

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN DISPOSITIVO PARA ALESADO EN
AGUJEROS Y ARTICULACIONES DE LOS BRAZOS EN LAS
RETROEXCAVADORAS

SEBASTIÁN ORTEGA CORTES

CÓDIGO: 2173988

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ

2021

DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UN DISPOSITIVO PARA ALESADO EN
AGUJEROS Y ARTICULACIONES DE LOS BRAZOS EN LAS
RETROEXCAVADORAS

SEBASTIÁN ORTEGA CORTES

CÓDIGO: 2173988

Proyecto de grado en la modalidad de solución a un problema de ingeniería para
optar al título de ingeniero mecánico

DIRECTOR

ING. JOHANNY FRANCHESCO NIÑO FONSECA

UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS
BOGOTÁ

2021

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a mi familia que con su amor y paciencia me han permitido llegar a cumplir un sueño más, también quiero agradecer a todas aquellas personas que brindaron sus conocimientos para la construcción de este trabajo, por último, agradezco a Dios quien con su bendición ha llenado los momentos de dificultad y debilidad en fortalezas.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi madre que ha sido un gran apoyo a lo largo de mi carrera, a mis profesores por todo el conocimiento que me transmitieron durante mi trayectoria profesional, y a mis amigos por confiar en mí y haber hecho de mi etapa universitaria una experiencia inolvidable.

RESUMEN

Durante la operación habitual de la maquinaria amarilla, se produce movimiento relativo entre las piezas que se encuentran en contacto, dicho movimiento, acompañado de altas cargas de trabajo, genera desgaste mecánico en los elementos y estructuras de sujeción de las mismas, es frecuente encontrar cambios de diámetro o variaciones de la geometría en las piezas principales como, brazos, pasadores y baldes, la reparación de este tipo de desgaste se lleva a cabo mediante la reconstrucción del agujero por medio de soldadura, para posteriormente realizar la operación denominada alesado, la cual consiste en ajustar el diámetro reconstruido al estándar inicial, valiéndose del desbaste por arranque de viruta. Como segunda opción se contempla reemplazar las piezas afectadas, aunque dicha opción se considera poco viable. Durante la presente investigación se planteó el diseño conceptual y teórico de una máquina que consiga realizar el proceso de alesado, su posterior construcción, y puesta en marcha en zonas de difícil acceso. Para esto, se desarrolló un modelo por elementos finitos donde la geometría corresponde a la máquina real construida. Como resultado final se presenta la construcción y puesta funcionamiento de la máquina, la cual se encuentra en operación en departamento del Caquetá.

TABLA DE CONTENIDO

TABLA DE ILUSTRACIONES	9
TABLA DE TABLAS	10
TABLA DE ECUACIONES	11
INTRODUCCIÓN	12
1. OBJETIVOS	13
1.1. OBJETIVO GENERAL	13
1.2. OBJETIVO ESPECIFICO	13
2. MARCO CONCEPTUAL	14
2.1. ALESADO	14
2.2. FORMACIÓN DE LA VIRUTA	14
2.2.1. MATERIAL DE TRABAJO	14
2.2.2. FUERZA DE CORTE	15
2.2.3. ÁNGULOS DE DESPLAZAMIENTO, INCIDENCIA Y TALLA DE LA HERRAMIENTA	16
2.2.4. AVANCE Y PROFUNDIDAD DE CORTE	16
3. MARCO TEÓRICO	17
3.1. FALLAS POR FATIGA	17
3.2. MÉTODO DEL ESFUERZO VIDA	17
3.3. LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	18
3.3.1. FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA	19
3.3.2. FACTOR DE SUPERFICIE K_a	19
3.3.3. FACTOR DE TAMAÑO K_b	20
3.3.4. FACTOR DE MODIFICACIÓN POR LA CARGA K_c	21
3.3.5. FACTOR DE TEMPERATURA K_d	21
3.3.6. FACTOR DE EFECTOS DE CONFIABILIDAD K_e	22
3.3.7. FACTOR E EFECTOS VARIOS K_f	22
3.4. CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA	23
3.5. EJES	25
3.5.1. DISEÑO DE EJES	26
4. ESTADO DEL ARTE	30

5.	DISEÑO CONCEPTUAL.....	32
5.1.	REPRESENTACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	32
5.1.1.	ALTERNATIVA 1.....	34
5.1.2.	ALTERNATIVA 2.....	34
5.1.3.	ALTERNATIVA 3.....	35
5.2.	EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	36
6.	DISEÑO DE DETALLE	37
6.1.	ESTIMACIÓN DE CARGAS.....	37
6.1.1.	CALCULO DE LA FUERZA DE CORTE	37
6.1.2.	POTENCIA DE CORTE	38
6.1.3.	VELOCIDAD DE CORTE	40
6.2.	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	41
6.3.	SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR.....	44
6.4.	SELECCIÓN DE BUJES.....	45
6.5.	SELECCIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA	47
6.6.	MODELO CAD	49
7.	MODELO COMPUTACIONAL POR ELEMENTOS FINITOS (MEF)	51
7.1.	CONDICIONES DE FRONTERA	51
7.2.	CONDICIONES DE CONTACTO.....	52
7.3.	CONDICIONES DE MALLA	54
8.	RESULTADOS	58
8.1.	ANÁLISIS DE FRECUENCIA BARRA ALESADORA – MODAL	58
8.2.	ANÁLISIS DE FATIGA BARRA ALESADORA.....	65
9.	FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA	68
9.1.	FABRICACIÓN PLATINA 1.....	68
9.2.	FABRICACIÓN PLATINA 2.....	68
9.3.	FABRICACIÓN PLATINA 3 – PLATINA DE SACRIFICIO.....	69
9.4.	ENSAMBLAJE	70
10.	COSTOS	71
11.	PUESTA EN FUNCIONAMIENTO.....	72
12.	RECOMENDACIONES	74

13. CONCLUSIONES.....	75
14. REFERENCIAS	76

TABLA DE ILUSTRACIONES

<i>Ilustración 1</i> Ángulos de corte [2, p. 224].-----	16
<i>Ilustración 9</i> Falla por fatiga [5]-----	17
<i>Ilustración 10</i> Grafico S-N ensayo a la fatiga axial completamente invertidos. Acero UNS G41300 [4, p. 262].-----	18
<i>Ilustración 11</i> Relación entre la fatiga y la resistencia ultima [3, p. 260]-----	18
<i>Ilustración 12</i> Valores característicos para Ka [4, p. 274]-----	20
<i>Ilustración 13</i> Factor Kb [4, p. 275]-----	20
<i>Ilustración 14</i> Diámetros equivalentes para Kb [4, p. 276]-----	21
<i>Ilustración 15</i> Valores característicos para Ke [4, p. 279]-----	22
<i>Ilustración 16</i> Sensibilidad a la muesca (q) para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T , sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas[10].-----	24
<i>Ilustración 17.</i> Sensibilidad a la muesca (q) para materiales sometidos a torsión inversa [10].-----	24
<i>Ilustración 18</i> Corte transversal a un eje [11].-----	25
<i>Ilustración 19</i> Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla [12, p. 291]-----	27
<i>Ilustración 20</i> Alternativa 1 [autor]-----	34
<i>Ilustración 21</i> Alternativa 2 [autor]-----	35
<i>Ilustración 22</i> Alternativa 3 [autor]-----	35
<i>Ilustración 23</i> Diagrama de cuerpo libre [autor]-----	41
<i>Ilustración 24</i> Chumacera seleccionada-----	44
<i>Ilustración 25</i> Motorreductor seleccionado-----	45
<i>Ilustración 26.</i> Tabla de cálculo para el tornillo de potencia-----	48
<i>Ilustración 27</i> Plano de diseño tornillo sin fin [autor]-----	49
<i>Ilustración 28</i> Ensamble máquina alesadora [autor]-----	51
<i>Ilustración 29</i> condiciones de frontera-----	52
<i>Ilustración 30</i> mallado preliminar [Autor]-----	55
<i>Ilustración 31</i> Resultados computacionales [Autor]-----	57
<i>Ilustración 32</i> condiciones de frontera análisis modal [Autor]-----	58
<i>Ilustración 33</i> Deformación total por análisis nodal primera sección del eje [autor]-----	59

<i>Ilustración 34 Deformación total por análisis nodal segunda sección del eje [autor]</i>	60
<i>Ilustración 35 análisis MODAL nodo 3 [autor]</i>	60
<i>Ilustración 36 análisis MODAL nodo 4 [autor]</i>	61
<i>Ilustración 37 Análisis MODAL nodo 4 [autor]</i>	61
<i>Ilustración 38 Análisis MODAL nodo 6 [autor]</i>	62
<i>Ilustración 39 Análisis MODAL nodo 7 [autor]</i>	63
<i>Ilustración 40 Análisis MODAL nodo 8 [autor]</i>	63
<i>Ilustración 41 Análisis MODAL nodo 9 [autor]</i>	64
<i>Ilustración 42 Análisis MODAL nodo 10 [autor]</i>	64
<i>Ilustración 43 Análisis de deformación barra alesadora [autor]</i>	65
<i>Ilustración 44 Corrección de esfuerzo- criterio de Soderberg [autor]</i>	66
<i>Ilustración 45 Constante de amplitud [autor]</i>	66
<i>Ilustración 46 Análisis Factor de seguridad barra alesadora [autor]</i>	67
<i>Ilustración 47 Análisis de vida infinita barra alesadora [autor]</i>	67
<i>Ilustración 48 Platina 1 [Autor]</i>	68
<i>Ilustración 49 Platina 2 [Autor]</i>	69
<i>Ilustración 50 Platina 3 [Autor]</i>	69
<i>Ilustración 51 Ensamble general [Autor]</i>	70
<i>Ilustración 52 Montaje previo [Autor]</i>	72
<i>Ilustración 53 Alesado en proceso [Autor]</i>	72
<i>Ilustración 54 Resultado del mecanizado [Autor]</i>	73

TABLA DE TABLAS

<i>Tabla 1 Análisis morfológico [autor]</i>	33
<i>Tabla 2 Aplicación método de Pugh.....</i>	36
<i>Tabla 3 Fuerza específica de corte [18, p. 85].....</i>	38
<i>Tabla 4 Potencia de accionamiento [18, p. 102].....</i>	39
<i>Tabla 5 Reacciones en los rodamientos</i>	42
<i>Tabla 6 parámetros de selección rodamientos SKF [19].....</i>	43
<i>Tabla 7. Dimensiones rodamiento F211 [19].....</i>	43
<i>Tabla 8 Selección motorreductor [20].....</i>	45
<i>Tabla 9 Materiales para cojinetes[21].....</i>	46
<i>Tabla 10 Composición química bronce SAE 65[22]</i>	46
<i>Tabla 11 Propiedades mecánicas Bronce SAE[23].....</i>	47
<i>Tabla 12 Componentes alesadora [autor]</i>	50
<i>Tabla 13 Condiciones de frontera [autor]</i>	51
<i>Tabla 14 Tipo de contacto entre piezas [Autor].....</i>	54
<i>Tabla 15 Número de elementos por pieza [Autor].....</i>	56
<i>Tabla 16 Porcentaje de error convergencia de malla [Autor]</i>	57
<i>Tabla 17 condiciones de frontera análisis MODAL [autor]</i>	59

<i>Tabla 18 Costo de los componentes [Autor]</i>	<i>71</i>
--	-----------

TABLA DE ECUACIONES

<i>Ecuación 1 Potencia de corte.....</i>	<i>15</i>
<i>Ecuación 2 Fuerza de corte.....</i>	<i>16</i>
<i>Ecuación 3 Profundidad de corte</i>	<i>16</i>
<i>Ecuación 4 Factores de Marín [15, p. 273].....</i>	<i>19</i>
<i>Ecuación 5 Factor de superficie [15, p. 274].</i>	<i>19</i>
<i>Ecuación 6 Kb para cargas axiales [15, p. 275]</i>	<i>20</i>
<i>Ecuación 7 Factor de carga Kc [15, p. 277]</i>	<i>21</i>
<i>Ecuación 8 Factor de temperatura Kd [15, p. 277].....</i>	<i>22</i>
<i>Ecuación 9 Factor de confiabilidad Ke [15, p. 279]</i>	<i>22</i>
<i>Ecuación 10 Factor de esfuerzo por fatiga Kf [15, p. 281].....</i>	<i>23</i>
<i>Ecuación 11 Valor de sensibilidad a la muesca q [15, p. 281].....</i>	<i>23</i>
<i>Ecuación 12 sensibilidad a la muesca [15, p. 281].....</i>	<i>23</i>
<i>Ecuación 13 Flexión inversa [15, p. 281].....</i>	<i>24</i>
<i>Ecuación 14 sensibilidad a la muesca q [15, p. 282].....</i>	<i>25</i>
<i>Ecuación 15 Flexión inversa[15, p. 282].....</i>	<i>25</i>
<i>Ecuación 16 Torsión inversa [15, p. 282]</i>	<i>25</i>
<i>Ecuación 17 Esfuerzos fluctuantes [15, p. 351].....</i>	<i>26</i>
<i>Ecuación 18 Esfuerzos fluctuantes para secciones circulares [15, p. 351]</i>	<i>26</i>
<i>Ecuación 19 Esfuerzos de Von Mises [15, p. 351]</i>	<i>27</i>
<i>Ecuación 20 Método de Goodman [15, p. 352]</i>	<i>27</i>
<i>Ecuación 21 Factor d según Goodman [15, p. 352]</i>	<i>27</i>
<i>Ecuación 22 Método según Gerber [15, p. 352]</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 23 Factor d según Gerber [15, p. 352].....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 24 Factores a y b segun Gerber [15, p. 352]</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 25 Método ASME [15, p. 352].....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 26 Factor d según ASME [15, p. 352].....</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 27 Método de Soderberg [15, p. 353]</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 28 Factor según Soderberg [15, p. 353]</i>	<i>28</i>
<i>Ecuación 29 Esfuerzo de Von Mises [15, p. 353].....</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 30 Se obtiene la nueva expresión del esfuerzo de Von Mises [15, p. 353]</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 31 Resistencia a la fluencia [15, p. 353]</i>	<i>29</i>
<i>Ecuación 32Potencia real.....</i>	<i>39</i>
<i>Ecuación 33 Área real</i>	<i>40</i>
<i>Ecuación 34 Auto bloqueo para tornillo sin fin [13, p. 732].....</i>	<i>48</i>
<i>Ecuación 35 Porcentaje de error [39].....</i>	<i>55</i>

INTRODUCCIÓN

Debido a la gran cantidad de avances tecnológicos que ingresan al país, es posible que la industria deje obsoleta la maquinaria existente, esto conlleva a una base evolutiva en el diseño y no en la reparación de las mismas, como es el caso de la maquinaria pesada específicamente retroexcavadoras baldes y brazos. Durante el trabajo continuo con esta maquinaria se presenta desgaste en juntas, uniones, ejes y agujeros de los miembros principales, cuando el desgaste es excesivo se necesita la reparación oportuna de las mismas; ya que estas máquinas son difíciles de transportar se hace viable la intervención inmediata en el lugar de la falla.

Por este motivo se hace relevante el desarrollo de este trabajo de grado, el cual pretende realizar el diseño y fabricación de una máquina alesadora, la cual tiene como objetivo alesar los agujeros sometidos a desgaste en las piezas anteriormente nombradas.

Al proporcionar este tipo de máquinas a la industria se abren grandes oportunidades para todas las empresas constructoras, mineras e industriales en general que manejen retroexcavadoras y que requieran una reparación en el sitio de la falla, ahorrando de este modo el desplazamiento de la maquinaria y la contratación de talleres especializados para su restauración. De este modo, bajo un enfoque de investigación metodológico descriptivo se realizó el diseño de la máquina y posterior fabricación.

1. OBJETIVOS

1.1. OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño y fabricación de un dispositivo para alesar agujeros y articulaciones de los brazos de una retroexcavadora con el fin de minimizar costos y tiempo en su reparación.

1.2. OBJETIVO ESPECIFICO

- Describir y presentar el diseño de una máquina para alesar agujeros en articulaciones de una Retroexcavadora.
- Fabricar una máquina que permita la reparación de agujeros en las articulaciones de las retroexcavadoras que presentan desgaste por fricción.
- Validar el funcionamiento de la máquina bajo condiciones de operación reales.

2. MARCO CONCEPTUAL

2.1. ALESADO

El proceso de alesado consiste en tomar un agujero existente de una máquina o mecanismo, que ha estado sometido a desgaste o un número repetitivo de ciclos, debido a su funcionamiento. Este agujero es mecanizado por la rotación relativa entre la pieza y la herramienta de corte, describiéndolo como un “torneado interior”. Durante el proceso de alesado es de gran importancia mantener el eje de rotación concéntrico al agujero a intervenir [1].

2.2. FORMACIÓN DE LA VIRUTA

La tecnología más utilizada para la transformación de materias primas, es el mecanizado por medio del arranque de viruta, este se produce debido al movimiento relativo entre la materia prima y la herramienta, cuando el filo de la herramienta entra en contacto con la pieza y genera una deformación elástica sobre el acero que se convertirá en viruta, esto produce elevadas tensiones sobre la superficie a medida que la herramienta se aproxima obligando al acero a superar la tensión de fluencia, con el fin de obtener la separación de la capa superior debido a la deformación plástica[2, p. 124].

La viruta que se genera sobre la superficie del acero mediante la herramienta, toma diversas formas que dependen de los siguientes factores:

- Material de trabajo
- Fuerza de corte
- Ángulos de desplazamiento, incidencia y talla de la herramienta
- Avance y profundidad de corte

2.2.1. MATERIAL DE TRABAJO

Como es bien sabido cada material tiene asociado propiedades físicas y químicas únicas, que para el caso del mecanizado por arranque de viruta se requiere que, la pieza a transformar sea un sólido regular, en donde la rigidez relativa sea menor a la de la herramienta que va a realizar el mecanizado, para que la misma pueda superar el límite de fluencia de la capa superficial [2, p. 135].

2.2.2. FUERZA DE CORTE

Las fuerzas presentes en la transformación de la materia prima por medio del desbaste por arranque de viruta están dadas por factores geométricos y de trabajo las cuales se enlistan a continuación [2, p. 141].

Avance (a): Se le denomina avance a la anchura de la huella o sección mecanizada en cada pasada.

Anchura (b): Esta propiedad está ligada a la geometría de la herramienta y corresponde al lomo posterior o ancho de la misma, también se denomina como la cara perpendicular al plano de corte.

Profundidad (p): Es la longitud que ingresa la herramienta de corte en la materia prima durante el maquinado de la misma.

Velocidad de corte (v): Esta corresponde a la magnitud del movimiento relativo, entre la herramienta de corte y la pieza mecanizada durante la carrera de trabajo.

Velocidad de avance (v_a): Se define como la distancia mecanizada por la herramienta en el tiempo utilizado para la misma acción.

Velocidad en vacío (v_r): Se considera a la velocidad de vacío a la que transcurre mientras la herramienta y la pieza no tienen contacto, en operaciones de retroceso.

Tiempo de mecanizado (t): El tiempo de mecanizado se encuentra ligado a la velocidad de avance (v_a) y velocidad de corte (v_c), ya que este se le atribuye al tiempo transcurrido solo cuando existe transformación de materia prima.

