
[https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/49883/TRABAJO\\_DEFINITIVO\\_14046725628212035316914934558130.pdf?sequence=3](https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/49883/TRABAJO_DEFINITIVO_14046725628212035316914934558130.pdf?sequence=3)
- Martínez, F., & Barroso, A. (2013). Mejoras en la construcción de camisas de cilindro de motores de combustión interna ciclo diesel. *Revista de Metalurgia*, *49(2)*, 100–110.  
<https://doi.org/10.3989/revmetalm.1228>
- Martinez, P. (2017). *SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN PROCESO DE CORTE ORTOGONAL.*
- Mateus, J., Anes, V., Galvão, I., & Reis, L. (2019). Failure mode analysis of a 1.9 turbo diesel engine crankshaft. *Engineering Failure Analysis*, *101*, 394–406.

- <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.04.004>
- MatWeb. (n.d.). *MatWeb*. <http://www.matweb.com/index.aspx>
- Matyukhin, L. M. (2018). *The alternative method of the estimate of the quality of gas–exchange processes in the internal–combustion engine*. 31–42.
- Mehmood, A., Kumar Singh, A., & Kumar, A. (2018). Numerical validation of thermal analysis of an automobile piston using ANSYS. *International Journal of Research in Engineering and Innovation*, 2(4), 384–391. <http://www.ijrei.com>
- Mekonen, A., Yosiph, B., & Dawit, J. B. (2019). *Finite Element Analysis of Fatigue Life Prediction for Connecting Rod Using Aluminum and Steel Alloy Materials*. 6(9), 417–428.
- Mirzaie, T., Mirzadeh, H., & Cabrera, J.-M. (2016). *Una ecuación constitutiva simple de Zerilli-Armstrong para modelar y predecir la tensión de flujo de deformación en caliente de aceros*. 94.
- Molina, I., & Vilaña, D. (2018). *Simulación numérica de contacto entre superficies con movimiento relativo para predicción de desgastes en cojinetes de fricción de aleación de aluminio*. Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.  
<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/19315/1/CD-8684.pdf>
- Noroña, M., Reyes, G., Cañizares, F., & Villacres, A. (2017). Análisis mecánico del brazo de biela mediante norma ASTM e8. *INNOVA Research Journal*, 2(5), 190–204.  
<https://doi.org/10.33890/innova.v2.n5.2017.184>
- Ogunkunle, O., & Ahmed, N. A. (2019). A review of global current scenario of biodiesel adoption and combustion in vehicular diesel engines. *Energy Reports*, 5, 1560–1579.  
<https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.10.028>
- Ortiz, D. (2016). Trabajo Fin de Grado. *Zaguan.Unizar.Es*, 157.  
<http://zaguan.unizar.es/TAZ/EUCS/2014/14180/TAZ-TFG-2014-408.pdf>
- Prakash, S. O., Natrayan, M., & Dinesh Kumar, R. (2018). Optimization of Connecting Rod for Weight Reduction by Finite Element Analysis. *International Research Journal of Automotive Technology (IRJAT)*, 1(6), 80–87.  
<http://www.mapletreejournals.com/index.php/IRJAT>
- Praptijanto, A., Muharam, A., Nur, A., & Putrasari, Y. (2015). Effect of Ethanol Percentage for Diesel Engine Performance Using Virtual Engine Simulation Tool. *Energy Procedia*, 68,

- 345–354. <https://doi.org/10.1016/J.EGYPRO.2015.03.265>
- Prawoto, Y., Fanone, M., Shahedi, S., Ismail, M. S., & Nik, W. B. W. (2012). Computational approach using Johnson – Cook model on dual phase steel. *Computational Materials Science*, 54, 48–55. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2011.10.021>
- Quirino, W. F., Teixeira, A., Paula, A., Andrade, A. De, Abreu, L. S., & Cristina, A. (2005). *Trabalho sobre poder calorífico para publicação*.
- Rakshith, M., Sunil, K., & Hatti, P. S. (2019). Structural Simulation and Optimization of Diesel Engine Piston Material using ANSYS. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*, 9(2), 2159–2162. <https://doi.org/10.35940/ijitee.b8037.129219>
- Rivera, R. (2014). *Estudio y diseño de un apoyabrazos para autobuses interprovinciales tipo Infinity 370 de las carrocerías MIRAL para la empresa MIVILTECH S.A. (Tesis de grado)*. 127.
- Robles, S., & Ortega, N. (2013). *DISEÑO DE CONCENTRADORES DE TENSIONES EN ELEMENTOS MECÁNICOS, MEDIANTE LAS TENSIONES Y DESPLAZAMIENTOS. XXXII*, 19–22.
- Romanov, V. A., Lazarev, E. A., & Khozeniuk, N. A. (2015). *The evaluation of the stress-strain state for the cylinder heads of high-powered diesel engines using the multiphysics ANSYS technology*. 129, 549–556. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.056>
- Sánchez, I., & Medina, E. (2016). *Modelado Termodinámico de un Motor de Encendido por Compresión*. 449–458.
- Sánchez, S. (2018). Caracterización de curvas de presión en motores de combustión interna por medio de ANSYS. In *Procedia Computer Science* (Vol. 2, Issue 1, pp. 1–5). Fundación Universitaria los libertadores, Bogotá, Colombia. <https://doi.org/10.15439/2019F121>
- Sanz, S. (2017). *Motores de combustion interna* (Editex (ed.)). [https://play.google.com/books/reader?id=\\_vrIDgAAQBAJ&hl=es&pg=GBS.PA7](https://play.google.com/books/reader?id=_vrIDgAAQBAJ&hl=es&pg=GBS.PA7)
- Secundillo, E., Gonzáles, J., & Rivas, J. (2011). *Motores* (S. A. Macmillan Iberia (ed.)). <https://ebookcentral.proquest.com/lib/utnortesp/reader.action?docID=3195396>
- Serrano, A., Reséndiz, C., Licona, J., & Rivera, G. (2017). *Análisis termo-estático de una biela de un motor de combustión interna encendido por chispa*. 1(4), 27–33.
- Singh, L., Rawat, S. S., Hasan, T., & Kumar, U. (2015). Finite Element Analysis of Piston in

- Ansys. *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research (IJMTER)*, 2(4), 619–627.
- Sobolev, A. V., & Radchenko, M. V. (2016). Use of Johnson – Cook plasticity model for numerical simulations of the SNF shipping cask drop tests. *Nuclear Energy and Technology*, 2(4), 272–276. <https://doi.org/10.1016/j.nucet.2016.11.014>
- SOLIDWORKS. (2018). *SOLIDWORKS*.
- Thejasree, P., Dileep Kumar, G., & Leela Prasanna Lakshmi, S. (2017). Modelling and Analysis of Crankshaft for passenger car using ANSYS. *Materials Today: Proceedings*, 4(10), 11292–11299. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2017.09.053>
- Tovar, candelaria, Benítez, L., Ortiz, Á., & Rodríguez, L. (2013). Obtención De Biodiesel a Partir De Diferentes Tipos De Grasa Residual De Origen Animal. *Luna Azul*, 36, 10–25. <https://doi.org/10.17151/luaz.2013.36.2>
- Venkata Sundar Rao, K., Kurbet, S. N., & Kuppast, V. V. (2018). A Review on Performance of the IC Engine Using Alternative Fuels. *Materials Today: Proceedings*, 5(1), 1989–1996. <https://doi.org/10.1016/J.MATPR.2017.11.303>
- Wang, Y. X., Liu, Y. Q., & Shi, H. Y. (2010). Finite element static and dynamic analysis for a piston. *Advanced Materials Research*, 97–101, 3323–3326. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.3323>
- Witek, L., Sikora, M., Stachowicz, F., & Trzepiecinski, T. (2017). Stress and failure analysis of the crankshaft of diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 82, 703–712. <https://doi.org/10.1016/J.ENGFAILANAL.2017.06.001>
- Witek, L., & Zelek, P. (2019). Stress and failure analysis of the connecting rod of diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 97, 374–382. <https://doi.org/10.1016/J.ENGFAILANAL.2019.01.004>
- Yolanda, M., Morales, R., & Guzmán, A. H. (2014). Caracterización De Un Motor De Combustión Interna Con Dos Tipos De Combustible. *Imt - Sct*, 417. <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt417.pdf>
- Yu, W., Ansari, W., Schoepp, N. G., Hannon, M. J., Mayfield, S. P., & Burkart, M. D. (2011). *Modifications of the metabolic pathways of lipid and triacylglycerol production in microalgae*. 1–11. <https://doi.org/10.1186/1475-2859-10-91>

**ANEXOS**

# ANEXO I

## TOMA DE MEDIDAS

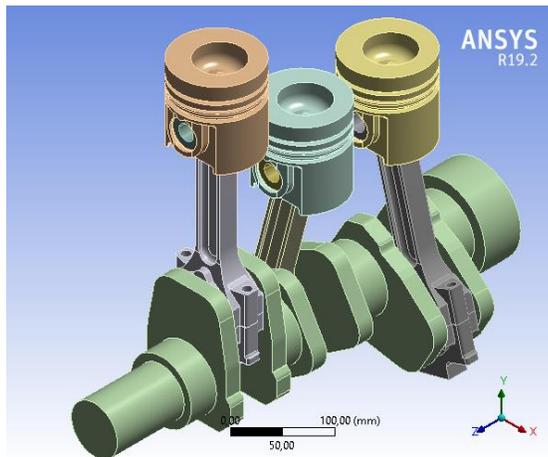


**ANEXO II**  
**RESUMEN DE INFORME ANSYS**



## Project

First Saved	Sunday, June 7, 2020
Last Saved	Tuesday, September 15, 2020
Product Version	19.2 Release
Save Project Before Solution	No
Save Project After Solution	No



## Units

**TABLE 1**

Unit System	Metric (mm, t, N, s, mV, mA) Degrees RPM Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	RPM
Temperature	Celsius

## Geometry

**TABLE 2**

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	

Source	C:\Users\CRISTIAN JAVIER\Desktop\Versiones Simulación\10.09.2020\1.9_files\dp0\SYS-176\DM\SYS-176.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Meters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	231,31 mm
Length Y	450,28 mm
Length Z	519, mm
<b>Properties</b>	
Volume	5,6198e+006 mm <sup>3</sup>
Mass	3,8299e-002 t
Scale Factor Value	1,
<b>Statistics</b>	
Bodies	22
Active Bodies	22

**TABLE 3  
Joints**

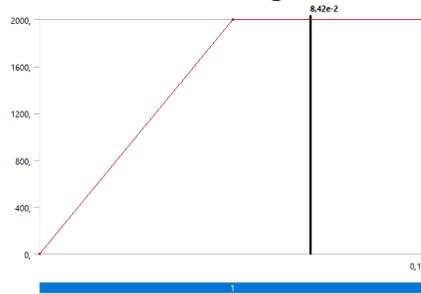
Object Name	<i>Fixed - BOC IN DE BIELA 3 To BIELA 3</i>	<i>Fixed - BIELA 1 To CHAQUETA 2</i>	<i>Fixed - BIELA 2 To CHAQUETA 2</i>	<i>Fixed - BIELA 3 To CHAQUETA 2</i>	<i>Revolute - CIGUEÑAL To CHAQUETA 1</i>	<i>Revolute - CIGUEÑAL To CHAQUETA 1</i>	<i>Revolute - CIGUEÑAL To CHAQUETA 1</i>	<i>Translational - Ground To PISTÓN 1</i>	<i>Translational - Ground To PISTÓN 2</i>	<i>Translational - Ground To PISTÓN 3</i>	<i>Revolute - Ground To CIGUEÑAL</i>
State	Fully Defined										
<b>Definition</b>											
Connection Type	Body-Body						Body-Ground				
Type	Fixed				Revolute			Translational			Revolute

**TABLE 4  
Analysis Settings**

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
<b>Step Controls</b>	
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

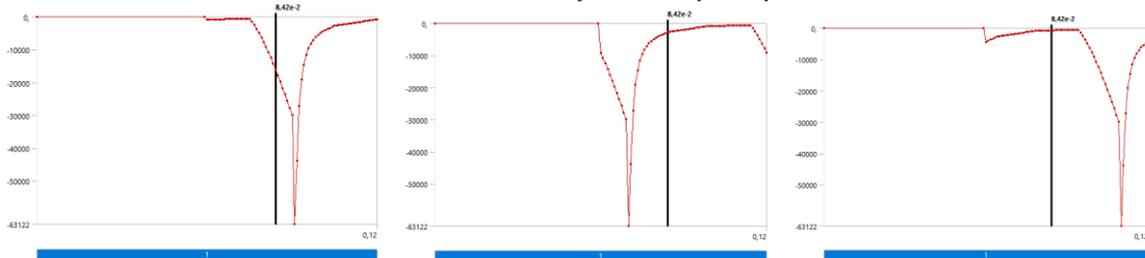
**FIGURE 1**  
**Rotación del cigüeñal**



**TABLE 5**  
**Rotación del cigüeñal**

Steps	Time [s]	Rotational Velocity [rpm]
1	0,	0,
	6,e-002	2000,
	0,12	

**FIGURE 2**  
**Fuerzas en los pistones (1-3-2)**



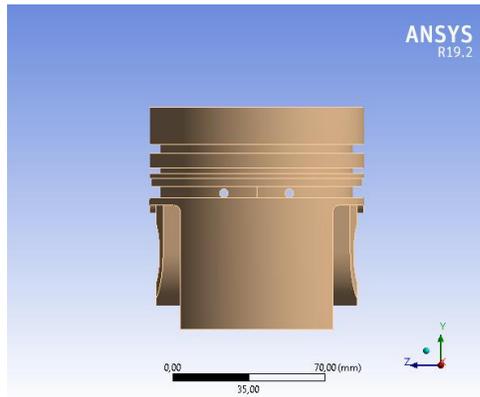
**TABLE 6**  
**Fuerzas en los pistones**

Steps	Time [s]	DIÉSEL			BIODIÉSEL		
		Pistón 1 [N]	Pistón 2 [N]	Pistón 3 [N]	Pistón 1 [N]	Pistón 2 [N]	Pistón 3 [N]
1	0	0	0	0	0	0	0
	5,90E-02	0	0	0	0	0	0
	6,00E-02	-761	-9221	-4414	-761	-9221	-4376
	6,08E-02	-754	-10809	-4020	-754	-10809	-3986
	6,17E-02	-748	-12464	-3684	-748	-12464	-3653
	6,25E-02	-742	-14182	-3396	-742	-14182	-3367
	6,33E-02	-735	-15959	-3145	-735	-15959	-3118
	6,42E-02	-729	-17792	-2738	-729	-17792	-2662
	6,50E-02	-723	-19679	-2628	-723	-19679	-2556

6,58E-02	-717	-21617	-2518	-717	-21617	-2451
6,67E-02	-710	-23604	-2408	-710	-23604	-2345
6,75E-02	-704	-25639	-2298	-704	-25639	-2239
6,83E-02	-698	-27719	-2189	-698	-27719	-2134
6,92E-02	-692	-29843	-2079	-692	-29843	-2028
7,00E-02	-685	-63122	-1969	-685	-62589	-1922
7,08E-02	-679	-43807	-1859	-679	-43438	-1817
7,17E-02	-673	-27101	-1749	-673	-26872	-1711
7,25E-02	-667	-19128	-1639	-667	-18967	-1606
7,33E-02	-660	-14550	-1529	-660	-14427	-1500
7,42E-02	-654	-11615	-1420	-654	-11517	-1394
7,50E-02	-648	-9591	-1310	-648	-9510	-1289
7,58E-02	-1517	-8120	-1200	-1498	-8051	-1183
7,67E-02	-2514	-7007	-1090	-2514	-6948	-1077
7,75E-02	-3661	-6140	-980	-3661	-6088	-972
7,83E-02	-4917	-5447	-870	-4917	-5401	-866
7,92E-02	-6268	-4882	-761	-6268	-4841	-761
8,00E-02	-7706	-4414	-754	-7706	-4376	-754
8,08E-02	-9221	-4020	-748	-9221	-3986	-748
8,17E-02	-10809	-3684	-742	-10809	-3653	-742
8,25E-02	-12464	-3396	-735	-12464	-3367	-735
8,33E-02	-14182	-3145	-729	-14182	-3118	-729
8,42E-02	-15959	-2738	-723	-15959	-2662	-723
8,50E-02	-17792	-2628	-717	-17792	-2556	-717
8,58E-02	-19679	-2518	-710	-19679	-2451	-710
8,67E-02	-21617	-2408	-704	-21617	-2345	-704
8,75E-02	-23604	-2298	-698	-23604	-2239	-698
8,83E-02	-25639	-2189	-692	-25639	-2134	-692
8,92E-02	-27719	-2079	-685	-27719	-2028	-685
9,00E-02	-29843	-1969	-679	-29843	-1922	-679
9,08E-02	-63122	-1859	-673	-62589	-1817	-673
9,17E-02	-43807	-1749	-667	-43438	-1711	-667
9,25E-02	-27101	-1639	-660	-26872	-1606	-660

