



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Diseño y análisis de una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales

Gálvez Monserrate, Najely Beatriz y Guevara Velastegui, Luis Bernardino

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Trabajo de titulación, previo a la obtención del Título de Ingeniero Automotriz

Ing. Argüello Maya, Edison Oswaldo

22 de febrero del 2023

Latacunga

Reporte de verificación de contenido

Document Information

Analyzed document	TESIS GALVEZ_GAJEVARA.pdf (D159735005)
Submitted	2/28/2023 9:59:00 PM
Submitted by	Juan Carlos Altamirano
Submitter email	jc.altamiranoc@uta.edu.ec
Similarity	4%
Analysis address	jc.altamiranoc.uta@analysis.orkund.com

Sources included in the report

W	URL: https://www.elcomercio.com/tendencias/sociedad/lantas-desecho-reciclaje-contaminacion-medioam.. Fetched: 2/28/2023 9:59:00 PM	 1
SA	UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO / TESIS VASQUEZ - BUSTAMANTE.docx Document TESIS VASQUEZ - BUSTAMANTE.docx (D159275195) Submitted by: jc.altamiranoc@uta.edu.ec Receiver: jc.altamiranoc.uta@analysis.orkund.com	 5
SA	Tesis final final.docx Document Tesis final final.docx (D21448424)	 5
SA	1518968746_351_Proyecto_Sistema_de_Transmision_de_Potencia-Grupo%25286.pdf Document 1518968746_351_Proyecto_Sistema_de_Transmision_de_Potencia-Grupo%25286.pdf (D35729968)	 1
W	URL: https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/neumatico-elementos/ Fetched: 2/28/2023 9:59:00 PM	 3
W	URL: https://www.carider.es/Caracteristicas-de-los-neumaticos_es_1_34_0.html Fetched: 2/28/2023 9:59:00 PM	 1
SA	PROYECTO LOOR - LITARDO.pdf Document PROYECTO LOOR - LITARDO.pdf (D143852045)	 2
SA	Desarrollo proyecto Grado (1)_compressed-1-100.pdf Document Desarrollo proyecto Grado (1)_compressed-1-100.pdf (D142281552)	 1
SA	UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO / TESIS FINAL.pdf Document TESIS FINAL.pdf (D16890589) Submitted by: danyd78@hotmail.com Receiver: jp.guamanquispe.uta@analysis.orkund.com	 1
SA	1535159300_974_ag_24_Diseño_de_mecanismo_de_trituracion_de_NFU.docx Document 1535159300_974_ag_24_Diseño_de_mecanismo_de_trituracion_de_NFU.docx (D40997803)	 1

<https://secure.orkund.com/view/152402563-564831-903209#/>

1/25

Latacunga, 28 de febrero del 2023

.....
Ing. Argüello Maya, Edison Oswaldo.

C.C: 1708903024



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular: "Diseño y análisis de una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales" fue realizado por los señores Gálvez Monserrate, Najely Beatriz y Guevara Velastegui, Luis Bernardino, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizada en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Latacunga, 28 de febrero de 2023

Ing. Argüello Maya, Edison Oswaldo.

C. C: 1708903024



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Responsabilidad de autoría

Nosotros, **Gálvez Monserrate, Najely Beatriz y Guevara Velastegui, Luis Bernardino**, con cédulas de ciudadanía n° **1751518588** y **1727443481**, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Diseño y análisis de una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales”** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 28 de febrero de 2023

Gálvez Monserrate, Najely Beatriz

C.C.: 1751518588

Guevara Velastegui, Luis Bernardino

C.C.: 1727443481



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

Autorización de publicación

Nosotros, Gálvez Monserrate, Najely Beatriz y Guevara Velastegui, Luis Bernardino, con cedula de ciudadanía n° 1751518588 y 1727443481, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: "Diseño y análisis de una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales " en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 28 de febrero de 2023

Gálvez Monserrate, Najely Beatriz

C.C.: 1751518588

Guevara Velastegui, Luis Bernardino

C.C.: 1727443481

Dedicatoria

Este trabajo de titulación dedico principalmente a mis padres Gladys Monserrate y William Gálvez que han sido mi apoyo incondicional que siempre han estado en los momentos más difíciles y no me han dejado decaer, a mis hermanos Steven y Belén Gálvez por haber estado en todo el proceso siendo fuente de inspiración y consejeros para mí. Además, dedico este trabajo a todas las personas que han estado conmigo a lo largo de esta etapa académica y me han guiado incondicionalmente.

Najely Beatriz Gálvez Monserrate

Dedicatoria

El presente proyecto de titulación quiero dedicarlo a mis padres Carlos Abdón Guevara Núñez y Miriam Guadalupe Velastegui Martínez por el apoyo incondicional a lo largo de toda mi vida estudiantil, tanto económicamente, emocionalmente y por la sabiduría de cada uno.

Dedico también a mi hermano el Ing. Carlos Antonio Guevara Velastegui por apoyarme con sus conocimientos ingenieriles.

Luis Bernardino Guevara Velastegui

Agradecimiento

Agradezco a Dios y a mis padres Gladys Monserrate y William Gálvez que han sido un pilar fundamental apoyándome tanto económica como emocionalmente y aportando con sus conocimientos, quienes nunca dudaron de mí y mis capacidades, siempre teniendo una palabra de apoyo y motivación para ser cada día mejor estudiante, mejor persona y una futura excelente profesional.

A mis hermanos y familia que me brindaron su comprensión, y creyeron en mí, por alegrar mis días y darme sus consejos y enseñanzas. A Luis Guevara, por siempre estar en cada momento difícil a lo largo de nuestro camino académico, siempre aportando con sus mejores deseos y conocimiento.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y la carrera de Ingeniera Automotriz por abrirme las puertas y permitir ser parte de la institución y poder culminar mis estudios.

También quiero agradecer a los docentes, a mi tutor de proyecto de titulación, por su orientación, paciencia y motivación en todo momento.

Este logro también es de ustedes, por acompañarme a lo largo de este camino de crecimiento y aprendizaje.

Najely Beatriz Gálvez Monserrate

Agradecimiento

En primer lugar, quiero dar gracias a Dios por permitirme haber llegado tan lejos, por cuidarme, protegerme y brindarme salud.

Agradezco a mis padres Carlos Guevara y Miriam Velastegui por ser mi apoyo en todo momento, por preocuparse por mí y ver que nunca me faltara nada, darme todas las comodidades posibles para que pudiera dedicarme a mis estudios y culminar con éxito la carrera.

También quiero agradecer a mi hermano el Ing. Carlos Antonio Guevara por solventar cualquier duda académica a lo largo de mis estudios. A Najely Gálvez por siempre estar apoyándome y dándome aliento para seguir adelante, por ser una maravillosa persona en mi vida.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE – Sede Latacunga por permitirme seguir la carrera de Ingeniería Automotriz

A mi tutor de tesis el Ing. Edison Argüello por guiarme en la elaboración de este proyecto.

A los docentes que me han compartido conocimientos y anécdotas a lo largo de toda la carrera universitaria.

Luis Bernardino Guevara Velastegui

ÍNDICE DE CONTENIDO

Carátula.....	1
Reporte de verificación de contenido	2
Certificación	3
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Dedicatoria.....	6
Dedicatoria.....	7
Agradecimiento	8
Agradecimiento	9
Índice de contenido	10
Índice de figuras.....	19
Índice de tablas.....	23
Resumen	24
Abstract.....	25
Capítulo I: Introducción.....	26
Antecedentes.....	26
Planteamiento del problema	27
Justificación e importancia	27

Objetivos	28
<i>Objetivo general</i>	28
<i>Objetivos específicos</i>	28
VARIABLES DE INVESTIGACIÓN	28
<i>Variables Independientes</i>	28
<i>Variable dependiente</i>	29
Hipótesis.....	29
Capítulo II Marco teórico	30
Ejes.....	30
<i>Diseño del eje</i>	30
<i>Potencia del eje</i>	30
<i>Esfuerzos del eje</i>	31
<i>Método ASME</i>	33
<i>Resistencia a la fatiga</i>	33
<i>Sensibilidad de la muesca</i>	34
Cuñas y cuñeros	34
<i>Cuñas paralelas</i>	34
<i>Cuñas cónicas</i>	35
<i>Cuñas Woodruff</i>	36

<i>Diseño de cuñas</i>	36
Engranajes rectos.....	37
<i>Ley fundamental del engranaje</i>	37
<i>Nomenclatura del diente del engrane</i>	38
<i>Manufactura de engranes</i>	40
<i>Formado de los dientes de engrane</i>	41
<i>Esfuerzos en engranes rectos</i>	42
<i>Esfuerzos superficiales</i>	47
<i>Resistencia a la fatiga por flexión de los engranes para la AGMA</i>	50
<i>Resistencia a la fatiga por superficial de los engranes para la AGMA</i>	51
<i>Factor de seguridad contra fallas de por flexión</i>	51
<i>Factor de seguridad contra fallas superficiales</i>	51
Cojinetes de elementos rodantes.....	51
<i>Cojinetes de bolas</i>	52
<i>Falla de cojinetes de elementos rodantes</i>	52
Cuchillas.....	53
Separadores.....	54
Chasis o Estructura.....	54
Cadenas.....	54

Diámetro de paso de la catarina.	55
Velocidad de la cadena	56
Catarinas.....	56
Tornillos.....	56
<i>Designación de tornillo</i>	57
Neumáticos.....	58
<i>Composición</i>	58
<i>Estructura del neumático</i>	59
<i>Clasificación de los neumáticos</i>	61
<i>Características</i>	62
<i>Duración</i>	64
<i>Resistencia a la rodadura</i>	65
<i>Propiedades</i>	65
Capítulo III: Diseño.....	68
Pre diseño.....	68
<i>Mediciones del cable de acero</i>	68
<i>Fuerza necesaria para cortar el cable</i>	69
<i>Torque del motor requerido</i>	70
Diseño de los engranes.....	71

<i>Consideraciones generales</i>	71
<i>Geometría</i>	71
<i>Material</i>	72
<i>Cálculos de diseño</i>	72
<i>Esfuerzos sobre engranes rectos</i>	76
<i>Esfuerzos superficiales</i>	79
<i>Resistencias de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranes</i>	81
Diseño del eje	88
<i>Consideraciones generales</i>	88
<i>Material</i>	88
<i>Cálculos de diseño</i>	88
<i>Diagrama de cuerpo libre</i>	90
<i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	90
<i>Diagrama de momentos de flexión</i>	91
<i>Diagrama de momentos de torsión</i>	91
<i>Diagrama de distribución de fuerzas y momentos en el eje</i>	92
<i>Equivalencia hexagonal del eje</i>	102
Diseño de la cuña	102
<i>Consideraciones generales</i>	103