Potencia de corte (p_c): La potencia de corte se describe como la cantidad de trabajo necesario para el mecanizado realizado en un tiempo específico.

$$p_c = f_c * v_c$$

Ecuación 1 Potencia de corte

Fuerza de corte (f_c): Esta propiedad del mecanizado está condicionada por las propiedades físicas del material y de la herramienta ya que combina la resistencia cortante del material, con el área del plano de corte, y se pueden expresar de la siguiente manera.

$$f_c = \frac{\text{resistencia de corte}}{\text{area del plano de corte}}$$

Ecuación 2 Fuerza de corte

2.2.3. ÁNGULOS DE DESPLAZAMIENTO, INCIDENCIA Y TALLA DE LA HERRAMIENTA

Para alcanzar el límite de fluencia en la superficie a mecanizar, la herramienta debe tener asociada una geometría específica para conseguir el desprendimiento de la viruta, tal geometría está constituida por dos caras planas llamadas cara de corte y dorso que se intersecan en una arista, la cual se denominara el filo de corte, lateralmente a estas dos caras se encuentran las paredes de la herramienta, estas en conjunto constituyen a la herramienta de corte, la cual debe encontrarse en movimiento relativo a la pieza siempre en dirección al filo de corte teniendo en cuenta los ángulos mostrados en la ilustración 1, ya que es en esta zona donde se produce todo el trabajo de extracción de sobre metal [2, p. 223].

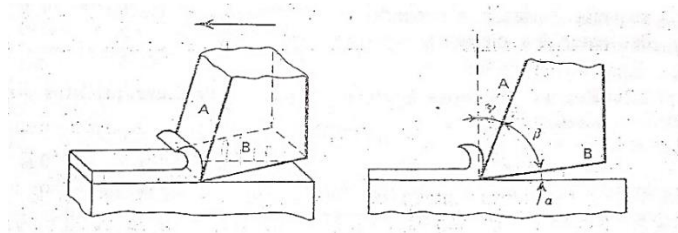


Ilustración 1 Ángulos de corte [2, p. 224].

- Cara de corte (A)
- Dorso (B)
- Angulo de desprendimiento (γ)
- Angulo de incidencia (α)
- Angulo de aguzado (β)

2.2.4. AVANCE Y PROFUNDIDAD DE CORTE

Estas configuraciones de corte están ligadas a las propiedades físicas del material a mecanizar, a la geometría de la herramienta y además de las características de acabado superficial que se desean en la zona a mecanizar, estas características se ligan con la siguiente ecuación 3.

$$p = \alpha \text{ Sen } \gamma$$

Ecuación 3 Profundidad de corte

3. MARCO TEÓRICO

3.1. FALLAS POR FATIGA

La formación y propagación de grietas por uso de piezas mecánicas, se denomina falla por “fatiga”. Esta se inicia en discontinuidades microscópicas presentes en el material debido a impurezas, y a tensiones generadas por la transformación de la materia prima en una pieza terminada, con geometría compleja, al igual, estas se pueden generar por el trabajo durante un esfuerzo cíclico [3, p. 236].

Las diferentes condiciones a las que se someten las piezas mecánicas, pueden acelerar el inicio o formación de la grieta, entre estas causas se destacan; temperaturas elevadas, ciclos de temperatura, entornos de corrosivos y frecuencias de funcionamiento cercanas a las frecuencias naturales [4, p. 255]. Por todas las razones anteriormente discutidas se hace indispensable conocer el diseño de piezas mecánicas utilizando criterios de fatiga.

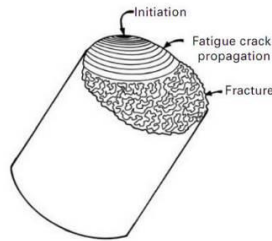


Ilustración 2 Falla por fatiga [5]

3.2. MÉTODO DEL ESFUERZO VIDA

Para comprender los efectos de la fatiga de los materiales que son sometidos a cargas repetitivas o cíclicas, se analizan secciones diferenciales o muestras de dicho material, se someten a fuerzas repetitivas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos de uso y el esfuerzo soportado por la pieza hasta la falla total de la misma. El diagrama (S-N) “esfuerzo-vida” como se observa en la Ilustración 10. Se obtiene mediante el conteo de ciclos completamente desarrollados, comparado al esfuerzo soportado en cada uno de estos ciclos.

Las fallas de fatiga que oscilan desde $N=1$ y hasta $N=1000$ ciclos, se les denomina como “fatiga de bajos ciclos”. En efecto, la “fatiga de altos ciclos” se relaciona a un mayor número de ciclos completados, los cuales están por encima de los 10^3 ciclos. De esta forma en la gráfica (S-N) se muestra el comportamiento de una pieza

en la cual se diferencia la zona de “vida finita y vida infinita” del material analizado, que para el caso de los aceros oscila entre 10^6 y 10^7 ciclo[4, p. 261].

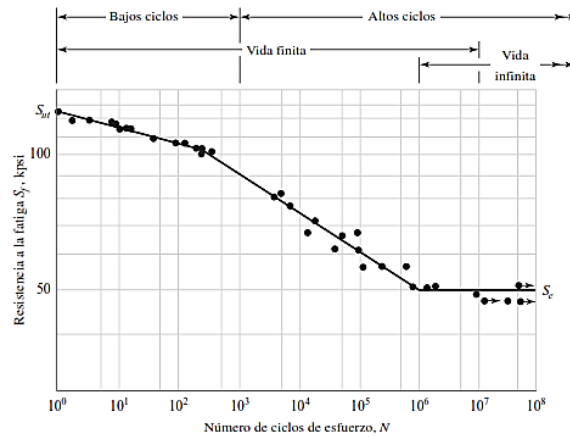


Ilustración 3 Grafico S-N ensayo a la fatiga axial completamente invertidos. Acero UNS G41300 [4, p. 262].

3.3. LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Los datos de resistencia a la fatiga, se obtienen realizando pruebas de ciclos de carga de flexión o axial invertida, las cuales son tomadas de muestras o probetas del material. De no contar con la información adecuada, se procede a realizar estimaciones de la resistencia a la fatiga (**S_f**) o el límite de resistencia a la fatiga (**S_e**) a partir de la resistencia última a la tensión “S_u” del material. Como se presenta en la **figura** las diferentes relaciones entre “S_u y S_f” según el tipo de material: (A) aceros, (B) hierros, (C) aluminio, (D) aleaciones de cobre [3, p. 258].

$$\begin{array}{l}
 \text{aceros:} \quad \left\{ \begin{array}{ll} S_{f'} \cong 0.5 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ S_{f'} \cong 100 \text{ kpsi (700 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \end{array} \right\} \text{ A} \\
 \\
 \text{hierros:} \quad \left\{ \begin{array}{ll} S_{f'} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \\ S_{f'} \cong 24 \text{ kpsi (160 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 60 \text{ kpsi (400 MPa)} \end{array} \right\} \text{ B} \\
 \\
 \text{aluminios:} \quad \left\{ \begin{array}{ll} S_{f_{\text{Q5E8}}} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \\ S_{f_{\text{Q5E8}}} \cong 19 \text{ kpsi (130 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 48 \text{ kpsi (330 MPa)} \end{array} \right\} \text{ C} \\
 \\
 \text{aleaciones de cobre:} \quad \left\{ \begin{array}{ll} S_{f_{\text{Q5E8}}} \cong 0.4 S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \\ S_{f_{\text{Q5E8}}} \cong 14 \text{ kpsi (100 MPa)} & \text{para } S_{ut} \geq 40 \text{ kpsi (280 MPa)} \end{array} \right\} \text{ D}
 \end{array}$$

Ilustración 4 Relación entre la fatiga y la resistencia ultima [3, p. 260]

3.3.1. FACTORES QUE MODIFICAN EL LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

En el momento de diseñar cualquier pieza utilizando el método de fatiga, es necesario tener en cuenta los diferentes de factores físicos y de uso de la misma, a estos se les denomina factores de Marín “Se”, los cuales están ligados a el material, la manufactura, el entorno y el diseño [6]. Estos cuantifican los defectos en las piezas mecánicas, que se someten a un diseño de fatiga como se observa en la Ecuación 4[4, p. 273].

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

Ecuación 4 Factores de Marín [4, p. 273]

DONDE

k_a = factor de modificación por la condición superficial

k_b = factor de modificación por el tamaño

k_c = factor de modificación por la carga

k_d = factor de modificación por la temperatura

k_e = factor de confiabilidad¹³

k_f = factor de modificación por efectos varios

S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

3.3.2. FACTOR DE SUPERFICIE K_a

La fabricación de piezas mecánicas depende de la transformación de materiales a través de procesos de manufactura. Durante este proceso el acabado superficial juega un papel fundamental a la hora de diseñar las piezas que son sometidas a altos ciclos de esfuerzos, la Ecuación que se presenta a continuación tiene en cuenta los acabados que son producidos por las máquina a la hora de fabricar las piezas como se observa en la Ilustración 12 Noll y Lipson [4, p. 274] .

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Ecuación 5 Factor de superficie [4, p. 274].

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Ilustración 5 Valores característicos para Ka [4, p. 274]

3.3.3. FACTOR DE TAMAÑO K_b

El factor de forma de tamaño (K_b) se evaluó para barras redondas que están sometidas a flexión y torsión, este factor se define a partir de la Ilustración 13 [4, p. 275].

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Ilustración 6 Factor K_b [4, p. 275]

Para Piezas mecánicas que están sometidas a cargas axiales el factor **K_b** corresponde:

$$K_b = 1$$

Ecuación 6 K_b para cargas axiales [4, p. 275]

Cundo las piezas mecánicas no están girando o no representan una geometría redonda, Se emplea el método de “*diámetro equivalente (d_e)*”. La cual se obtiene al igualar el volumen del material sometido a esfuerzo igual o superior a 95 por ciento del esfuerzo máximo con el mismo volumen de la sección rotativa [7],[8], a continuación, se observan diferentes relaciones de (d_e) para diferentes geometrías:

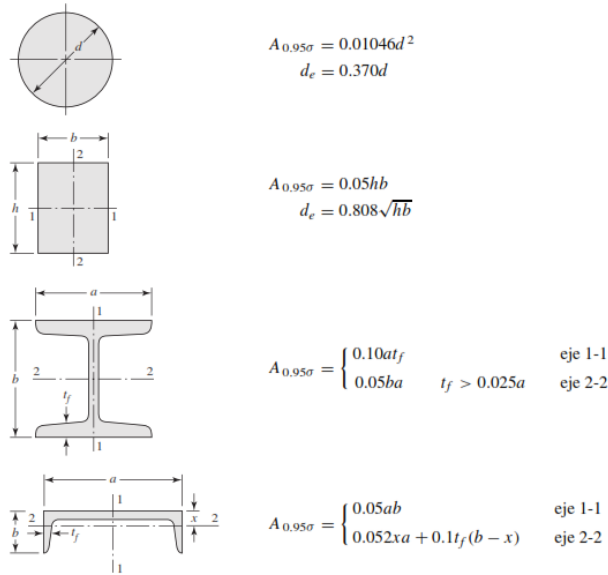


Ilustración 7 Diámetros equivalentes para Kb [4, p. 276]

3.3.4. FACTOR DE MODIFICACIÓN POR LA CARGA Kc

EL factor (Kc) varia cuando se realizan ensayos de fatiga, con cargas sometidas a: flexión, axial y de torsión. Estos los límites de resistencia a la fatiga difieren al (Sut), dado lo anterior el factor que pretende corregir esto se define a partir de la Ecuación 7 [4, p. 277].

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

Ecuación 7 Factor de carga Kc [4, p. 277]

3.3.5. FACTOR DE TEMPERATURA Kd

El factor (Kd) se emplea cuando las temperaturas de operación son menores o mayores que la temperatura del ambiente. Cuando la temperatura es baja, la fractura frágil es una posible fuente. En el caso de una temperatura elevada la fluencia del material cambia, ya que la resistencia a esta disminuye con forme la temperatura aumenta esto ocasiona que al generarse un esfuerzo en la pieza, el material induzca un flujo plástico en la misma [9, pp. 22–136], [4, p. 277].

La ecuación que representa el factor (Kd) esta descrita por:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 \\ + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4$$

Ecuación 8 Factor de temperatura Kd [4, p. 277]

Donde $70 \leq T_f \leq 1000 \text{ } ^\circ\text{F}$

3.3.6. FACTOR DE EFECTOS DE CONFIABILIDAD K_e

Los datos que representan la resistencia a la fatiga se reportan como valores medios. Según Haugen y Wirching muestran desviaciones estándar a la fatiga con un % de error menor al 8 por ciento, dado lo anterior la ecuación que representa el factor (K_e) con un mayor ajuste de confiabilidad se describe como [4, p. 279]:

$$k_e = 1 - 0.08 z_a$$

Ecuación 9 Factor de confiabilidad Ke [4, p. 279]

En la Ilustración 15 se definen factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificadas más buscada, a la hora de diseñar piezas mecánicas.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidadr k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Ilustración 8 Valores característicos para Ke [4, p. 279]

3.3.7. FACTOR E EFECTOS VARIOS K_f

El factor (K_f) es conocido como “factor de concentración del esfuerzo por fatiga” y se le conoce como un factor de concentración del esfuerzo reducido de (K_t o $K_t s$ –

factor de concentración del esfuerzo) debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca [4, p. 281]. Este factor se expresa a partir de la siguiente ecuación:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

Ecuación 10 Factor de esfuerzo por fatiga K_f [4, p. 281]

3.4. CONCENTRACIÓN DEL ESFUERZO Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA

Las piezas mecánicas manufacturadas en diferentes tipos de aleaciones tienen sensibilidad a la concentración de esfuerzos, a la cual se le denomina como sensibilidad a la muesca del material. Cuando este material es dúctil la sensibilidad a la muesca es baja, por otro lado, cuando el material es frágil la sensibilidad a la muesca es alta [4, p. 281]. La sensibilidad a la muesca (q), se define a partir de la siguiente ecuación:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Ecuación 11 Valor de sensibilidad a la muesca q [4, p. 281]

Peterson plantea que el valor de (q) se encuentra entre (0 - 1), para un valor de ($q = 0$) en la ecuación. Se obtendrá un valor de $K_f = 1$, siendo un material que no tiene sensibilidad a la muesca. Por otro lado; si el valor de ($q = 1$) se obtendrá un valor de $K_f = 0$, indicado que el material tiene sensibilidad total a la muesca. En el procedimiento de diseño es indispensable encontrar el valor de K_t a partir de la geometría de la pieza. Después, definir el material a manufacturar y determinar el valor de (q) con el fin de despejar K_f de la ecuación 12 [4, p. 281]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1)$$

Ecuación 12 sensibilidad a la muesca [4, p. 281]

El factor (q) de “sensibilidad a la muesca” para materiales de diferentes aleaciones a las de Hierro y aluminio, se obtiene de manera experimental. Estos valores se encuentran limitados debido a la carencia de información, por otro lado, se encuentra datos con mayor relevancia para el caso del acero y el aluminio, estos datos se tabulan con tendencias al radio de la muesca y la resistencia ultima observa en la Ilustración 16 “Flexión inversa – carga axial” e Ilustración 17 “torsión inversa”[4, p. 281].

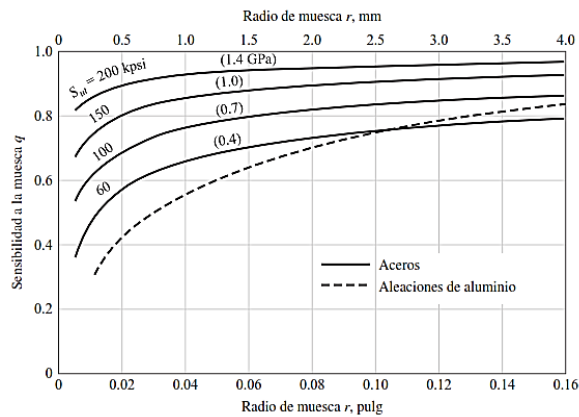


Ilustración 9 Sensibilidad a la muesca (q) para aceros y aleaciones de aluminio forjado **UNS A92024-T**, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas[10].

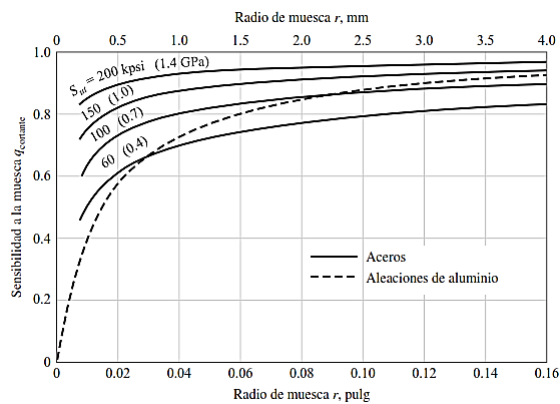


Ilustración 10. Sensibilidad a la muesca (q) para materiales sometidos a torsión inversa [10].

La Ilustración 16 “*Flexión inversa – carga axial*” esta relaciona con la ecuación de Neuber y se expresada a continuación:

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a/r}}$$

Ecuación 13 Flexión inversa [4, p. 281]

Donde $\sqrt{a}$ representa la constante de Neuber, la cual depende del material. Al igualar las ecuaciones 1 y 2 se obtiene la sensibilidad a la muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Ecuación 14 sensibilidad a la muesca q [4, p. 282]

El factor de $\sqrt{a}$ se ajusta para los diferentes casos de carga que se representan en la Ilustración 16 “Flexión inversa – carga axial” e Ilustración 17 “torsión inversa”, por lo tanto, las ecuaciones que se ajustan a la constante de Neuber se representan a continuación:

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

Ecuación 15 Flexión inversa[4, p. 282]

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

Ecuación 16 Torsión inversa [4, p. 282]

3.5. EJES

Como indica Norton, Los ejes se usan en máquinas donde su diseño permite transmitir movimiento de giro y torque de una ubicación a otra. Algunas veces, los ejes impulsan engranajes, poleadas o ruedas dentadas los cuales transmiten movimiento de giro, a través de engranes conectados, bandas o cadenas, de un eje a otro. El eje puede ser una parte integral del impulsor, como el eje de un motor o el cigüeñal de una máquina o un eje independiente conectado a su vecino por algún tipo de acoplamiento. Los ejes se apoyan en cojinetes, en configuraciones simplemente apoyadas, voladizos o saliente que dependen de la configuración de la máquina [3, p. 411].

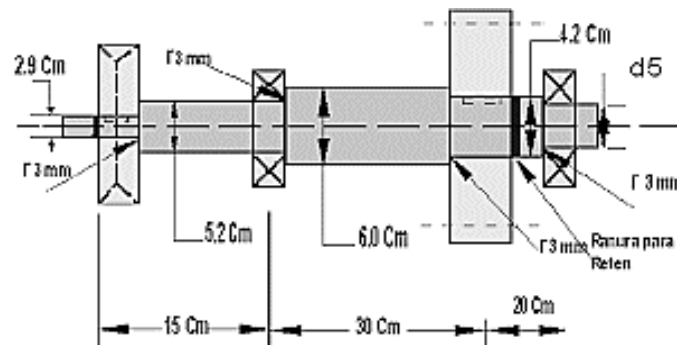


Ilustración 11 Corte transversal a un eje [11].

3.5.1. DISEÑO DE EJES

En el diseño mecánico de ejes, el esfuerzo se evalúa en las zonas potenciales más críticas. Por lo general, estas zonas se encuentran: en la superficie de la pieza, donde se generan altas concentraciones del momento según la aplicación de la pieza, donde el torque está presente y donde se generan cambios de sección bruscos en su geometría.