9,33E-02	-19128	-1529	-654	-18967	-1500	-654
9,42E-02	-14550	-1420	-648	-14427	-1394	-648
9,50E-02	-11615	-1310	-1517	-11517	-1289	-1498
9,58E-02	-9591	-1200	-2514	-9510	-1183	-2514
9,67E-02	-8120	-1090	-3661	-8051	-1077	-3661
9,75E-02	-7007	-980	-4917	-6948	-972	-4917
9,83E-02	-6140	-870	-6268	-6088	-866	-6268
9,92E-02	-5447	-761	-7706	-5401	-761	-7706
0,1	-4882	-754	-9221	-4841	-754	-9221
0,1008	-4414	-748	-10809	-4376	-748	-10809
0,1017	-4020	-742	-12464	-3986	-742	-12464
0,1025	-3684	-735	-14182	-3653	-735	-14182
0,1033	-3396	-729	-15959	-3367	-729	-15959
0,1042	-3145	-723	-17792	-3118	-723	-17792
0,105	-2738	-717	-19679	-2662	-717	-19679
0,1058	-2628	-710	-21617	-2556	-710	-21617
0,1067	-2518	-704	-23604	-2451	-704	-23604
0,1075	-2408	-698	-25639	-2345	-698	-25639
0,1083	-2298	-692	-27719	-2239	-692	-27719
0,1092	-2189	-685	-29843	-2134	-685	-29843
0,11	-2079	-679	-63122	-2028	-679	-62589
0,1108	-1969	-673	-43807	-1922	-673	-43438
0,1117	-1859	-667	-27101	-1817	-667	-26872
0,1125	-1749	-660	-19128	-1711	-660	-18967
0,1133	-1639	-654	-14550	-1606	-654	-14427
0,1142	-1529	-648	-11615	-1500	-648	-11517
0,115	-1420	-1517	-9591	-1394	-1498	-9510
0,1158	-1310	-2514	-8120	-1289	-2514	-8051
0,1167	-1200	-3661	-7007	-1183	-3661	-6948
0,1175	-1090	-4917	-6140	-1077	-4917	-6088
0,1183	-980	-6268	-5447	-972	-6268	-5401
0,1192	-870	-7706	-4882	-866	-7706	-4841
0,12	-761	-9221	-4414	-761	-9221	-4376

# PISTÓN

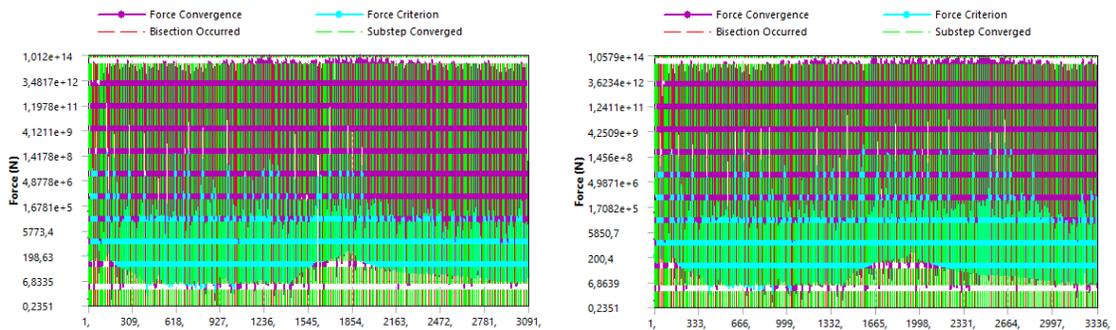


## ANÁLISIS ESTRUCTURAL

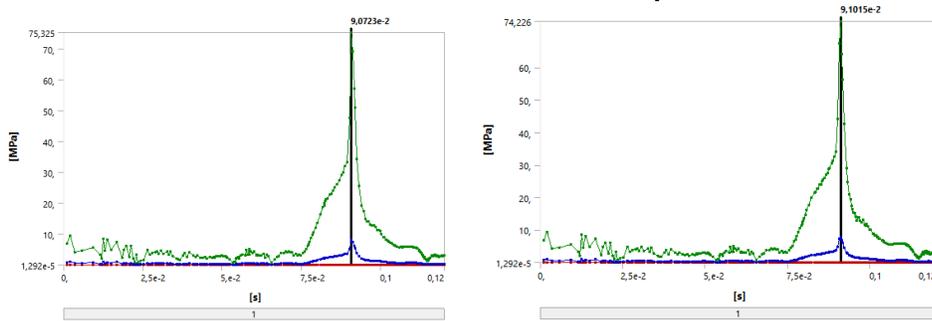
**TABLE 7**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
Adaptive Mesh Refinement		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
Information		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	2 h 49 m	2 h 57 m
MAPDL Memory Used	1,0313 GB	1,0313 GB
MAPDL Result File Size	3,3953 GB	3,6052 GB

**FIGURE 3**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution Information**



**FIGURE 4**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Equivalent Stress**



**TABLE 8**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		
Maximum	75,325 MPa	74,226 MPa
Minimum Occurs On	PISTÓN 1	PISTÓN 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	1,292e-005 MPa	1,292e-005 MPa
Maximum	2,7013e-003 MPa	2,7467e-003 MPa
Maximum Value Over Time		
Minimum	0,52567 MPa	0,52567 MPa
Maximum	75,325 MPa	74,226 MPa

**TABLE 9**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> security factory > Results**

Results		
Minimum	5,0315	5,106
Minimum Occurs On	PISTÓN 1	PISTÓN 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	5,0315	5,106
Maximum	15,	15,
Maximum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,

## ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL

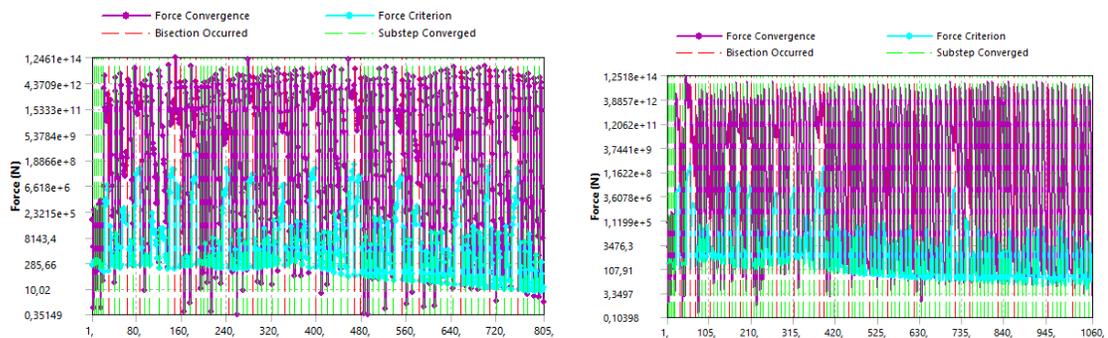
**TABLE 10**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL > Thermal Condition**

Steps	Time [s]	Temperature [°C]	Temperature [°C]
1	0,	500,	496,08
	6,e-002	= 500,	= 496,08

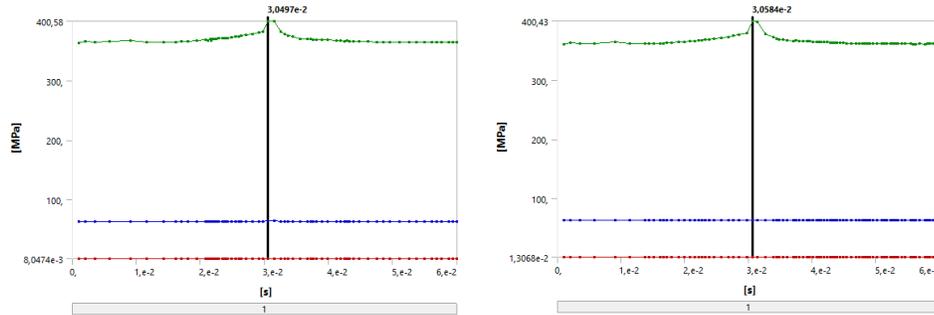
**TABLE 11**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
<b>Information</b>		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	45 m 39 s	59 m 6 s
MAPDL Memory Used	1,0469 GB	1,0469 GB
MAPDL Result File Size	1,1056 GB	1,415 GB

**FIGURE 5**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution > Solution Information**



**FIGURE 6**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Solution> Equivalent Stress**



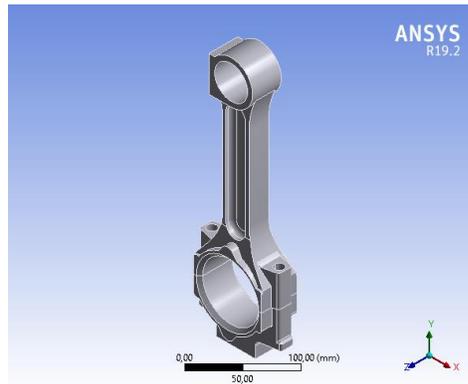
**TABLE 12**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		Results Analysis static		
Maximum	400,58 MPa	400,43 MPa	329,45	329,45
Minimum Occurs On	PISTÓN 1	PISTÓN 1	PISTÓN 1	PISTÓN 1
Minimum Value Over Time				
Minimum	8,0474e-003 MPa	1,3068e-002 MPa	8,3019e-002	8,5059e-002
Maximum	2,5411e-002 MPa	2,526e-002 MPa	-	-
Maximum Value Over Time				
Minimum	364,45 MPa	361,42 MPa	-	-
Maximum	400,58 MPa	400,43 MPa	329,45	326,84

**TABLE 13**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Security Factory > Results**

Results		Results Analysis static		
Minimum	0,94614	0,94649	1,1504	1,1596
Minimum Occurs On	PISTÓN 1	PISTÓN 1	PISTÓN 1	PISTÓN 1
Minimum Value Over Time				
Minimum	0,94614	0,94649	1,1504	1,1596
Maximum	1,0399	1,0486	-	-
Maximum Value Over Time				
Minimum	15,	15,	-	-
Maximum	15,	15,	15	15

# BIELA

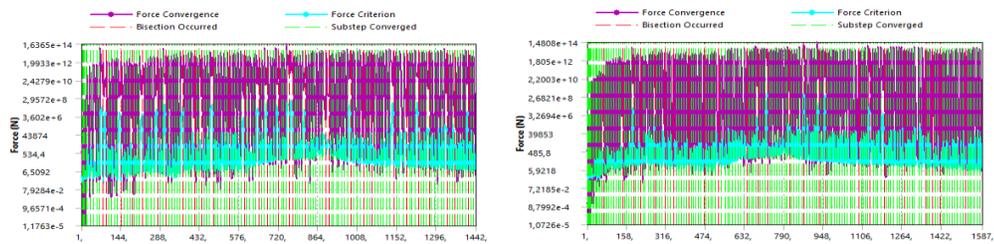


## ANÁLISIS ESTRUCTURAL

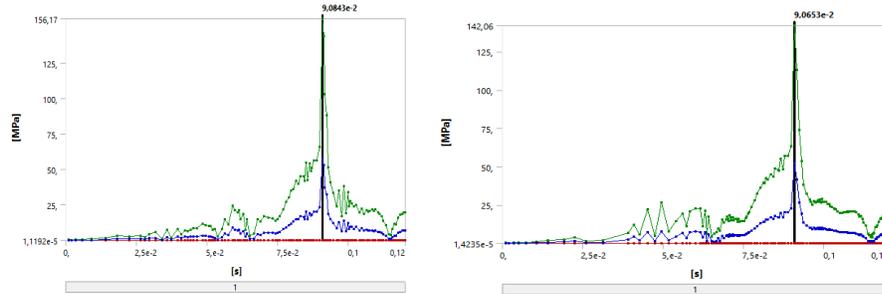
**TABLE 14**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
<b>Information</b>		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	1 h 13 m	1 h 17 m
MAPDL Memory Used	1,0674 GB	1,0674 GB
MAPDL Result File Size	1,7036 GB	2,1666 GB

**FIGURE 7**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution Information**



**FIGURE 8**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Equivalent Stress**



**TABLE 15**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		
Maximum	156,17 MPa	142,06 MPa
Minimum Occurs On	BIELA 1	BIELA 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	1,1192e-005 MPa	1,4235e-005 MPa
Maximum	4,0185e-002 MPa	3,0124e-002 MPa
Maximum Value Over Time		
Minimum	0,15728 MPa	0,15725 MPa
Maximum	156,17 MPa	142,06 MPa

**TABLE 16**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> security factory > Results**

Results		
Minimum	4,9625	5,4555
Minimum Occurs On	BIELA 1	BIELA 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	4,9625	5,4555
Maximum	15,	15,
Maximum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,

## ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL

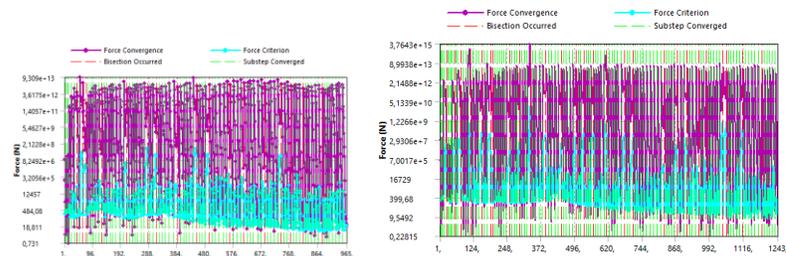
**TABLE 17**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL > Thermal Condition**

Steps	Time [s]	Temperature [°C]	Temperature [°C]
1	0,	120,	119,06
	6,e-002	= 120,	= 119,06

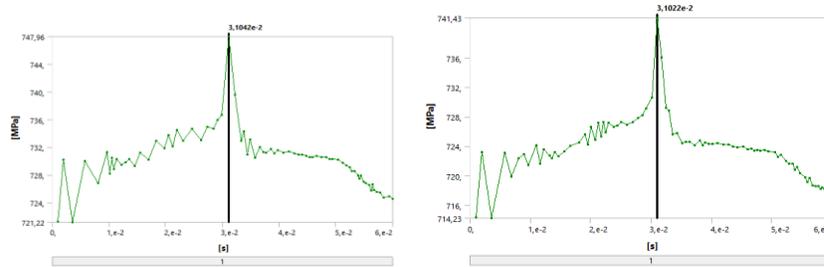
**TABLE 18**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
<b>Information</b>		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	50 m 16 s	54 m 29 s
MAPDL Memory Used	1,082 GB	1,082 GB
MAPDL Result File Size	1,316 GB	1,5286 GB

**FIGURE 9**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution > Solution Information**



**FIGURE 10**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Solution> Equivalent Stress**



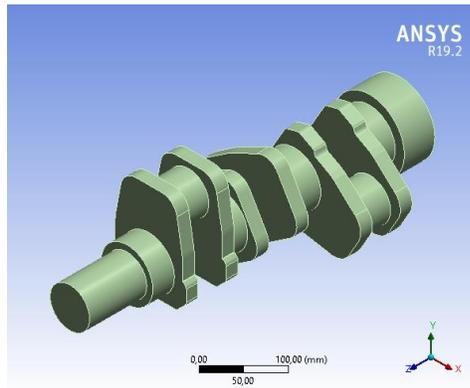
**TABLE 19**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		
Maximum	747,96 MPa	741,43 MPa
Minimum Occurs On	BIELA 1	BIELA 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	9,8563e-003 MPa	8,0263e-003 MPa
Maximum	2,8752 MPa	2,8636 MPa
Maximum Value Over Time		
Minimum	721,22 MPa	714,23 MPa
Maximum	747,96 MPa	741,43 MPa

**TABLE 20**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Security Factory > Results**

Results		
Minimum	1,0362	1,0453
Minimum Occurs On	BIELA 1	BIELA 1
Minimum Value Over Time		
Minimum	1,0362	1,0453
Maximum	1,0746	1,0851
Maximum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,

# CIGUEÑAL

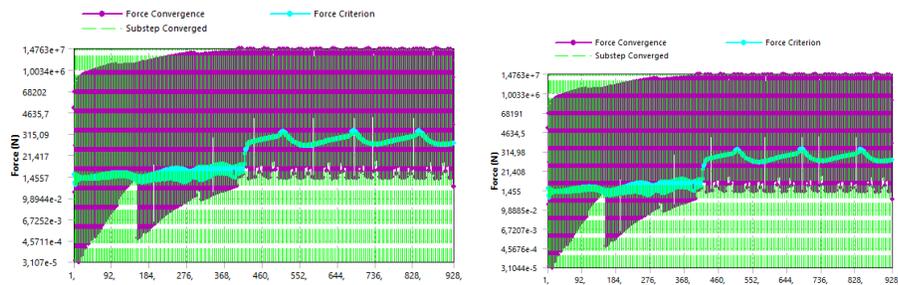


## ANÁLISIS ESTRUCTURAL

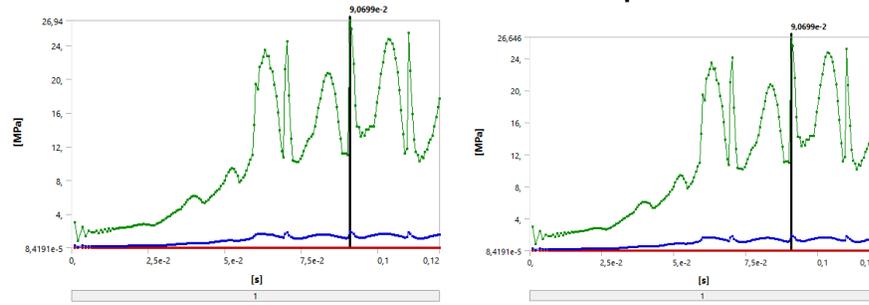
**TABLE 21**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
<b>Information</b>		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	51 m 19 s	1 h 1 m
MAPDL Memory Used	1,0078 GB	1,0078 GB
MAPDL Result File Size	2,8792 GB	2,8792 GB