<i>Materiales</i>	103
<i>Geometría</i>	103
<i>Cálculos de diseño</i>	103
Diseño de las cuchillas.....	108
<i>Consideraciones generales</i>	108
<i>Materiales</i>	108
<i>Cálculos de diseño</i>	108
Diseño de los separadores.....	112
<i>Consideraciones generales</i>	113
<i>Materiales</i>	113
<i>Cálculos de diseño</i>	113
Diseño de la bancada.....	117
Diseño de la caja trituradora.....	117
<i>Consideraciones generales</i>	118
<i>Geometría</i>	118
<i>Material</i>	118
Selección de los componentes normalizados.....	118
<i>Selección del motor – reductor</i>	119
<i>Cálculos para la selección del motor – reductor</i>	119

<i>Selección de rodamientos</i>	120
<i>Selección de tornillos</i>	121
<i>Selección de cadena</i>	121
<i>Selección de la catarina</i>	122
<i>Selección del control eléctrico</i>	122
<i>Cálculos para el guardamotor</i>	122
Capitulo IV: Simulación y Análisis de Resultados	124
Simulación y análisis del engrane.....	124
<i>Consideraciones</i>	124
<i>Análisis estático</i>	125
<i>Análisis de resultados</i>	127
Simulación y análisis del eje.....	127
<i>Consideraciones</i>	128
<i>Análisis estático</i>	128
<i>Análisis de resultados</i>	130
Simulación y análisis de las cuchillas	130
<i>Consideraciones</i>	130
<i>Análisis estático</i>	132
<i>Análisis de resultados</i>	134

Simulación y análisis de los separadores	134
<i>Consideraciones.....</i>	<i>134</i>
<i>Análisis estático.....</i>	<i>135</i>
<i>Análisis de resultados</i>	<i>137</i>
Simulación y análisis de las bancadas.....	137
<i>Consideraciones.....</i>	<i>138</i>
<i>Análisis estático.....</i>	<i>139</i>
<i>Análisis de resultados</i>	<i>141</i>
Simulación y análisis de las paredes.....	141
<i>Consideraciones.....</i>	<i>141</i>
<i>Análisis estático.....</i>	<i>143</i>
<i>Análisis de resultados</i>	<i>146</i>
<i>Simulación y análisis de la catarina</i>	<i>147</i>
<i>Consideraciones.....</i>	<i>147</i>
<i>Análisis estático.....</i>	<i>148</i>
<i>Análisis de resultados</i>	<i>150</i>
Simulación y análisis de la estructura.....	150
<i>Consideraciones.....</i>	<i>150</i>
<i>Análisis estático.....</i>	<i>151</i>

<i>Análisis de resultados</i>	153
Simulación y análisis del ensamble	153
<i>Consideraciones</i>	153
<i>Análisis estático</i>	154
<i>Análisis de resultados</i>	156
Capítulo V: Marco Administrativo	157
Recursos	157
<i>Recursos humanos</i>	157
<i>Recursos tecnológicos</i>	157
<i>Recursos materiales</i>	158
Financiamiento	159
Capítulo VI: Conclusiones y Recomendaciones	162
Conclusiones	162
Recomendaciones	165
Bibliografía:	167
Anexos	169

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 <i>Cuña paralela</i>	35
Figura 2 <i>Cuña cónica</i>	35
Figura 3 <i>Cuña Woodruff</i>	36
Figura 4 <i>Cuadro sinóptico de manufactura de engranes</i>	40
Figura 5 <i>Cojinetes de bolas de pista profunda</i>	52
Figura 6 <i>Distribución de la vida de un cojinete de rodamientos</i>	53
Figura 7 <i>Partes de una cadena de rodillos de doble torón</i>	55
Figura 8 <i>Tornillo de máquina</i>	57
Figura 9 <i>Composición del neumático</i>	58
Figura 10 <i>Estructura del neumático</i>	60
Figura 11 <i>Neumático convencional y radial</i>	62
Figura 12 <i>Agarre por adhesión</i>	63
Figura 13 <i>Agarre mecánico</i>	63
Figura 14 <i>Diagrama de esfuerzo deformación del neumático</i>	65
Figura 15 <i>Medición de 2cm de neumático.</i>	69
Figura 16 <i>Resistencia de la AGMA para fatiga por flexión, en aceros</i>	81
Figura 17 <i>Factor de vida de resistencia a la flexión de la AGMA, en aceros</i>	82
Figura 18 <i>Resistencia de la AGMA para fatiga superficial, en aceros</i>	84
Figura 19 <i>Factor de vida de resistencia superficial a la fatiga de la AGMA, en aceros</i>	85
Figura 20 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje</i>	90
Figura 21 <i>Diagrama de fuerzas cortantes</i>	90
Figura 22 <i>Diagrama de momentos de flexión</i>	91

Figura 23 <i>Diagrama de momentos de torsión</i>	91
Figura 24 <i>Diagrama de distribución de fuerzas y momentos</i>	92
Figura 25 <i>Dimensiones finales del eje</i>	102
Figura 26 <i>Engrane</i>	124
Figura 27 <i>Tensión de Von Mises del engrane</i>	125
Figura 28 <i>Desplazamientos resultantes del engrane</i>	125
Figura 29 <i>Deformación unitaria del engrane</i>	126
Figura 30 <i>Factor de seguridad del engrane</i>	127
Figura 31 <i>Tensión de Von Mises del eje</i>	128
Figura 32 <i>Desplazamientos resultantes del eje</i>	128
Figura 33 <i>Deformación unitaria del eje</i>	129
Figura 34 <i>Factor de seguridad del eje</i>	130
Figura 35 <i>Cuchilla</i>	131
Figura 36 <i>Tensión de Von Mises de la cuchilla</i>	132
Figura 37 <i>Desplazamientos resultantes de la cuchilla</i>	132
Figura 38 <i>Deformación unitaria de la cuchilla</i>	133
Figura 39 <i>Factor de seguridad de la cuchilla</i>	133
Figura 40 <i>Separador</i>	135
Figura 41 <i>Tensión de Von Mises del separador</i>	135
Figura 42 <i>Desplazamientos resultantes del separador</i>	136
Figura 43 <i>Deformación unitaria del separador</i>	136
Figura 44 <i>Factor de seguridad del separador</i>	137
Figura 45 <i>Bancada</i>	138

Figura 46 <i>Tensión de Von Mises de la bancada</i>	139
Figura 47 <i>Desplazamientos resultantes de la bancada</i>	139
Figura 48 <i>Deformación unitaria de la bancada</i>	140
Figura 49 <i>Factor de seguridad de la bancada</i>	140
Figura 50 <i>Placa frontal</i>	142
Figura 51 <i>Placa lateral</i>	142
Figura 52 <i>Tensión de Von Mises placa frontal</i>	143
Figura 53 <i>Desplazamientos resultantes placa frontal</i>	144
Figura 54 <i>Deformación unitaria de la placa frontal</i>	144
Figura 55 <i>Tensión de Von Mises placa lateral</i>	145
Figura 56 <i>Desplazamiento resultante de la placa lateral</i>	145
Figura 57 <i>Deformación unitaria de la placa lateral</i>	146
Figura 58 <i>Catarina</i>	147
Figura 59 <i>Tensión de Von Mises de la catarina</i>	148
Figura 60 <i>Desplazamientos resultantes de la catarina</i>	148
Figura 61 <i>Deformación unitaria de la catarina</i>	149
Figura 62 <i>Factor de seguridad de la catarina</i>	149
Figura 63 <i>Estructura</i>	151
Figura 64 <i>Tensión axial y de flexión de la estructura</i>	151
Figura 65 <i>Desplazamientos resultantes de la estructura</i>	152
Figura 66 <i>Factor de seguridad de la estructura</i>	152
Figura 67 <i>Ensamble maquina trituradora</i>	153
Figura 68 <i>Tensión de Von Mises del ensamble</i>	154

Figura 69 Desplazamientos resultantes del ensamble.....	155
Figura 70 <i>Deformación unitaria del ensamble</i>	155

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Factores de distribución de carga</i>	45
Tabla 2 <i>Aplicación de factores Ka</i>	46
Tabla 3 <i>Coeficiente elástico Cp de la AGMA en unidades de (psi)^{0.5} o (MPa)^{0.5}</i>	49
Tabla 4 <i>Porcentajes de composición del neumático</i>	59
Tabla 5 <i>Recursos humanos</i>	157
Tabla 6 <i>Recursos tecnológicos</i>	158
Tabla 7 <i>Recursos materiales</i>	158
Tabla 8 <i>Gastos de la investigación</i>	160

Resumen

El propósito de este proyecto es diseñar y analizar una máquina trituradora para el reciclaje de neumáticos, económicamente accesible y para ello se determinó la geometría que tendrá la máquina trituradora de neumáticos, considerando la cantidad de la materia prima que entrará en el proceso, luego se requiere analizar las partes, equipos, procesos de manufactura, materiales, materia prima que se pueden adquirir localmente y que sean las más idóneas para el diseño; en tal virtud, hecho el diseño virtual se debe analizar mediante software CAD-CAE las partes críticas de una máquina trituradora sometida a cargas típicas de su funcionamiento. Este trabajo nos ayudará más adelante a la implementación y construcción de la misma, además servirá como apoyo educativo para los estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas Sede Latacunga, siempre con la intención de contribuir a la concienciación sobre el manejo de estos desechos que son sumamente dañinos para el medio ambiente. Para empezar el diseño, se llevó a cabo un estudio preliminar de las características del neumático, incluyendo el caucho, el alambre y maquinas trituradoras para entender su funcionamiento y especificaciones de la máquina, para tener conocimiento de los elementos necesarios que la componen para poder proceder a realizar su diseño. Después de diseñar cada uno de los componentes, utilizaremos un software de diseño asistido por computadora (CAD) para modelar la máquina trituradora de neumáticos. Luego, ensamblaremos los componentes teniendo en cuenta factores como el material, entre otros. Además, se realizó un análisis estático de cada uno de los elementos y del ensamblaje completo para verificar su resistencia. Finalmente se realizó un análisis de costos, para que se tenga un presupuesto estimado para la construcción de la máquina. A partir de esto se logró diseñar una maquina trituradora de neumáticos que cumple con dar solución a la problemática inicialmente presentada.

Palabras clave: maquina trituradora de neumáticos, diseño máquina trituradora, análisis estático

Abstract

The purpose of this project is to design and analyze a shredding machine for the recycling of tires, economically accessible and for this the geometry that the shredding machine will have was determined, considering the amount of raw material that will enter the process, then it is requires analyzing the parts, equipment, manufacturing processes, materials, raw materials that can be purchased locally and that are the most suitable for the design; Accordingly, once the virtual design has been made, the critical parts of a crushing machine subjected to typical operating loads must be analyzed using CAD-CAE software. This work will help us later in the implementation and construction of the same, it will also serve as educational support for the students of the University of the Armed Forces, Latacunga Campus, always with the intention of contributing to awareness about the management of these wastes that are extremely harmful to the environment. To begin the design, a preliminary study of the characteristics of the tire was carried out, including rubber, wire and crushing machines to understand its operation and specifications of the machine, to have knowledge of the necessary elements that compose it to be able to proceed. to make your design. After designing each of the components, we will use computer aided design (CAD) software to model the tire shredding machine. Then, we will assemble the components taking into account factors such as material, among others. In addition, a static analysis of each of the elements and the complete assembly was carried out to verify their resistance. Finally, a cost analysis was carried out, so that an estimated budget for the construction of the machine is available. From this it was possible to design a tire shredding machine that meets the problem initially presented.