Con base en lo anterior, el diseño de ejes que están sometidos a esfuerzos de: flexión, torsión o axiles. Se lleva a cabo gracias a la combinación de estos esfuerzos a partir de Von Mises denominándoseles como alternantes y medios. En general, los esfuerzos axiales generados por las cargas en los ejes, son despreciables ya que son comparativamente muy pequeños en ubicaciones críticas donde predomina la flexión y la torsión en el eje [4, p. 351].

Los esfuerzos fluctuantes que se presentan en los ejes, gracias a la flexión y la torsión se describen por las ecuaciones:

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a c}{I} \quad \sigma_m = K_f \frac{M_m c}{I}$$
$$\tau_a = K_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{T_m c}{J}$$

Ecuación 17 Esfuerzos fluctuantes [4, p. 351]

Donde:

M_m y M_a Momentos flexionantes medio y alternante.

T_m y T_a Pares de torsión medio y alternante.

K_f y K_{fs} Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión.

Si el eje que se quiere diseñar es de sección circular, los términos en la ecuación cambian y se generan términos geométricos apropiados para **c**, **I** y **J**, dando como resultado las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3}$$
$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Ecuación 18 Esfuerzos fluctuantes para secciones circulares [4, p. 351]

La combinación de estos esfuerzos bajo la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, circulares y solidos sin tomar en cuenta cargas axiales, están dados por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ecuación 19 Esfuerzos de Von Mises [4, p. 351]

Los esfuerzos medios y alternantes equivalentes pueden evaluarse usando una curva de falla apropiada, como se observa en la Ilustración 19. A continuación, se evaluaron las diferentes ecuaciones para criterios de falla para en el diseño de ejes.

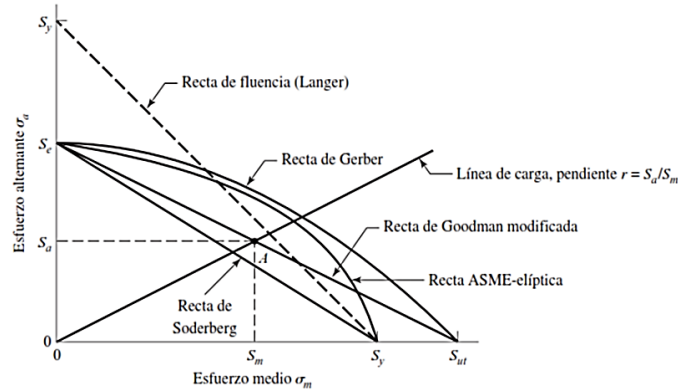


Ilustración 12 Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla [12, p. 291]

ECUACIÓN GOODMAN

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 20 Método de Goodman [4, p. 352]

Donde

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Ecuación 21 Factor d según Goodman [4, p. 352]

ECUACIÓN GERBER

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 22 Método según Gerber [4, p. 352]

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Ecuación 23 Factor d según Gerber [4, p. 352]

Donde:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2}$$
$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2}$$

Ecuación 24 Factores a y b según Gerber [4, p. 352]

ECUACIÓN - ASME ELÍPTICA

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ecuación 25 Método ASME [4, p. 352]

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ecuación 26 Factor d según ASME [4, p. 352]

ECUACIÓN – SODERBERG

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\}$$

Ecuación 27 Método de Soderberg [4, p. 353]

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{yt}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Ecuación 28 Factor según Soderberg [4, p. 353]

Criterios de Gerber y Goodman modificado no protegen contra fluencia, por lo que requieren una verificación adicional de este aspecto. Para tal propósito se calcula el esfuerzo de Von Mises.

$$\sigma'_{\text{máx}} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2}$$

Ecuación 29 Esfuerzo de Von Mises [4, p. 353]

Reemplazando en la ecuación general, se expresa:

$$= \left[\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Ecuación 30 Se obtiene la nueva expresión del esfuerzo de Von Mises [4, p. 353]

Para verificar Fluencia en el proceso de diseño, el Esfuerzo obtenido de Von-Mises se compara con la resistencia a la fluencia para el eje diseñado:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{\text{máx}}}$$

Ecuación 31 Resistencia a la fluencia [4, p. 353]

Para una verificación rápida y conservadora, se puede obtener una estimación de $\alpha'_{\text{máx}}$ simplemente al sumar $\alpha' a$ y $\alpha' m$. El valor de $\alpha' a + \alpha' m$ siempre será mayor o igual que $\alpha'_{\text{máx}}$, por lo cual será conservador.

4. ESTADO DEL ARTE

A continuación, se presentan los avances más significativos para el desarrollo de este proyecto de grado, los cuales se han obtenido a través de la literatura, en las áreas de diseño mecánico y elementos finitos. Estos avances representaran un punto de partida para el desarrollo del presente estudio en la búsqueda del diseño de la máquina alesadora.

Durante el siglo XVIII se dieron los primeros pasos en la transformación de la materia prima por medio del mecanizado, realizándose sobre troncos de madera, aunque de manera muy rudimentaria. Debido a la efectividad del método, se acopló este mismo proceso a materiales de mayor resistencia mecánica como el acero, esto se dio alrededor del siglo XIX gracias a la revolución industrial, y la aparición de la máquina de vapor [13]. Durante este siglo se presentó un crecimiento exponencial en el número de las empresas que transformaban el acero, esto conllevó al refinamiento de los métodos utilizados en el mecanizado, de la misma manera se tecnificó la maquinaria utilizada en dichos procesos, aun así, las necesidades de la industria exigían cada vez más, dichos procesos requerían mayor precisión en la separación del material y el acabado; las piezas que se deseaban elaborar generaban grandes esfuerzos y jornadas extensas de trabajo.

Hoy en día, gracias al continuo desarrollo de la tecnología, en diversos campos de la ingeniería, se han desarrollado mejoras en el proceso de mecanizado. Esto es notorio en la geometría y construcción de las herramientas de corte, ya que cuentan con mejores propiedades mecánicas, dicho desarrollo tiene como punto de partida el análisis preciso de las variables que intervienen en el proceso de conformado tales como: fuerza de corte, temperatura y la geometría de contacto entre la superficie de corte y el material que se desea arrancar. En la actualidad se sigue avanzado en la generación de nuevas tecnologías para las herramientas de corte y las máquinas que realizan los diferentes procesos de mecanizado.

Las máquinas de alesado o mandriladoras, son las encargadas de aumentar el diámetro de un agujero existente. La Dificultad a la hora de mecanizar se presenta cuando el agujero que se desea intervenir se encuentra alojado en piezas mecánicas de gran tamaño, debido a esto las máquinas disponibles en el mercado no son capaces de realizar dicho proceso de mecanizado. Para que el proceso de alesado se pueda realizar en dichas piezas mecánicas es necesario la implementación de una mandriladora portátil [14].

Por otro lado Hernández [14] plantea un diseño viable de una máquina mandriladora portátil en el cual busca obtener una precisión alta durante el proceso de mandrilado, esto se logra al eliminar todo rastro de flexión sobre la barra que realiza el mecanizado, para ello se implementó un sistema de brida cilíndrica que se acopla

a la pieza que se desea mandrilar. El diseño del carro de avance, se logra por medio de guías que usan un rodamiento de bolas lineales, este carro a su vez soporta el motor eléctrico al cual se acopla la barra de mandrilado; en la parte inferior del carro se encuentra acoplado un sistema de husillo-tuerca el cual permite movimiento axial que a su vez hace de avance para la mandriladora portátil [14, p. 8]. Durante el diseño de la máquina mandriladora portátil, se busca reducir costos con respecto a las máquinas competidoras convencionales que se encuentran en el mercado. El uso de esta máquina debe ser de fácil manipulación e intuitivo, para que no sea indispensable contar con un operario altamente capacitado [14, p. 23].

Espejo plantea el diseño de una máquina mandriladora portátil para los agujeros de los cucharones en los cargadores frontales 966h CAT, para esta máquina se plantea la metodología de relleno en la zona desgastada por medio de soldadura que posteriormente será rectificada. El funcionamiento de la máquina se realiza al soldar una placa de sacrificio al cucharón de la retroexcavadora, esto permite anclar y alinear dos bridas a la misma platina, la cual brindara soporte a la máquina durante su funcionamiento [15].

El motor que se encuentra suspendido por medio de la brida posee un sistema de esparrago guía, el cual permite el avance axial de la herramienta; el operario de la máquina es el encargado de aportar el avance necesario al sistema por medio de un sistema de perno tuerca. Este diseño se basó en análisis técnico y económico de cada posible solución preliminar [15].

Mayta aborda el diseño de una máquina barrenadora portátil realizada a medida para la empresa “RESER JAVIER EIRL”, dado que la máquina actual con la que cuenta la empresa es de fabricación artesanal y a la hora de realizar el mecanizado presenta falencias en el tiempo que conlleva realizar la operación de barrenado [16].

El diseño que se plantea como solución es una estructura robusta que servirá como base para sostener el motor eléctrico, que a su vez conllevará un sistema de reducción para el motor el cual transmitirá la potencia y reducción necesaria para realizar la operación de barrenado, dicha estructura a la vez soporta el eje porta herramientas que se ancla por medio de una plancha guía frontal a la estructura. El proceso de Barrenado se lleva a cabo por medio de este eje porta herramientas que se encuentra montado y guiado por medio de una chumacera, la cual necesita de dos conos centradores que se anclan a la estructura que se desea barrenar y al mismo eje mencionado [16].

El avance que presenta la máquina se lleva a cabo por medio de un husillo guía que a su vez trabaja con dos ejes guías que permiten el movimiento axial, en la operación de Barrenado [16]. A diferencia de los otros sistemas mencionados anteriormente en esta solución se observa un sistema de avance automático adicional por medio de un segundo motor eléctrico.

5. DISEÑO CONCEPTUAL

5.1. REPRESENTACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para la representación de las alternativas y esquematización del diseño conceptual de la máquina alesadora, se empleó el método de análisis morfológico utilizando descomposición funcional al desglosar las subfunciones que va realizar la máquina partiendo de la función principal “Realizar el proceso de alesado para los componentes deteriorados en las uniones que emplean pasadores de la maquinaria amarilla, empleando un corte por alesado en dirección axial”.

A continuación, se representan las propuestas de diseño obtenidas para la máquina y su esquematización con el fin de explicar cada una de ellas. Estas propuestas siguen el esquema mostrado a continuación en la **Tabla 1**. Dicho método divide las secciones principales del diseño a intervenir y aporta ideas individuales que den respuesta a la tarea asignada a cada sección, este método organiza las propuestas en una tabla, las cuales podrán ser seleccionadas de forma vertical descendente y el resultado constituirá cada alternativa.

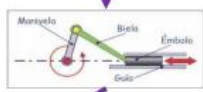
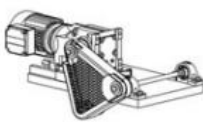
ANÁLISIS MORFOLOGICO				
Producto: Máquina Alesadora		Grupo: Sebastian Ortega		
Función General: "Realizar el proceso de alesado para los componentes deteriorados en las uniones que emplean pasadores de la maquinaria amarilla, empleando un corte por alesado en dirección axial"				
SUBFUNCIONES	CONCEPTO 1	CONCEPTO 2	CONCEPTO3	CONCEPTO 4
1. Transmisión de la potencia para la operación de corte.				
2. Generar el movimiento del carro, en una dirección.				
3. transmitir el movimiento del carro de la herramienta de corte en dirección axial.				
4. Estructura o cuerpo de soporte para la máquina.				
5. Sistema de sujeción para la herramienta de corte en el proceso de alesado.				
6. Sistema para alineación de la herramienta de corte, con el centro del agujero que se desea alesar.				
6. sistemas de seguridad, en caso de accidentes comunes.	 			
ALTERNATIVA 1				
ALTERNATIVA 2				
ALTERNATIVA 3				

Tabla 1 Análisis morfológico [autor]

5.1.1. ALTERNATIVA 1

La primera alternativa que se obtuvo del análisis morfológico fue, usar un motor eléctrico que transmite directamente el movimiento y la potencia a la herramienta, para conseguir el movimiento axial de la herramienta, la máquina alesadora contara con un sistema de piñón-cremallera, el cual otorga el avance sujetándose a un sistema de rieles y chumaceras. La operación de alesado es realizada por medio de una barra, a la cual se le adapta el porta herramienta, que a su vez, lleva un buril de corte perpendicular. Cuando el motor agrega giro al sistema, la herramienta va desprendiendo material del orificio por medio del avance mecánico inducido; tal operación completa el proceso de alesado.

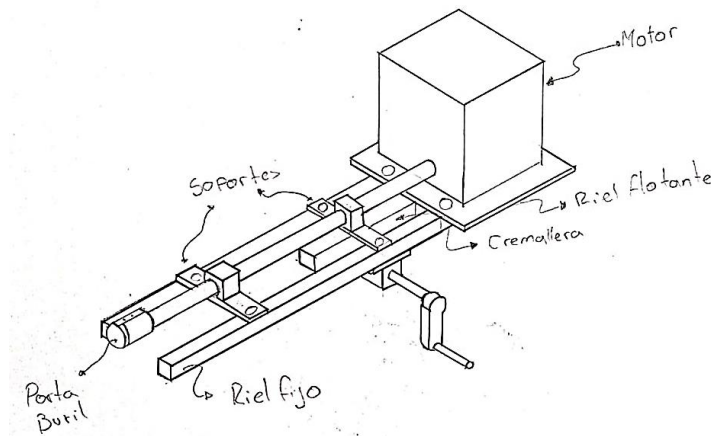


Ilustración 13 Alternativa 1 [autor]

5.1.2. ALTERNATIVA 2

Para la segunda alternativa, se implementó un motor eléctrico con caja de reducción, este se encuentra sujetado a la estructura mediante platinas, que a su vez hacen parte del cuerpo de soporte de la máquina. A través de la caja de reducción se transmite el giro al sistema por medio de un acople a la barra principal, el avance axial de la máquina se genera a través de movimiento manual por medio de un volante y un tornillo sin fin.

El proceso de corte se realiza por medio de un buril que se ubica perpendicular a la barra principal; este proceso se logra al mantener la linealidad entre el agujero y la herramienta de corte. Con el fin de lograr la linealidad de la máquina se empleó un sistema de rieles lisos y un soporte fijo que es una chumacera plana.

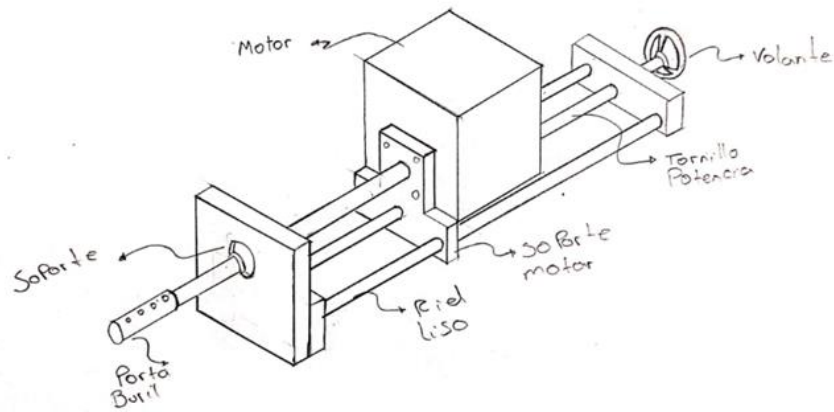


Ilustración 14 Alternativa 2 [autor]

5.1.3. ALTERNATIVA 3

Para la tercera y última alternativa se implementó un motor a gasolina con el fin de ser operado en una zona distante, donde se requiera la máquina alesadora. El avance se efectúa por medio de un sistema de brazo extensor que esta soportado por dos platinas, las cuales hacen parte de la estructura o cuerpo de soporte para la máquina. Con el fin de realizar la operación de alesado se instaló en la máquina un eje motriz el cual permite transmitir el giro del motor a un mandril; en esta zona se acopla la herramienta de corte para realizar la operación de mecanizado.

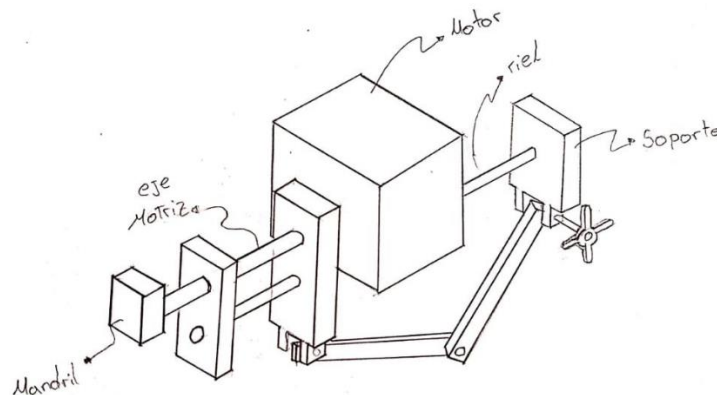


Ilustración 15 Alternativa 3 [autor]

5.2. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para la selección adecuada de las alternativas se seleccionó la matriz de decisión, por el método de Pugh, esta técnica ha demostrado ser una herramienta útil a la hora de comparar las diferentes alternativas obtenidas. En esta matriz se genera una puntuación promedio de cada una de las alternativas con respecto a la función que desarrolla para cumplir los criterios con la que fue diseñada; Estos criterios hacen énfasis a los requerimientos que la máquina debe cumplir plenamente [17].

A continuación, en la **Tabla 2** se encuentran los parámetros de selección ponderados según su importancia en el proyecto, dicha ponderación toma valores mayores a cero teniendo en cuenta que la suma total de todas las ponderaciones debe ser igual a cien. El ítem con la ponderación más alta se relaciona a la facilidad del transporte de la máquina para la puesta en operación, ya que la alesadora será utilizada en zonas apartadas del Caquetá donde el transporte representa un reto. La ponderación con menor valor se le otorgo a la manipulación de la alesadora, ya que para tal tarea se realizará el manual de operación presente en los anexos. Todos los demás parámetros de selección están escalonados según el testimonio de operarios calificados de la zona en la que la maquina entrara en operación.

TEMA: Selección máquina alesadora portátil, para agujeros en las retroexcavadoras.					
	Ponderación	DATUM	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1. Numero de componentes	12		-1	1	0
2. Manufacturación.	7		0	1	-1
3. Fácil mantenimiento.	6		-1	1	0
4. Fácil transporte.	20		-1	1	1
5. Fácil manipulación.	4	DATUM	1	1	1
6. Mayor rigidez de la estructura.	9		-1	1	0
7. Fácil sujeción a la pieza que se desea mecanizar.	15		0	-1	0
8. Fácil graduación de acople para diámetros alternos.	14		1	1	0
9. Tipo de combustible	13		0	0	1
TOTAL:	100		-29	57	30

Tabla 2 Aplicación método de Pugh

Una vez aplicado el método de Pugh's, la ponderación arroja la alternativa que cumple con la ponderación más alta los parámetros de diseños relevantes para esta máquina. Gracias a sus cualidades la alternativa que el método considera más adecuada es la numero dos, ya que cuenta con la valoración más alta de todas [17].

6. DISEÑO DE DETALLE

Ya con la alternativa numero dos seleccionada como la más adecuada, se comenzará el diseño en detalle de la misma y posterior fabricación, por tal motivo, se hace indispensable realizar correctamente el diseño y selección de todos los componentes de la alesadora, para ello se utilizará la teoría de diseño de componentes y herramientas computacionales.