**FIGURE 11**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution Information**



**FIGURE 12**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Equivalent Stress**



**TABLE 22**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		
Maximum	26,94 MPa	26,646 MPa
Minimum Occurs On	CIGUEÑAL	CIGUEÑAL
Minimum Value Over Time		
Minimum	8,4191e-005 MPa	8,4191e-005 MPa
Maximum	4,0852e-002 MPa	4,0852e-002 MPa
Maximum Value Over Time		
Minimum	0,82171 MPa	0,82171 MPa
Maximum	26,94 MPa	26,646 MPa

**TABLE 23**  
**ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> security factory > Results**

Results		
Minimum	> 10	> 10
Minimum Occurs On	CIGUEÑAL	CIGUEÑAL
Minimum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,
Maximum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,

# ANÁLISIS TERMO-ESTRUCTURAL

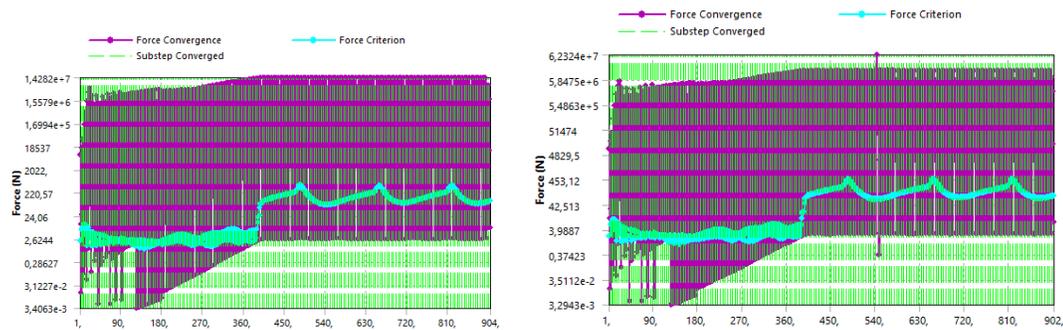
**TABLE 24**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL > Thermal Condition**

Steps	Time [s]	Temperature [°C]	Temperature [°C]
1	0,	110,	109,14
	6,e-002	= 110,	= 109,14

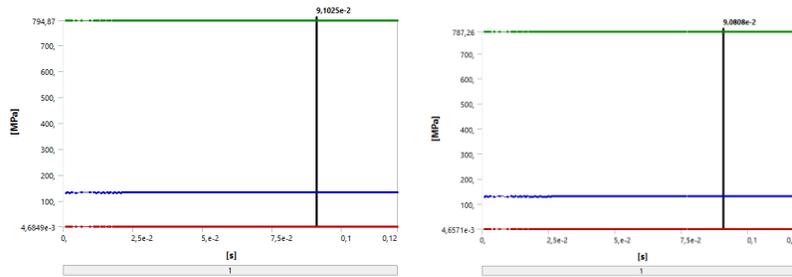
**TABLE 25**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>	<i>Solution</i>
State	Solved	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>		
Max Refinement Loops	1,	1,
Refinement Depth	2,	2,
<b>Information</b>		
Status	Done	Done
MAPDL Elapsed Time	53 m 41 s	23 m 50 s
MAPDL Memory Used	1,0234 GB	1,0381 GB
MAPDL Result File Size	3,1774 GB	3,1605 GB

**FIGURE 13**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution > Solution Information**



**FIGURE 14**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10> Solution> Equivalent Stress**



**TABLE 26**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Stress > Results**

Results		
Maximum	794,87 MPa	785,94 MPa
Minimum Occurs On	CIGUEÑAL	CIGUEÑAL
Minimum Value Over Time		
Minimum	4,6849e-003 MPa	4,6571e-003 MPa
Maximum	2,4198e-002 MPa	2,4025e-002 MPa
Maximum Value Over Time		
Minimum	793,71 MPa	785,94 MPa
Maximum	794,87 MPa	787,26 MPa

**TABLE 27**  
**TERMO-ESTRUCTURAL DIÉSEL/BIODIÉSEL B10 > Solution> Security Factory > Results**

Results		
Minimum	1,1952	1,2067
Minimum Occurs On	CIGUEÑAL	CIGUEÑAL
Minimum Value Over Time		
Minimum	1,1952	1,2067
Maximum	1,1969	1,2087
Maximum Value Over Time		
Minimum	15,	15,
Maximum	15,	15,

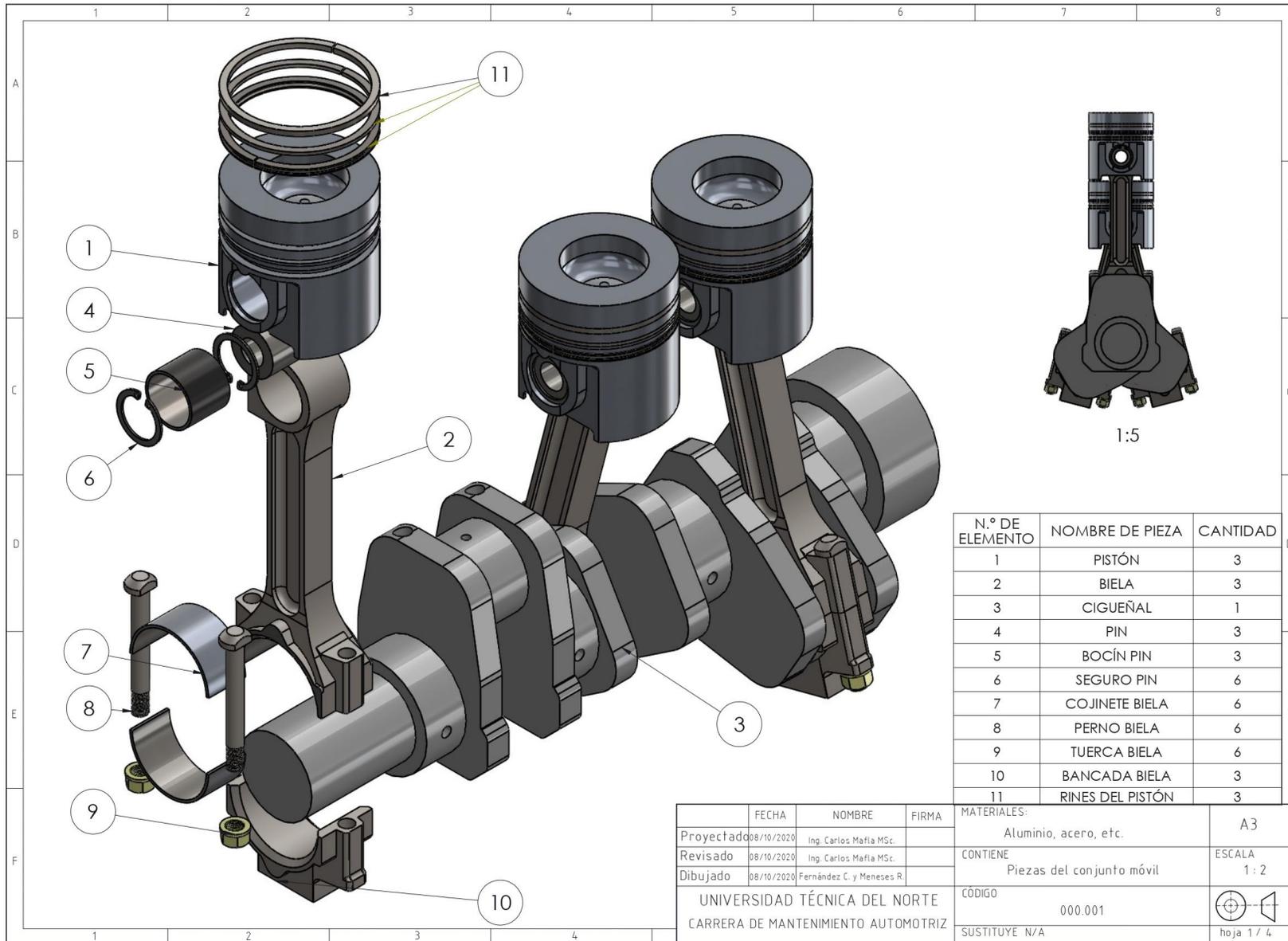
**Nota:** Informes completos adjuntos en:

<https://utneduec->

[my.sharepoint.com/:f:/g/personal/cjfernandezp\\_utn\\_edu\\_ec/EIVuJWIdZUNMkg8ZFybgFoMB6Sx1YBc2btnaY65nccHRZ](https://my.sharepoint.com/:f:/g/personal/cjfernandezp_utn_edu_ec/EIVuJWIdZUNMkg8ZFybgFoMB6Sx1YBc2btnaY65nccHRZ)

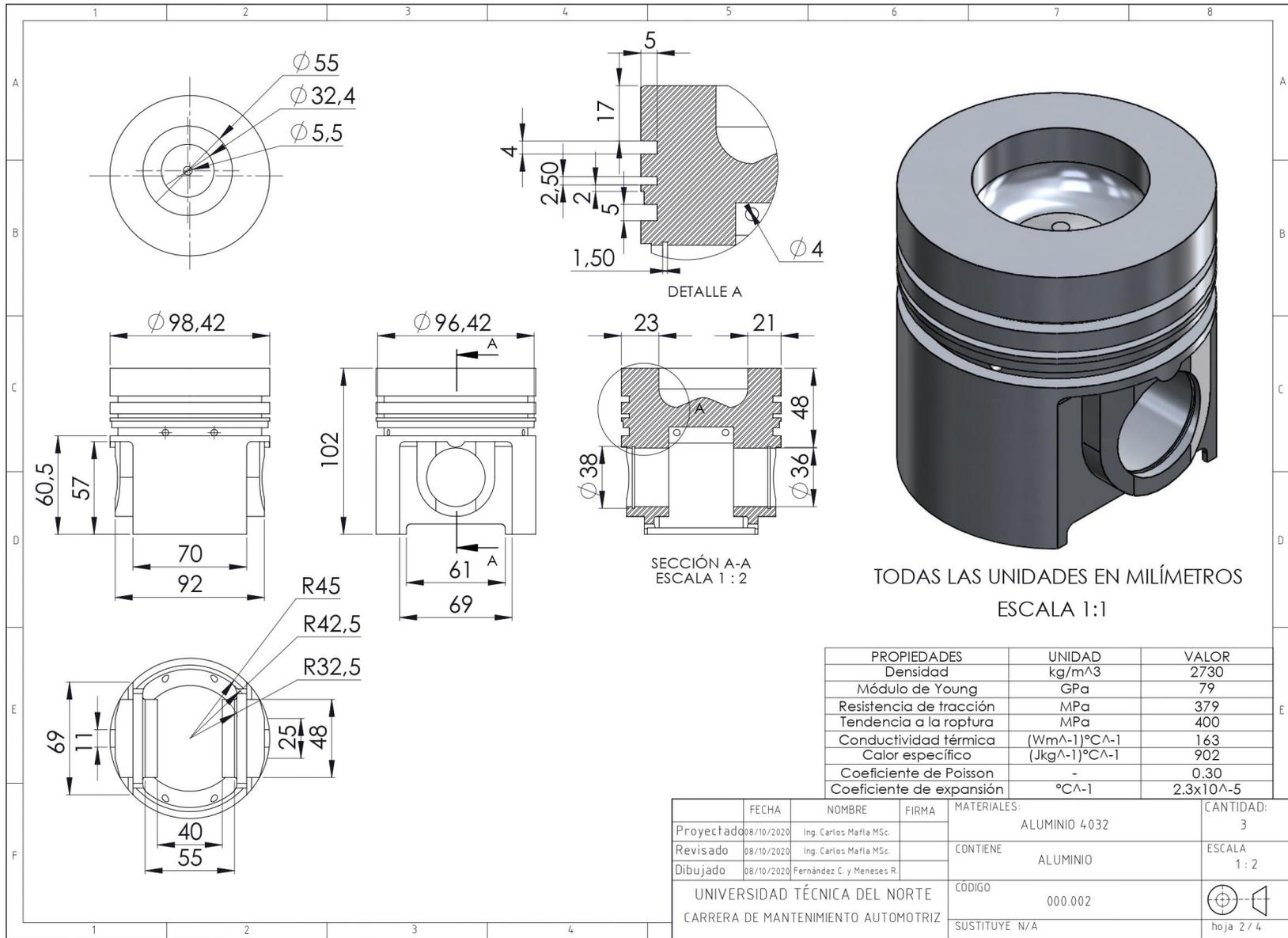
[A?e=czZbzv](#)

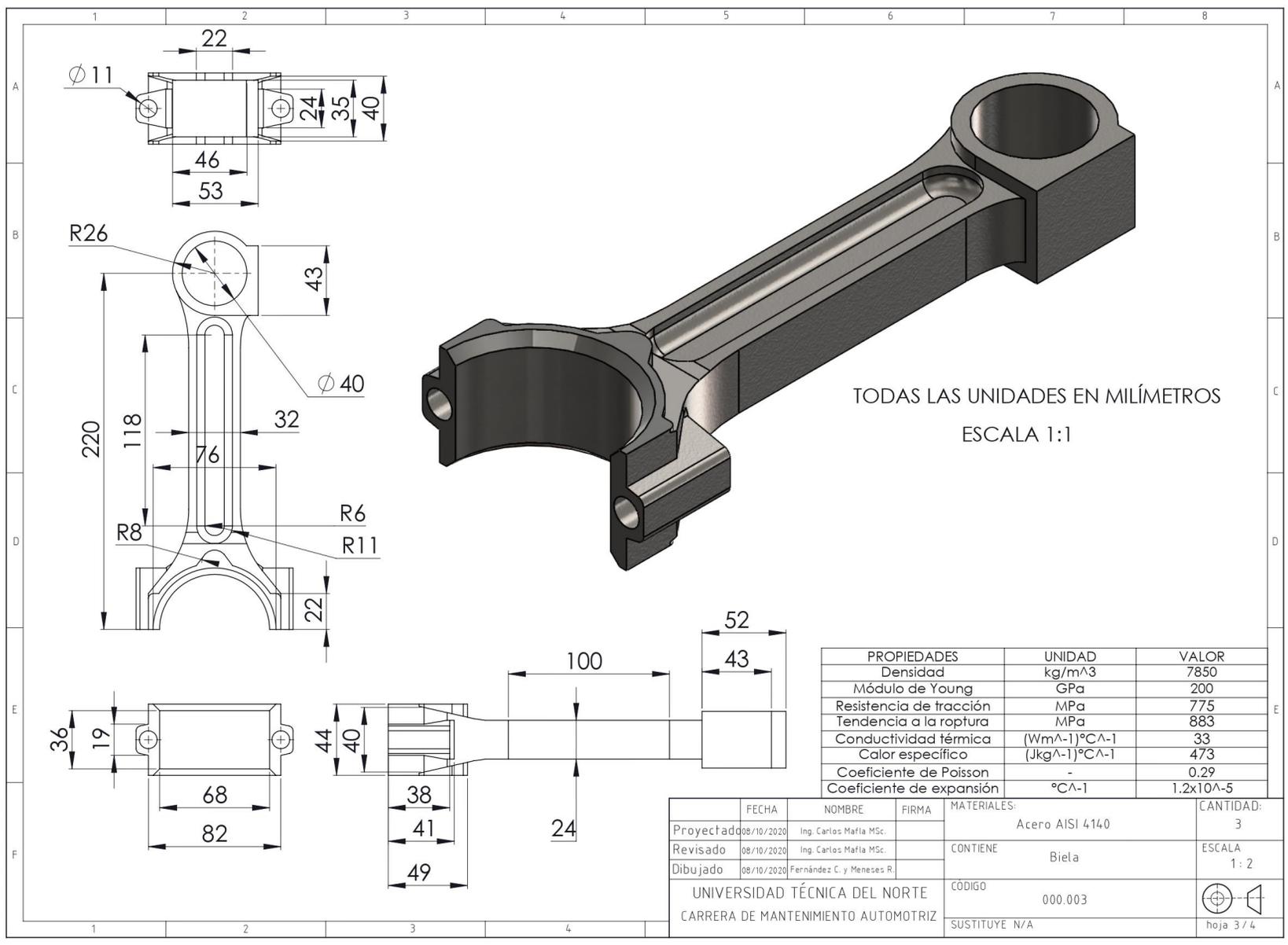
**ANEXO III**  
**PLANOS DEL CONJUNTO MÓVIL**