Keywords: tire shredder machine, crusher machine design, static analysis

Capítulo I

Introducción

Antecedentes

Según el periódico El Comercio (2021), en Ecuador se matricularon 2 535 853 vehículos, los neumáticos son desechos especiales, esto debido a que producen gases contaminantes como hidrocarburos aromáticos policíclicos como consecuencia de la quema, además de ser un peligro para la salud pública promoviendo enfermedades de mosquitos (Ministerio del Ambiente, 2021).

Se considera que al año se desechan alrededor de 2 400 000 llantas, que se demoran en desintegrarse aproximadamente 500 años, por lo general, estos neumáticos no son desechados correctamente y tienden a acumularse en vertederos, terrenos abandonados, carreteras, etc.

Esta exuberante cantidad de llantas debe ser reducida o reutilizada dándoles una segunda vida a la materia prima.

A nivel nacional, son 30 empresas importadoras de neumáticos, que son las que se encargan de reciclar, reutilizar y darle el mayor uso posible, ya sea aprovechado los subproductos como el alambre que es destinado a fundidoras de metal, así mismo, el granulo de caucho que por lo general es usado para canchas de césped sintético o a su vez en la elaboración de baldosas plásticas que son usadas en gimnasios o áreas de recreación. A partir de 2012 se considera a los neumáticos de los vehículos un residuo especial por parte del Ministerio del Ambiente, lo cual implica que se debe seguir un tratamiento específico para su desecho. Alrededor del setenta por ciento de los neumáticos no son llevados a ser reciclados o no tienen el tratamiento adecuado.

Varias universidades a nivel nacional han implementado y/o diseñado máquinas de reciclaje de plástico, pero son muy pocas las que se enfocan en el proceso de reciclaje de neumáticos como la Universidad Politécnica Salesiana o la Universidad Técnica Estatal de Quevedo.

Planteamiento del problema

Los neumáticos son desechos altamente contaminantes, debido a que no hay una recuperación o reciclaje de la materia prima, en este caso el caucho, para la reutilización y elaboración de nuevos productos.

Según el Ministerio del Ambiente de Ecuador (MAE), los neumáticos son considerados desechos peligrosos debido a la contaminación que producen al quemarse trayendo enfermedades respiratorias (El Comercio, 2016).

En el Ecuador al año se producen e importan 3 000 000 y se desechan 2 400 000 de neumáticos según el gerente de Proneumacosa S.A., estos desechos provocan la generación de epidemias transmitidas por los mosquitos y otros factores.

En la ciudad de Latacunga existe la planta más grande de reciclaje de neumáticos de todo el país, que tiene la capacidad de reciclar 2 600 000 neumáticos, aun así, existen más neumáticos en desuso que demanda de llantas pulverizadas.

En la Universidad de las Fuerzas Armadas no cuentan con una máquina trituradora de neumáticos, por lo cual no existe un aprendizaje práctico sobre el plan de reciclaje y concientización acerca de la contaminación que generan los neumáticos.

Justificación e importancia

La alta cantidad de vehículos que se han generado durante los últimos años y el consumo exponencial de neumáticos que son posteriormente desechados en tiraderos de basura, apilados en terrenos baldíos o simplemente quemados, con este proyecto ayudaremos a reducir la contaminación que es provocada por los neumáticos y poder dar posteriormente una segunda vida a esta materia prima, ya sea en la reutilización para la elaboración de nuevos productos.

Esta situación hace que la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE – Sede Latacunga incremente su equipamiento para ofertar al estudiante la oportunidad de aprender sobre el reciclaje de los neumáticos.

Objetivos

Objetivo general

- Diseñar y analizar una máquina trituradora para el reciclaje de neumáticos, económicamente accesible.

Objetivos específicos

- Determinar la geometría que tendrá la máquina trituradora de neumáticos, considerando la cantidad de la materia prima que entrará en el proceso.
- Analizar las partes, equipos, procesos de manufactura, materiales, materia prima que se pueden adquirir localmente y que sean las más idóneas para el diseño.
- Analizar mediante software CAD-CAE las partes críticas de una máquina trituradora sometida a cargas típicas de su funcionamiento.
- Validar matemáticamente los resultados obtenidos en la simulación.

Variables de investigación

Variables Independientes

- Obtención de parámetros de funcionamiento de la máquina trituradora de neumáticos, considerando los materiales, partes, equipos, procesos de manufactura que se pueden adquirir localmente y que sean las más idóneas.

Variable dependiente

- Diseño y análisis de una maquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Sede Latacunga.

Hipótesis

Se puede diseñar una máquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Sede Latacunga, partiendo de los parámetros de funcionamiento de la máquina trituradora de neumáticos, considerando los materiales, partes, equipos, procesos de manufactura que se pueden adquirir localmente y que sean las más idóneas

Capítulo II

Marco teórico

El fundamento teórico de este proyecto se centra en neumáticos, clasificación, características, ventajas, desventajas, propiedades, igualmente la teoría necesaria sobre el proceso de trituración de llantas, de esta manera delimitamos para posteriormente aplicarlas en el desarrollo del diseño de la máquina trituradora.

Ejes

Un eje es una pieza mecánica que se utiliza para transmitir movimiento y energía de una parte de una máquina a otra. Los ejes pueden tener diferentes formas y tamaños, dependiendo de su función y del tipo de máquina en la que se utilizan.

Diseño del eje

Potencia del eje

Para calcular la potencia transmitida a través del eje, multiplicamos el torque por la velocidad angular.

$$P = T * \omega \quad (1)$$

Donde;

- T = Torque [Nm]
- ω = Velocidad angular [rad/s]

Esfuerzos del eje

Los esfuerzos más grandes alternantes y medios de flexión se encuentran en la superficie exterior y se obtienen con las siguientes fórmulas.

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} \quad (2)$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{M_m c}{I} \quad (3)$$

Donde;

- k_f y k_{fm} = Factores de concentración de esfuerzos de fatiga por flexión en las componentes alternantes y media, respectivamente.

Cómo el eje es sólido de sección transversal redonda, se sustituyen c e I

$$c = r = \frac{d}{2} \quad (4)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (5)$$

Para obtener

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a}{\pi * d^3} \quad (6)$$

$$\sigma_m = k_{fm} \frac{32M_m}{\pi * d^3} \quad (7)$$

Donde;

- d = diámetro local del eje en la sección de interés

Los esfuerzos cortantes alternantes y de torsión medio se obtienen con las siguientes ecuaciones

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a r}{J} \quad (8)$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{T_m r}{J} \quad (9)$$

Donde;

- k_{fs} y k_{fsm} = Factores de concentración de esfuerzos de torsión por fatiga para las componentes alternantes y medias, respectivamente.

Para una sección transversal sólida redonda se sustituyen r y J

$$r = \frac{d}{2} \quad (10)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad (11)$$

Para obtener

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi * d^3} \quad (12)$$

$$\tau_m = k_{fsm} \frac{16T_m}{\pi * d^3} \quad (13)$$

Si hay una carga de tensión axial F_z normalmente sólo tiene una componente media (como el peso de los elementos) y se obtiene con

$$\sigma_{maxial} = k_{fm} \frac{F_z}{A} = k_{fm} \frac{4F_z}{\pi * d^2} \quad (14)$$

Método ASME

Para ejes sometidos a cargas dinámicas, tenemos el método Asme para el diseño de ciclo de flexión y torsión constantes invertidas.

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(k_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(k_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Resistencia a la fatiga

Límite de resistencia a la fatiga $S_{e'}$

$$S_{e'} = 0.5S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 200\text{kpsi}(1400\text{Mpa}) \quad (16)$$

$$S_{e'} = 100\text{kpsi}(700\text{Mpa}) \text{ para } S_{ut} > 200\text{kpsi}(1400\text{Mpa}) \quad (17)$$

Factores de corrección para la resistencia a la fatiga teórica o el límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_{e'} \quad (18)$$

$$S_f = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S_{f'} \quad (19)$$

Sensibilidad de la muesca

Ecuación de Neuber para la sensibilidad de la muesca

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (20)$$

Concentración de esfuerzos

$$\sigma = K_f \sigma_{nom} \quad (21)$$

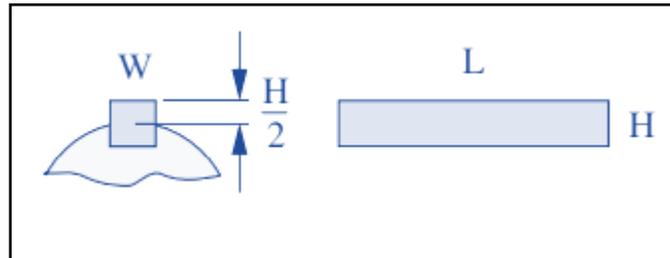
$$\tau = K_{fs} \tau_{nom} \quad (22)$$

Cuñas y cuñeros

Según Norton (2011), una cuña es una pieza de maquinaria que puede ser desmontada y ensamblada en los cuñeros para proporcionar un método efectivo de transmisión de torque entre el eje y la masa, como las cuñas son sometidas a esfuerzos cortantes se deben hacer de materiales dúctiles como acero dulce bajo en carbono y en ambientes corrosivos se exige cuñas de latón o de acero inoxidable

Cuñas paralelas

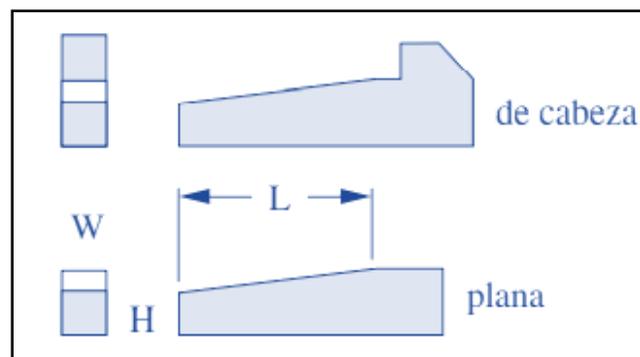
Son las más usadas, se basan en los estándares ANSI e ISO, es decir, que se definen los tamaños particularmente de las secciones transversales de la cuña y profundidad del cuñero, como una función del diámetro del eje en el asiento de la cuña.

Figura 1*Cuña paralela*

Nota. El gráfico representa el estilo de una cuña paralela. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.433), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Cuñas cónicas

Según Norton (2011), las cuñas cónicas pueden generar excentricidad entre la masa y el eje debido a que la tolerancia radial total se desplaza hacia un lado.