6.1. ESTIMACIÓN DE CARGAS

Como primera fase del diseño se realiza la estimación de las cargas a las cuales está sometida la máquina, estas se transmiten desde el punto de contacto o corte por la herramienta, siguiendo por el eje principal y seguido a la estructura. Para el cálculo de las mismas asumiremos un segmento estacionario de trabajo durante el mecanizado, en donde la punta de la herramienta generara una reacción en la dirección de giro, la cual debe ser mayor a la reacción presentada por el material. Para el mecanizado se utilizará un buril de tungsteno con punta triangular que cuenta con una existencia a la tracción de 90 a 110 kg/mm², el fabricante del mismo propone un avance de 0.2 a 3.2 mm.

6.1.1. CALCULO DE LA FUERZA DE CORTE

Teniendo en cuenta que los materiales utilizados en la construcción de los componentes de las retroexcavadoras son de aceros aleados, haremos uso de las tablas[18] de taller disponibles en la literatura de la metalurgia, las cuales nos proporcionaran datos relevantes para el cálculo.

Para aceros aleados se propone una fuerza específica de corte K_d , para un avance promedio de 0.4 mm/Rev. a 1900 N/mm², partiendo de estos dos valores procedemos a calcular la fuerza de corte.

$$F_c = F_s * s * A$$

$$F_c = 2600 \frac{N}{mm^2} * 0.4 \frac{mm}{rev} * 0.6566 mm$$

$$F_c = 682.86 N \approx 700 N$$

Extracto

AWF 158

Valores de orientación para vel. de corte-ángulo de corte-fuerza esp. de corte

Los valores se refieren a corte en seco con:

útiles de ac. rápido para vel. de corte v_{60} (durac. herra. 60 min.)

útiles de metal duro para vel. de corte v_{240} (durac. herra. 240 min.)

áng. de posición $\chi = 45^\circ$, áng. punta $\epsilon = 90^\circ$, áng. inclinac. $\lambda = 0 \dots 8^\circ$

con metales ligeros y materiales sintéticos y prensados $\lambda = 5 \dots 10^\circ$

Los valores de orientación sirven para profund. de corte hasta 5 mm, para > 5 mm la velocidad de corte es un 10 ... 20% menor.

Los val. de la fza. espec. de corte son para una profund. de corte de 2 ... 10 veces el avance

Material	Util	Ángulos de corte		Avance s en (mm rev.)						Avance s en mm rev			
		χ cc°	ϵ °	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	0,1	0,2	0,4	0,8
		Velocidad de corte v en m/min						Fuerza específica de corte k_s Sección de tensiones f_t /mm ²					
Acero sin alea	SS	8	14		60	45	34	25	19	3600	2600	1900	1360
St 34, St 37, St 42	S _i	5	10	280	236	200	170	145	125				
St 50, St 60	SS	8	14		44	32	24	18	14	4100	2950	2150	1540
	S _i	5	10	240	205	175	145	125	105				
St 70	SS	8	14		32	24	18	13	10	4400	3150	2300	1640
	S _i	5	10	200	170	132	106	85	70				
Acero moldeado	SS	8	10		34	25	19	14	11	3600	2600	1900	1360
	S _i	5	6	118	100	85	71	58	48				
Aceros aleados	SS	8	10		24	17	12	8,5	6	5000	3600	2600	1850
	S _i	5	6	150	118	95	75	60	50				
Ac. Mn, ac. Cr-Ni	SS	8	6		16	11	8	5,6	4	5300	3800	2750	2000
Ac. Cr-Mo	S _i	5	6	95	75	60	50	40	32				
y otros aceros aleados	SS	8	6		9,5	6	4	3	2	5700	4100	3000	2150
	S _i	5	6	60	48	38	32	25	20				

Tabla 3 Fuerza específica de corte [18, p. 85].

6.1.2. POTENCIA DE CORTE

Al igual que en la fuerza específica usaremos la información disponible haciendo uso de las tablas[18] de mecanizado. Dichas tablas proponen una potencia requerida para la formación de la viruta de $P=1$ KW. Tomando como partida la fuerza de corte calculada anteriormente de $F_c = 700$ N y la velocidad de corte tomada de la tabla[18, p. 85] con valor de 18m/min.

Una vez relacionados los datos anteriormente nombrados, en la tabla de potencia[18, p. 102] de accionamiento presente en el compendio de tablas para la industria metalúrgica obtenemos que la potencia necesaria es de $p = 0,98$ KW.

CAPACIDAD DE MECANIZADO												POTENCIA DE ACCIONAMIENTO											
Sección viruta $f = a \cdot s$ en mm ²												a = profundidad viruta en mm											
Volumen viruta $V' = a \cdot s \cdot v$ en cm ³ /min												s = avance en mm/rev.											
Fuerza de corte $F = a \cdot s \cdot k_s$ en N/mm ²												v = velocidad de corte en m/min											
Potencia motor $P = \frac{a \cdot s \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 102 \cdot \eta}$ en W												k_s = fuerza específica de corte en N/mm ²											
												η = rendimiento											
Ej.: Material St 37, $a = 4$ mm, $s = 0.4$ mm/rev., $k_s = 1900$ N/mm ² , $v = 45$ m/min, $\eta = 0.75$																							
Se busca la potencia necesario P [kW] $P = \frac{4 \cdot 0.4 \cdot 1900 \cdot 45}{60 \cdot 0.75} = 3030$ W ≈ 3 kW																							
SECCION DE VIRUTA POSIBLE PARA POTENCIA ACCIONAMIENTO $P = 1$ kW																							
Velocidad de corte m/min	Fuerza específica de corte en N/mm ²																						
	8000	5700	5000	4500	4100	3800	3500	3200	2900	2650	2450	2250	2050	1850	1650	1450	1250	1000	750	500	350		
	Sección viruta S en mm ² para $P = 1$ kW ($\eta = 0.75$)																						
5	1.39	1.61	1.83	1.91	2.23	2.55	3.06	3.53	4.27	4.59	4.83	5.73	6.55	7.34	9.18	3.11	18.36	26.22					
6	1.15	1.34	1.53	1.59	1.86	2.12	2.53	2.94	3.55	3.82	4.02	4.78	5.46	6.12	7.65	0.92	15.30	21.85					
8	0.87	1.00	1.14	1.19	1.39	1.59	1.91	2.20	2.65	2.86	3.02	3.56	4.09	4.59	5.73	0.19	11.47	16.39					
10	0.69	0.80	0.91	0.95	1.11	1.27	1.53	1.76	2.13	2.29	2.41	2.86	3.27	3.67	4.59	0.55	9.18	13.11					
13	0.53	0.61	0.70	0.73	0.83	0.98	1.17	1.53	1.84	1.76	1.85	2.20	2.52	2.82	3.53	5.04	7.06	10.08					
14	0.49	0.57	0.65	0.68	0.79	0.91	1.09	1.26	1.52	1.64	1.72	2.04	2.36	2.62	3.27	4.68	6.55	9.36					
15	0.46	0.53	0.61	0.63	0.74	0.85	1.02	1.17	1.42	1.53	1.61	1.91	2.18	2.44	3.06	4.37	6.12	8.74					
18	0.38	0.44	0.51	0.53	0.62	0.70	0.85	0.98	1.18	1.26	1.34	1.59	1.82	2.04	2.55	3.64	5.10	7.28					
20	0.34	0.40	0.45	0.47	0.55	0.63	0.76	0.88	1.05	1.14	1.20	1.43	1.63	1.83	2.29	3.27	4.59	6.55					
24	0.29	0.33	0.38	0.39	0.46	0.53	0.63	0.73	0.88	0.95	1.00	1.19	1.36	1.53	1.91	2.18	3.82	5.46					
25	0.27	0.32	0.36	0.38	0.44	0.51	0.61	0.70	0.85	0.91	0.98	1.14	1.31	1.46	1.83	2.62	3.67	5.24					
27	0.25	0.29	0.34	0.35	0.41	0.47	0.57	0.65	0.79	0.85	0.89	1.06	1.21	1.36	1.70	2.42	3.40	4.85					

Tabla 4 Potencia de accionamiento [18, p. 102].

La velocidad de corte se propone teniendo en cuenta la geometría y el material de la herramienta a utilizar, estos datos se encuentran en las especificaciones dadas por el fabricante de la misma.

Sabiendo que el avance de corte por giro $s = 0.4$ mm/Rev, se seleccionó de la tabla la velocidad de corte, siendo esta de $V_c = 17$ m/min se aproxima al valor más cercano de la sección de viruta posible para potencia de accionamiento de $P = 1$ KW, obteniendo que para esta potencia la sección de viruta es de $S_v = 0.6566$ mm², procedemos a calcular la potencia real necesaria para el uso de la alesadora.

$$P_{real} = \frac{P_{tabla} \cdot A_{real}}{A_{tabla}}$$

Ecuación 32 Potencia real

Sabiendo que el área real se expresa como:

$$A_{real} = s * a$$

Ecuación 33 Área real

Obtenemos que

$$P_{real} = \frac{P_{tabla} * s * a}{A_{tabla}}$$

$$P_{real} = \frac{1 \text{ KW} * 0,4 \frac{\text{mm}}{\text{rev}} * 0.6566 \text{ mm}}{0,98 \text{ mm}^2}$$

$$P_{real} = 0.268 \text{ KW} = 0,36 \text{ hp}$$

6.1.3. VELOCIDAD DE CORTE

La velocidad de corte está ligada a varios factores físicos tanto de la herramienta como de la pieza a mecanizar, como lo son la velocidad de corte y el diámetro del agujero a mecanizar, y se expresa de la siguiente manera.

$$V = \frac{V_c * 1000}{\pi * D}$$

Siendo

$$V_c = 18 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Para el diámetro necesario en esta ecuación tomaremos el correspondiente para el diámetro del pasador encargado de mantener juntos al balde con el brazo.

$$V = \frac{18 \frac{\text{m}}{\text{min}} * 1000}{\pi * 150 \text{ mm}}$$

$$V = 38,197 \text{ RPM}$$

6.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para la selección de los rodamientos es necesario conocer las fuerzas presentes en al momento de la operación de la máquina, se calcula de la siguiente forma:

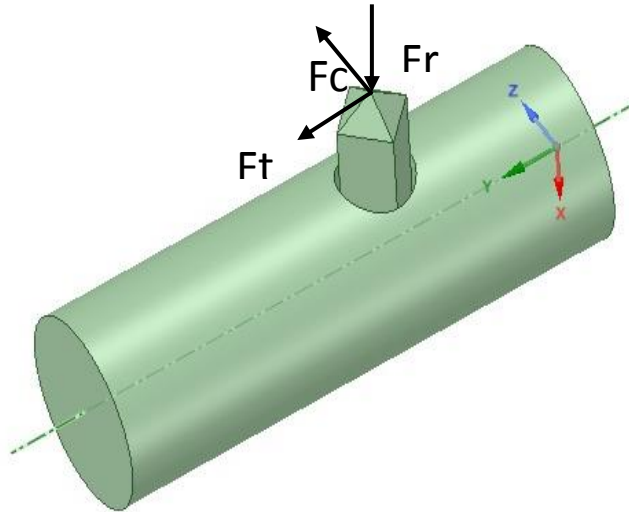


Ilustración 16 Diagrama de cuerpo libre [autor]

Como se había calculado anteriormente la fuerza de corte es de:

$$F_c = 2600 \text{ N}$$

Los factores consultados para fuerza de avance se estiman el 50 por ciento de la fuerza de corte, por ende.

$$F_t = F_c * 0.5$$

Reemplazando

$$F_t = 2600 \text{ N} * 0.5$$

Obtenemos

$$F_t = 1300 \text{ N}$$

Por último, calcularemos la fuerza radial, esta se considera como la mitad de avance, así que.

$$F_c = F_r * 0.5$$

Reemplazando

$$F_r = 1300 \text{ N} * 0.5$$

Obtenemos

$$Fr = 750 \text{ N}$$

Teniendo en cuenta que el sistema en el momento del cálculo se considera como un sistema estático, podemos asumir que las fuerzas anteriormente calculadas también son las reacciones en W, Y y Z en los apoyos, que en para este caso se presenta en los rodamientos.

Reacción	Valor (N)
RX	2600
RY	750
RZ	1300

Tabla 5 Reacciones en los rodamientos

Procediendo con el cálculo para la selección de los rodamientos es preciso calcular la carga equivalente la cual esta parametrizada con la siguiente ecuación.

$$P = X * Fc + Y * Fr$$

Donde

X es factor de carga radial 43.6 KN

Y es factor de carga axial 29 KN

Reemplazando

$$P = 43.6 \text{ KN} * 2.6 \text{ KN} + 29 \text{ KN} * 0.75 \text{ KN}$$

Obtenemos

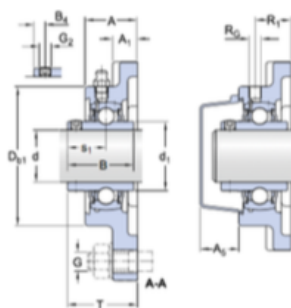
$$P = 135.11 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta el diámetro del eje y las cargas calculadas seleccionamos el rodamiento designado por la empresa mundialmente conocida SKF como 211.

d	D	B	C	C ₀	Designation
mm			kN		
55	100	21	48.3	44	211
55	100	21	48.3	44	211 NR
55	100	21	48.3	44	211-2Z
55	100	21	48.3	44	211-2ZNR
55	100	21	48.3	44	211-Z
55	100	21	48.3	44	211-ZNR
55	100	25	44.8	44	4211 ATN9

Tabla 6 parámetros de selección rodamientos SKF [19].

A continuación, se muestra la tabla 7 la cual dispone de las dimensiones del rodamiento seleccionado.



DIMENSIONES

d	55 mm
d ₁	≈ 69.06 mm
A	43 mm
A ₁	18 mm
A ₅	37.5 mm
B	55.6 mm
B ₄	9 mm
D _{b1}	130 mm
J	130 mm
L	162 mm
N	19 mm
s ₁	33.4 mm
T	58.4 mm

Tabla 7. Dimensiones rodamiento F211 [19].

La ilustración 24 muestra el soporte utilizado para la alesadora de referencia F211, que tiene cuatro puntos de sujeción y permite el juego axial del eje, al igual cuenta con un punto de lubricación externo.



Ilustración 17 Chumacera seleccionada

6.3. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

En el mercado se encuentran una amplia gama de motorreductores capaces de entregar una la potencia necesaria para el proceso de alesado, en particular se eligió el motorreductor que se presenta en la ilustración ya que cuenta con la salida de potencia a noventa grados del eje de salida del motor, y con esto dar espacio a otros componentes móviles de la máquina.

Basados en los cálculos anteriormente expuestos, se realizará a selección del motorreductor teniendo en cuenta, que es necesario que este cuente con una potencia de $P_{real} = 0.268 \text{ KW}$ y una velocidad de $V = 38,197 \text{ RPM}$, además es primordial encontrarlo en el mercado colombiano, utilizando estos parámetros de selección nos remitimos a la empresa colombiana TECNOTRANS S.A.S, directamente al catálogo de motorreductores, en la serie NMRV50-20 en donde realizaremos la selección.

		K02	K03	K04	K05	K06	K07	K08	K09	K10	K12	K15
Torque nominal	[Nm]	110	200	400	600	820	1550	3000	4500	8000	13000	18000
Número de etapas		2-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas	3-etapas
Rango de reducción		3.82 - 68.88	4.17 - 217.88	5.05 - 277.79	4.27 - 245.70	4.94 - 198	7.91 - 256.14	7.45 - 206.12	6.94 - 169.25	6.64 - 140.95	6.60 - 151.11	8.61 - 146.69
Velocidad de salida para 1400 rpm 50 Hz	[rpm]	20 - 366	6 - 335	5 - 277	5 - 327	7 - 283	6 - 177	7 - 188	8 - 202	11 - 226	10 - 227	10 - 174
Potencia nominal 50 Hz	[kW]	0.12 - 1.5	0.12 - 3.0	0.12 - 4.0	0.12 - 9.2	0.18 - 9.2	0.25 - 15	0.55 - 22	1.10 - 30	4 - 55	4 - 55	11 - 75
Eje de salida / Eje hueco	[mm]	20x40 25x50/25	25x50/25	30x60/35	35x70/40	40x80/40	50x100/50	60x120/60	70x140/70	90x170/90	110x210/100	120x210/120
Brida de salida IEC	[mm]	160	160	200	250	250	300	350/450	350/450	450	550	660
Material de la carcasa		Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio	Hierro gris	Hierro gris	Hierro gris	Hierro gris	Hierro gris	Hierro gris	Hierro gris

Tabla 8 Selección motorreductor [20].



Ilustración 18 Motorreductor seleccionado

6.4. SELECCIÓN DE BUJES

Teniendo como objetivo facilitar el movimiento relativo entre la estructura principal y el conjunto motor barra alesadora, es necesario poner insertos en las juntas, como cojinetes, que se caractericen por una alta tenacidad y bajo desgaste, a continuación, se enlistan algunos de los materiales utilizados en la fabricación de cojinetes en la industria.

Denominación	Descripción
Metal – polímero	Elaborados en metal multicapa revestido con material anti fricción enriquecido con PTFE.
Termoplásticos de alto rendimiento	Elaborados en resinas compuestas con fibras de refuerzo y lubricante sólido.
Fibras compuestas reforzadas	Elaborados en fibras entorchadas de fibra de vidrio impregnados en epoxi.
Mono metálicos, bimetálicos y bronce sinterizado	Elaborados en aleaciones metálicas solidas impregnados con lubricante.

Tabla 9 Materiales para cojinetes[21]

Para la selección del material del cojinete a usar, se tomó en cuenta las prestaciones mecánicas del mismo además de la disponibilidad y el costo, por ende, se usarán bujes en bronce SAE 65, ya que son fuertes y resistentes, puesto que están hechos de un material más blando y fácilmente deformable. Esta es la razón por la cual los bujes de bronce tienen una vida útil más prolongada. En la tabla 10, se encuentra la composición química del mismo.

COMPOSICIÓN QUÍMICA	Cu	Al	Sb	Fe	Pb	Ni	P	Si	S	Sn	Zn
	88.0/90.0	0.005	0.20	0.15	0.50	0.50	0.30	0.005	0.05	10.0/12.0	0.50

Tabla 10 Composición química bronce SAE 65[22]

Se selecciona el bronce SAE 65 por las propiedades mecánicas acordes al requerimiento de la máquina alesadora además de la disponibilidad del mismo en el mercado y por su bajo costo, en la tabla 11 se muestran las propiedades mecánicas del material seleccionado.