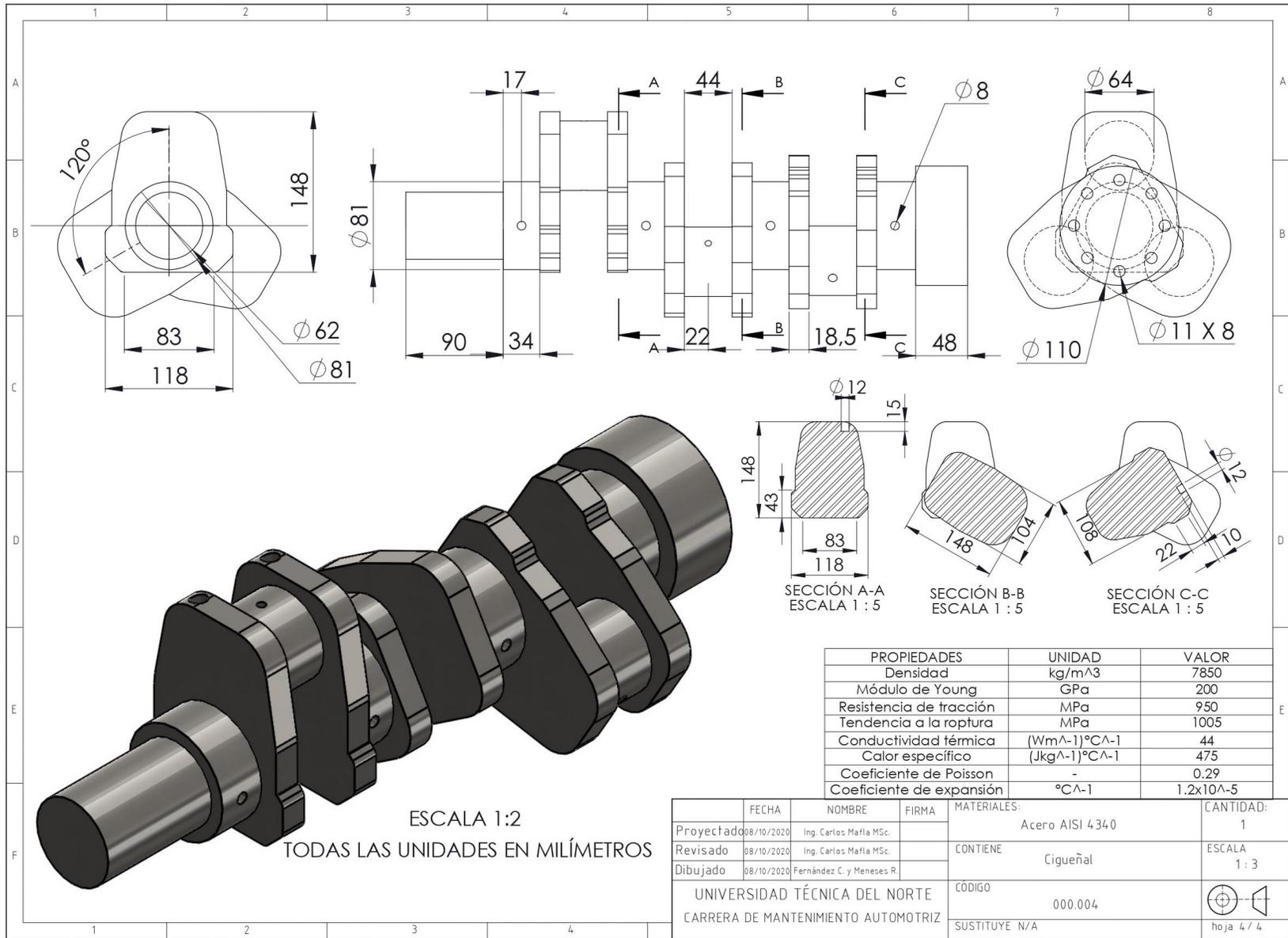


N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE PIEZA	CANTIDAD
1	PISTÓN	3
2	BIELA	3
3	CIGUEÑAL	1
4	PIN	3
5	BOCÍN PIN	3
6	SEGURO PIN	6
7	COJINETE BIELA	6
8	PERNO BIELA	6
9	TUERCA BIELA	6
10	BANCADA BIELA	3
11	RINES DEL PISTÓN	3

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	MATERIALES:	A3
Proyectado	08/10/2020	Ing. Carlos Mafía MSc.		Aluminio, acero, etc.	
Revisado	08/10/2020	Ing. Carlos Mafía MSc.		CONTIENE	ESCALA
Dibujado	08/10/2020	Fernández C. y Meneses R.		Piezas del conjunto móvil	1 : 2
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE CARRERA DE MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ				CÓDIGO	
				000.001	
				SUSTITUYE N/A	hoja 1 / 4







PROPIEDADES	UNIDAD	VALOR
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	7850
Módulo de Young	GPa	200
Resistencia de tracción	MPa	950
Tendencia a la rotura	MPa	1005
Conductividad térmica	(Wm <sup>-1</sup> )°C <sup>-1</sup>	44
Calor específico	(Jkg <sup>-1</sup> )°C <sup>-1</sup>	475
Coefficiente de Poisson	-	0.29
Coefficiente de expansión	°C <sup>-1</sup>	1.2x10 <sup>-5</sup>

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	MATERIALES:	CANTIDAD:
Proyectado	08/10/2020	Ing. Carlos Mafla MSc.		Acero AISI 4340	1
Revisado	08/10/2020	Ing. Carlos Mafla MSc.		CONTIENE Cigueñal	ESCALA 1:3
Dibujado	08/10/2020	Fernández C. y Meneses R.			
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE CARRERA DE MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ				CÓDIGO 000.004	 hoja 4 / 4
				SUSTITUYE N/A	

Article

# Modelado y análisis computacional del conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel

Cristian Fernández <sup>1</sup>, Carlos Mafla <sup>1</sup>, Robin Meneses <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad Técnica del Norte, Ibarra 100105, Ecuador

\* Correspondencia; [cnmafla@utn.edu.ec](mailto:cnmafla@utn.edu.ec); [cjfernandezp@utn.edu.ec](mailto:cjfernandezp@utn.edu.ec); [rlmenesesh@utn.edu.ec](mailto:rlmenesesh@utn.edu.ec).

**Resumen:** El presente documento corresponde a un estudio realizado al conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel B10 de higuierilla, el objetivo fue comparar El presente documento corresponde a un estudio realizado al conjunto móvil de un motor de combustión interna alimentado con diésel y biodiésel B10 de higuierilla, el objetivo fue comparar los efectos generados por los combustibles en las piezas. Se tomó las medidas de los elementos (pistón, biela y cigüeñal) para realizar un modelado 3D en SOLIDWORKS, posteriormente se realizó un análisis computacional de elementos finitos por medio del software ANSYS, para ello fueron calculados los parámetros necesarios para la simulación siendo el más importante la fuerza generada por cada combustible sobre la cabeza del pistón. Las propiedades de los materiales fueron añadidas a cada elemento tomando en cuenta los materiales comúnmente usados en motores MEC. Para la simulación se utilizó un análisis estático con el fin de obtener la deformación de las piezas estudiadas y un análisis transitorio para conseguir resultados de tensiones y el factor de seguridad de forma dinámica. Mediante un estudio de sistema estructural se aplicó solo las fuerzas ejercidas sobre los elementos y se usó un análisis termo-estructural para combinarlo con la temperatura a la que trabaja el motor. Como resultado de la simulación, el pistón en el análisis estructural disminuye la deformación en 0,85% y en un termo-estructural un 0,78% al usar biodiésel, mientras los esfuerzos se reducen en 1,48% y 0,04%. En la biela la deformación decrece con el biocombustible en 0,85% y 1,04%, y sus tensiones amenoran en un 9,93% y 0,88% con los dos tipos de análisis respectivamente. Por último, el cigüeñal sufre menor deformación con el combustible alternativo en 0,85% y 0,98%, y sus esfuerzos 1,10% y 0,97%. En todos los casos la diferencia es mínima al usar biodiésel B10 lo que hace que el uso de este combustible sea rentable.

**Palabras clave:** Simulación, Ansys, pistón, biela, cigüeñal, diésel, biodiésel.

**Abstract:** This document concerns to a study carried out on the mobile assembly of an internal combustion engine powered by diesel and castor biodiesel B10, the objective was to compare the effects generated by fuels on the parts. The measurements of the elements (piston, connecting rod and crankshaft) were taken to perform a 3D modeling in SOLIDWORKS, Subsequently, a computational analysis of finite elements was carried out using the ANSYS software, for this; the necessary parameters for the simulation were calculated, being the most important; the force generated by each fuel on the piston head. The properties of the materials were added to each element taking into account the. The properties of the materials were added to each element taking into account the materials commonly used in MEC engines. For the simulation, a static analysis was used in order to obtain the deformation of the parts studied and a transitory analysis to get stress results and the safety factor in a dynamic way. Through a study of the structural system, only the forces exerted on the elements were applied and a thermo-structural analysis was used to combine it with the temperature at which the engine

---

works. As a result of the simulation, the piston in the structural analysis decreases the deformation by 0.85% and in a thermo-structural by 0.78% when using biodiesel, while the efforts are reduced by 1.48% and 0.04%. In the connecting rod, the deformation decreases with biofuel by 0.85% and 1.04%, and its stresses decrease by 9.93% and 0.88% with the two types of analysis, respectively. Finally, the crankshaft undergoes less deformation with the alternative fuel at 0.85% and 0.98%, and its efforts 1.10% and 0.97%. In all cases the difference is minimal when using B10 biodiesel, which makes the use of this fuel profitable.

**Keywords:** Simulation, Ansys, piston, connecting rod, crankshaft, diesel, biodiesel.

---

## 1. Introducción

En 1892 se patentó un motor cuyo combustible era menos costoso, un motor de combustión interna creado por Rudolf Diésel, este motor a diferencia del motor Otto funcionaba por el principio de autoignición, pero el problema en un comienzo fue el tamaño del motor. Chamarro y Lara [1] mencionan que, a base de este inconveniente estas máquinas térmicas en un comienzo fueron estacionarias y comúnmente utilizadas para propulsar bombas y generadores. En la actualidad con las nuevas tecnologías, los motores MEC son tan eficientes como los motores de explosión pero su gran tamaño hace que su mantenimiento sea más costoso [2].

Los motores de combustión interna transforman la energía química del combustible en energía mecánica de movimiento a través de su conjunto móvil (Pistón, biela y cigüeñal), estos elementos son parte esencial de estas máquinas térmicas y es necesario realizar un análisis cuando se emplean combustibles alternativos [3].

El biodiésel es un biocombustible que funciona bien en los motores MEC al poseer características similares al diésel comercial, dependiendo de la proporción del biodiésel serán necesarias modificaciones en los sistemas externos. Según [4], mencionan que los motores diésel actuales han llegado a alcanzar torques sumamente altos, provocando tensiones y esfuerzos mucho más grandes en sus mecanismos, principalmente en su tren alternativo.

La utilización de herramientas computacionales no es un método nuevo, desde hace años se utilizan estas formas de análisis con el fin de disminuir costos al emplear solamente un software de elementos finitos y no pruebas físicas las cuales serían más complejas y costosas, a continuación, se resumen algunos trabajos anteriores relacionados con el análisis computacional.

## 2. Estado del arte

La utilización de herramientas de simulación no es un método nuevo, desde hace años se utilizan estas formas de análisis computacionales con el fin de disminuir costos al emplear solamente un software de elementos finitos y no pruebas físicas las cuales serían más complejas y costosas, a continuación, se resumen algunos trabajos anteriores relacionados con el análisis computacional, especialmente con el estudio de las partes del conjunto móvil del motor.

En la investigación realizada por Etxeita [5] menciona la utilización de herramientas computacionales para el análisis dinámico de un motor MEP de 4 tiempos donde se realizó un modelado de las piezas principales, el trabajo detalla a una manera de resumen los datos a utilizar para la simulación, siendo el más importante fue la fuerza que actúa sobre el pistón dependiendo de las características del combustible, también se explica sobre el ciclo termodinámico que servirá para el análisis de los mecanismos. Este estudio sugiere usar ANSYS; siendo que el autor trabajó con la versión estudiantil se aprecian las limitaciones del software gratuito. Las herramientas utilizadas fueron la de Rigid Dynamics y Transient Structural, sugiriendo trabajar con una buena malla tomando en cuenta que no es recomendable un mallado demasiado denso cuando un modelo tiene excesivas piezas, aconseja además realizar la simulación con los materiales reales para obtener resultados más precisos, los materiales usados fueron el acero templado dulce AISI 1018 para las bielas, el acero aleado

---

enfriado con aceite AISI 4340 para los bulones, acero aleado AISI 4340 con cromo-níquel-molibdeno para el cigüeñal y aluminio 4032 para los pistones.

El pistón es el principal elemento dentro de un motor, Wang et al. [6] redactan que el pistón es el que más sufre esfuerzos, por ello realizaron un modelado 3D en ANSYS; la investigación señala datos importantes como el rango de la velocidad del pistón, la presión de combustión y la temperatura, estudiando detenidamente la distribución de estos dos últimos parámetros; se utilizó un análisis computacional debido a que los ensayos conllevan mucho tiempo y son de mayor costo. Por otro lado Ardeleanu et al. [7] mencionan datos importantes acerca de los pistones utilizando un programa de simulación llamado CATIA V5 el cual utiliza un método numérico para obtener esfuerzos estructurales empleando una aleación de acero SAE-AISI 4140 y otra de aluminio AC-48000 comparando cada material en las mismas condiciones de trabajo a través del método de elementos finitos, los investigadores señalan que la condición más importante a tomar en cuenta es la presión de combustión, en motores a gasolina será en rangos de 40-60 bares y motores diésel de 65-90 bares; la diferencia de los dos materiales seleccionados son sus propiedades como el coeficiente de expansión térmica y la masa de cada uno, los resultados fueron que en el análisis de estrés los elementos no tuvieron mucha diferencia uno con otro, pero los parámetros de temperatura favorecieron al aluminio. Existen varios estudios que indican las ventajas de usar programas computacionales, los cuales no son un método nuevo, tal como que indican Buyukkaya y Cerit [8] en su investigación que a base del software ANSYS WORKBENCH, se propuso la idea de agregar un revestimiento de cerámica a un pistón de un camión diésel cuya finalidad era tener un mejor control de la temperatura y menores deformaciones térmicas.

La investigación de Chougule y Khatawate [9] mencionan otro programa computacional que puede ser usado para el modelado que es PRO-E Wildfire, se hace hincapié al uso de la presión de combustión para analizar los esfuerzos del elemento, señalando la importancia de aplicar un buen mallado dentro del software ANSYS, el propósito fue evaluar computacionalmente el comportamiento del elemento, además indican como obtener cálculos del estrés de la pieza teóricamente para la comprobación de resultados los cuales no debe variar en exceso. También en el artículo realizado por [10] mediante el análisis de elementos finitos (FEA) estudiaron la distribución térmica y de tensión sobre un pistón modelado en un software (CAD), ellos mencionan la importancia de aplicar una buena malla para analizar las piezas, sugiere calcular la fuerza del gas de combustión a través de procesos matemáticos, al saber la presión generada en el tiempo de trabajo se pueden determinar los puntos críticos de temperatura y de estrés del pistón. El programa computacional ANSYS y sus paquetes tienen usos que benefician a diversos usuarios con sus investigaciones como la de [11] donde su investigación explica el uso de esta herramienta computacional y los datos importantes que se deben tomar en cuenta; se analizó deformaciones en varios modelos de pistones variando la forma de cabeza y falda, comprobando las ventajas y desventajas de los diferentes diseños y las consecuencias que se puede tener en un deficiente modelado.

El estudio de Rakshith et al. [12] hacen uso de herramientas computacionales para analizar el pistón fabricado con diferentes materiales, sobresaltan la aleación de aluminio con silicio que reduce el impacto generado por las tensiones de la fuerza del combustible disminuyendo su deformación de 0.7818mm a 0.3141mm y sus esfuerzos de 206.18 MPa a 158.21 MPa mejorando la eficiencia del componente. Mientras que Mehmood et al. [13] mencionan la importancia de seleccionar el material para fabricación del pistón, bajo condiciones térmicas compararon la fundición gris y AlSi, concluyendo que el flujo de calor al utilizar este último da un resultado de  $3.04 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2$  que es ligeramente mayor al  $3.028 \times 10^{-6} \text{ W/m}^2$  generado por el primer material. Algunos investigadores realizaron un estudio termo-estructural en el pistón tomando en cuenta la fuerza del gas y la temperatura que actúa en la cabeza de la pieza, Aldape et al. [14] analizaron técnicas para mejorar la eficiencia del pistón a base de recubrimientos especiales usando  $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$  y  $\text{La}_2\text{Zr}_2\text{O}_7$  dando como resultado un valor de 284.51 MPa con una temperatura de 190°C y 267.06 MPa a 180°C respectivamente. Otros tipos de estudios determinan el factor de seguridad del elemento al estar sometido a

grandes fuerzas y elevadas temperaturas, siendo un análisis termo-estructural como el de Singh et al. [15] donde muestran la tensión térmica de un material cuyo resultado fue de 207 MPa con un coeficiente de seguridad mayor a 1, Havale y Wankhade [16] señalan que el pistón sufre un estrés desigual debido a que la temperatura actúa de diferente forma en las diversas zonas del elemento. Mientras que el estudio realizado por Divyarathi [17] analizaron la fatiga del pistón analizando su ciclo de vida, donde los valores arrojados con temperatura y despreciando esta fueron de  $1.45 \times 10^6$  y  $W/m^2$  respectivamente.

La biela es uno de los elementos más importantes del motor, Witek y Zelek [4] realizaron una publicación de los esfuerzos de tensión de la biela de un motor diésel, modelado a partir de un fallo de ruptura, para ello se ejecutó un análisis computacional con el fin de averiguar donde ocurrió la falla con el uso de programas de elementos finitos (FEA), los autores de esta investigación usaron CATIA para el modelado y ANSYS para la simulación, los resultados arrojaron una tensión máxima de 464 MPa cerca del orificio de los pernos de la biela y se determinó que la causa de la fractura fue un mal ajuste, descartando la corrosión que se pensaba que era la causante de la falla, los autores afirman que, para un mejor análisis de la biela, se deben modelar los elementos adyacentes que son el pistón y cigüeñal.