Figura 2*Cuña cónica*

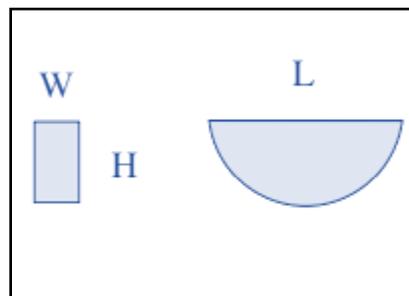
Nota. El gráfico representa el estilo de una cuña cónica. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.433), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Cuñas Woodruff

Por lo general se usan para ejes pequeños y son auto alineables, la penetración de la cuña en la maza es la mitad del ancho de la cuña.

Figura 3

Cuña Woodruff



Nota. El gráfico representa el estilo de una cuña Woodruff. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.433), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Diseño de cuñas

Fuerza alternante y media

La fuerza media y alternante se obtiene a partir del torque dividido para el radio del eje en dicho punto.

$$F_a = \frac{T_a}{r} \text{ y } F_m = \frac{T_m}{r} \quad (23)$$

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{A_{cortante}} \quad (24)$$

Donde,

- τ =Esfuerzo cortante
- F =Fuerza aplicada
- A =Área de corte

Esfuerzo de presión por contacto

Se define como la fuerza aplicada sobre el área de presión por contacto, es decir, es el área de contacto entre un lado de la cuña y el eje o la maza.

$$\sigma = \frac{F}{A_{contacto}} \quad (25)$$

Engranés rectos

Un engrane es una rueda dentada que se usa para transmitir movimientos mecánicos por lo general transmiten torque y velocidad angular.

Ley fundamental del engranaje

Según la ley establecida por Norton en 2011, la razón de la velocidad angular entre los engranajes de un sistema de engranajes debe mantenerse constante durante su acoplamiento. Esta razón de velocidad angular se define como la relación entre el radio de paso del engranaje de entrada y el del engranaje de salida.

$$m_v = \pm \frac{r_{ent}}{r_{sal}} \quad (26)$$

Una de las principales aplicaciones de los engranes es incrementar el par y disminuir la velocidad por lo general para cargas pesadas.

Para que la ley de engranaje se cumpla correctamente es necesario que los contornos de los dientes que se acoplan deben estar ajustados entre sí mismos.

Nomenclatura del diente del engrane

Según Norton (2011), la altura total del diente se determina mediante la suma del adéndum (que se añade) y el dedéndum (que se sustrae), ambos medidos en relación al círculo de paso nominal. El adéndum es ligeramente más pequeño que el dedéndum para permitir cierta holgura en la parte superior de un diente acoplado y la parte inferior del espacio entre dientes del otro engranaje.

La profundidad de trabajo debe ser el doble que el adéndum y la suma del adéndum con el dedéndum es la profundidad de trabajo total. El espesor del diente se mide en el círculo de paso y por consiguiente el ancho del espacio del diente es mayor que el espesor de siguiente.

El paso circular es definido como la longitud de arco en un círculo de paso, esto es medido desde un punto dado hasta un punto similar de un diente adyacente, es decir, define el tamaño del diente.

$$P_c = \frac{\pi d}{N} \quad (27)$$

Donde,

- d =Diámetro de paso
- N =Número de dientes

El diámetro de paso se define con la siguiente formula

$$P_d = \frac{N}{d} \quad (28)$$

Las unidades del paso circular y el diámetro de paso son pulgadas o milímetros.

El módulo se define como el recíproco del paso diametral con el diámetro de paso.

$$m = \frac{d}{N} \quad (29)$$

La razón de velocidad del engrane viene definida por la siguiente fórmula:

$$m_G = \frac{N_g}{N_p} \quad (30)$$

Donde,

- N_g =Número de dientes del engrane
- N_p =Número de dientes del piñon

El numero promedio de dientes en contacto se define como la razón de contacto, y viene dada por la siguiente fórmula:

$$m_p = \frac{p_d Z}{\pi \cos \phi} \quad (31)$$

Donde,

- Z =Longitud de la acción

Si la razón de contacto es igual a 1 quiere decir que el diente sale de contacto justo cuando el otro inicia, esto no es recomendable debido a que por mínimos errores de espaciamiento de los dientes tendrá consecuencias en vibración, ruido y oscilaciones de la velocidad. Si la razón de contacto es >1 hay una posibilidad que entre dientes compartan cargas.

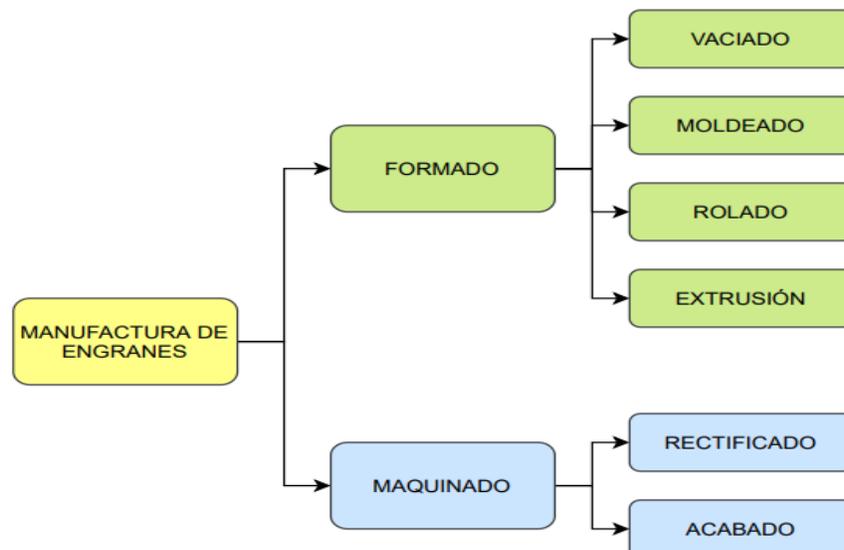
La razón de contacto aceptable para un trabajo suave es de 1.2 como mínimo, pero es preferible una relación de contacto mayor. La mayor parte de engranes rectos tienen una relación de contacto entre 1.4 y 2.

Manufactura de engranes

Hay varios métodos para la manufactura de engranes los cuales son formado y maquinado. El formado son operaciones de vaciado, rolado, moldeado o extracción de los de los perfiles y el maquinado se divide en acabado y rectificado.

Figura 4

Cuadro sinóptico de manufactura de engranes



Nota. El gráfico representa los procesos de manufactura de engranes.

Formado de los dientes de engrane.

Los dientes de engrane se producen mediante un molde, donde previamente ya se han maquinado las formas de los dientes, la precisión del diente depende de la calidad del molde, en general es mucho menor que realizarlos por maquinado.

Fundición

El metal fundido se vierte en los moldes de las formas deseadas, su costo por lo general es bajo, no se aplican operaciones de acabado cuando son hechos por fundición. Los dientes son de poca precisión y son para trabajos suaves, donde no afecten a la operación.

Fundición por investimenta

También llamada fundición en cera, su resultado es un engrane muy preciso, el molde se lo realiza con material refractario, que permite la fundición en temperaturas muy altas.

Sinterizado

Son realizados con metales en polvo los cuales son presionados en el molde metálico con la forma deseada, posteriormente son trasladados para poder darles un tratamiento térmico que va a incrementar la resistencia.

Estirado en frio

A través de dados se moldea en forma de dientes las varillas de acero, el trabajo en frio dará mayor resistencia y menor ductilidad, además de que se puede elaborar cuñeros, etc.

Estampado

Se estampan en forma de dientes las hojas de metal lo que da como resultado engranes con muy poca precisión y a costos muy bajos, su acabado superficial y precisión son de baja calidad.

Esfuerzos en engranes rectos

Existen dos formas en las que un engranaje puede fallar: fractura por fatiga y fatiga superficial.

La fractura por fatiga se produce debido a las fluctuaciones de esfuerzos de flexión en el diente, pero se puede prevenir mediante un diseño adecuado del esfuerzo. Por otro lado, la fatiga superficial se refiere al desgaste o picado en la superficie del diente del engranaje.

Esfuerzos de flexión

La ecuación de esfuerzo de flexión de la AGMA solo es aplicable en ciertos casos, que cumplen con los siguientes requerimientos en la geometría del diente y el engranaje:

- La razón de contacto debe situarse entre 1 y 2.
- No debe haber interferencia en las puntas y filetes de la raíz del diente acoplados, ni rebaja del diente arriba del inicio teórico del perfil activo.
- No debe haber dientes puntiagudos.
- La holgura debe ser diferente de cero.
- Los filetes de la raíz deben ser lisos y generados por un proceso adecuado.
- Las fuerzas de fricción deben ser despreciables.

Dado que existe una relación inversa entre el paso diametral y el módulo, la ecuación varía ligeramente en función del sistema de medidas utilizado, ya sea el estadounidense o el inglés.

Para US

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{KJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l \quad (32)$$

Para SI

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l \quad (33)$$

Donde,

- J =Factor geométrico
- W_t =Fuerza tangencial
- P_d =Diámetro de paso
- F =Ancho de cara
- m =Módulo métrico

Factor dinámico K_v

Para US

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \quad (34)$$

Para SI

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B \quad (35)$$

Donde,

- V_t = velocidad en la línea de paso del engrane acoplado

Los factores A y B se definen de la siguiente manera:

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (36)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad (37)$$

Donde,

- Q_v = Índice de calidad del engrane

Factor de distribución de carga K_m

Un método aproximado para tomar en cuenta la menor distribución uniforme de carga es el aplicar el factor de distribución, para que se pueda incrementar los esfuerzos de los mayores anchos de las caras. Los valores sugeridos se encuentran en la tabla 1.

Tabla 1*Factores de distribución de carga*

Factores K_m de distribución de carga			
Ancho de cara			K_m
In	mm		
<2	50		1.6
6	150		1.7
9	250		1.8
≥ 20	500		2.0

Nota. Esta tabla muestra los factores K_m de distribución de carga.

Factor de distribución de carga K_a

Este factor se utiliza para poder incrementar los esfuerzos que se producen en el diente basándose en el grado de choque de la maquinaria. En la tabla 2 se presenta algunos valores sugeridos por la AGMA para el factor K_a

Tabla 2*Aplicación de factores K_a*

Aplicación de los factores K_a			
Maquina impulsora	Maquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindros)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Nota. Esta tabla muestra los valores sugeridos para el factor K_a .

Factor de tamaño K_s

Este factor nos permite poder modificar el esfuerzo del diente, la AGMA no ha establecido valores para este factor por lo que se recomienda que $K_s = 1$, a menos de que el diseñador quiere elevar este valor el cual el valor a considerar sería entre 1.25 y 1.5.