PROPIEDADES MECANICAS	BRONCE TIPO			
	SAE 40	SAE 62	SAE 65	SAE 621
Resistencia a la tracción	37.000 p.s.i.	45.000 p.s.i.	55.000 p.s.i.	40.000 p.s.i.
Resistencia a la deformación permanente	17.000 p.s.i.	22.000 p.s.i.	30.000 p.s.i.	20.000 p.s.i.
Resistencia a la compresión	11.000 p.s.i. 10 ⁶ ciclos	40.000 p.s.i.	N/S	N/S
Resistencia a la fatiga	ENSAYO IZOD 14B (10 Ft - Lb) - ENSAYO CHAROV MUESCA EN V, 155 (11 Ft - Lb).	13.000 p.s.i. 10 ⁶ ciclos	25.000 p.s.i. 10 ⁶ ciclos	N/S
Resistencia al impacto	Modulo Elástico: 12x10 p.s.i. a 20°C	ENSAYO IZOD 14J (10 Ft - Lb)	ENSAYO IZOD 14J (10 Ft - Lb)	N/S
Modulo Elástico	N/S	Tensión 15x10 p.s.i. a 20°C	Tension 15x10 p.s.i.	Tension 14 x10 ⁶ p.s.i.
Elongación	N/S	25% en 2"	20% en 2"	25% en 2"
Contracción en el modelo	18-16 mm/m	18-16 mm/m	18-16 mm/m	16 mm/m
Cambio de volumen en el enfriamiento	16%	16%	1.6%	N/S
Densidad	8.83 g/c a 20°C	8.72 g/cc a 20°C	8.77 g/cc a 20°C	N/S

Tabla 11 Propiedades mecánicas Bronce SAE[23]

6.5. SELECCIÓN DEL TORNILLO DE POTENCIA

La definición dada para un tornillo de potencia hace referencia a una pieza mecánica que se emplea para cambiar el movimiento angular a un movimiento lineal en dirección axial, usualmente se emplea para transmitir potencia. Estas piezas mecánicas se encuentran en diferentes configuraciones como lo son: tornos, fresadoras, prensas de banco, gatos mecánicos entre otros [4, p. 396].

Para la fabricación de este tipo de pizas se emplean materiales especializados, dado que el tornillo sin fin se somete a esfuerzos muy altos por lo que requiere aleaciones de acero endurecidas. Las aleaciones más comunes empleadas son: AISI 1020, 1117, 8620 o 4320 con un tratamiento de endurecimiento especial que alcance una dureza de 58-62 **HRC**; los engranes que acompañan al tornillo se fabrican en un material blando y manipulable dado que se debe acoplar de forma correcta al tornillo y lograr la condición de alto deslizamiento [3, p. 632].

Para el diseño mecánico en tornillos de potencia se debe verificar la condición de autobloqueo, la cual permite que el tornillo no se pueda regresar debido a la aplicación de una fuerza axial sobre el tornillo, es decir un tornillo de autobloqueo siempre mantendrá la carga en su lugar sin la aplicación alguna de un torque externo; no necesita de un freno para sostener la carga que sostiene [3, p. 732].

Dada esta condición de autobloqueo para un tornillo sin fin, se interpreta de manera fácil al conocer el coeficiente de fricción de la junta o tuerca que entra en contacto con el tornillo. El coeficiente de fricción y el ángulo de avance del tornillo determinan la condición de autobloqueo, como se observa a continuación:

$$\mu \geq \frac{L}{\pi d_p} \cos \alpha \quad \text{o bien,} \quad \mu \geq \tan \lambda \cos \alpha$$

Ecuación 34 Auto bloqueo para tornillo sin fin [3, p. 732]

Ilustración 19. Tabla de cálculo para el tornillo de potencia

En la Ilustración 19 se muestra el cálculo del tornillo de potencia mediante el uso del software Autodesk Inventor “*ver anexo de planos*”, así como haciendo uso del acelerador de diseño para las condiciones suministradas en el diseño ya establecido. Se percibe que el diseño es apto para las condiciones necesarias en la fase de validación del diseño. A continuación, se observa el diseño final para el tornillo sin fin:

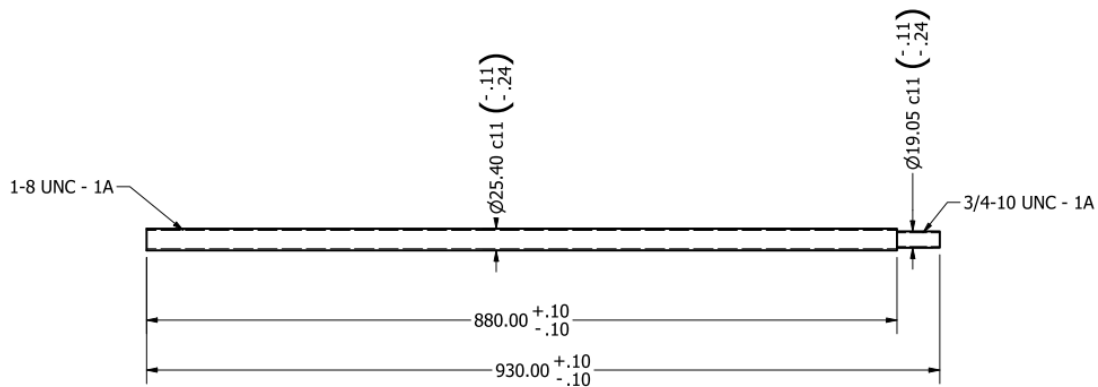


Ilustración 20 Plano de diseño tornillo sin fin [autor]

6.6. MODELO CAD

Una vez realizado el diseño en detalle de la máquina alesadora, se procede a implementar el diseño de un modelo 3D a partir de la modelación asistida por computadora. Estas herramientas ofrecen una pre visualización del modelo 3D y obtención de planos de la máquina “ver anexo de planos”, antes de llegar a la manufactura de la misma; a continuación, se presenta los componentes que conforman la máquina de alesado según la subfunción que desarrolla dentro de la conformación de la misma.

La concepción de diseño implementada para esta máquina y según su función específica “Realizar el proceso de alesado para los componentes deteriorados en las uniones que emplean pasadores de la maquinaria amarilla, empleando un corte por alesado en dirección axial”, permite que la máquina previamente diseñada se acople idóneamente a las articulaciones de la maquinaria CAT. Este tipo de máquinas manejan un diámetro de agujero que oscila entre “80 - 90 mm” a la hora de acoplar el buje, esto se logra gracias a la operación de alesado con la máquina diseñada lo que permitirá recibir el nuevo pasador que entrará al agujero mecanizado.

Por otro lado, durante el proceso de alesado es indispensable estipular el recorrido de avance que tiene la máquina en dirección axial, para ello nos basamos en las referencias de las maquinas CAT. Para esto se especificó el avance axial, igual al ancho del buje que se instala dentro del agujero mecanizado; el cual abarca una dimensión a lo largo que oscila entre “20-120 mm”.

COMPONENTES MAQUINA ALESADORA	
Modelo 3D MOTORREDUCTOR	
1. Transmisión de la potencia para la operación de corte.	
Modelo 3D MANIJA DE AVANCE MMANUAL	
2. Generar el movimiento del carro, en una dirección.	
MODELO 3D TRONILLO SIN FIN - BARRA (01) DE DESLIZAMIENTO MOVIMIENTO AXIAL	
3. transmitir el movimiento del carro de la herramienta de corte en dirección axial.	 
MODELO 3D PLATINA (1, 2, 3,) FORMAN LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA DE ALESADO	
4. Estructura o cuerpo de soporte para la maquina.	  
MODELO 3D BARRA (02) DE ALESADO	
5. Sistema de sujección para la herramienta de corte en el proceso de alesado.	
MODELO 3D CHUMACERA (FY 2 FM)	
6. Sistema para alineación de la herramienta de corte, con el centro del agujero que se desea alesar.	

Tabla 12 Componentes alesadora [autor]

A continuación, se observa el ensamble del modelo 3D, en este se observa todos los componentes realizados a medida para esta aplicación de alesado.

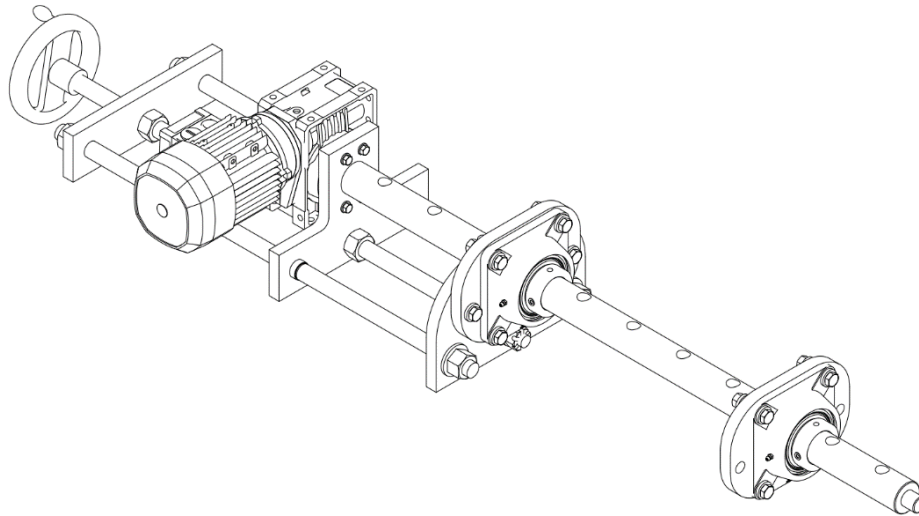


Ilustración 21 Ensamble máquina alesadora [autor]

7. MODELO COMPUTACIONAL POR ELEMENTOS FINITOS (MEF)

7.1. CONDICIONES DE FRONTERA

Para el modelado numérico de las condiciones a las cuales va estar sometida la estructura de la máquina es necesario subdividir las condiciones en fuerzas presentes y restricciones de movimiento en cada uno de los elementos en el ensamble, representados en la **Tabla 13** [24].

Pieza	Fuerza		Restricción
Platinas			Soporte fijo
Chumaceras			Desplazamiento (0)
Barra alesadora	Momento 4000 N*mm	Carga en (-y) 450N	

Tabla 13 Condiciones de frontera [autor]

A continuación, se muestran las condiciones de frontera de forma esquemática directamente en el modelo (FEM).

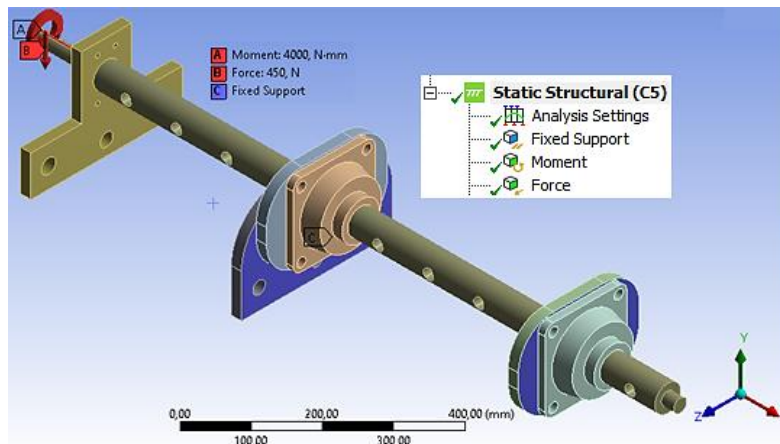
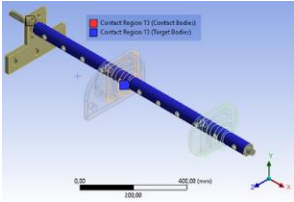
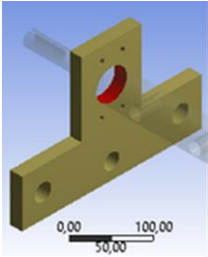
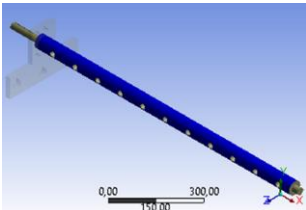


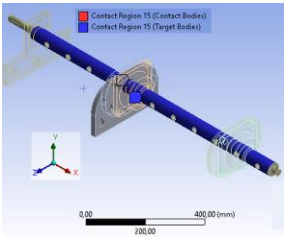
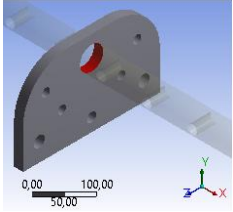
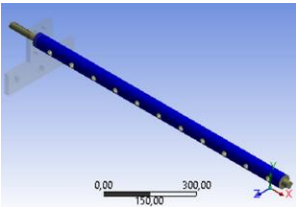
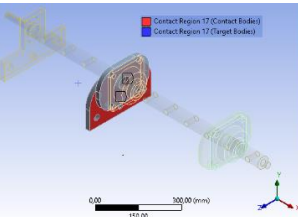
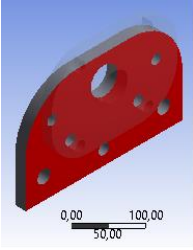
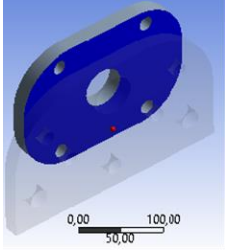
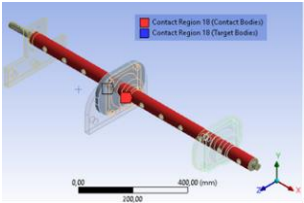
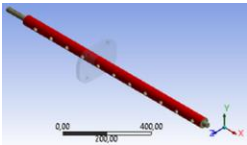
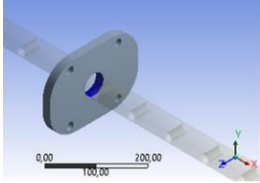
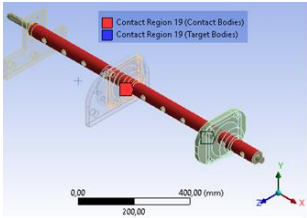
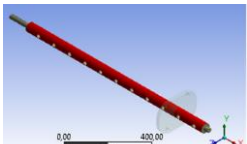
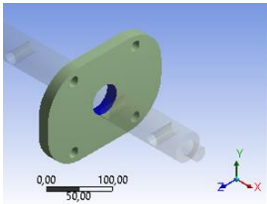
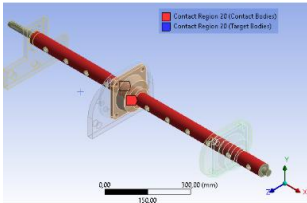
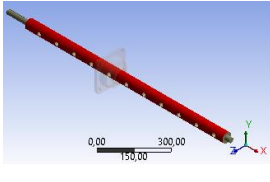
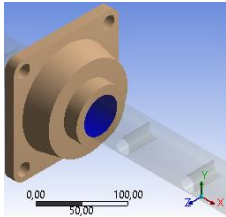
Ilustración 22 condiciones de frontera

7.2. CONDICIONES DE CONTACTO

Dentro del modelo realizado por elementos finitos “**FEM**”, se plantean condiciones de contacto, estas condiciones ayudan a restringir las piezas mecánicas que interactúan con la estructura de la máquina durante el proceso de alesado. El modelo que se planteó se encuentra bajo condiciones estáticas estructurales, ya que se desea analizar el criterio de falla para la barra alesadora; la condición de contacto usada para este modelo corresponde a “**Bonded**”[25].

Este tipo de contacto hace referencia a regiones de contacto que están unidas, entonces no se permite deslizamiento o separación entre ellas; lo cual permite una solución lineal ya que la longitud / área de contacto no cambiará durante la aplicación de la carga. Si el contacto se determina en el modelo matemático, cualquier espacio se cerrará y cualquier penetración inicial se ignorará; a continuación, se observan en donde fueron aplicados los contactos en este modelo[25]:

TIPO DE CONTACTO	SECCIÓN DEL MODELO	CUERPO DE CONTACTO	CUERPO OBJETIVO
BONDED			

BONDED			
BONDED			
BONDED			
BONDED			
BONDED			

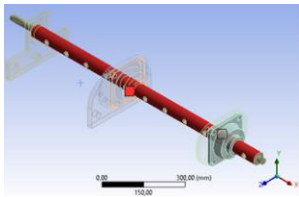
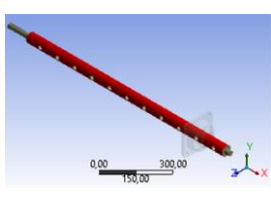
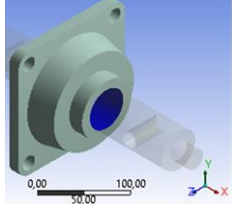
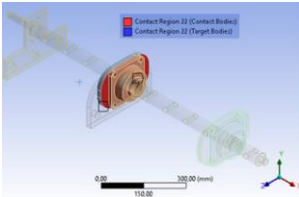
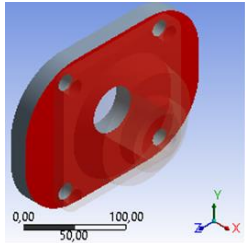
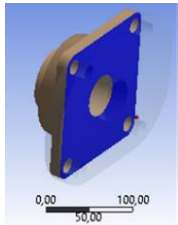
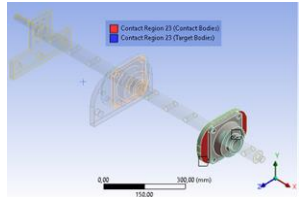
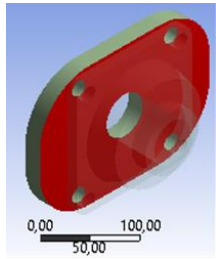
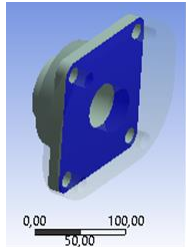
BONDED			
BONDED			
BONDED			

Tabla 14 Tipo de contacto entre piezas [Autor]

7.3. CONDICIONES DE MALLA

El modelo computacional requiere un medio estructurado o dominio, por el cual se realiza los diversos cálculos matemáticos, que solucionen la física asociada al modelo, para obtener precisión en dichos cálculos se realiza una división del dominio, a tal proceso se le denomina mallado, el cual realiza la discretización de diferenciales de dominio por los cuales circulará la información de los cálculos.

Basados en la premisa de obtener una malla de alta calidad con bajo costo computacional se recurrió a un método denominado “multizone”[26], el cual adapta la malla localizada mente a los objetos que componen el ensamble a analizar, además, permite cambiar el tamaño de los elementos en cada pieza por separado.

La simplificación del modelo permitió que, en las piezas denominadas platinas se adaptara el tipo de elemento hexaédrico, con un tamaño de 10 mm, dicho elemento logra una baja cantidad de elementos y rápida convergencia. Para el eje y las

chumaceras se adaptó un elemento de tipo tetraédrico y un tamaño de 7 mm, este tipo de elemento tiene la capacidad de adecuarse a geometrías complejas como es el caso. En la siguiente ilustración se observa las condiciones anteriormente dichas.

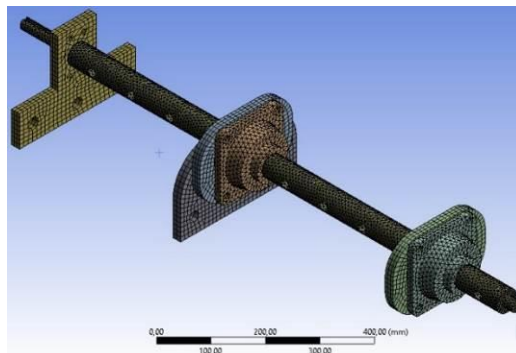


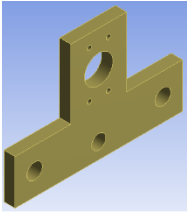
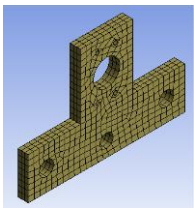
Ilustración 23 mallado preliminar [Autor]

En la Tabla 9 presentada a continuación se detalla la cantidad de nodos y elementos presentes para cada pieza por separado, el valor obtenido para cada pieza corresponde a la estimación máxima del modelo luego de realizar el análisis de convergencia. El porcentaje de error utilizado para la convergencia de malla se llevó a cabo con la ecuación 32, esta consiste en medir la diferencia entre un valor medido y un valor conocido, dividido por un valor conocido [27].

$$\% \text{ error} = \frac{|\text{valor experimental} - \text{valor teorico}|}{\text{valor teorico}} * 100$$

Ecuación 35 Porcentaje de error [27]

El propósito del cálculo de error durante el modelo **FEM** es medir que tan cerca está el valor ideal para el elemento de malla implementado. Este dato permite tener resultados más aproximados a la realidad.