Dentro del estudio del motor algunos investigadores buscan menorar los costos de fabricación y mantenimiento reduciendo el peso del elementos, Prakash et al. [18] trabajaron con diferentes materiales eliminando el exceso de material en las zonas de menor tensión a través de ANSYS. Mientras que [19] buscaron reducir el peso del material de fabricación de las bielas experimentando con varios aceros y aleación de aluminio 7075, siendo este último 3 veces menor en peso, sin embargo el acero tiene mejor comportamiento a la deformación y tensiones. Aunque el aluminio no es comúnmente usado para la fabricación de bielas, Mekonen [20] estudiaron la aleación de aluminio 6078 T6 cuyo esfuerzo fue de 211.87 de MPa menor al 218.51 del acero, aunque el estudio sirvo para remplazar el material de fabricación su parámetros de vida del acero fue mayor.

En la investigación de Serrano et al. [21] hacen mención al sobrecalentamiento del motor de combustión interna el cual puede ocasionar daños graves, se estudia el comportamiento de la biela en un análisis termo-estructural obteniendo resultados de deformaciones y tensiones cuando recibe la fuerza de la combustión, así como la temperatura a la que este elemento está sometida, los valores se elevan al considerar la temperatura como una condición de contorno, concluyendo que este factor cuando es sumamente alto produce en conjunto con los esfuerzos torceduras y rupturas del elemento. Para lo cual hacen hincapié en cuidar la refrigeración del motor para que no cree un sobrecalentamiento de los mecanismos.

Thejasree et al. [22] señalan en su estudio sobre los esfuerzos que realiza un cigüeñal al estar sometido a estrés en el motor, el estudio tiene como fin disminuir costos de fabricación, se utilizan herramientas computacionales debido a que es el método más económico y fiable para este tipo de trabajos. Los programas computacionales ayudan a crear un modelo de simulación para estudiar la diferencia de peso que se le podía quitar al cigüeñal sin afectar al rendimiento del motor y sin hacerlo vulnerable a rupturas. Se usó un programa llamado CATIA V5 para el modelado y 3 diferentes diseños, los programas de simulación utilizados fueron ADAMS/VIEW, HYPERMESH Y ANSYS, este último mencionan tiene la ventaja de trabajar con la influencia de la gravedad en la simulación. Para este trabajo se utilizaron cálculos que indican la carga que tiene que soportar el pistón cuya presión posteriormente será transmitida a la biela y al cigüeñal, con el fin de determinar las regiones de mayor esfuerzo y considerar cuanto material se puede restar al cigüeñal. El modelo original sufrió una tensión de 67 MPa y el segundo diseño soportó una tensión de 71 MPa disminuyendo 1.6kg en su peso.

Por otra parte Witek et al. [23] realizaron un estudio sobre un cigüeñal que sufrió ruptura, calcularon los esfuerzos de tensión cuyo valor máximo fue de 112.44 MPa dando una idea de los resultados que se obtendrán al momento de la simulación. Además este artículo sugiere modelar a través de un scanner 3D, esto conlleva la ventaja de tener medidas más exactas, sin embargo, como mencionan [22] en su estudio, las partes como

chaflanes, pequeños bordes y otros puntos del modelado no influyen de gran manera en los resultados finales. En ambos casos usan ANSYS para la simulación del cigüeñal. Así mismo Mateus et al. [24] mencionan en su investigación la ruptura de un cigüeñal de un motor diésel, con el fin de investigar la raíz de la falla utilizando SOLIDWORKS y realizado una posterior simulación, los autores hacen hincapié en que el cigüeñal es el elemento más estudiado en el motor, debido al costo del elemento, se detalla cómo obtener los esfuerzos de tensión normal y cortante. Por último, mencionan que para una mayor seguridad se puede dar tratamientos térmicos en los lugares de mayor estrés del cigüeñal.

Los combustibles también pueden ser analizados a través de estos programas computacionales como se menciona en la investigación realizada por Dixit et al. [25] donde sugieren el uso de ANSYS para analizar el proceso de combustión del diésel y biodiésel basándose en el problema de contaminación al medio ambiente, en su estudio trabajan con varios porcentajes del combustible alternativo, los parámetros más importantes que se tomaron en cuenta para obtener resultados matemáticos de la combustión fueron la composición química de los combustibles y las características de temperatura explicando que mientras más puro sea el biodiésel menor será su temperatura en la combustión y su poder calorífico. Otra investigación realizada por Praptijanto et al. [26] en el que se usa una herramienta de simulación de motor virtual AVL Boost toman en cuenta que el etanol contiene 35% de oxígeno y determinan que existe una combustión más completa del combustible, lo que reduce las emisiones de escape. En esta simulación se consideran que el estudio debe ir desde las cañerías, considerando el coeficiente de fricción y la transferencia de calor, los resultados muestran que la potencia del motor es ligeramente inferior con diésel puro que con la mezcla de etanol debido a que este combustible es oxigenado lo cual influye directamente a que haya una mejor combustión.

### 3. Metodología

#### 3.1. Características del motor

Se utilizó el motor del tractor “INTERNACIONAL HARVESTER 523” perteneciente a la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte. En la tabla 1 se muestran las características principales del motor modelo D-179 mencionadas por Estévez y Pinto [27].

**Tabla 1.** Características motor Internacional D-179.

<b>Potencia</b>	52 [hp]
<b>Cilindrada</b>	2,9[L]
<b>Número de cilindros</b>	3 cilindros
<b>Combustible</b>	Diésel

#### 3.2. Toma de medidas

Para el modelado se tomó una serie de medidas principalmente a los elementos del conjunto móvil que son pistón, biela y cigüeñal. Las medidas se las obtuvo principalmente con el calibrador pie de rey y micrómetro.

En la figura 1 se muestran las principales herramientas de medidas, las cuales ayudaron a la toma de datos de dimensiones del conjunto móvil y demás elementos.



Figura 1. Herramientas utilizadas para toma de medidas

En la figura 2 se observan las piezas del conjunto móvil, el ensamble en (a), el pistón en (b), la biela en (c) y el cigüeñal en (d).

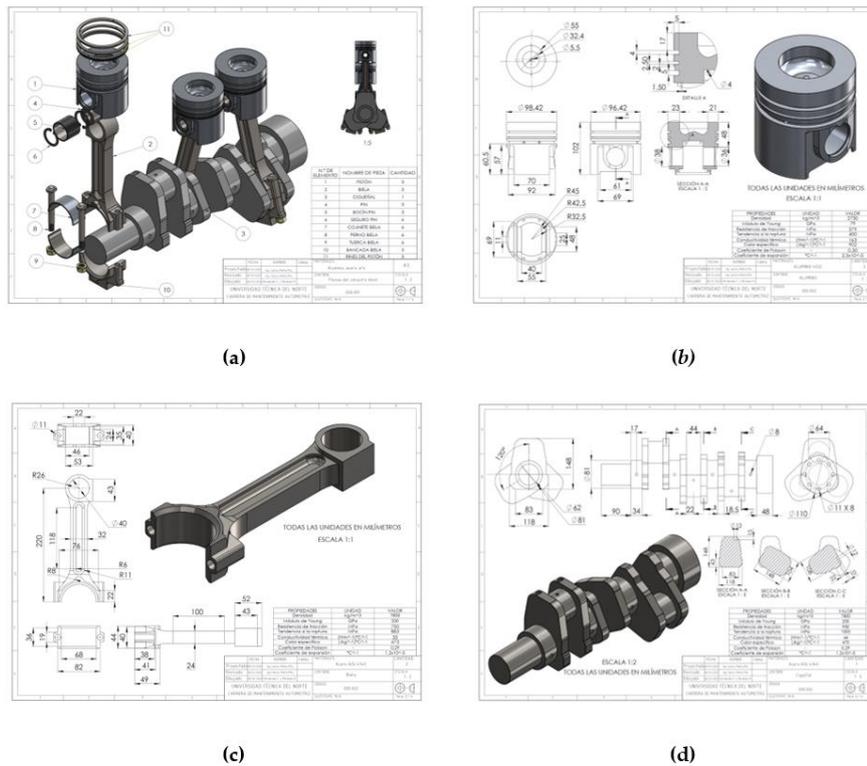


Figura 2. Planos del conjunto móvil

### 3.3. Cálculos para la simulación

Los parámetros que se necesitó para la simulación es la fuerza ejercida por la presión del gas y la temperatura de combustión, datos que ayudarán a determinar resultados de deformaciones, tensiones y el

factor de seguridad. Para ello se calcularon parámetros químicos, geométricos y termodinámicos, tanto para diésel y biodiésel de higuera B10.

### 3.3.1. Cálculos geométricos

Para encontrar las variables geométricas del motor se partió desde la toma de medidas siendo los valores más importantes el diámetro y carrera del pistón, con el fin de determinar los siguientes parámetros:

- Área del pistón

$$A_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (1)$$

Donde  $A_p$  es área del pistón ( $\text{cm}^2$ ) y  $d$  es diámetro del pistón (cm).

- Volumen unitario y total

$$V_u = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \quad (2)$$

$$V_t = nV_u \quad (3)$$

Donde  $V_u$  es volumen unitario del cilindro ( $\text{cm}^3$ ),  $d$  es el diámetro del pistón (cm),  $L$  es la carrera del pistón (cm),  $V_t$  es cilindrada total ( $\text{cm}^3$ ) y  $n$  es número de cilindros.

- Relación de compresión

$$R_c = \frac{V_u + V_c}{V_c} \quad (4)$$

Donde  $V_u$  es volumen unitario del cilindro ( $\text{cm}^3$ ),  $V_c$  es Volumen de la cámara de combustión ( $\text{cm}^3$ ) y  $R_c$  es relación de compresión por lo general se encuentran entre (7:1-13:1) para motores a gasolina y (15:1-24:1) para motores diésel [28].

### 3.3.2. Cálculos químicos

Como el objetivo es comparar los dos tipos de combustibles que son el diésel y biodiésel es importante calcular los parámetros que diferencia a los carburantes a base de su composición química.

En la Tabla 2, Córdoba [29] menciona que dependiendo de la composición química del combustible los valores del hidrógeno y carbono varían.

**Tabla 2.** Composición química de los combustibles.

Descripción	Diésel [kg]	Biodiésel B10 [kg]
C	0,8511	0,8385
H	0,1458	0,1453
O <sub>c</sub>	0,0020	0,0013

- Cantidad de aire teórica

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_C \right) \quad (5)$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_C}{32} \right) \quad (6)$$

Donde  $l_o$  es la cantidad teórica del aire en (kg),  $L_o$  representa la cantidad teórica del aire en (kmol), finalmente C, H y  $O_C$  son la cantidad de carbono, hidrógeno y oxígeno respectivamente en (kg).

- Cantidad total del aire y de los productos de la combustión

$$M_1 = \alpha \cdot L_o \quad (7)$$

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o \quad (8)$$

Donde  $M_1$  es la cantidad total del aire (kmol/kg),  $M_2$  es la cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg), C es la cantidad de carbono (kg), H es la cantidad de hidrógeno (kg),  $L_o$  es la cantidad teórica del aire en (kmol) y  $\alpha$  es el coeficiente de exceso de aire, Erazo [30] sugiere determinar un  $\alpha=1.4$ .

- Coeficiente teórico variación molecular

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (9)$$

Donde  $M_1$  es la cantidad total del aire (kmol/kg),  $M_2$  es la cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg) y  $\mu_o$  es el coeficiente teórico de variación molecular.

### 3.3.3. Cálculos termodinámicos

Es muy importante analizar el comportamiento del ciclo termodinámico del motor diésel con el fin de obtener los valores de cada tiempo siendo los más importantes la presión y la temperatura en el tiempo de combustión.

- Densidad del aire

$$\rho_o = \frac{P_o}{R \cdot T_o} \quad (10)$$

Donde  $\rho_o$  es la densidad del aire ( $kg/m^3$ ),  $P_o$  indica la presión de ingreso de aire en (Pa) y  $T_o$  es la temperatura inicial de admisión (K) los cuales son valores estandarizados [31].

- Temperatura de admisión

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + Y_r \cdot T_r}{1 + Y_r} \quad (11)$$

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \quad (12)$$

Donde  $T_a$  es la temperatura de admisión (K),  $\Delta T$  representa la variación de temperatura (K) cuyo valor está en el rango de (20°C a 40°C) para motores diésel [32].  $T_o$  es la temperatura inicial de admisión (K),  $T_r$  indica la temperatura gases residuales (K),  $\gamma_r$  muestra el coeficiente de gases residuales,  $P_a$  es la presión al final de la admisión (MPa),  $P_r$  presión gases residuales (MPa) y  $\epsilon$  es la relación de compresión.

- Presión de admisión

$$P_a = P_o - (\beta^2 - \xi) \frac{w_{ad}^2}{2} \rho_o \cdot 10^{-6} \quad (13)$$

Donde  $P_a$  es la presión al final de la admisión (MPa),  $P_o$  es presión de ingreso de aire (Pa),  $w_{ad}$  representa la velocidad del aire de entrada (m/s),  $\rho_o$  es la densidad del aire ( $\text{kg/m}^3$ ) y  $(\beta^2 - \xi)$  indica la resistencia del sistema de admisión.

- Presión de compresión y temperatura de compresión

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{n1} \quad (14)$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{(n1-1)} \quad (15)$$

Donde  $P_c$  es la presión al final de la compresión (MPa),  $P_a$  representa la presión al final de la admisión (MPa),  $T_c$  es temperatura al final de la compresión (K),  $T_a$  muestra la temperatura al final de la admisión (K),  $\epsilon$  es la relación de compresión,  $n1$  e igual al coeficiente politrópico, Edel [33] señala la importancia de este valor el cual estará en un rango de (1.25-1.45) en motores diésel.

- Presión y temperatura de combustión

$$\mu_c = \mu_{cv} \cdot T_c \quad (17)$$

$$\mu_c'' = (\mu_c'')_{\alpha=1} \left( \frac{(M_2)_{\alpha=1}}{M_2} \right) + \mu_c \left( \frac{(\alpha-1)L_o}{M_2} \right) \quad (16)$$

$$\frac{\xi_2 H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r \mu_c''}{1+\gamma_r} + 8.314\lambda T_c = \mu_r (\mu_{z1} + 8.314 T_{z1}) \quad (18)$$

$$P_{z1} = \sigma \cdot \left( \mu_r \frac{T_{z1}}{T_c} \right) \cdot P_c \quad (20)$$

Donde  $M_2$  es la cantidad de los productos de la combustión (kmol/kg),  $\mu_c$  indica la energía interna a temperatura  $T_c$  (kJ/kmol),  $\mu_{cv}$  es el calor específico (kJ/kmol°C),  $\mu_c''$  es energía interna de combustión (kJ/kmol),  $(\mu_c'')_{\alpha=1}$  es la energía interna de combustión cuando  $\alpha=1$  (kJ/kmol),  $(M_2)_{\alpha=1}$  representa la cantidad de los productos de la combustión cuando  $\alpha=1$  (kJ/kmol),  $T_c$  es la temperatura de compresión (K),  $L_o$  es la cantidad teórica del aire en (kmol),  $\alpha$  es el coeficiente de exceso de aire,  $H_u$  es el poder calorífico (kJ/kg),  $M_1$  es la cantidad total del aire (kmol/kg),  $T_z$  muestra la temperatura de combustión (K),  $\mu_z$  es la energía interna dependiendo de la temperatura  $T_c$  (kJ/kmol),  $\lambda$  es el factor elevación de la presión,  $\gamma_r$  es el coeficiente de gases residuales,  $\mu_r$  representa coeficiente real de variación molecular,  $\xi_2$  es el coeficiente de aprovechamiento de calor,  $P_z$  es la presión de combustión (MPa),  $P_c$  es presión de compresión (MPa) y  $\sigma$  es el coeficiente de aprovechamiento de calor.

Se encontraron las diferentes incógnitas para establecer una relación de presión-temperatura por medio de la ecuación (18) con el fin de determinar el rango de la temperatura de combustión y finalmente calcular la presión. En la tabla 3, Jóvaj [32] indica los valores que se usaron para interpolar con el fin de encontrar las variables mencionadas.

**Tabla 3.** Valores de interpolación a diferentes temperaturas.

Temperatura	$\mu_{cv}$	$(\mu'_c)_{\alpha=1}$	Temperatura	$\mu_z$ Diésel	$\mu_z$ Biodiésel
[°C]	[kJ/kmol°C]	[MJ/kmol]	[°C]	[kJ/kmol°C]	[MJ/kmol]
600	22,090	14,770	1900	71 059,10	71 059,73
700	22,408	17,585	2000	75 042,40	75 043,07
800	22,713	20,390	2100	79 113,34	79 114,05

- Temperatura de expansión

$$\rho_1 = \frac{\mu_r T_{z1}}{\lambda T_c} \quad (21)$$

$$\delta_1 = \frac{\varepsilon}{\rho_1} \quad (22)$$

$$T_{b1} = T_{z1} \left( \frac{1}{\delta_1^{n_2-1}} \right) \quad (23)$$

Donde  $T_z$  es la temperatura de combustión (K),  $T_c$  es igual a la temperatura al final de la compresión (K),  $T_b$  es la temperatura al final de la expansión (K),  $n_2$  es el grado de expansión, Edel [33] menciona que se puede designar un valor entre (1.24-1.28),  $\delta$  representa el grado de expansión posterior,  $\rho$  es el coeficiente de expansión preliminar,  $\varepsilon$  es la relación de compresión,  $\mu_r$  es el coeficiente real de variación molecular y  $\lambda$  es el factor elevación de la presión.

- Presión de expansión

$$P_{b1} = \frac{P_{z1}}{\delta_1^{n_2}} \quad (24)$$

Donde  $P_b$  es la presión al final de la expansión (MPa),  $P_z$  indica la presión de combustión (MPa),  $n_2$  es el grado de expansión y  $\delta$  representa el grado de expansión posterior.