Factor de espesor del aro K_B

Es también llamado por la AGMA como factor de respaldo y se utiliza para engranes con diámetros grandes, para evitar que los diseños fallen debido a una fractura en el aro.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (38)$$

Donde,

- t_R = espesor del aro del diametro de la raiz del diente al diametro interior del aro
- h_t = profundidad completa del diente

Esfuerzos superficiales

Ecuación de Buckingham

Esta ecuación se emplea como base de la resistencia contra el picado para la AGMA

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t}{FId} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (39)$$

Donde,

- W_t = fuerza tangencial sobre el diente
- d = diámetro de paso del engrane más pequeño
- F = ancho de cara
- I = factor geométrico superficial
- C_p = coeficiente elástico

Los factores C_a C_m C_v y C_s son iguales que los factores K_a K_m K_v y K_s respectivamente.

Factor geométrico superficial I

Se refiere a los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión del mismo.

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right)^{d_p}} \quad (40)$$

Donde,

- ρ_p, ρ_g = son los radios de curvatura de los dientes del piñón y del engrane respectivamente.
- ϕ = ángulo de presión
- d_p = diámetro de paso del piñón

Coefficiente elástico C_p

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (41)$$

Donde,

- E_p y E_g = módulos de elasticidad del piñón y del engrane
- ν_p^2 y ν_g^2 = Relaciones de Poisson

Las unidades del coeficiente elástico son $(psi)^{0.5}$ o $(MPa)^{0.5}$. En la tabla 3 muestra los valores del coeficiente elástico para ciertas combinaciones de materiales.

Tabla 3

Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $(\text{psi})^{0.5}$ o $(\text{MPa})^{0.5}$

Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $(\text{psi})^{0.5}$ o $(\text{MPa})^{0.5}$							
Material de engranes							
Material del piñón	E_p psi, (MPa)	Acero	Hierro maleable	Hierro modular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
	Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2180 (181)	2090 (194)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)
Hierro modular		24E6 (1.7E5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)
	Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)
Bronce al aluminio		17.5E6 (1.2E5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)
	Bronce al	16E6	1900	1850	1830	1800	1700

Coeficiente elástico C_p de la AGMA en unidades de $(psi)^{0.5}$ o $(MPa)^{0.5}$							
Material de engranes							
Material del piñón	E_p psi, (MPa)	Acero	Hierro maleable	Hierro modular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
estaño	(1.1E5)	(158)	(154)	(152)	(149)	(141)	(137)

Nota. Esta tabla muestra los valores aproximados para todos los materiales

Factor de acabado superficial C_F

La AGMA no establece valores específicos para el factor de acabado superficial de los engranajes fabricados por métodos convencionales. Por lo general, se recomienda que este factor tenga un valor de 1, aunque cabe mencionar que este valor podría aumentar si el acabado superficial resulta demasiado áspero.

Resistencia a la fatiga por flexión de los engranes para la AGMA

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}' \quad (42)$$

Donde,

- S_{fb}' = resistencia a la fatiga por flexión por la AGMA
- S_{fb} = resistencia corregida
- K = factores modificadores que varían en diferentes condiciones

Resistencia a la fatiga por superficial de los engranes para la AGMA

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (43)$$

Donde,

- S_{fb}' = resistencia a la fatiga superficial por la AGMA
- S_{fb} = resistencia corregida
- C = son factores modificadores que varían en diferentes condiciones

Factor de seguridad contra fallas de por flexión

$$N_{bengrane} = \frac{S_{fb}}{\sigma_{bpiñon}} \quad (44)$$

Factor de seguridad contra fallas superficiales

$$N_c = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 \quad (45)$$

Cojinetes de elementos rodantes

Usualmente, los cojinetes de bolas se fabrican utilizando acero AISI 5210 que ha sido sometido a un proceso de endurecimiento de alta calidad y que cuenta con bajos niveles de impurezas. Los cojinetes que se elaboran con aceros de mayor pureza presentan una duración y una fiabilidad significativamente mejores.

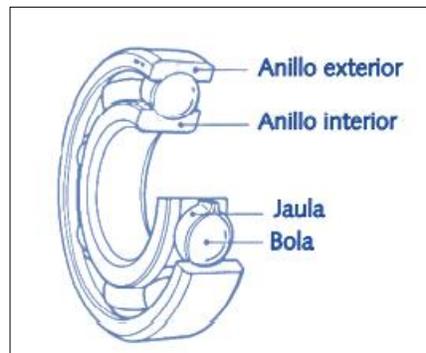
Cojinetes de bolas

Los cojinetes de bolas consisten en una canaleta exterior e interior que contienen múltiples esferas de acero. Para garantizar que las esferas se mantengan en su lugar y estén debidamente espaciadas alrededor de las pistas, se utiliza un componente llamado separador.

Estos cojinetes pueden soportar cargas radiales y de empuje, aunque los niveles de resistencia varían en función del diseño y la fabricación específicos.

Figura 5

Cojinetes de bolas de pista profunda



Nota. El gráfico representa a un cojinete de bolas de pista profunda (Conrad). Tomado de *Diseño de máquinas* (p.516), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

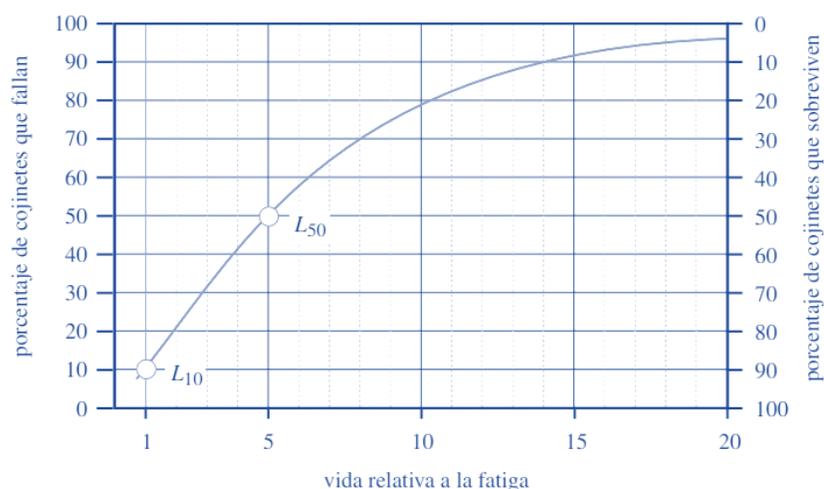
Falla de cojinetes de elementos rodantes

Cuando suministremos suficiente lubricante limpio, la falla en el cojinete se dará en los elementos rodantes por fatiga superficial, la falla ocurre cuando las bolas o rodillos presentan el primer picado.

Por lo general la pista fallará primero, cuando esto suceda se notará una indicación audible se difundirá un ruido o vibración, con el paso del tiempo se ira deteriorando y el ruido y vibración incrementaran por lo cual tendremos como resultado la formación de escamación o fractura de los elementos rodantes, lo que afectará a otros elementos.

Figura 6

Distribución de la vida de un cojinete de rodamientos



Nota. El gráfico representa la vida relativa a la fatiga de un cojinete de rodamiento. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.520), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Cuchillas

Para un óptimo sistema de trituración de neumáticos, es necesario contar con cuchillas eficientes, se deben analizar las propiedades mecánicas típicas del caucho durante el proceso de corte del mismo.

La calidad de las cuchillas juega un papel determinante al momento del corte y granulación del neumático. Es muy importante analizar el material con el que se va a trabajar, debido a que debe reunir las características mecánicas necesarias para el diseño.

Separadores

Son los encargados de separar una cuchilla de la otra a lo largo del eje, de esta manera se podrá realizar efectivamente el corte por cizallamiento, de igual manera que las cuchillas, los separadores deben ser hechos de un material que reúna características mecánicas necesarias para el diseño óptimo de la máquina trituradora de neumáticos.

Chasis o Estructura

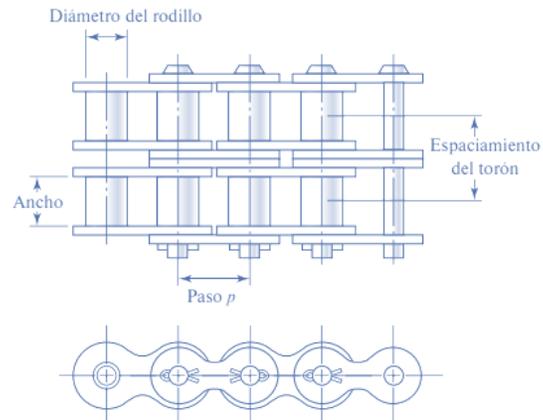
Generalmente el chasis de la máquina es la que va a recibir las reacciones provocadas por las fuerzas que serán aplicadas, por lo cual es imprescindible que los elementos que lo conforman se mantengan alineados, de la misma manera el material debe tener la característica de rigidez y resistencia.

Cadenas

La transmisión por cadena se caracteriza por tener una relación constante sin deslizamiento ni arrastre, una vida útil prolongada y la capacidad de accionar múltiples ejes a partir de una sola fuente de energía. La ANSI ha estandarizado las dimensiones de las cadenas de rodillos.

Figura 7

Partes de una cadena de rodillos de doble torón



Nota. El gráfico representa las partes de una cadena de rodillos de doble torón. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p.868), por R.G. Budynas, 2018, Mc Graw Hill.

La distancia lineal entre los centros de los rodillos se llama "paso" y el espacio entre las placas interiores de los eslabones se llama "ancho". Las cadenas pueden ser de hileras simples, dobles, triples o cuádruplas.

Diámetro de paso de la catarina.

$$D = \frac{p}{\text{sen}(\gamma/2)} \quad (46)$$

Donde,

- p =paso de la cadena
- γ =ángulo de paso

Velocidad de la cadena

$$V = \frac{Npn}{12} \quad (47)$$

Donde,

- N = Número de dientes de la catarina
- p = Paso de la cadena
- n = velocidad de la catarina, rpm

Catarinas

Una catarina es un tipo de engranaje que se utiliza para transmitir movimiento y energía de un eje a otro en una máquina. Las catarinas consisten en un disco con dientes en su borde exterior, que se acopla con otro engranaje o cadena para transmitir movimiento.

Las catarinas se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, desde la transmisión de movimiento en bicicletas y motocicletas hasta la transmisión de energía en maquinarias industriales y equipos eléctricos.

Las catarinas pueden tener diferentes tamaños y números de dientes, lo que afecta la velocidad y la relación de transmisión de la máquina en la que se utilizan. Además, pueden estar hechas de diferentes materiales, como acero, aluminio y plástico, dependiendo de los requerimientos de la aplicación en particular.

Tornillos

Un perno es un elemento de fijación que se compone de una cabeza y un vástago recto con rosca. Por lo general, se emplea en combinación con una tuerca para asegurar la unión de diferentes

componentes. No obstante, si se inserta directamente en un orificio sin necesidad de una tuerca, entonces este mismo componente se conoce como tornillo de máquina o tornillo de capucha.