MODELO - ANSYS		ESTADÍSTICA	
MODELO 3D	MALLA	NODOS	ELEMENTOS
		5921	1029
PLATINA 1			

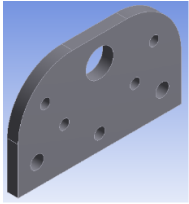
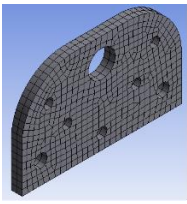
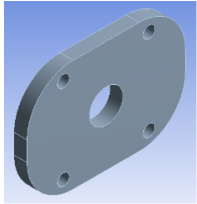
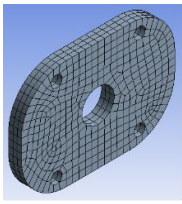
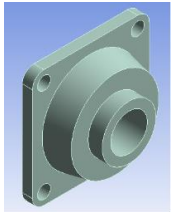
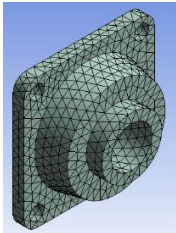
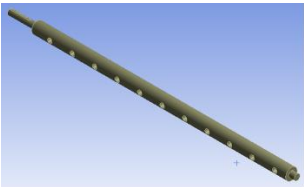
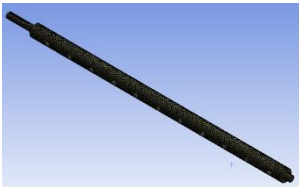
		6011	996
PLATINA 2			
		6146	1116
PLATINA 3 – 2 UNIDADES			
		11063	6730
FY 511 – 2 UNIDADES			
		83232	54525
BARRA			
TOTAL		129582	72242

Tabla 15 Número de elementos por pieza [Autor]

Una vez se conocen las condices de frontera y el tamaño de elemento que se genera por defecto en el modelo **FEM**, se estable el criterio de falla de Von-Mises[28]. En este modelo se tomaron 12 puntos de referencia a lo largo de la barra alesadora como se observa en la **Ilustración 31**, estos valores indican la zona de mayor tolerancia en el modelo computacional con respecto a las condiciones de frontera inicial.

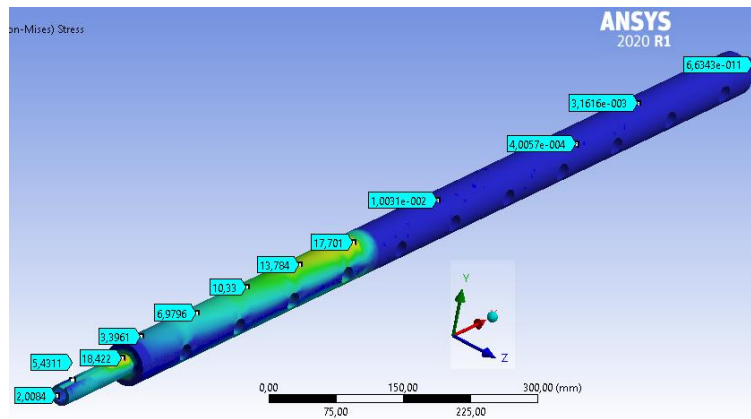


Ilustración 24 Resultados computacionales [Autor]

Una vez seleccionado los 12 puntos de interés sobre el modelo **FEM**, se realiza el análisis de convergencia de malla. Este análisis consiste en comparar el modelo inicial con respecto a seis modelos, en estos modelos se varía el tamaño del elemento en la malla lo cual ocasiona un modelo más refinado.

En la **Tabla 16** presentada a continuación se ilustra el número de iteraciones del modelo con respecto al porcentaje de error obtenido. En el modelo por default “1” y el modelo número dos se observa una gran dispersión en los datos obtenidos en relación con la última iteración del modelo número 6 en el cual se establece un valor del 3,8 % de error con respecto al último dato obtenido. Para dicho modelo computacional se estableció una cantidad de 129582 “nodos” y 72242 “elementos” en su totalidad.

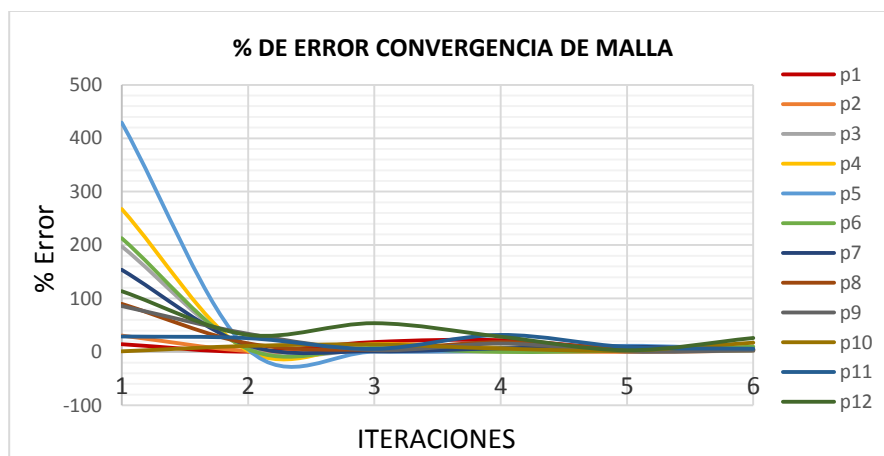


Tabla 16 Porcentaje de error convergencia de malla [Autor]

8. RESULTADOS

8.1. ANÁLISIS DE FRECUENCIA BARRA ALESADORA – MODAL

Dentro de la concepción del diseño y funcionamiento de la máquina, se hace trascendente conocer las frecuencias propias que tiene la máquina durante los ciclos de operación, dado que esto, permite identificar si dichas frecuencias corresponden al funcionamiento normal de la máquina o a un modo de falla que se pueda presentar [29].

El análisis modal se puede estimar como la oscilación o el movimiento repetitivo de vibraciones de la máquina cuando se encuentra en su posición de equilibrio, la cual es causada por una fuerza externa denominada “excitación”. La denominada posición de equilibrio se logrará cuando la fuerza actuante sobre la misma equivalga a cero, cuando se presenta esta situación se denomina vibración de cuerpo entero lo que quiere decir que todas las piezas de la máquina se moverán en la misma dirección y en cualquier momento [29].

La vibración que se presenta durante esta situación se puede interpretar como la mezcla de 6 movimientos direccionales diferentes, estos movimientos se presentan en los tres planos ortogonales “x, y, z” y rotaciones en los ejes “x, y, z”, un movimiento inadecuado de la máquina se puede presentar en una combinación de estos movimientos presentes [29].

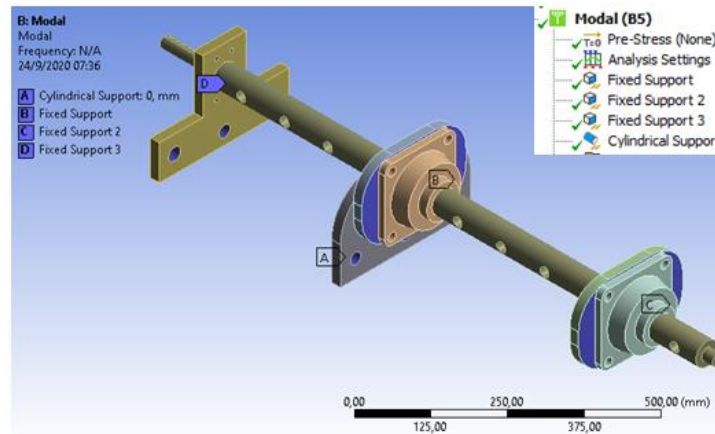


Ilustración 25 condiciones de frontera análisis modal [Autor]

En la **Ilustración 31** se representa las condiciones de frontera implementadas en el modelo por elementos finitos **MEF**, estas condiciones idealizaran el funcionamiento de la máquina mediante un análisis modal por elementos finitos el cual tiene como objetivo determinar las frecuencias naturales y modos de vibrar de la máquina en

su estructura durante una vibración libre; a continuación, en la **Tabla 17** se desglosan dichas condiciones que se emplearon.

Pieza	Restricción
Platinas	Soporte fijo
Chumaceras	Soporte fijo
Barra alesadora	soporte cilíndrico

Tabla 17 condiciones de frontera análisis MODAL [autor]

El análisis modal por elementos finitos se llevó a cabo sobre la estructura de la máquina y las piezas que interactúan durante la operación de alesado, se midió la deformación máxima que puede presentar la máquina a partir de la frecuencia representada en 10 nodos a lo largo de toda la estructura[30].

El nodo número 1 que se analizó en la primera sección de la barra de alesado esta permite el avance del sistema que entra en contacto con la operación de alesado. Para esta zona se empleó una frecuencia de 1000 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 20,71 mm la cual representa la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 33**.

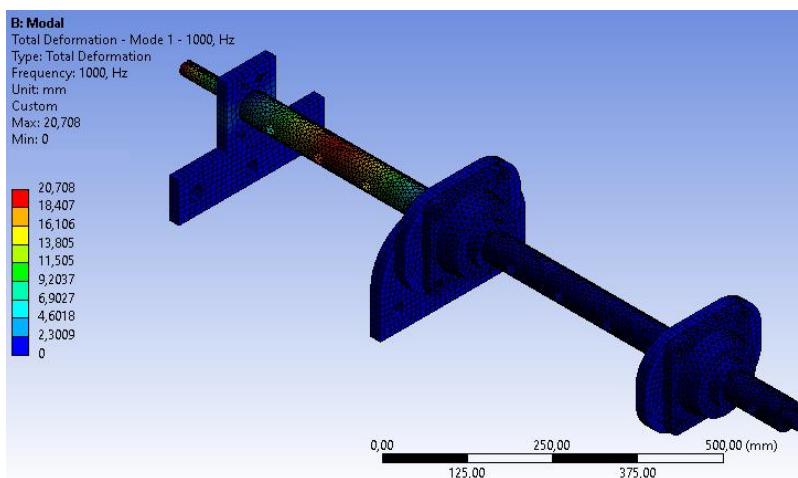


Ilustración 26 Deformación total por análisis nodal primera sección del eje [autor]

El nodo número 2 que se analizó en la segunda sección de la barra de alesado esta permite la operación de alesado durante el movimiento cíclico del sistema. En esta zona se empleó una frecuencia de 1050,7 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 19,81 mm, la cual representa la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 34**.

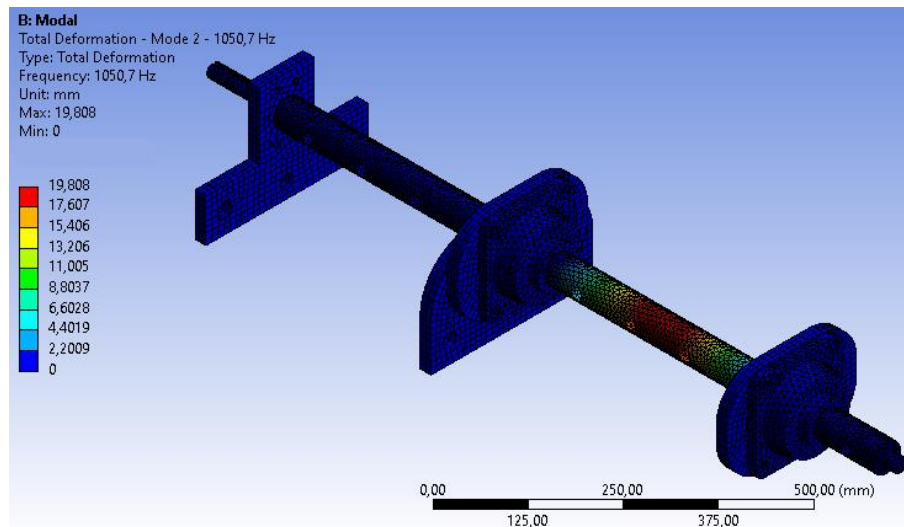


Ilustración 27 Deformación total por análisis nodal segunda sección del eje [autor]

En el nodo número 3 se analizó en la segunda sección al repetir el procedimiento se incrementando la frecuencia de operación a 1131,1 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 19,67 mm esta representa la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 35**.

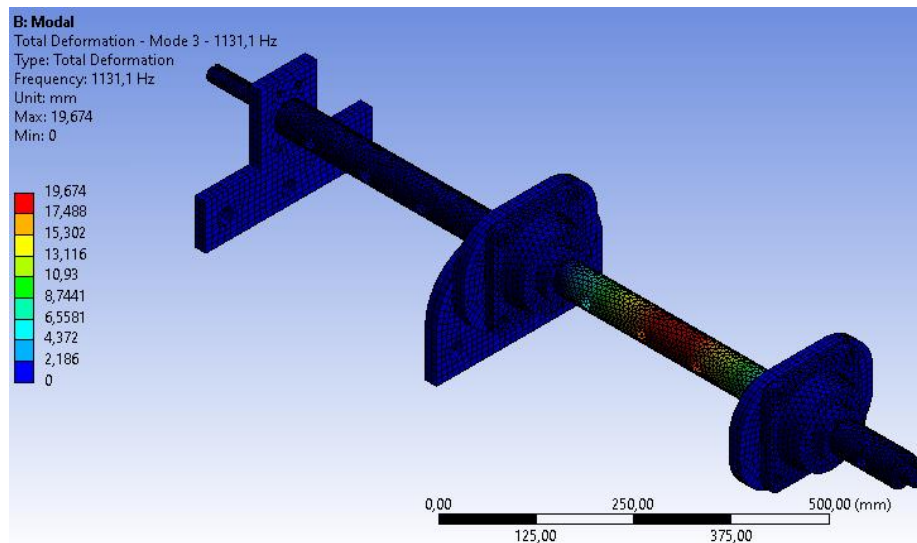


Ilustración 28 análisis MODAL nodo 3 [autor]

En el nodo número 4 se analizó en la primera sección al repetir el procedimiento se incrementando la frecuencia a 1152,7 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 24,30 mm representando la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 36**.

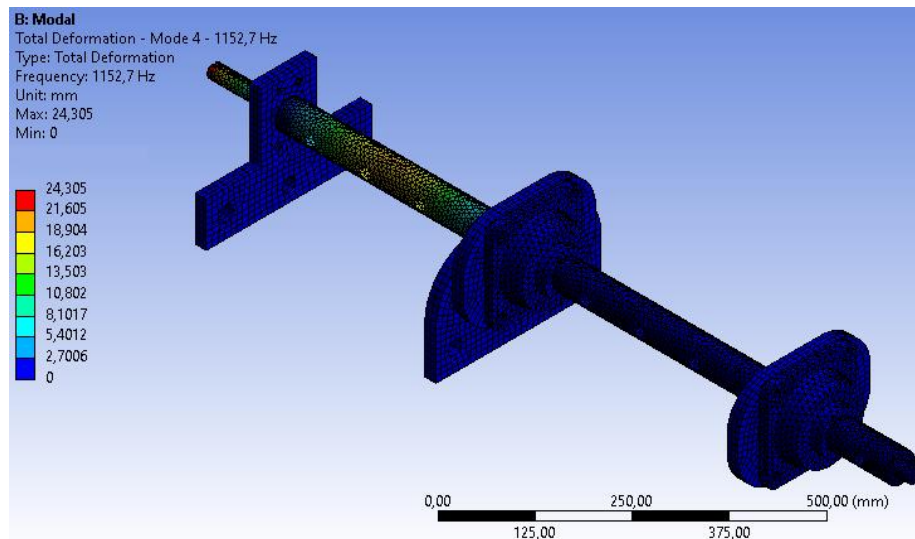


Ilustración 29 análisis MODAL nodo 4 [autor]

El nodo número 5 se analizó la platina 02, la cual hace parte de la estructura de soporte de la máquina. En esta zona la frecuencia de operación implantada fue de 1388 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 26,84 mm, dicha frecuencia representa la máxima deformación de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 37**.

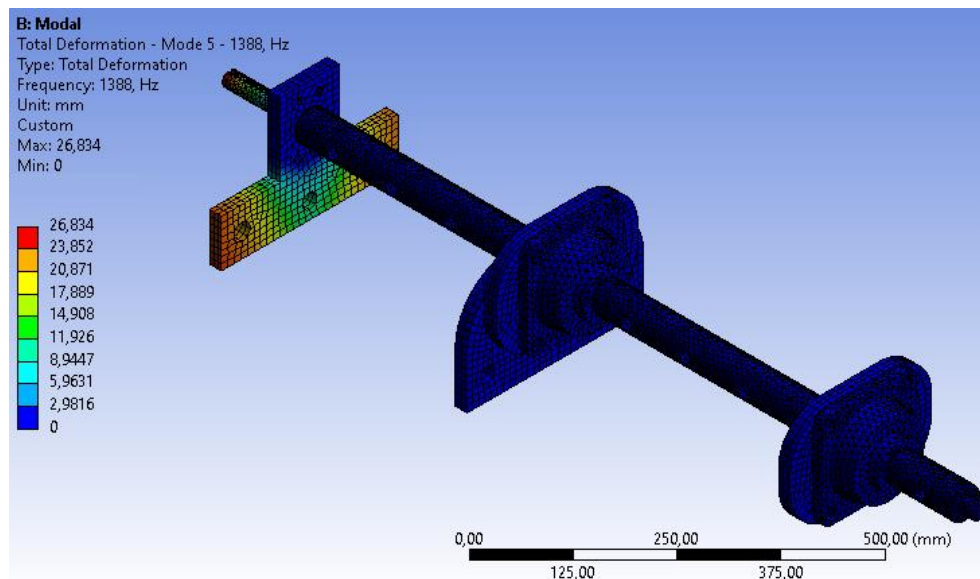


Ilustración 30 Análisis MODAL nodo 4 [autor]

El nodo número 6 que se analizó hace alusión a la barra de alesado donde se presenta un cambio brusco en la sección del eje y se encuentra anclado el motor.

En esta zona la frecuencia de operación a 1399,6 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 114,79 mm, esta deformación representa la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 38**.