### 3.3.4. Parámetros asignados

A través de las ecuaciones expuestas se puede determinar los datos que se necesitaron para la simulación, sin embargo, algunas variables dentro de los cálculos fueron asignadas dependiendo del rango dentro de un motor diésel en base a investigaciones anteriores, siendo los valores principales lo que diferencian a los combustibles, los principales factores son el poder calorífico generado por los combustibles y su composición química.

En la tabla 4 se muestran una recopilación de los valores asignados dentro de la investigación basados en [31]-[37] que son estudios anteriores.

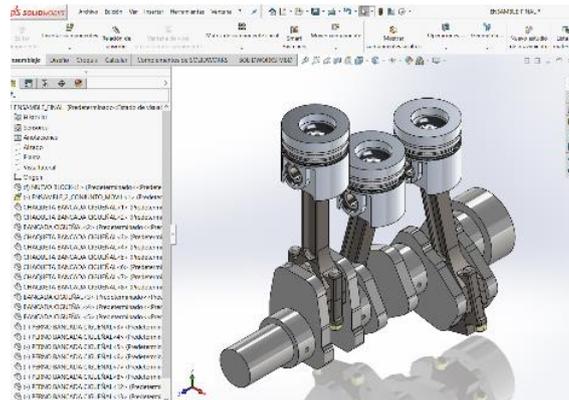
**Tabla 4.** Valores asignados para cálculos termodinámicos.

Variables	Unidad	Mín.	Máx.	Asignado
Presión de ingreso de aire ( $P_o$ )	[MPa]	-	-	0,1
Presión gases residuales ( $P_r$ )	[MPa]	$P_o$ (1,10)	$P_o$ (1,25)	0,115
Temperatura inicial de admisión ( $T_o$ )	[K]	-	-	293
Temperatura gases residuales ( $T_r$ )	[K]	700	900	795
Resistencia del sistema de admisión ( $\beta^2 - \xi$ )	-	2,50	4	3,20
Velocidad del aire de entrada ( $w_{ad}$ )	[m/s]	50	130	88
Variación de temperatura para M. diésel	[°C]	20	40	30
Coefficiente politrópico ( $n_1$ )	-	1,32	1,40	1,38
Factor elevación de la presión ( $\lambda$ )	-	1,40	2,20	1,8
Coefficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_2$ )	-	0,70	0,85	0,82
Coefficiente de expansión ( $n_2$ )	-	1,24	1,28	1,28
Coefficiente empírico de disminución ( $\sigma$ )	-	-	-	0,85
Poder calorífico diésel ( $H_u$ )	[MJ/kg]	-	-	45,67
Poder calorífico biodiésel ( $H_u$ )	[MJ/kg]	-	-	44,61

### 3.3.5. Modelado del conjunto móvil

Se utilizó la herramienta computacional conocida como SOLIDWORKS en donde se modelaron las piezas con las medidas tomadas anteriormente, para luego poder exportar la geometría ensamblada para su simulación.

En la figura 3 se muestra las piezas principales del conjunto móvil ensamblado en vista isométrica, se puede apreciar el diseño del cigüeñal de 3 cilindros con el pistón número uno en el punto muerto superior.

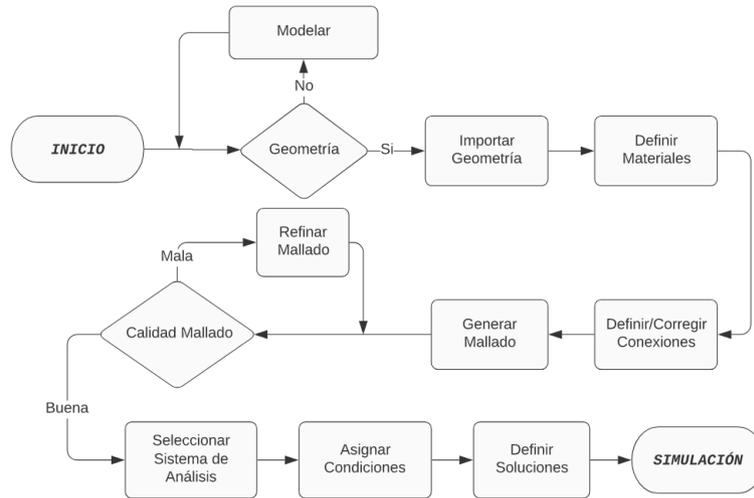


**Figura 3.** Ensamble del conjunto móvil

### 3.3.6. Proceso de la simulación

Para la simulación se utilizó el programa computacional ANSYS en su versión 19.2, la plataforma Workbench contiene diversas herramientas para el análisis de elementos finitos como esfuerzos estructurales, deformaciones, tensiones, entre otros.

En la figura 4 se observa un diagrama de flujo el cual describe el proceso de la simulación empleado en el proyecto, tomando como pasos importantes las conexiones, el mallado y la geometría la cual fue modelada anteriormente en SOLIDWORKS.



**Figura 4.** Proceso de la simulación

El primer paso de la simulación es contar con un modelo para posteriormente ser importado desde ANSYS, mediante un formato compatible (IGS), es recomendable simplificar el diseño suprimiendo elementos secundarios y eliminar pequeños redondeos con las diversas herramientas del programa. Para un correcto análisis se debe trabajar con los materiales reales del modelo estudiado, ANSYS permite determinar las propiedades de cada elemento, el programa consta con una biblioteca amplia de datos, sin embargo, los materiales empleados en la investigación fueron añadidos por medio de la opción Engineering Data.

La tabla 5 detalla las propiedades de los materiales usados para el conjunto móvil del motor D-179, tomando en cuenta los comúnmente usados en motores diésel [24], [38], [39].

**Tabla 5.** Propiedades de materiales del conjunto móvil.

Parámetros		Material			
Propiedad	Unidad	Acero aleado	Aluminio 4032	Acero AISI 4140	Acero AISI 4340
		Pin	Pistón	Biela	Cigüeñal
Coefficiente de Poisson	-	0,28	0,30	0,29	0,29
Densidad	[kg/m <sup>3</sup> ]	7 700	2 730	7 850	7 850
Módulo de Young	[GPa]	210	79	200	200
Resistencia tracción	[MPa]	820	379	775	950
Tensión de ruptura	[MPa]	883	400	883	1 005
Conductibilidad térmica	[Wm <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup> ]	50	163	33	44
Calor específico	[J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup> ]	460	902	473	475

Se necesitaron diversas juntas para determinar el movimiento del ensamble del conjunto móvil, el archivo procedente de SOLIDWORKS viene determinado por defecto, pero también se pueden asignar las que sean necesarias; en la investigación se creó una nueva carpeta de juntas automáticas las cuales fueron modificadas de acuerdo con la necesidad.

A continuación, se realiza el mallado el cual es uno de los parámetros más importantes en la simulación, este factor determina la calidad de los resultados de los elementos analizados, ANSYS ofrece un mallado genérico automático. Imbaquingo [40] menciona que existen algunos criterios para verificar la calidad del enmallado como Jacobian ratio, la oblicuidad (skewness), la relación de aspecto, la ortogonalidad, entre otros. Dentro de los parámetros a tomar en cuenta en la malla usada en la investigación son la oblicuidad y el radio jacobiano.

El radio jacobiano es un factor de calidad el cual está entre valores de -1 a 1, cuyo promedio de 1 garantiza la fiabilidad de la malla, este parámetro trabaja con una matriz que contiene derivadas parciales. Mientras que la oblicuidad es el estudio de los elementos de la malla en una cara del cuerpo, comparando el elemento generado con el ideal el cual puede establecerse por medio de desviación equilátera o normalizada, el factor para garantizar la convergencia es que los valores de la métrica estén entre 0 a 1, siendo 0 el que represente un elemento perfecto.

La figura 5, [41] indica los rangos a considerar en la calidad de la malla.



Figura 5. Rangos de calidad de la malla.

En la tabla 6 se mencionan los criterios de calidad en los que se basa el proyecto, es recomendable mejorar el mallado del diseño, sin embargo, mientras más elementos tenga una malla eso la hará más densa y eso aumentará el tiempo de solución del problema, tomando en cuenta que el software académico limita a 32 000 nodos, no se excedió este límite con el objetivo de que cualquier autor pueda replicar este proyecto o afines al tema.

Tabla 6. Calidad del mallado del conjunto móvil.

Tipo	Parámetro	Cigüeñal	Biela	Pistón
	Elementos	16 123	17455	16 817
Malla	Nodos	29 456	30 142	30 000
refinada	Radio Jacobiano	1,07	1,05	1,06
	Oblicuidad	0,40	0,35	0,43
Calidad	Calidad oblicuidad	Muy buena	Muy buena	Muy buena

Se debe escoger los sistemas de análisis en el cual se va a realizar la simulación, este dependerá de los resultados que se quieran obtener; la presente investigación tiene como objetivo comparar la deformación, los esfuerzos y el factor de seguridad de los elementos del conjunto móvil a usar dos tipos de combustible, para ello se ha usado un análisis estático para ver el comportamiento de las deformaciones de cada elemento y un análisis transitorio estructural para determinar los esfuerzos y su coeficiente de seguridad al estar trabajado

dinámicamente con condiciones solamente estructurales y otra aplicando la temperatura a la que el motor funciona.

Por último, se determinan las condiciones de contorno previo a la simulación, para el análisis estático se seleccionan los soportes y la fuerza máxima del combustible; mientras que para el análisis transitorio es importante determinar el intervalo de tiempo en este caso de 0.06 segundos que es lo que dura un ciclo termodinámico cuando el motor trabaja a 2000 rpm; también se determina la condición de fuerza que actúa en la cabeza del pistón la cual se obtuvo a través de los cálculos previamente realizados.

La figura 6 muestra la forma en la que actúa la fuerza sobre la cabeza del pistón en un ciclo de funcionamiento, existe una ligera diferencia siendo el diésel el que produce mayor presión al momento de la combustión, cuando está desfasado 10° después del PMS.

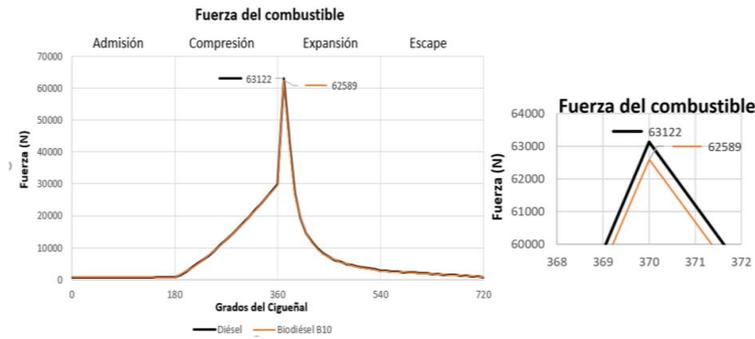


Figura 6. Fuerza generada por los combustibles

Al ser un análisis dinámico es importante la interacción de las fuerzas en cada uno de los pistones, el motor utilizado fue uno de 3 cilindros cuyo orden de encendido es (1-3-2), se debe asignar de manera correcta estos valores y las demás condiciones de contorno para obtener correctos resultados.

En la figura 7 se observa los diferentes valores de fuerzas insertadas para la simulación en función del tiempo termodinámico del motor, el proceso se lo realizó en cada uno de los pistones en su determinada fase de ciclo.

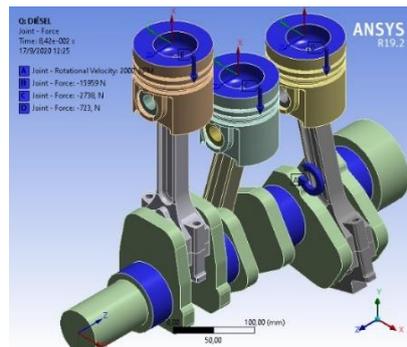


Figura 7. Condiciones análisis transitorio

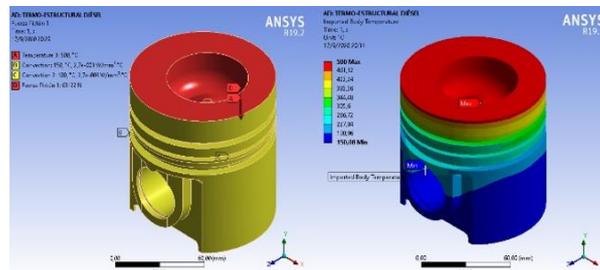
Para el estudio térmico-estructural se tomó en cuenta la temperatura del motor, según cálculos la temperatura de combustión con diésel y biodiésel es mayor a los 2000°C, sin embargo, en la realidad ese valor será menor debido a la velocidad a la que se realiza el proceso, la refrigeración del motor, la lubricación, entre otros factores. Debido al objetivo del proyecto que es comparar los dos tipos de combustibles se utilizó una relación entre la temperatura de combustión y las temperaturas a las que generalmente están sometidas las piezas dentro de un motor diésel, Godoy [42] mencionan que el pistón alcanza temperaturas de 300°C a 500°C

en la cabeza del pistón y la falda al estar en contacto con las paredes del cilindro tendrían una temperatura de 150°C a 200°C. Mientras que la biela y el cigüeñal pueden estar a una temperatura de 100°C a 120°C [43]. Cabe mencionar que se asignó un valor de transferencia de calor para las caras del pistón que están en contacto con el cilindro de  $2,7 \times 10^{-3} \text{ W/mm}^2\text{°C}$ , este valor se insertó en un análisis estático mientras que el modelo transitorio propuesto solo permite asignar un valor constante a todo el elemento, sin embargo la cabeza del pistón estará sometida a altas temperaturas mientras que en la falda será menor, en conclusión se deben prestar más atención al análisis estático realizado solo en este elemento. En la tabla 7 se puede apreciar la condición de temperatura de las piezas del conjunto móvil utilizadas en la simulación.

**Tabla 7.** Condiciones de temperatura de los elementos.

	Diésel [°C]	Biodiésel [°C]
<b>Elemento</b>	2043	2027
Pistón	500	496,08
Biela	120	119,06
Cigüeñal	110	109,14

En la figura 8 se puede notar las condiciones térmicas del elemento, donde se asignan la temperatura del gas en la cabeza del pistón, y el coeficiente de transferencia de calor que el pistón tendrá por medio de las paredes del cilindro.



**Figura 8.** Condiciones térmicas del pistón

## 4. Análisis y resultados

### 4.1. Resultados matemáticos

En la tabla 8 se muestran los resultados de los cálculos geométricos del motor Internacional D-179 utilizado en la investigación.

**Tabla 8.** Resultados de cálculos geométricos.

Parámetro	Unidad	Valor
Área del pistón	[cm <sup>2</sup> ]	76,04
Volumen unitario	[cm <sup>3</sup> ]	977,81
Cilindrada total	[cm <sup>3</sup> ]	2933,42
Relación de compresión	-	16

En la tabla 9 se observan los resultados de los cálculos químicos tomando en cuenta los dos combustibles, debido a su composición química se aprecia una ligera variación.

**Tabla 9.** Resultados de cálculos químicos.

Parámetro	Unidad	Diésel	Biodiésel B10
Cantidad teórica de aire	[kg]	14,77	14,77
Cantidad teórica de aire	[kmol]	0,516	0,51
Cantidad total de aire	[kmol/kg]	0,722	0,714
Productos de combustión	[kmol/kg]	0,757	0,749
Coefficiente teórico de variación molecular	-	1,049	1,05

En la tabla [10](#) se presentan los resultados de los cálculos termodinámicos en cada punto de ciclo del motor, siendo los valores más relevantes la presión y la temperatura generada por estos dos tipos de combustibles.

**Tabla 10.** Resultados de cálculos termodinámicos.

Parámetro	Unidad	Valor
Densidad de aire	[kg/m <sup>3</sup> ]	1,19
Coefficiente de gases residuales	-	0,037
Presión de admisión	[MPa]	0,0852
Temperatura de admisión	[K]	339,98
Presión de compresión	[MPa]	3,92
Temperatura de compresión	K	976,03
Calor específico	[kJ/kmol°C]	22,42
Energía interna a temperatura Tc	[kJ/kmol]	15760
Temperatura de combustión (Diésel)	[K]	2315,9
Temperatura de combustión (Biodiésel B10)	[K]	2300,5
Presión de combustión (Diésel)	[MPa]	8,3
Presión de combustión (Biodiésel B10)	[MPa]	8,23
Temperatura de expansión (Diésel)	[K]	1165,50
Temperatura de expansión (Biodiésel B10)	[K]	1155,6
Presión de expansión (Diésel)	[MPa]	0,36
Presión de expansión (Biodiésel B10)	[MPa]	0,35

## 4.2. Resultados de la simulación

En los resultados obtenidos en la simulación se aprecia la variación de los valores al emplear un análisis estructural y termo-estructural en las piezas del conjunto móvil cuando el motor trabaja con diésel y biodiésel B10.

### 4.2.1. Resultados del pistón

En la figura [9](#) se observa el resultado de un análisis estructural donde actúan solo la fuerza ejercida en el pistón; en **(a)** y **(d)** la deformación, en **(b)** y **(e)** la tensión, en **(c)** y **(f)** el factor de seguridad con diésel y biodiésel respectivamente.