Figura 8

Tornillo de máquina



Nota. El gráfico representa un tornillo de máquina (capucha). Tomado de *Diseño de máquinas* (p.739), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

El tornillo debe girar en un orificio con o sin rosca, teniendo presente que se debe aplicar un par en su cabeza.

Designación de tornillo

Un tornillo es identificado por su tipo de rosca, consecutiva una "x", la longitud total de la rosca, la calidad y la norma utilizada en su fabricación, como, por ejemplo:

Un tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal de 8mm de diámetro, una longitud de 35 mm, paso de 1.5 calidad de 12.9 en el sistema métrico.

M8 X 1.5 X 35 Clase 12.9 ISO 4762

Neumáticos

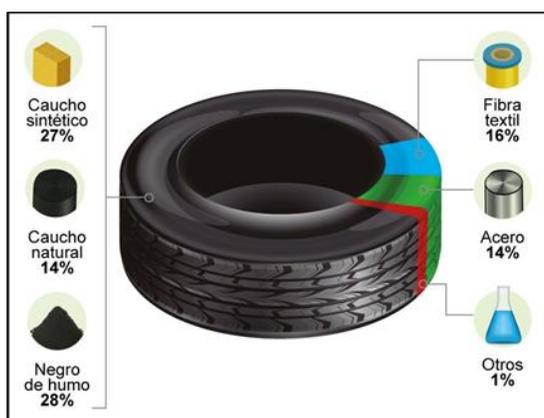
Se trata de una pieza de caucho con forma de anillo que se instala en las ruedas de un vehículo. Su propósito principal es proporcionar la máxima tracción y fricción con la carretera, lo que permite una mejor aceleración y frenado, así como mayor estabilidad y comodidad al conducir.

Composición

En la fabricación de un neumático se pueden utilizar más de 200 componentes, productos químicos, elementos textiles y metálicos, caucho, etc. Esto debido a los altos estándares de normalización que deben cumplir.

Figura 9

Composición del neumático



Nota. El gráfico representa la composición en porcentaje de un neumático. Tomado de *Tratamiento de neumáticos usados, 2021, TNU*

La composición de la materia prima de un neumático viene dada por:

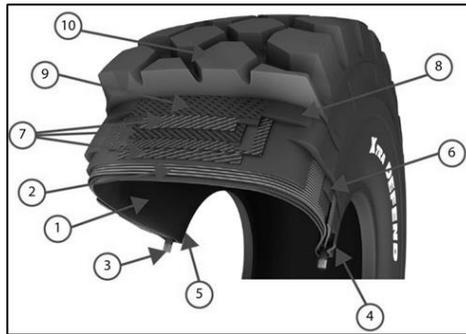
Tabla 4*Porcentajes de composición del neumático*

Componente	Vehículos livianos	Vehículos Pesados
Caucho y elastómeros (%)	48	43
Negro de Carbono (%)	22	21
Metal (%)	15	27
Aditivos (%)	10	9
Textil (%)	5	<1
Azufre (%)	1,5	1 – 2
Óxido de Zinc (%)	1 – 2	2 - 3

Nota. Esta tabla muestra la composición en porcentaje de los neumáticos para vehículos livianos y vehículos pesados.

Estructura del neumático

Un neumático por lo general consta de las siguientes partes:

Figura 10*Estructura del neumático*

Nota. El gráfico representa la estructura de un neumático. Tomado de *Diariomotor*, 2021, TNU

1. **Alma interna**, capa de aproximadamente 3mm de caucho, se sitúa en la parte interior del neumático, se encarga de asegurar la estanqueidad.
2. **Lona de carcasa**, son telas de fibras textiles o lonas que son situadas en la parte interior del neumático por encima del alma interna y son las encargadas de aportar mayor rigidez en la dirección de los hilos lo que facilita la compresión del flanco.
3. **Alambres de talón**, de alta rigidez y resistencia formado por un acero trenzado, se ubica en la zona del talón lo que permite asegurar la estanqueidad del neumático – llanta.
4. **Banda de protección del talón**, banda de caucho que se encarga de proteger de rozaduras con la llanta.
5. **Relleno de talón (ápex)**, relleno de caucho entre la lona de carcasa y los alambres de talón, su función es mejorar la estanqueidad.

6. **Relleno lateral**, banda de caucho que protege la lona de carcasa de impactos y aumenta su resistencia.
7. **Cinturón**, son lonas que forman un ángulo inferior a los 20° respecto al eje de simetría del neumático.
8. **Cuñas del cinturón**, láminas de caucho se colocan en el extremo del cinturón, y evitan que los hilos del mismo se rompan.
9. **Capa de recubrimiento**, recubre el cinturón y los extremos su función es sujetar los hilos del cinturón que tienden a separarse.
10. **Banda de rodadura**, capa de caucho de alta resistencia y adherencia su ubicación es en la parte externa del neumático y su función principal el proporcionar agarre y evacuación del agua.

Clasificación de los neumáticos

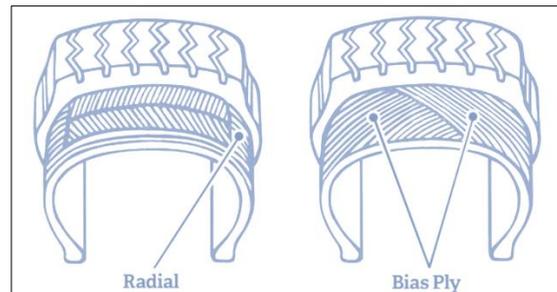
Por lo general los neumáticos se clasifican según varios aspectos como por su construcción y por su tipo de cámara.

Por su construcción

Diagonales o convencionales, está formado por capas de lona cruzadas entre sí en dirección diagonal y siempre son en número par, el número de capa siempre depende del tamaño y la carga que deberá soportar el neumático.

Figura 11

Neumático convencional y radial



Nota. El gráfico representa la clasificación de los neumáticos por su construcción. Tomado de *Guillen Importadora*, 2019

Radiales, las capas de material de lona son colocadas en línea recta la cual proporciona mayor estabilidad y resistencia.

Autoportantes, el material se coloca en línea recta incluyendo los flancos.

Características

Agarre

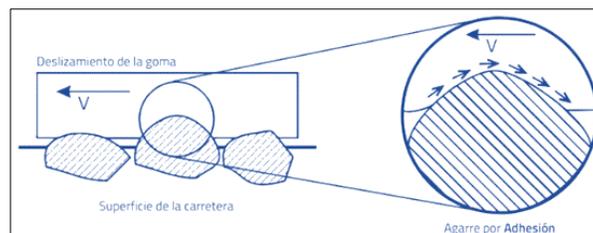
Es la capacidad de adherencia que tiene el neumático sobre la superficie de contacto, su objetivo principal es la transmisión de las fuerzas de tracción y frenado que actúan sobre el neumático, hay varios aspectos que afectan el agarre, a continuación, describiremos los tipos de agarre

- **Agarre por adhesión**

Las superficies en contacto, dependiendo del grado de su rigidez, generan una fuerza electromagnética de atracción mutua. Existe más adhesión cuando se encuentra la mayor superficie de contacto entre los dos objetos.

Figura 12

Agarre por adhesión



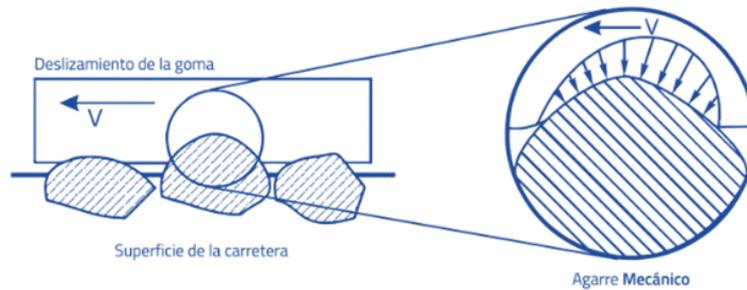
Nota. El gráfico representa la característica de agarre por adhesión de los neumáticos. Tomado de *Carlinder, 2019*

- **Agarre mecánico**

Cuando el neumático se encuentra sometido a una fuerza de tracción o compresión, existe el agarre mecánico debido a su comportamiento viscoelástico generando una deformación que hace acoplar de una mejor manera las irregularidades de manera asimétrica, disminuyendo la fuerza de fricción. A este fenómeno se lo denomina como histéresis.

Figura 13

Agarre mecánico



Nota. El gráfico representa la característica de agarre mecánico de los neumáticos. Tomado de *Carlinder*, 2019

- **Agarre por desgaste**

Cuando el neumático sufre un desgaste continuo, la superficie de contacto tiende a disminuir, el neumático tiene un límite de resistencia y al sobrepasar comienza a desgarrarse por lo que genera una menor capacidad de tracción con otra superficie de contacto.

Duración

Se lo puede definir mediante el tiempo de vida del neumático, describiremos 3 factores importantes en la duración de un neumático:

- **Tipo de conducción:** si el estilo de conducción es brusco o deportivo el neumático tiende a desgastarse más rápido debido a los grandes esfuerzos a los que se somete al acelerar y frenar.
- **Presión del neumático:** cuando no se coloca la presión adecuada al neumática en este caso la sugerida por el fabricante, afectará la duración del mismo, es recomendable revisar la presión de los neumáticos con un manómetro que esté correctamente calibrado para evitar malas lecturas de la presión del neumático.

- **Tipos de superficies:** debemos tomar en cuenta por dónde rueda el neumático, ya que dependiendo de la superficie por la cual se usa el neumático, este se desgasta más rápido.

Resistencia a la rodadura

Es la fuerza que se aplica al momento de rodar el neumático, existen diferentes fuerzas que se oponen al movimiento del neumático cómo: la Aerodinámica en un 65%, rodadura en un 20% y fuerzas internas generadas en el vehículo en un 15%.

Propiedades

Propiedades térmicas

Los neumáticos tanto como de vehículos livianos y vehículos pesados, tienen similar poder calorífico que el carbón (6800 a 7800 kcal/kg).

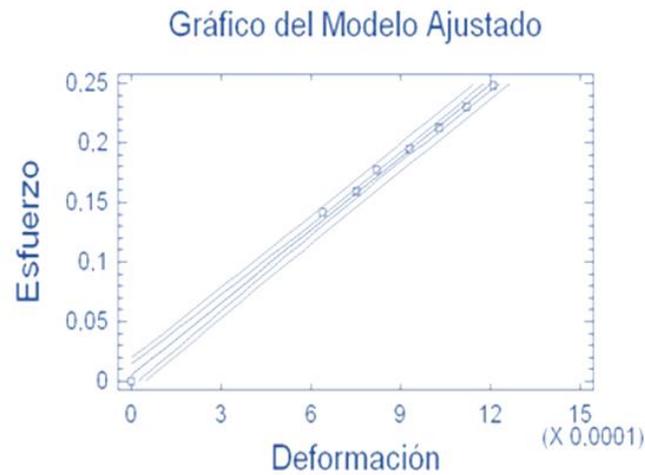
Propiedades físicas

Generalmente para determinar las propiedades físicas del neumático, es necesario usar una probeta para realizar los análisis, de tracción y de deformación longitudinal unitaria.