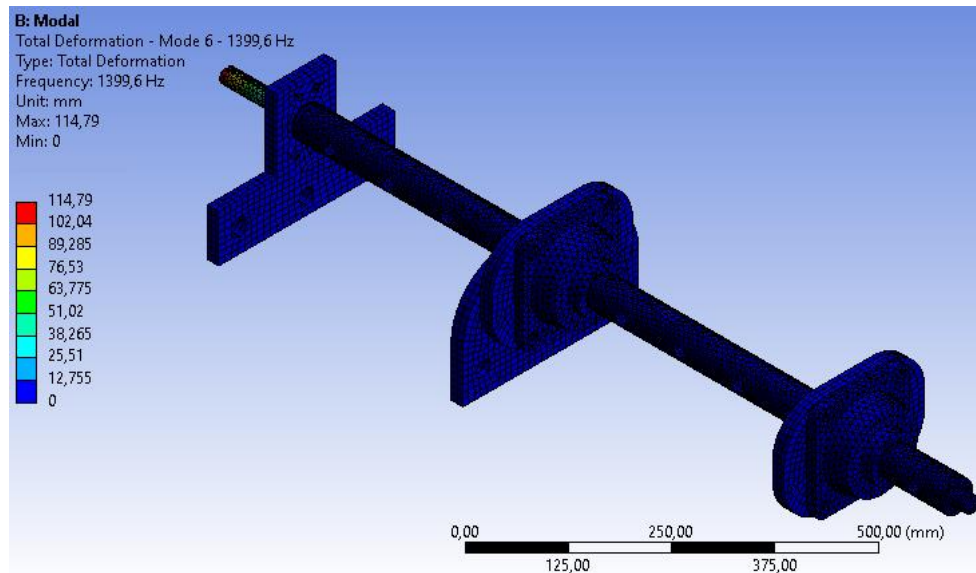


Ilustración 31 Análisis MODAL nodo 6 [autor]

En el nodo número 7 se analizó en la primera sección de la barra de alesado donde se presenta un cambio de sección brusco, se repite el procedimiento incrementando la frecuencia a 1405,6 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 116,38 mm representando la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 39**.

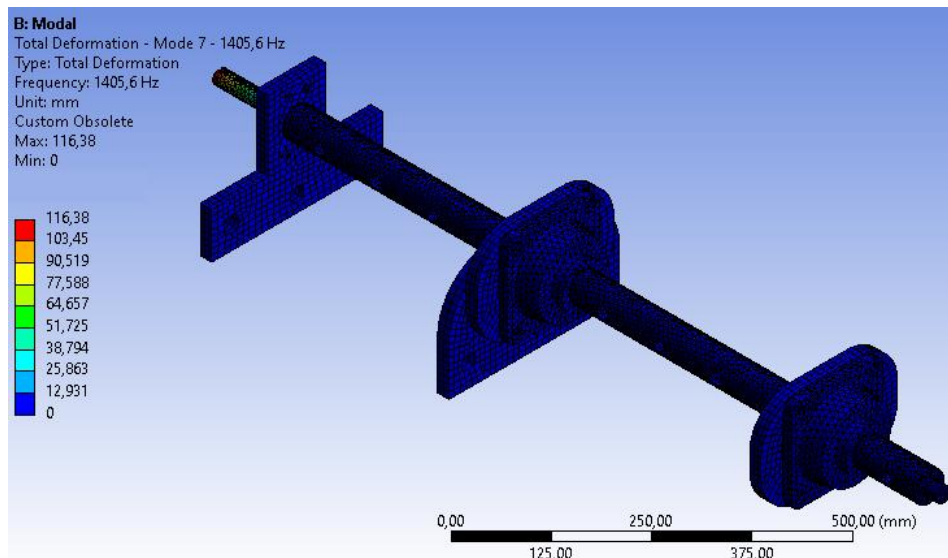


Ilustración 32 Análisis MODAL nodo 7 [autor]

En el nodo número 8 se analizó la platina 02, la cual hace parte de la estructura de soporte de la máquina. Se repite el procedimiento incrementando la frecuencia a 1591,2 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 27,91 mm representando la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 40**.

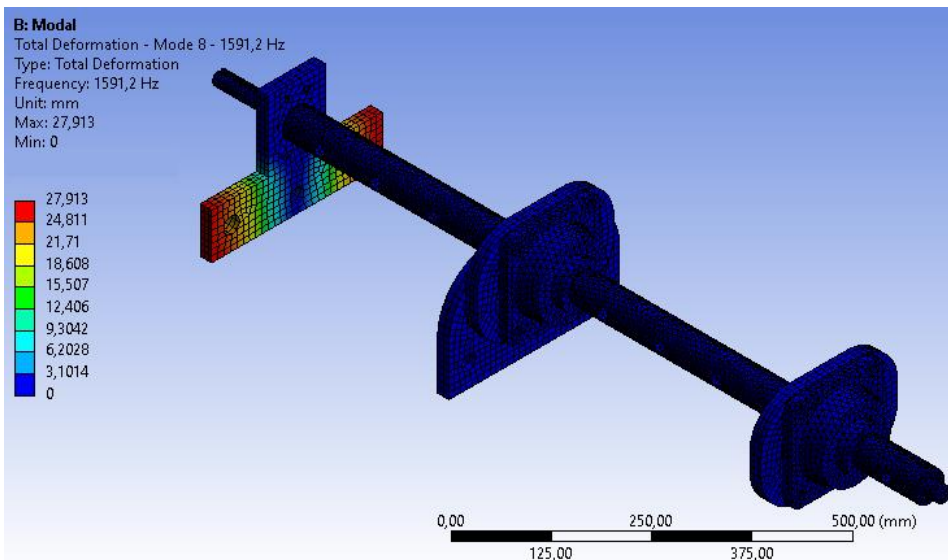


Ilustración 33 Análisis MODAL nodo 8 [autor]

En el nodo número 9 se analizó la sección libre en la barra de alesado. En esta zona se incrementó la frecuencia de operación a 1882 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 53,687 mm, la cual representa la frecuencia máxima de

operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 41**.

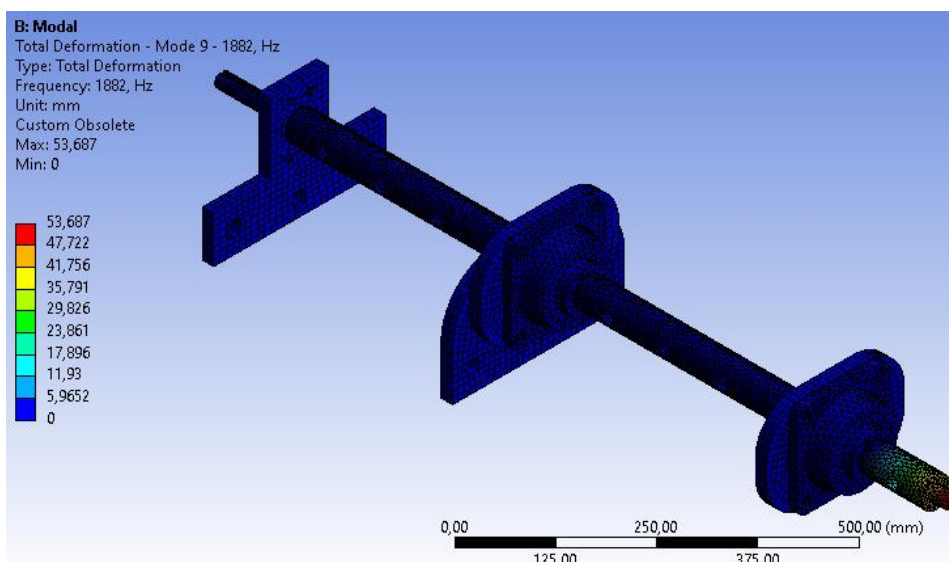


Ilustración 34 Análisis MODAL nodo 9 [autor]

En el nodo número 10 se analizó la sección libre en la barra de alesado, la cual hace parte de la estructura de soporte de la máquina. Se repite el procedimiento incrementando la frecuencia a 1936,1 Hz, de la cual se obtuvo una deformación máxima de 50,98 mm representando la frecuencia máxima de operación con la que la máquina entra en resonancia, como se observa en la **Ilustración 42**.

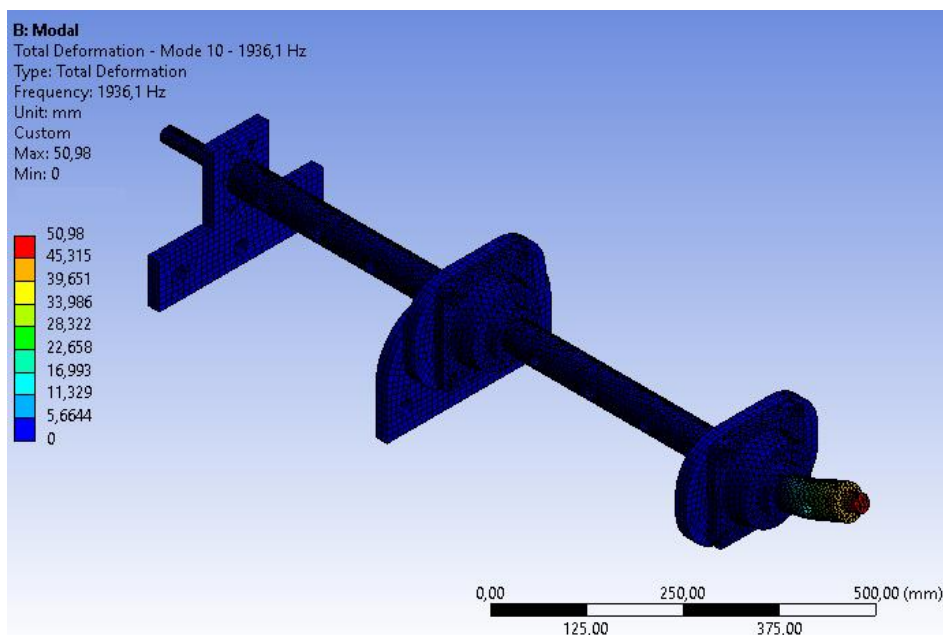


Ilustración 35 Análisis MODAL nodo 10 [autor]

8.2. ANÁLISIS DE FATIGA BARRA ALESADORA

Hoy en día la fabricación de piezas con geometrías más complejas representa un avance significativo para la ingeniería. Actualmente los cálculos implementados para la fabricación de dichas piezas se simplifican por medio de la modelación en elementos finitos **MEF**. En el presente trabajo se lleva a cabo un modelo por elementos finitos de “fatiga”, dado que la máquina se encuentra trabajando bajo cargas repetitivas al realizar el proceso de alesado.

El diseño por fatiga mediante “ANSYS”[31], es una herramienta que permite validar la funcionalidad y veracidad del diseño en las piezas que se desean manufacturar, Para llevar a cabo este modelo se implementaron las condiciones de frontera expresadas en la **Ilustración 29**, las cuales idealizan el funcionamiento de la máquina durante operación.

Como primer paso se evalúa la deformación total que presenta la barra alesadora durante el proceso de alesado, de la cual se obtiene una deformación de 0,38 mm en la zona donde se presenta un cambio de sección como se observa en la **Ilustración 43**. Dicha deformación no afecta el funcionamiento de la máquina al encontrarse por debajo de las “decimas de mm”, en dicha zona donde se encuentra montado el motorreductor de la máquina alesadora.

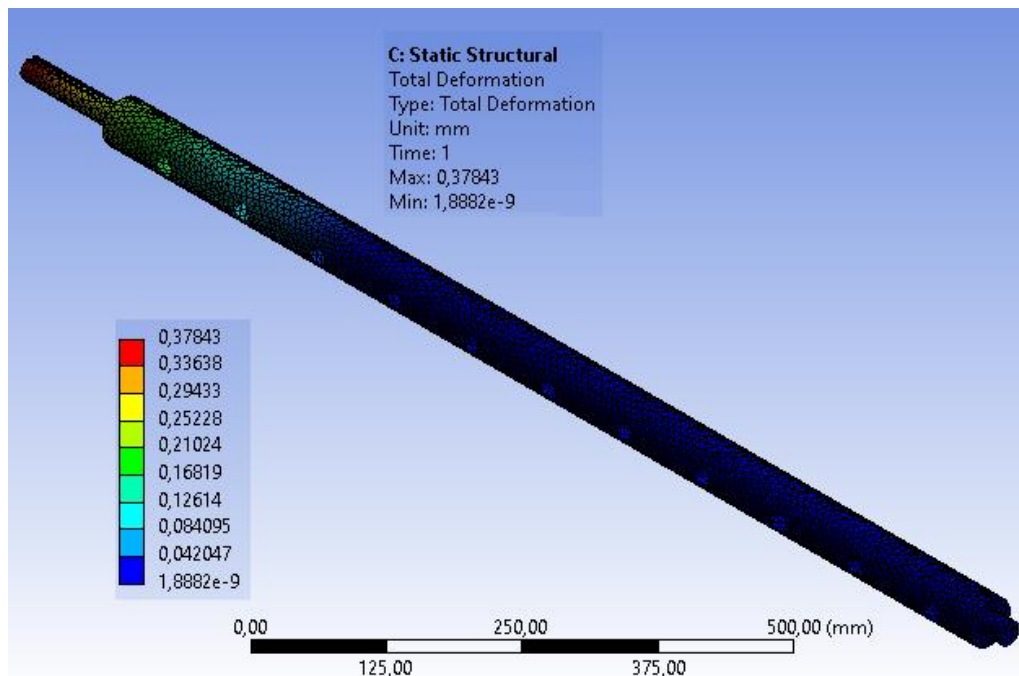


Ilustración 36 Análisis de deformación barra alesadora [autor]

El criterio utilizado para el modelo de fatiga implementado durante el análisis fue el de Soderberg – **Ilustración 44**, la constante de aplicación de carga que se implementa en el modelo **MEF** se seleccionó con base cero - **Ilustración 45**, la cual implica una fluctuación de la carga siendo alternante entre el valor de “cero y 450N”.

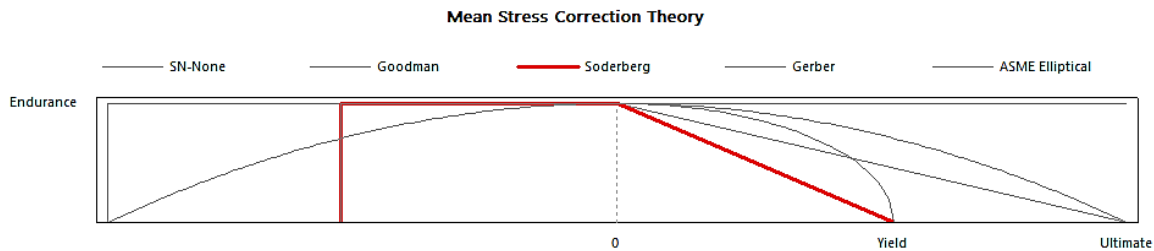


Ilustración 37 Corrección de esfuerzo- criterio de Soderberg [autor]

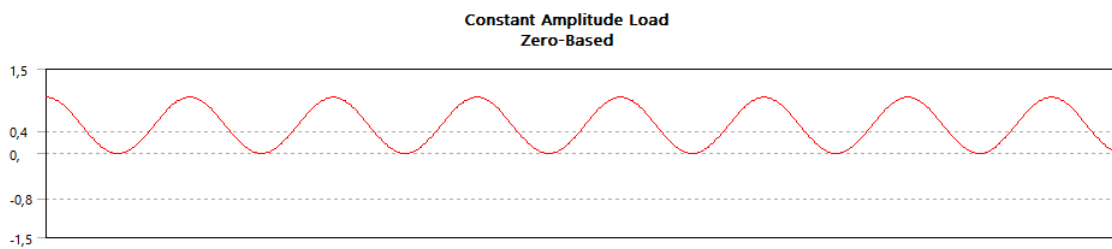


Ilustración 38 Constante de amplitud [autor]

De acuerdo al análisis implementado en el modelo **MEF** a lo largo de la barra de alesado, se obtuvo un factor de seguridad crítico en la zona donde se presenta concentradores de esfuerzos con un valor de 5,2 para la zona que no presenta estas alteraciones el factor seguridad oscila con un valor de 12 como se puede observar en la **Ilustración 46**. Dado lo anterior se refleja un sobredimensionamiento de la pieza, lo que quiere decir que no fallara por las condiciones estáticas presentadas en la **Ilustración 47**.

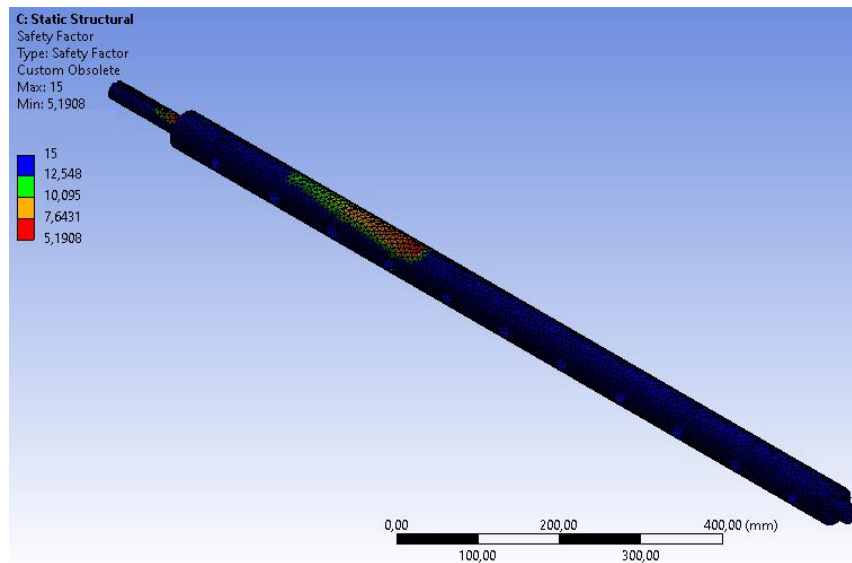


Ilustración 39 Análisis Factor de seguridad barra alesadora [autor]

Dado el criterio de Soderberg y el factor de seguridad obtenido en la barra de alesado, se procede a realizar el criterio de esfuerzo – vida para la pieza analizada; Obteniendo un valor de 10^6 ciclos lo que equivale a un valor de vida infinita de la misma como se observa en la **Ilustración 47**.

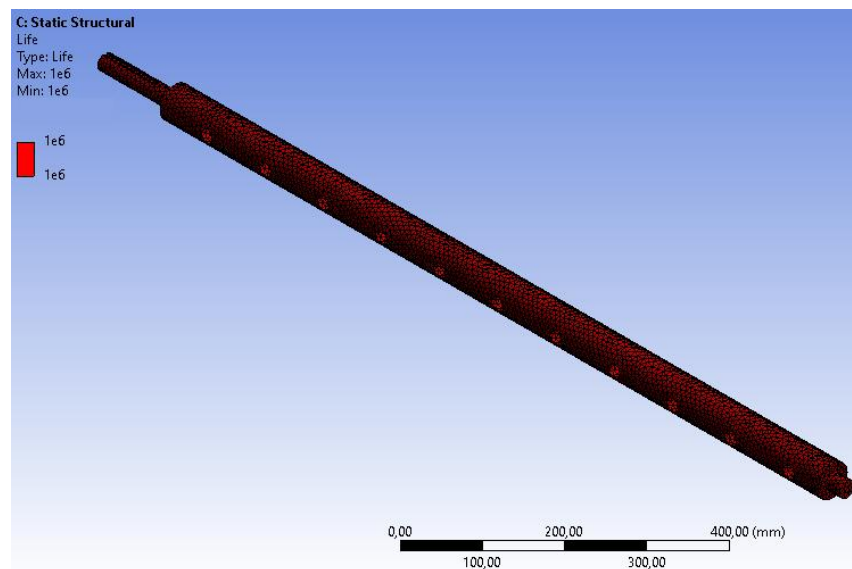


Ilustración 40 Análisis de vida infinita barra alesadora [autor]

9. FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

9.1. FABRICACIÓN PLATINA 1

Gracias a que el contorno de la platina 1 tiene un formato recto, de caras perpendiculares se consigue dicho formato realizando cortes rectos con la segueta, seguido a esto se realizan los agujeros a los que se va a anclar al resto de la estructura, midiendo cuidadosamente y marcando el centro de tales agujeros con un centro punto, se realizan tres taladrados con brocas de diferentes tamaños hasta conseguir el diámetro deseado. Por último, se realiza el agujero guía de la barra porta herramientas utilizando el mismo método progresivo.