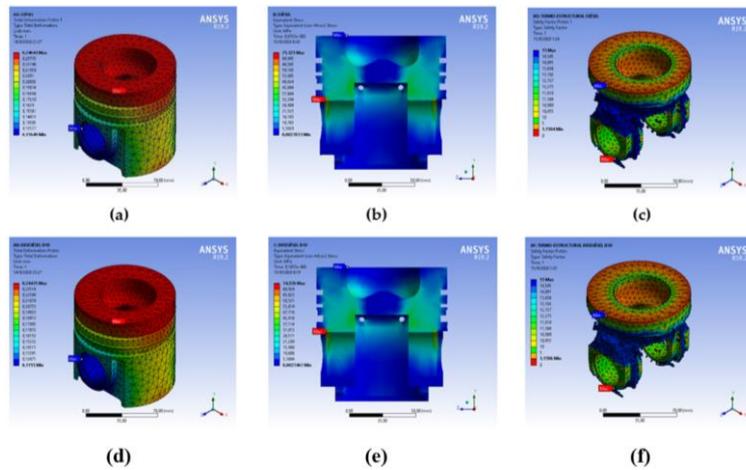


Figura 9. Resultados análisis estructural del pistón

En la figura 10 se muestra el comportamiento de los esfuerzos en el pistón comparando los dos tipos de combustible donde al usar biodiésel la tensión es ligeramente menor

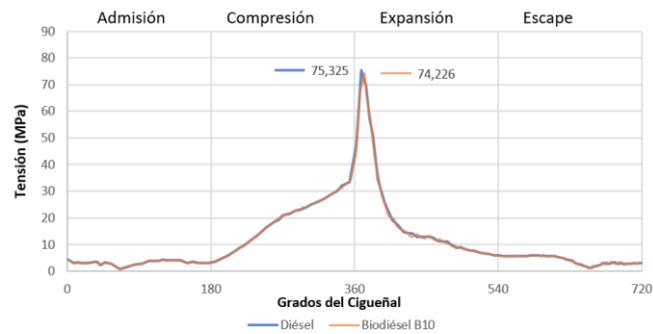


Figura 10. Tensión equivalente del pistón (Análisis estructural)

En la figura 11 ilustra los resultados de la simulación en un análisis termo-estructural donde se consideró la temperatura de funcionamiento del motor, en (a) y (d) se tiene la deformación, en (b) y (e) la tensión, en (c) y (f) el factor de seguridad con diésel y biodiésel respectivamente.

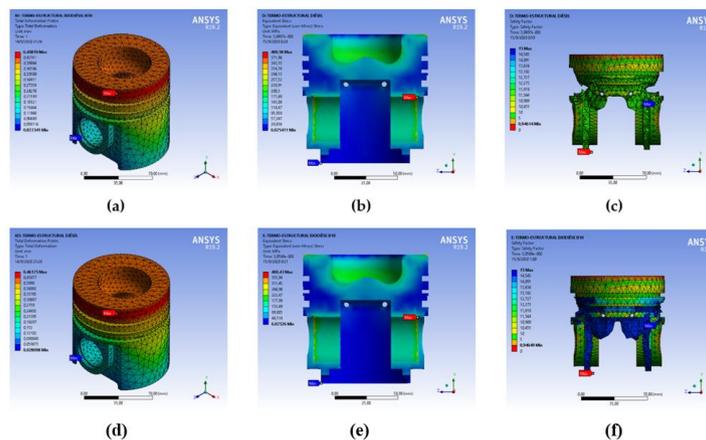


Figura 11. Resultados análisis termo-estructural del pistón

En la figura 12 se aprecia el comportamiento de los esfuerzos en el pistón cuando está sometido a alta presión y temperatura al usar diésel y biodiésel de higuerilla B10.

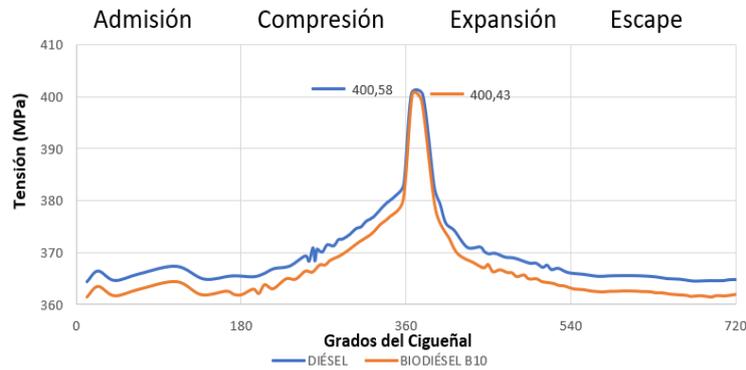


Figura 12. Tensión equivalente del pistón (Análisis termo-estructural)

La tabla 11 expresa los resultados de la simulación del pistón, el factor de seguridad en ambos casos es menor a 1, sin embargo, ya se ha mencionado que en el modelo transitorio se aplicó una temperatura global al elemento, esta situación se contrarresta haciendo un análisis termo-estructural estático aplicando la variación de temperatura del pistón.

Tabla 11. Resultados de la simulación del pistón.

Descripción	Unidades	Análisis estructural		Análisis termo-estructural	
		Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
Deformación Diésel	[mm]	$1,16 \times 10^{-1}$	$2,46 \times 10^{-1}$	$2,81 \times 10^{-2}$	$4,62 \times 10^{-1}$
Deformación Biodiésel B10	[mm]	$1,16 \times 10^{-1}$	$2,44 \times 10^{-1}$	$2,73 \times 10^{-2}$	$4,58 \times 10^{-1}$
Tensión diésel	[MPa]	$2,70 \times 10^{-3}$	75,33	$2,54 \times 10^{-2}$	400,58
Tensión biodiésel B10	[MPa]	$2,75 \times 10^{-3}$	74,23	$2,53 \times 10^{-2}$	400,43
Factor de seguridad Diésel	-	5,0315	15	0,9461	15
Factor de seguridad Biodiésel B10	-	5,106	15	0,9465	15

En la figura 13 se puede ver las zonas donde es menor el factor de seguridad de un análisis termo-estructural estático, la parte más afectada es la cabeza del pistón por las altas temperaturas.

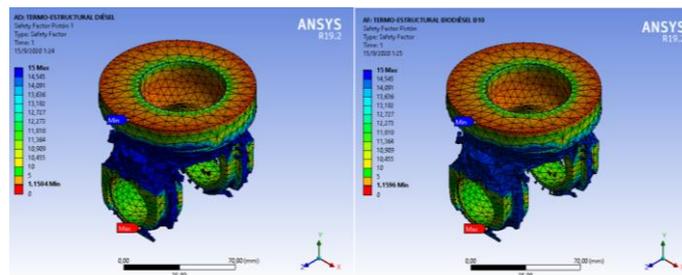


Figura 13. Factor de seguridad con pistón estático (Análisis termo-estructural)

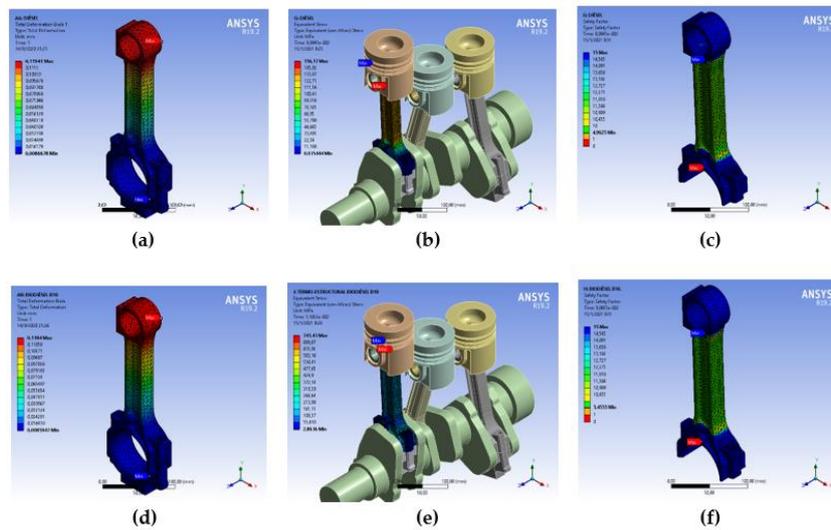
En la tabla 12 se compara los resultados de un análisis termo-estructural transitorio con un estático, este último arroja un coeficiente mayor a 1, lo que significa que el pistón no tendrá fallos en funcionamiento. Por último, cabe mencionar que el biodiésel produce menor esfuerzo por ende su coeficiente de seguridad es más alto, sin embargo, la diferencia es mínima.

**Tabla 12.** Comparación sistema estático y transitorio (Pistón).

Combustible	Esfuerzos del pistón [MPa]				Factor de seguridad del pistón			
	Análisis estático		Análisis transitorio		Análisis estático		Análisis transitorio	
	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
Diésel	$8,30 \times 10^{-2}$	329,45	$2,54 \times 10^{-2}$	400,58	1,1504	15	0,9461	15
Biodiésel B10	$8,51 \times 10^{-2}$	326,84	$2,53 \times 10^{-2}$	400,43	1,1596	15	0,9465	15

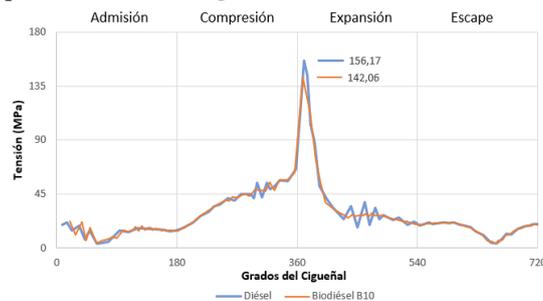
#### 4.2.2. Resultados de la biela

En las figuras 14 se notan las zonas afectadas por la deformación en (a) y (d), las tensiones en (b) y (e), el factor de seguridad en (c) y (f) es un sistema estructural cuando están trabajando con diésel y biodiésel B10.



**Figura 14.** Resultados de la biela análisis estructural

En la figura 15 aprecia el comportamiento de los esfuerzos de la biela a lo largo de un ciclo de funcionamiento del motor comparando los dos tipos de combustibles estudiados.



**Figura 15.** Tensión de la biela análisis estructural

En las figuras 16 se distinguen las zonas afectadas por la deformación en (a) y (d), las tensiones en (b) y (e), el factor de seguridad en (c) y (f) en un análisis tomando en cuenta la fuerza y temperatura que generan los combustibles.

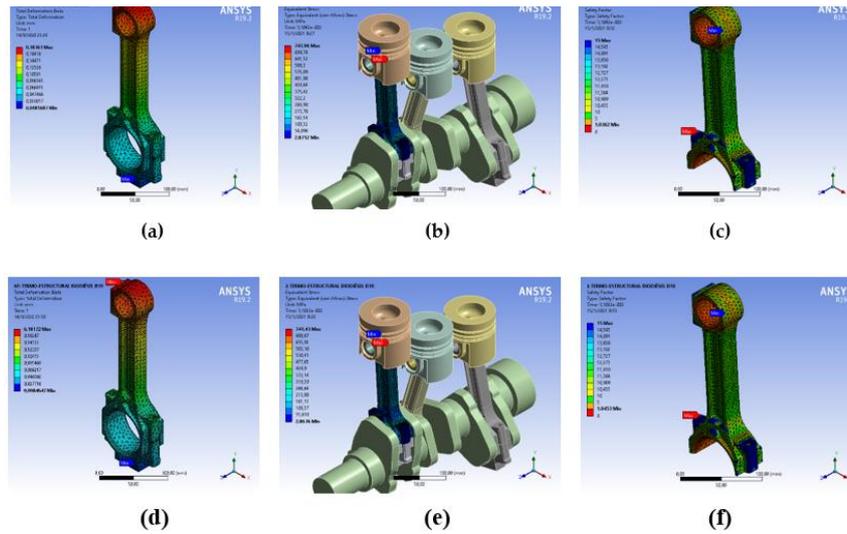


Figura 16. Resultados de la biela análisis termo-estructural

La figura 17 muestra el comportamiento de los esfuerzos de la biela a lo largo de un ciclo termodinámico del motor, siendo el diésel el que produce mayor tensión en el elemento.

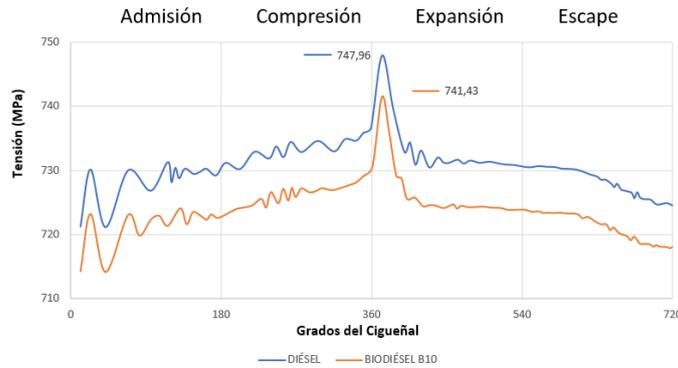


Figura 17. Tensión de la biela análisis termo-estructural

En la tabla 13 se expresan los resultados de la simulación, la biela tiende a tener mayores esfuerzos estructurales, al usar biodiésel las tensiones son ligeramente menores, lo que hace rentable a este biocombustible para usarlo en los motores MEC.

Tabla 13. Resultados simulación de la biela.

Descripción	Unidades	Análisis estructural		Análisis termo-estructural	
		Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
Deformación Diésel	[mm]	$8,67 \times 10^{-3}$	$1,19 \times 10^{-1}$	$8,57 \times 10^{-3}$	$1,84 \times 10^{-1}$
Deformación Biodiésel B10	[mm]	$8,59 \times 10^{-3}$	$1,18 \times 10^{-1}$	$8,46 \times 10^{-3}$	$1,82 \times 10^{-1}$
Tensión diésel	[MPa]	$3,54 \times 10^{-2}$	156,17	2,98	747,96
Tensión biodiésel B10	[MPa]	$3,01 \times 10^{-2}$	142,06	2,86	741,43
Factor de seguridad Diésel	-	4,9625	15	1,0362	15
Factor de seguridad Biodiésel B10	-	4,4555	15	1,0453	15

4.2.3. Resultados del cigüeñal

En la figura 18 se observa los resultados de la simulación del cigüeñal en un análisis estructural, la deformación en (a) y (d), las tensiones en (b) y (e), el factor de seguridad en (c) y (f), tanto con diésel y biodiésel de higuerrilla respectivamente.

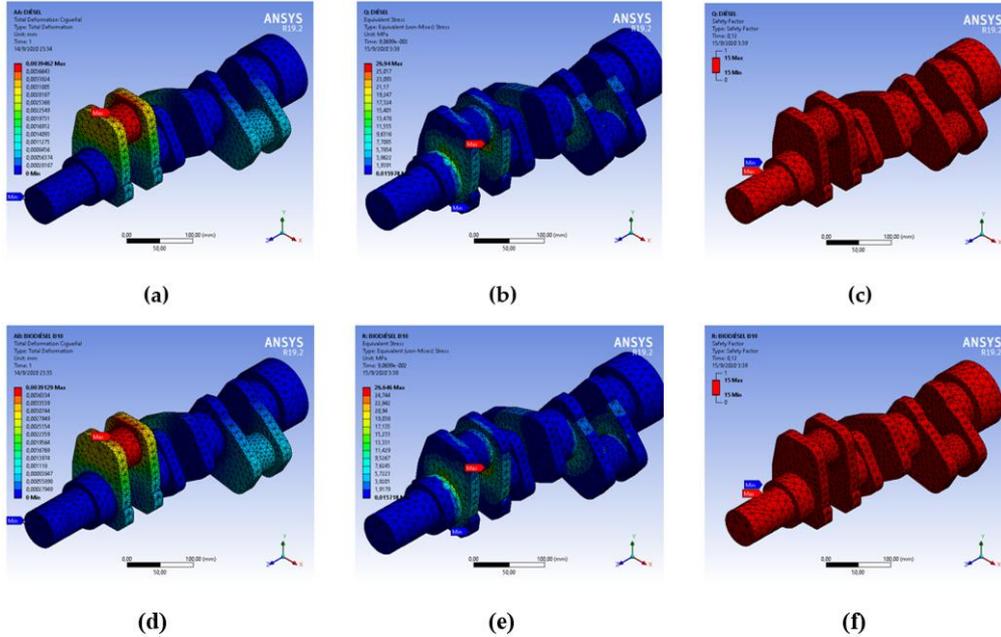


Figura 18. Resultados del cigüeñal análisis estructural

En las figuras 19 se comparan los resultados de tensión máxima que suceden en el cigüeñal cuando está en funcionamiento, hay tres picos donde los esfuerzos son mayores como resultado de autoencendido de combustible en cada uno de los cilindros, el tiempo de la simulación es de 0,06 segundos cuando el motor está a 2000 rpm.

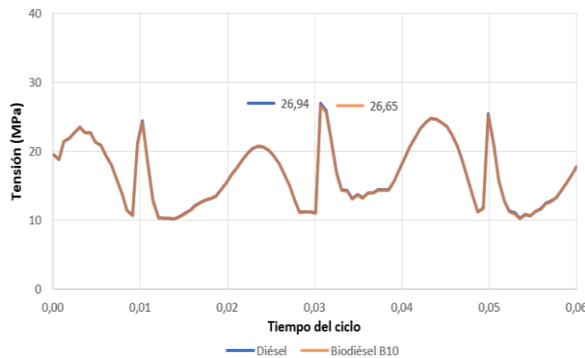


Figura 19. Tensión del cigüeñal análisis estructural

En la figura 20 se aprecia la diferencia entre la simulación del cigüeñal hecha con diésel y biodiésel teniendo como resultado las partes de color rojo son los puntos máximos y el color azul los puntos mínimos de la deformación en (a) y (d), tensión equivalente de Von Mises en (b) y (e), el factor de seguridad en (c) y (f).