Aplicando una carga de 4 a 7kg con un valor de determinación de 99.71%, podemos obtener el coeficiente de Poisson y el módulo de elasticidad.

Figura 14

Diagrama de esfuerzo deformación del neumático



Nota. El gráfico representa el diagrama esfuerzo deformación del neumático. Tomado de *Carlider*, 2019

Según las pruebas realizadas en una probeta de caucho de neumático, podemos decir que tenemos un módulo de elasticidad de 203.458 MPa con un coeficiente de Poisson de 0.4698.

La densidad del neumático es determinada por su composición, según los estudios realizados por el laboratorio de extensómetro eléctrico del Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA) de la Universidad Agraria de La Habana, nos dan una densidad de 1153.7

Propiedades químicas

El neumático está compuesto por varios tipos de caucho: caucho natural, caucho de polibutadieno, caucho de estireno-butadieno y caucho de butilo. Aproximadamente el 54% de compuesto de caucho en el neumático está ubicado en la pared lateral y la banda de rodadura.

Estos cauchos con los que se fabrica los neumáticos tienen ciertas características:

Caucho natural

- Dureza de 35 a 90 Shore A
- Propiedades de carga de rotura, alargamiento, abrasión y desgarro
- Alta resiliencia
- Excelentes propiedades dinámicas
- Soporta temperaturas desde -50°C a 90°C
- Buena resistencia a ácidos, bases y sales.

Caucho de polibutadieno

- Alta elasticidad
- Alta resistencia a la abrasión
- Baja resistencia al rodamiento

Caucho de estireno-butadieno

- Excelente resistencia al agua
- No tienen resistencia a los hidrocarburos
- Baja resistencia a ácidos diluidos
- Baja resistencia a los aceites

Capítulo III:

Diseño

Pre diseño

Para realizar el pre diseño es necesario tener en cuenta varios factores como, el rin máximo de los neumáticos a triturar, en este caso es 235/70 R16, el diámetro del alambre del cual se encuentra fabricado la llanta, la resistencia del cable de la llanta.

Para el cable de acero se realizaron varias mediciones las cuales se obtuvieron los siguientes valores, para lo cual se toma la medida promedio.

Mediciones del cable de acero

1. 0.28mm
2. 0.28mm
3. 0.26mm
4. 0.24mm
5. 0.26mm
6. 0.24mm
7. 0.26mm
8. 0.26mm
9. 0.25mm
10. 0.26mm

Se obtiene un valor promedio de diámetro de 0.259mm , posteriormente obtenemos el área del cable de acero.

$$A = \pi r^2$$

$$A = \pi(0.1295\text{ mm})^2$$

$$A = 0.052685\text{ mm}^2$$

Para poder calcular la fuerza necesaria para cortar el cable de acero es necesario conocer la resistencia a la tracción τ , para lo cual el valor lo obtendremos de un artículo investigativo de la Universidad de Almería.

$$\tau = 1388.54\text{ MPa}$$

Fuerza necesaria para cortar el cable

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$F = \tau A$$

$$F' = (1388.54\text{ N/mm}^2) * (0.052685\text{mm}^2)$$

$$F' = 73.1552\text{ N}$$

El valor obtenido es la fuerza requerida para cortar un solo cable, después de realizar un estudio de mediciones en el neumático, se obtuvo el siguiente resultado: en dos centímetros de la banda de rodadura hay 64 cables.

Figura 15

Medición de 2cm de neumático.



Nota. El gráfico representa el contenido de cables medido en 2 cm de neumático.

La fuerza necesaria para cortar los 64 cables que se encuentran en los 2cm de neumático, se muestra a continuación:

$$F = 64 * F'$$

$$F = 64 * 73.1552 \text{ N}$$

$$F = 4681.9328 \text{ N}$$

Para poder cortar el neumático se realiza un corte por cizalla, por lo cual la fuerza es por dos.

$$F = 4681.9328 \text{ N} * 2$$

$$F = 9363.8656 \text{ N}$$

Torque del motor requerido

A continuación, obtendremos el torque que se necesita del motor para poder realizar la operación de triturado del neumático. Como la cuchilla que se pretende diseñar tiene un diámetro de 164 mm, la distancia que utilizaremos es el radio de la misma.

$$T = F * d$$

$$T = 9363.8656 \text{ N} * 0.082 \text{ m}$$

$$T = 767.8369 \text{ Nm}$$

Diseño de los engranes

Para el diseño de los engranes es muy importante tener en cuenta las consideraciones generales, la geometría, las cargas y esfuerzos que se aplican sobre el engrane y el factor de seguridad.

Consideraciones generales

Los engranes en este caso son los que van a transmitir el torque y potencia del eje motriz hacia el eje conducido, para lo cual se debe considerar varios factores tanto en su geometría como en el material, para poder obtener el diseño adecuado y someter al engrane a cargas radiales, tangenciales y esfuerzos superficiales y de flexión.

Geometría

- *Diámetro interno = 77mm ≅ 2.7953 in*
- *Número de dientes del engrane = 26*
- *Número de dientes del piñon = 26*
- *Ángulo de presión = 20°*
- *Diámetro del círculo adéndum = 145mm ≅ 5.7087 in*
- *Diámetro del círculo dedéndum = 121.6mm ≅ 4.7874 in*
- *Ancho de cara = 32mm ≅ 1.2598 in*
- *Diámetro de paso = 134mm ≅ 5.2756 in*

Material

El material que a utilizar es un acero aleado, debido a sus propiedades mecánicas son capaces de soportar cargas sin romperse, dañarse o deformarse, además de poder absorber la energía sin llegar fracturarse y su capacidad anticorrosiva.

Cálculos de diseño

Paso circular P_c

$$P_c = \frac{\pi d}{N}$$

$$P_c = \frac{\pi(5.2756 \text{ in})}{26}$$

$$P_c = 0.6374 \text{ in}$$

Paso base P_b

$$P_b = P_c \cos\phi$$

$$P_b = (0.6374 \text{ in}) \cos 20^\circ$$

$$P_b = 0.5989 \text{ in}$$

Paso diametral P_d

$$P_d = \frac{N}{d}$$

$$P_d = \frac{26 \text{ dientes}}{5.2756 \text{ in}}$$

$$P_d = 4.9283 \text{ dientes/in}$$

Se selecciona un paso diametral estándar $P_d < 20$ grueso, el cual se encuentra en el anexo 1, tabla 9

Razón de velocidad del engrane

$$m_v = \frac{N_{ent}}{N_{sal}}$$

$$m_v = \frac{26}{26}$$

$$m_v = 1$$

Razón de engrane

$$m_G = \frac{N_g}{N_p}$$

$$m_G = \frac{26}{26}$$

$$m_G = 1$$

Para el cálculo del adéndum y dedéndum del piñón y del engrane, nos basamos en la tabla 10 que se encuentra en el anexo 1.

Adéndum piñón y engrane

$$a = \frac{1}{P_d}$$

$$a = \frac{1}{5in}$$

$$a = 0.2 \text{ in}$$

Dedéndum piñón y engrane

$$b = \frac{1.25}{P_d}$$

$$b = \frac{1.25}{5 \text{ in}}$$

$$b = 0.25 \text{ in}$$

Distancia nominal entre centros

$$C = r_p + r_g$$

$$C = 2.6378 \text{ in} + 2.6378 \text{ in}$$

$$C = 5.2756 \text{ in}$$

Longitud de acción

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

$$Z = \sqrt{(2.6378 \text{ in} + 0.2 \text{ in})^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20^\circ)^2} + \sqrt{(2.6378 \text{ in} + 0.2 \text{ in})^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20^\circ)^2} - 5.2756 \text{ in} \sin 20^\circ$$

$$Z = 0.959 \text{ in}$$

Razón de contacto

$$m_p = \frac{Z}{P_b}$$

$$m_p = \frac{0.959 \text{ in}}{0.5989 \text{ in}}$$

$$m_p = 1.6013$$

Carga sobre los engranes rectos

Debemos tener en cuenta que se desprecia el torque perdido en la cadena debido a que la relación de catarinas es de 1:1.

- Torque del piñón= $767.8369 \text{ Nm} \equiv 6795.9292 \text{ lb in}$
- Radio del piñón= $67 \text{ mm} \equiv 2.6378 \text{ in}$

Componente tangencial

$$W_t = \frac{T_p}{r_p}$$

$$W_t = \frac{6795.9292 \text{ lb in}}{2.6378 \text{ in}}$$

$$W_t = 2576.3626 \text{ lb}$$

Componente radial

$$W_r = W_t \tan \phi$$

$$W_r = 2576.3626 \text{ lb} \tan 20^\circ$$

$$W_r = 937.7193 \text{ lb}$$

Fuerza resultante

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

$$W = \frac{2576.3626 \text{ lb}}{\cos 20^\circ}$$

$$W = 2741.7078 \text{ lb}$$

Cargas repetidas sobre cualquier diente del engrane

$$W_{t\text{alternante}} = \frac{W_t}{2}$$

$$W_{t\text{alternante}} = \frac{2576.3626\text{lb}}{2}$$

$$W_{t\text{alternante}} = 1288.1813\text{lb}$$

$$W_{t\text{media}} = \frac{W_t}{2}$$

$$W_{t\text{media}} = \frac{2576.3626\text{lb}}{2}$$

$$W_{t\text{media}} = 1288.1813\text{lb}$$

Esfuerzos sobre engranes rectos

Esfuerzo de flexión

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{KJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l$$

Seleccionamos el factor geométrico J para la flexión establecido por la AGMA, en la tabla 11, que se encuentra en el anexo 1.

- Engranaje (piñón y engrane) de 26 dientes cada uno, tenemos un factor geométrico para la flexión de 0.35.

Seleccionamos el índice de calidad estándar según la AGMA, que lo encontramos en la tabla 12, anexo 1.

- $Q_v = 6$

Velocidad en la línea de paso

$$V_t = \frac{d_p}{2} W_p$$

$$V_t = \frac{5.2756 \text{ in}}{2(12)} (38 \text{ rpm})(2\pi)$$

$$V_t = 52.4837 \text{ ft/min}$$

Cálculo del factor B

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4}$$

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4}$$

$$B = 0.8255$$

Cálculo del factor A

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255)$$

$$A = 59.772$$

Factor dinámico

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B$$

$$K_v = \left(\frac{59.772}{59.772 + \sqrt{52.4837 \text{ ft/min}}} \right)^{0.8255}$$

$$K_v = 0.9099$$

Factor de distribución de carga

Seleccionamos de la tabla 1. Como tenemos un ancho de cara < 2 in, escogemos el siguiente valor:

- $K_m = 1.6$

Factor de distribución de carga

Seleccionamos el valor de la tabla 2 aplicación de factores K_a , tenemos en cuenta que para el uso que vamos a dar es de impacto uniforme (motor eléctrico, turbina).