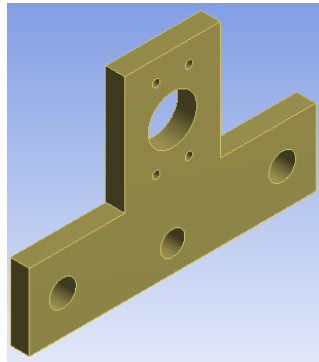


Ilustración 41 Platina 1 [Autor]

9.2. FABRICACIÓN PLATINA 2

A los soportes principales se les dio el formato utilizando la técnica de corte por oxicorte, lo que retiro la masa extra reduciendo el peso de la misma, luego re realizó los agujeros necesarios para la sujeción de las chumaceras y el agujero principal para el paso de la porta buriles.

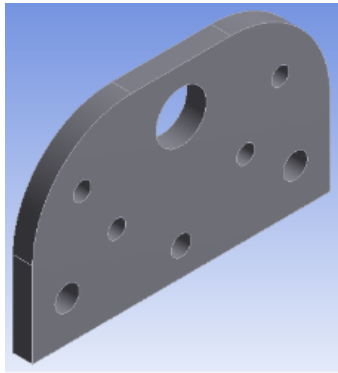


Ilustración 42 Platina 2 [Autor]

9.3. FABRICACIÓN PLATINA 3 – PLATINA DE SACRIFICIO

Al igual que la platina 2 se utilizó la técnica de oxicorte para retirar el material sobrante, posterior a ello se realiza es pulido de los bordes. Siguiendo el mismo procedimiento utilizado para realizar los agujeros de la platina número uno, se copia el mismo con tal de darle los puntos de apoyo a la platina tres.

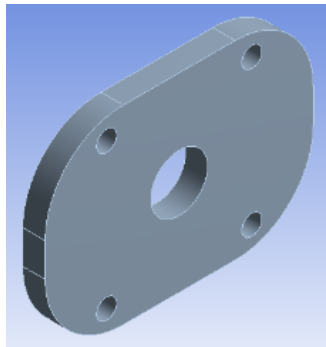


Ilustración 43 Platina 3 [Autor]

9.4. ENSAMBLAJE

El ensamblaje de la máquina para su posterior operación se realizó siguiendo las instrucciones enumeradas a continuación, usando como guía el plano explosionado de la misma el cual se encuentra como anexo a este documento.

- Poner el motor de forma horizontal
- Asegurar al motor la platina número 1 utilizando cuatro pernos, asegurándose que los agujeros de las barras número 1 se encuentren en la parte inferior del motor.
- Insertar los bujes previamente seleccionados a la platina número 1, utilizando lubricante seco.
- Deslizar las barras 1 concéntricamente por los bujes ya instalados.
- En el extremo de las barras 1, el cual se encuentra frente a la salida del motor se encaja la platina 2, y se asegura firmemente utilizando arandelas y tuercas.
- Se repite el procedimiento anteriormente expuesto en el extremo contrario de las barras asegurando así la estructura de la máquina alesadora.
- A continuación, se introduce el tornillo sin fin por la cavidad diseñada especialmente para permitir el desplazamiento del conjunto motriz, asegurando de un extremo del mismo el volante que permitirá su accionamiento.
- Se asegura la platina 3 a la cara posterior de la platina 2 asegurando que la cavidad central se encuentre alineada con la salida del motor, utilizando pernos de seguridad para la sujeción.
- Asegurando la concentricidad de la salida del motor se aseguran los soportes F211, por medio de pernos arandelas y tuercas.
- Por último, se instala la barra porta herramientas asegurándola con cuña a la salida del motor, y con tornillo prisionero al soporte F211.

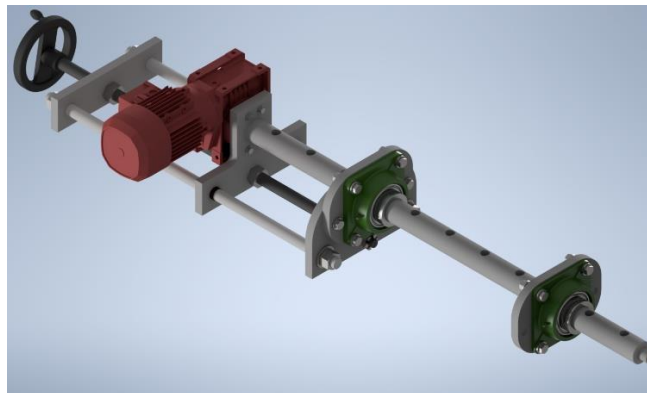


Ilustración 44 Ensamble general [Autor]

10.COSTOS

A continuación, se presentan los costos de cada una de las piezas necesarias para la construcción de la máquina alesadora, además se encuentra discriminado los costos de mecanizado de las mismas de ser requerido.

Materias primas

ELEMENTO	REFERENCIA - PLANO EXPLOSIONADO	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
1	BARRA 01	\$ 93.620,00	2	\$ 187.240,00
2	MANIJA	\$ 38.450,00	1	\$ 38.450,00
3	MOTO REDUCTOR	\$ 892.500,00	1	\$ 892.500,00
4	PLATINA 01	\$ 147.200,00	1	\$ 147.200,00
5	PLATINA 02	\$ 218.300,00	1	\$ 218.300,00
6	BARRA 02	\$ 382.400,00	1	\$ 382.400,00
7	PLATINA 03	\$ 120.000,00	1	\$ 120.000,00
8	CHUMACERA -SKF "FY 2. FM"	\$ 80.000,00	2	\$ 160.000,00
9	TORNILLO SIN FIN	\$ 266.750,00	1	\$ 266.750,00
10	TORNILLO HEX. IFI 111 - 1/2 UNC X 1,25	\$ 1.200,00	1	\$ 1.200,00
11	ARANDELA - ASTM F436 - 1/2, CW	\$ 150,00	12	\$ 1.800,00
12	PERNO - AS 2465 - 1/2 x 2 1/4 UNC	\$ 2.800,00	2	\$ 5.600,00
13	TUERCA - AS 2465 - 1/2 UNC	\$ 1.000,00	6	\$ 6.000,00
14	TUERCA - AS 2465 - 1/2 x 3 UNC	\$ 1.300,00	2	\$ 2.600,00
15	TUERCA - AS 2465 - 1/2 x 2 1/2 UNC	\$ 1.250,00	2	\$ 2.500,00
16	ARANDELA - ASTM F436 - 5/16, CCW	\$ 200,00	4	\$ 800,00
17	PERNO HEX. - ANSI/ASME B18.2.1 - 5/16-18 UNC - 1,75, HBI	\$ 3.200,00	4	\$ 12.800,00
18	ARANDELA - IFI 535 - 24	\$ 250,00	4	\$ 1.000,00
19	TUERCA - ANSI B18.2.4.2M - M24x3	\$ 1.350,00	4	\$ 5.400,00
20	TUERCA - ANSI B18.2.2 - 1 - 8, HNI	\$ 1.350,00	2	\$ 2.700,00
21	ARANDELA - ASTM F436 - 3/4, CW	\$ 350,00	1	\$ 350,00
22	TUERCA HEX. RANURADA- ANSI B18.2.2 - 3/4 - 10,HHSNI	\$ 1.450,00	1	\$ 1.450,00
23	BUJE DE BRONCE	\$ 12.930,00	2	\$ 25.860,00
24	ANILLO DE RETENCIÓN - ASME B18.27.2 NA4 - 1 1/16	\$ 1.300,00	2	\$ 2.600,00
25	CHAVETA - ISO 2491 - A 8 x 5 x 90	\$ 3.400,00	1	\$ 3.400,00
26	PLATINA 04	\$ 218.300,00	1	\$ 218.300,00
			TOTAL	\$ 2.707.200,00

Tabla 18 Costo de los componentes [Autor]

11. PUESTA EN FUNCIONAMIENTO

Para la puesta en funcionamiento de la máquina de alesado previamente diseñada y fabricada se debe realizar el montaje de la maquina en la pieza que se desea mecanizar por medio de la operación de alesado. Para realizar esta tarea es indispensable contar con 8 barras de soporte las cuales serán ancladas a las platinas de sacrificio que posee la máquina “platina 3 – sacrificio” serán ancladas por medio de soldadura como se observa en la **Ilustración 52**, Esto permite lograr la alineación de la herramienta de corte que realizara dicho proceso de mecanizado.

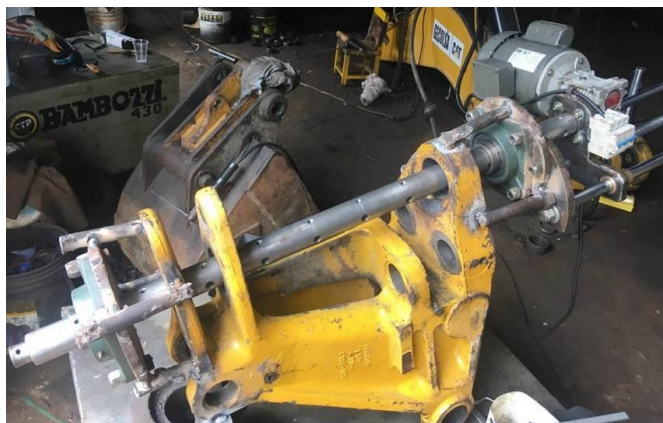


Ilustración 45 Montaje previo [Autor]

Previamente a realizar el alesado, se realiza una inspección visual seguida del dimensionamiento del agujero, utilizando equipamiento de medición preciso, esto para encontrar posibles anomalías a corregir. A continuación, se muestra un agujero con claros signos de desgaste y deformidad en la circunferencia.

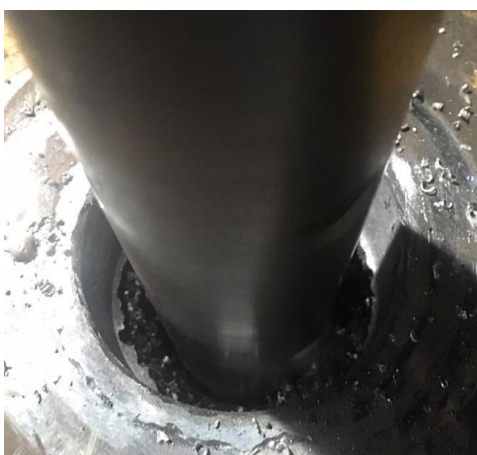


Ilustración 46 Alesado en proceso [Autor]

De esta manera se da inicio al alesado del agujero, teniendo en cuenta que el motorreductor es de velocidad constante, el operario solo se puede modificar la velocidad de avance y la profundidad de corte, de acuerdo al material a mecanizar y el acabado deseado. Dicho esto, se procede a realizar el alesado realizando una lubricación constante. En la ilustración se muestra el agujero después del alesado, se puede observar que la geometría de la pieza ya es uniforme, y se encuentra lista para el retorno a la operación.



Ilustración 47 Resultado del mecanizado [Autor]

12.RECOMENDACIONES

1. Cuando la maquina no se encuentre en funcionamiento deberá permanecer apagada y desconectada de la fuente de energía.
2. El operador deberá demostrar conocimiento durante la puesta en funcionamiento de los mandos y la forma en que se debe realizar la operación de alesado en caso de emergencia. “ver anexos de catálogos”
3. El personal que realice reparaciones y mantenimiento, deberá tener previos conocimientos sobre la máquina teniendo en cuenta, el manual de operación del fabricante.
4. Nunca se deberá esforzar la maquina durante la operación de alesado o que cuente con algún tipo de defecto que impida su buen funcionamiento.
5. La viruta que se genera durante la operación de alesado presenta temperaturas elevadas y ángulos muy afilados, no se debe retirar con la mano. Dado que la misma puede ocasionar daños en la piel y lesiones en los ojos.
6. Se debe garantizar la alineación idónea de la máquina antes de entrar a realizar el proceso de alesado, como se esquematiza en la puesta en funcionamiento.
7. No se recomienda utilizar la máquina de alesado en operaciones que requieran un mayor diámetro o profundidad de avance donde tenga que entrar la herramienta de corte en contacto con la pieza a trabajar. Para ello se deberá rediseñar la máquina nuevamente.

13. CONCLUSIONES

- Se realizó con éxito el diseño y la fabricación de la máquina alesadora que se encuentra en estado operativo en la zona del Caquetá. Se observó que la máquina en funcionamiento cumple satisfactoriamente con el diseño p durante la simulación computacional.
- Gracias a la simplificación de la geometría y el análisis computacional por elementos finitos – **MEF** se logra alcanzar un porcentaje de error aproximado del 3.8 % entre, el número de iteraciones y el tamaño del elemento tetraédrico que se adapta en la geometría del modelo 3D. Esta discretización de convergencia de malla permitió obtener un estado de esfuerzo y deformaciones que se aproxima a la realidad lo suficiente como para considerar un diseño óptimo de las piezas mecánicas que conforman la máquina de alesado.
- Este estudio presenta como avance central el diseño completo de una máquina alesadora, apoyándose en herramientas computacionales para disminuir el tiempo de diseño y costo en la fabricación de prototipos. Esta alternativa de diseño se plantea a bajo costo de producción, con el fin de suplir las necesidades de mecanizado en zonas alejadas del país.
- Durante la puesta en funcionamiento de la máquina alesadora, el operario noto que el uso de la misma requiere lubricación constante en la zona de corte, por ende, se recomienda para un estudio posterior la fabricación de un dispositivo para la lubricación constante.
- Se optimizó el tiempo de procesamiento para el arreglo de los agujeros en las articulaciones de una retroexcavadora, pasando de dos jornadas laborales a media jornada.
- Se logra mantener el acabado superficial del proceso anterior al continuar usando buril, garantizando la calidad del proceso.
- La máquina garantiza una alineación idónea en el proceso de alesado, por lo cual se logra mejorar la linealidad entre los agujeros de las articulaciones de una retroexcavadora.

14. REFERENCIAS

- [1] R. P. Marquez and O. A. P. Marin, "Diseño y construcción de una máquina aledadora para la empresa inducosta LTDA," 2001.
- [2] A. Nápoles and X. Salueña, "Módulo 5 . Mecanizado por arranque de viruta," in *Tecnología mecánica*, 2000, pp. 5–20.
- [3] R. Norton, *Diseño de Maquinas un enfoque integrado*. PEARSON, 2011.
- [4] R. G. B. y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, vol. 9. Mc Graw Hill, 2012.
- [5] "Fracturas por Fatiga | Aceros Levinson." [Online]. Available: <https://www.aceroslevinson.com/2017/03/fracturas-por-fatiga/>. [Accessed: 27-Nov-2020].
- [6] "Engineering Materials, Their Mechanical Properties and Applications - Joseph Marin ." [Online]. Available: https://books.google.com.co/books?id=P8bRAAAAMAAJ&hl=es&source=gbs_similarbooks. [Accessed: 03-Dec-2020].
- [7] C. R. Mischke, "Prediction of stochastic endurance strength," *J. Vib. Acoust. Trans. ASME*, 1987.
- [8] R. Kuguel, "A relation between the theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from concept of highly stress volume," *Am. Soc. Test. Mater.*, 1961.
- [9] W. F. Gale and T. C. Totemeier, *Smithells Metals Reference Book*. 2003.
- [10] G. Sines, *Metal fatigue*. New York: McGraw-Hill, 1959.
- [11] I. G. Bavaresco, "PROCEDIMIENTO PARA EL DISEÑO DE EJES PARA EL DISEÑO DE EJES."
- [12] Lucía María Aversa Villela, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [13] "Metal Cutting Principles - Hardcover - Milton C. Shaw - Oxford University Press." [Online]. Available: <https://global.oup.com/ushe/product/metal->

- cutting-principles-9780195142068?cc=us&lang=en&. [Accessed: 03-Dec-2020].
- [14] E. Hernández Chinea, “Diseño De Una Mandrinadora Portátil,” 2015.
 - [15] F. A. A. Choton, “Diseño de una maquina portatil para mandrinar los alojamientos de los pines en los cucharones de los cargadores frontales 966h CAT de la empresa consorcio minero horizonte S.A (CMH),” 2017.
 - [16] J. S. E. I. R. L. Arequipa and F. M. Nina, ““ Diseño de Prototipo de Barrenadora Portátil Para Mejorar el Proceso de Barrenado en la Empresa RESER Ingeniero industrial,” 2019.
 - [17] David G. Ullman, *The Mechanical Design Process*. 2008.
 - [18] H. Jutz, E. Scharkus, and R. Lobert, *Tablas para la industria metalúrgica*. 1984.
 - [19] “211 | SKF.” [Online]. Available: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-211>. [Accessed: 27-Nov-2020].
 - [20] “TECNOTRANS S.A.S. - Reductores y Motorreductores.” [Online]. Available: <http://0db05e57.colombia.publicar.guru/reductores-y-motorreductores.html>. [Accessed: 27-Nov-2020].
 - [21] “Bujes de Fijación Intermec.” [Online]. Available: https://www.intermec.com.co/sist_fijacion.php. [Accessed: 03-Dec-2020].
 - [22] “Bronce SAE 65 | UNS C90700 | Okendo.” [Online]. Available: <https://okendo.mx/bronze-sae-65>. [Accessed: 03-Dec-2020].
 - [23] “Propiedades mecanicas bronce Sae 65,” p. 450.
 - [24] “#2025279 - What is the intention of importing a cdb file as input to Mechanical using an External Data component?,” ANSYS. INC. [Online]. Available: https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/External Data/2025279. [Accessed: 03-Dec-2020].
 - [25] “Contact Types and Behaviours in Ansys | Mechead.com.” [Online]. Available: <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>. [Accessed: 03-Dec-2020].
 - [26] “#1000300 - With which methods does pinch control work?,” ANSYS. INC. [Online]. Available: https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/Meshing/1000300. [Accessed: 03-Dec-2020].
 - [27] “Esta es la forma de calcular el porcentaje de error.” [Online]. Available: <https://www.greelane.com/es/ciencia-tecnología-matemáticas/ciencia/how-to-calculate-percent-error-609584/>. [Accessed: 03-Dec-2020].

- [28] “#341421 - How can I *GET the maximum equivalent stress (von Mises) of a BEAM188 or BEAM189 structure?,” *ANSYS, INC.* [Online]. Available: [https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/Mechanical/APDL \(f. ANSYS\)/341421](https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/Mechanical/APDL/(f. ANSYS)/341421). [Accessed: 03-Dec-2020].
- [29] J. andres C. Dean, “Análisis modal de un autobús 1.,” 2014.
- [30] “#2052072 - Why dont I get zero frequency modes in a Modal analysis for the DOFs that are not constrained?,” *ANSYS, INC.* [Online]. Available: https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/Mechanical/2052072. [Accessed: 03-Dec-2020].
- [31] “#2042298 - How evaluate the fatigue of a structure in a Random Vibration analysis ? How to use ANSYS Workbench to evaluate...,” *ANSYS, INC.* [Online]. Available: https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Solutions/Mechanical/2042298. [Accessed: 03-Dec-2020].