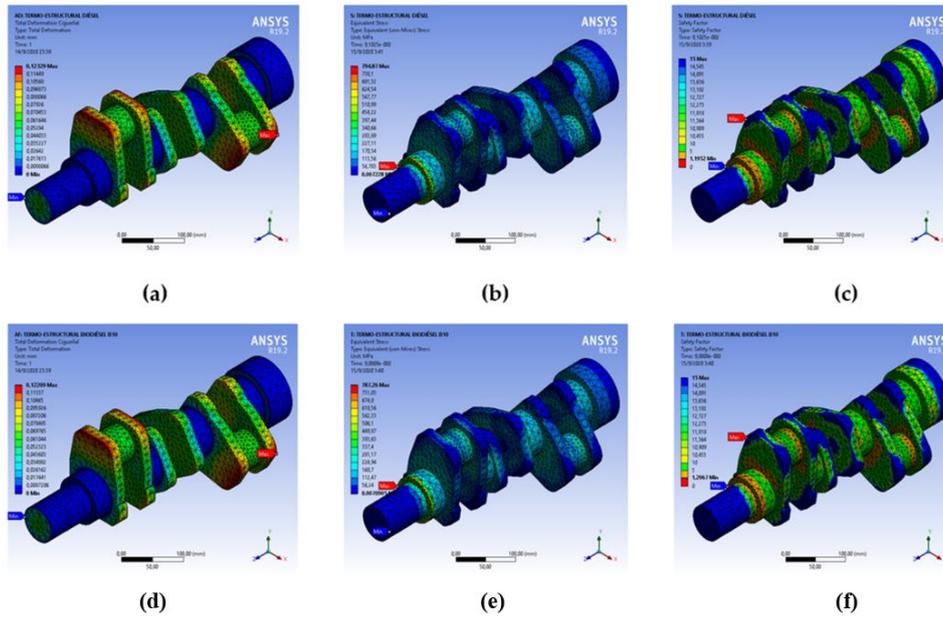


Figura 20. Resultados del cigüeñal análisis termo-estructural

En la figura 21 se muestran cómo actúan las fuerzas de tensión máxima en un ciclo termodinámico, en el tiempo de expansión el valor es mayor debido a la combustión, como resultado se obtiene que al utilizar biodiésel los esfuerzos son ligeramente menores en comparación con el diésel.

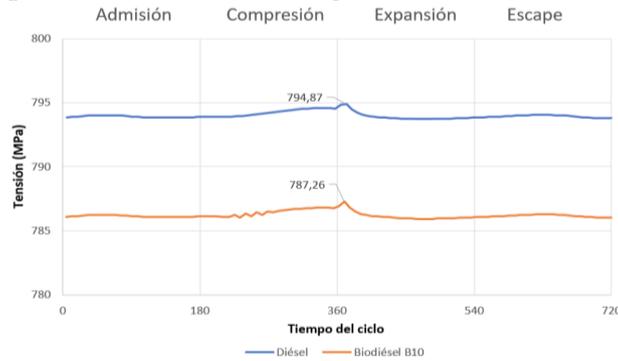


Figura 21. Tensión del cigüeñal análisis termo-estructural

La tabla 14 expone un resumen de los resultados obtenidos de las deformaciones, tensiones y del factor de seguridad estudiados en un análisis estructural y termo-estructural con diésel y biodiésel B10 de higuierilla.

Tabla 14. Resultados de la simulación del cigüeñal.

Descripción	Unidades	Análisis estructural		Análisis termo-estructural	
		Mínima	Máxima	Mínima	Máxima
Deformación Diésel	[mm]	0	$3,95 \times 10^{-3}$	0	$1,23 \times 10^{-1}$
Deformación Biodiésel B10	[mm]	0	$3,91 \times 10^{-3}$	0	$1,22 \times 10^{-1}$
Tensión diésel	[MPa]	$1,60 \times 10^{-2}$	26,94	$7,23 \times 10^{-3}$	794,87
Tensión biodiésel B10	[MPa]	$1,57 \times 10^{-2}$	26,65	$7,09 \times 10^{-3}$	787,26
Factor de seguridad Diésel	-	15	15	1,1952	15
Factor de seguridad Biodiésel B10	-	15	15	1,2067	15

## 5. Conclusiones

- Los resultados de la simulación variaron ligeramente al comparar diésel y biodiésel B10, existe una disminución de la deformación, esfuerzos y el factor de seguridad al utilizar el combustible alternativo, sin embargo, esta variación no afectara a las piezas haciendo factible a este biocombustible, tanto para el uso en motores de combustión diésel y para el medio ambiente.
- En la simulación que se realizó al pistón mediante un análisis estructural y termo-estructural, se observó que el biodiésel reduce el efecto de la deformación en un 0,85%, y un 0,78% respectivamente. Para las tensiones se tiene una diferencia del 1,48% en el análisis estructural y 0,04% en un termo-estructural, obteniendo con este último un factor de seguridad de 1,1504 con diésel y 1,1596 con biodiésel.
- Los resultados de la biela en un análisis estructural donde solo intervienen fuerzas, se observa que al usar biodiésel la deformación se reduce en 0,85% y en un análisis termo-estructural donde se combina la fuerza con la temperatura disminuye en 1,04%. Los esfuerzos disminuyen en 9,93% y 0,88% respectivamente en cada análisis, alcanzando con el sistema termo-estructural un coeficiente de seguridad de 1,0362 con diésel y 1,0453 con biodiésel B10.
- En el cigüeñal con un análisis estructural y termo-estructural las tensiones disminuyen en 1,10% y en 0,97% respectivamente dando como resultado en este último sistema un factor de seguridad de 1,1952 con diésel y 1,2067 con biodiésel, mientras que la deformación es menor en 0,85% aplicando solo la fuerza del combustible y en un 0,98% cuando se combina con la temperatura al usar el biocombustible.

**Contribuciones de los autores:** Conceptualización, C.F., C.M., R.M.; metodología, S.S., C.F., C.M., R.M.; software, C.F., R.M.; validación, C.M.; análisis formal, V.H., R.V. y M.P-S.; investigación, C.F., R.M.; redacción — preparación del borrador original, S.S., C.F., R.M.; redacción — revisión y edición, C.F., C.M., R.M.; visualización, C.M.; supervisión, C.M.; administración de proyectos, C.M.; adquisición de financiación, C.F., R.M.

**Materiales complementarios:** Los siguientes están disponibles en línea.

[https://utneduec-my.sharepoint.com/:f:/g/personal/cjfernandezp\\_utn\\_edu\\_ec/EIVuJWIdZUNMkg8ZFybgFoMB6Sx1YBc2btnaY65nccHRZA?e=czZbzy](https://utneduec-my.sharepoint.com/:f:/g/personal/cjfernandezp_utn_edu_ec/EIVuJWIdZUNMkg8ZFybgFoMB6Sx1YBc2btnaY65nccHRZA?e=czZbzy)

**Agradecimientos:** Los autores agradecen a la Universidad Técnica del Norte, especialmente a la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz y a los docentes que fueron parte de esta investigación.

**Financiamiento:** Esta investigación no recibió financiamiento externo.

**Conflicto de interés:** Los autores declaran no tener ningún conflicto de intereses.

## Referencias

- [1] E. Chamorro and O. Lara, *Modelación y simulación de los inyectores HEUI de un motor Cat C7 (Tesis de grado)*. Universidad técnica del Norte, Ibarra, Ecuador., 2018.
- [2] A. Celik, M. Yilmaz, and O. F. Yildiz, "Improvement of diesel engine startability under low temperatures by vortex tubes," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 17–27, 2020, doi: 10.1016/j.egy.2019.11.027.

- [3] K. Venkata Sundar Rao, S. N. Kurbet, and V. V. Kuppast, "A Review on Performance of the IC Engine Using Alternative Fuels," *Mater. Today Proc.*, vol. 5, no. 1, pp. 1989–1996, Jan. 2018, doi: 10.1016/J.MATPR.2017.11.303.
- [4] L. Witek and P. Zelek, "Stress and failure analysis of the connecting rod of diesel engine," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 97, pp. 374–382, Mar. 2019, doi: 10.1016/J.ENGFAILANAL.2019.01.004.
- [5] A. Etxeita, *Análisis de un motor de cuatro tiempos en ANSYS*. Bilbao: Universidad del País Vasco, Bilbao, España, 2019.
- [6] Y. X. Wang, Y. Q. Liu, and H. Y. Shi, "Finite element static and dynamic analysis for a piston," *Adv. Mater. Res.*, vol. 97–101, pp. 3323–3326, 2010, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.97-101.3323.
- [7] D. A. Ardeleanu *et al.*, "Analysis of an automotive piston using finite element method," *UPB Sci. Bull. Ser. B Chem. Mater. Sci.*, vol. 80, no. 3, pp. 195–206, 2018.
- [8] E. Buyukkaya and M. Cerit, "Thermal analysis of a ceramic coating diesel engine piston using 3-D finite element method," *Surf. Coatings Technol.*, vol. 202, no. 2, pp. 398–402, 2007, doi: 10.1016/j.surfcoat.2007.06.006.
- [9] S. S. Chougule and V. H. Khatawate, "Piston Strength Analysis Using FEM," *Int. J. Eng. Res. Appl.*, vol. 3, no. 2, pp. 1724–1731, 2013.
- [10] A. Bhagat, Y. Jibhakate, and K. Chimote, "Thermal analysis and optimization of I.C. engine piston using finite element method," *Altair Technol. Conf.*, no. August, pp. 1–8, 2018.
- [11] S. Sánchez, "Caracterización de curvas de presión en motores de combustión interna por medio de ANSYS," in *Procedia Computer Science*, vol. 2, no. 1, Colombia: Fundación Universitaria los libertadores, Bogotá, Colombia, 2018, pp. 1–5.
- [12] M. Rakshith, K. Sunil, and P. S. Hatti, "Structural Simulation and Optimization of Diesel Engine Piston Material using ANSYS," *Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng.*, vol. 9, no. 2, pp. 2159–2162, 2019, doi: 10.35940/ijitee.b8037.129219.
- [13] A. Mehmood, A. Kumar Singh, and A. Kumar, "Numerical validation of thermal analysis of an automobile piston using ANSYS," *Int. J. Res. Eng. Innov.*, vol. 2, no. 4, pp. 384–391, 2018.
- [14] E. Aldape, O. Pirin, Y. Beltrán, and L. Picón, "Análisis termo-estructural de un pistón de motor de combustión interna con recubrimiento térmico," no. May, 2020.
- [15] L. Singh, S. S. Rawat, T. Hasan, and U. Kumar, "Finite Element Analysis of Piston in Ansys," *Int. J. Mod. Trends Eng. Res.*, vol. 2, no. 4, pp. 619–627, 2015.
- [16] S. A. Havale and P. S. Wankhade, "Design , Thermal Analysis and Optimization of a Piston Using Ansys," *Int. Res. J. Eng. Technol.*, pp. 1311–1317, 2017.
- [17] M. R. H. K. Divyarathi, "Design and Fatigue Life Estimation of Diesel Engine Piston," *Int. Res. J. Eng. Technol.*, vol. 4, no. 6, pp. 3307–3312, 2017.
- [18] S. O. Prakash, M. Natrayan, and R. Dinesh Kumar, "Optimization of Connecting Rod for Weight Reduction by Finite Element Analysis," *Int. Res. J. Automot. Technol.*, vol. 1, no. 6, pp. 80–87, 2018.
- [19] R. B T, V. Koppad, and H. Raju, "Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials," *World J. Res. Rev. ( ISSN2455-3956)*, vol. 04, no. January, pp. 33–39, 2017.
- [20] A. Mekonen, B. Yosiph, and J. B. Dawit, "Finite Element Analysis of Fatigue Life Prediction for Connecting Rod Using Aluminum and Steel Alloy Materials," vol. 6, no. 9, pp. 417–428, 2019.
- [21] A. Serrano, C. Reséndiz, J. Licona, and G. Rivera, "Análisis termo-estático de una biela de un motor de combustión interna encendido por chispa," vol. 1, no. 4, pp. 27–33, 2017.
- [22] P. Thejasree, G. Dileep Kumar, and S. Leela Prasanna Lakshmi, "Modelling and Analysis of Crankshaft for passenger car using ANSYS," *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 10, pp. 11292–11299, Jan. 2017, doi: 10.1016/J.MATPR.2017.09.053.
- [23] L. Witek, M. Sikora, F. Stachowicz, and T. Trzepiecinski, "Stress and failure analysis of the crankshaft of diesel engine," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 82, pp. 703–712, Dec. 2017, doi: 10.1016/J.ENGFAILANAL.2017.06.001.
- [24] J. Mateus, V. Anes, I. Galvão, and L. Reis, "Failure mode analysis of a 1.9 turbo diesel engine crankshaft," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 101, pp. 394–406, 2019, doi: 10.1016/j.engfailanal.2019.04.004.
- [25] S. Dixit, A. Kumar, S. Kumar, N. Waghmare, H. C. Thakur, and S. Khan, "CFD analysis of biodiesel blends and combustion using Ansys Fluent," *Mater. Today Proc.*, no. xxxx, 2020, doi: 10.1016/j.matpr.2019.12.362.
- [26] A. Praptijanto, A. Muharam, A. Nur, and Y. Putrasari, "Effect of Ethanol Percentage for Diesel Engine Performance Using Virtual Engine Simulation Tool," *Energy Procedia*, vol. 68, pp. 345–354, Apr. 2015, doi:

- 10.1016/J.EGYPRO.2015.03.265.
- [27] J. Estévez and L. Pinto, *Reparación del motor y los distintos sistemas de un tractor grícola internacional 523 (Tesis de grado)*. Ibarra, Ecuador: Universidad Técnica del Norte, Ibarra, Ecuador, 2015.
- [28] E. Secundillo, J. Gonzáles, and J. Rivas, *Motores*. 2011.
- [29] O. Córdoba, "Comportamiento ecofisiológico de variedades de higuera (Ricinus communis L.) para la producción sostenible de aceite y biodiesel en diferentes agroecosistemas (Tesis Doctoral)," *Core.Kmi.Open.Ac.Uk*, p. 137, 2012.
- [30] J. Erazo, "Análisis Del Comportamiento De Un Motor De Combustion Interna a Gasolina De 4 Cilindros 1800Cc Del Vehiculo Chevrolet Optra Limited (Tesis de grado)," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013, doi: 10.1017/CBO9781107415324.004.
- [31] F. Echeverría, *Análisis y Cálculos del MoTOR (2TR-FE) 2.7 Litros VVT-i de la camioneta Toyota Hilux*. Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador., 2016.
- [32] M. Jívaj, *Motores de automovil*. Mocú, 1982.
- [33] C. Edel, *Utilización del biogás como combustible en motores de combustión interna diésel (Tesis de grado)*. Universidad Central "Marta Abreu" de las Villas, Santa Clara, Cuba., 2007.
- [34] M. Boada, *Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero (Tesis de grado)*. Universidad Tecnológica Equinoccial, Quito, Ecuador., 2016.
- [35] L. M. Matyukhin, "The alternative method of the estimate of the quality of gas-exchange processes in the internal-combustion engine," pp. 31–42, 2018.
- [36] M. Gutiérrez, "Medición de las vibraciones del motor utilizando mezclas de combustible de aceite vegetal reciclado y diésel . Un análisis matemático y computacional Measurement of engine vibrations using fuel blends of recycled vegetable oil and diesel . A mathematical," vol. 4, no. 1, pp. 9–20, 2019, doi: <https://doi.org/10.33890/innova.v4.n1.2019.795>.
- [37] P.-S. Armando, M.-A. Gisela, A.-B. Ramón, C.-O. Marcos Alberto, C.-R. Héctor Enrique, and G.-G. Conrado, "Simulación en Aspen de la combustión de mezclas diésel-biodiesel," *Ing. Investig. y Tecnol.*, vol. 16, no. 1, pp. 83–92, Jan. 2015, doi: 10.1016/S1405-7743(15)72109-8.
- [38] MatWeb, "MatWeb." [Online]. Available: <http://www.matweb.com/index.aspx>.
- [39] M. Noroña, G. Reyes, F. Cañizares, and A. Villacres, "Análisis mecánico del brazo de biela mediante norma ASTM e8," *INNOVA Res. J.*, vol. 2, no. 5, pp. 190–204, 2017, doi: 10.33890/innova.v2.n5.2017.184.
- [40] R. Imbaquingo, "Caracterización, Diseño y Simulación de un Guardafango del Vehículo Chevrolet Aveo Constituido con Material Compuesto a base de Resina Epoxi y Refuerzo de Fibras Orgánicas," *Panorama*, pp. 5–20, 2014.
- [41] A. Bello and A. Rios, "Modelamiento y simulación computacional de la distribución de temperatura de un pistón de un motor de dos tiempos de pequeña cilindrada," no. 2, 2018, doi: 10.20961/ge.v4i1.19180.
- [42] C. Godoy, "Análisis de emisiones de gases de escape en un motor diésel con inyección UPS utilizando biodiésel B5 a base de aceite de higuera," 2018.
- [43] D. Ortiz, "Trabajo Fin de Grado," *Zaguan.Unizar.Es*, p. 157, 2016.

**Publisher's Note:** MDPI stays neutral with regard to jurisdictional claims in published maps and institutional affiliations.



© 2020 by the authors. Submitted for possible open access publication under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).