- $K_a = 1$

Factor de tamaño

La AGMA no ha establecido valores para este factor por lo que se recomienda que:

- $K_s = 1$

Factor de espesor del aro

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

- $t_R = 23.75 \text{ mm} \equiv 0.935 \text{ in}$
- $h_t = a + b = 0.2 \text{ in} + 0.25 \text{ in}$

$$m_B = \frac{0.935 \text{ in}}{0.2 \text{ in} + 0.25 \text{ in}}$$

$$m_B = 2.0778$$

Como tenemos un valor de la razón de respaldo mayor que 1.2, decimos que el factor de espesor del aro es de $K_B = 1$

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{KJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_l$$

$$\sigma_b = \frac{(2576.3626 \text{ lb in})(4.9283 \text{ dientes/in})(1) * 1.6}{1.2598 \text{ in} * 0.35} \frac{(1)(1)}{0.9099} (1)(1)$$

$$\sigma_b = 50636.1633 \text{ psi}$$

$$\sigma_b = 50.6362 \text{ Kpsi}$$

Esfuerzos superficiales

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

Los factores $C_a C_m C_v$ y C_s son iguales que los factores $K_a K_m K_v$ y K_s respectivamente.

Factor geométrico superficial

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right)^{d_p}}$$

Obtenemos los respectivos radios de curvatura tanto para el piñón como para el engrane.

Radio de curvatura del piñón

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + X_p}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos \phi$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(2.6378 \text{ in} + \frac{1+0}{4.9283}\right)^2 - (2.6378 \text{ in} \cos 20)^2} - \frac{\pi}{4.9283} \cos 20$$

$$\rho_p = 0.7886 \text{ in}$$

Radio de curvatura del engrane

$$\rho_g = C \sin \phi - \rho_p$$

$$\rho_g = 5.2756 \text{ in} \sin 20 - 0.7886 \text{ in}$$

$$\rho_g = 1.0158 \text{ in} \neq \rho_p$$

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right)^{d_p}}$$

$$I = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{0.7886} + \frac{1}{1.0158}\right)^{2.5756}}$$

$$I = 0.0702$$

Coefficiente elástico

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

Los módulos de elasticidad E_p y E_g y las relaciones de Poisson ν_p y ν_g toman los siguientes valores para el material que es un acero aleado, de acuerdo al libro Diseño de Máquinas de Norton, R. (IV edición).

- $E = 30 \text{ Mpsi}$

- $\nu = 0.18$

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - 0.28^2}{30 \times 10^6 \text{ psi}} \right) + \left(\frac{1 - 0.28^2}{30 \times 10^6 \text{ psi}} \right) \right]}}$$

$$C_p = 2276.1426$$

Factor de acabado superficial

Debido a que no hay valores estipulados, la AGMA recomienda que el factor de acabado superficial sea igual a 1

- $C_f = 1$

$$\sigma_c = 2276.1426 \sqrt{\frac{2576.3626 \text{ lb}}{1.2598 \text{ in} * 0.0702 * 5.2756} \frac{(1) * 1.6}{0.9099} (1)(1)}$$

$$\sigma_c = 224290.4752 \text{ psi}$$

$$\sigma_c = 224.2905 \text{ Kpsi}$$

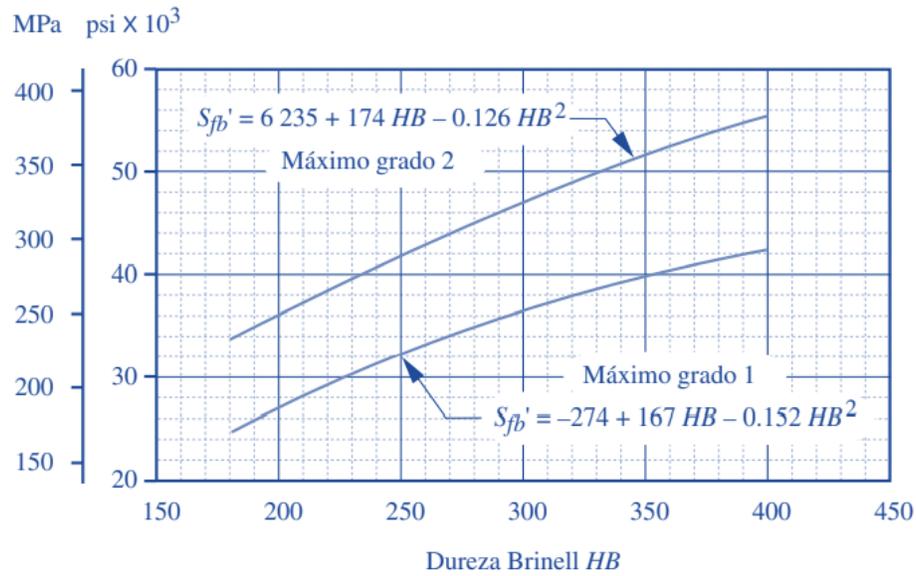
Resistencias de la AGMA de fatiga a la flexión en materiales para engranes

Resistencia sin corregir a la fatiga por flexión

Se realizará con un acero AGMA grado 2, endurecido completamente 400HB.

Figura 16

Resistencia de la AGMA para fatiga por flexión, en aceros



Nota. El gráfico representa la resistencia para la fatiga por flexión. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.589), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

$$S_{fb}' = 6235 + 174HB - 0.126HB^2$$

$$S_{fb}' = 6235 + 174(400) - 0.126(400)^2$$

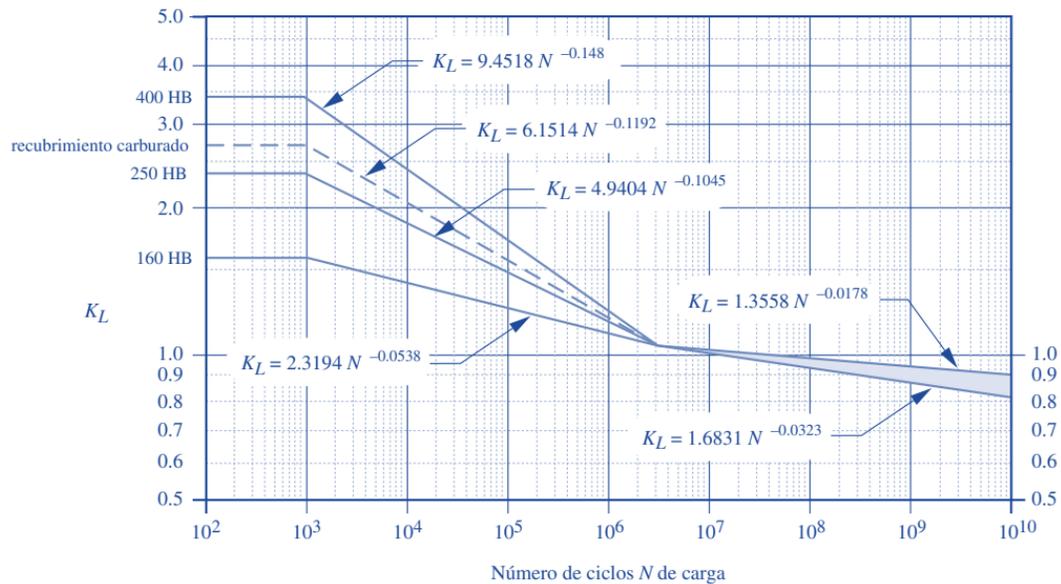
$$S_{fb}' = 55675psi$$

Factor de vida

Para el factor de vida es necesario basarnos en la figura presentada a continuación.

Figura 17

Factor de vida de resistencia a la flexión de la AGMA, en aceros



Nota. El gráfico representa los valores presentados por la AGMA, para el factor de vida de resistencia a la flexión. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.589), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Debido a la dureza Brinell de 400 HB, según la figura el valor que debemos tomar para el factor de vida es el siguiente:

- $K_L = 9.4518 N^{-0.148}$

Número de ciclos

- Para un año

$$N = 38rpm * \left(\frac{60min}{1h}\right) * \left(\frac{2080h}{1turno - año}\right) * (1año) * (1turno)$$

$$N = 4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

$$K_L = 9.4518 (4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos})^{-0.148}$$

$$K_L = 0.9716$$

Factor de temperatura

La temperatura de trabajo es la temperatura ambiente de la ciudad de Latacunga que toma un valor $46.4^{\circ}F$ a $68^{\circ}F$.

Como el material que se está utilizando es un acero y su temperatura es menor a $250^{\circ}F$, según el libro Diseño de Maquinas de Norton, R (4ta edición), se asume que el factor de temperatura es igual a 1.

- $K_T = 1$

Factor de confiabilidad

Para obtener el factor de confiabilidad seleccionamos de la tabla 13, anexo 1, para un porcentaje de confiabilidad del 99%

- $K_R = 1$

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb}'$$

$$S_{fb} = \frac{0.9716}{1 * 1} 55675psi$$

$$S_{fb} = 54093.83psi$$

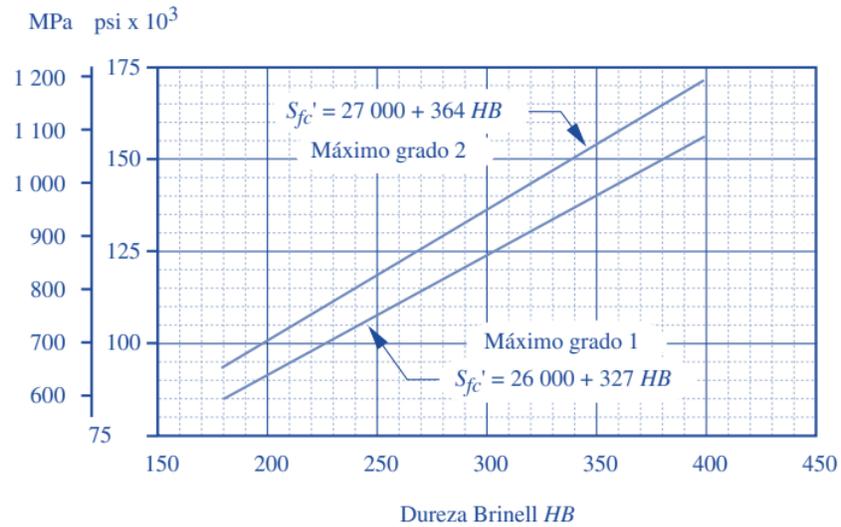
Resistencias a la fatiga superficial de la AGMA para materiales de engranes

Resistencia sin corregir a la fatiga superficial

Se realizará con un acero AGMA grado 2, endurecido completamente 400HB.

Figura 18

Resistencia de la AGMA para fatiga superficial, en aceros



Nota. El gráfico representa la resistencia para la fatiga superficial. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.591), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

$$S_{fc}' = 27000 + 364HB$$

$$S_{fc}' = 27000 + 364(400)$$

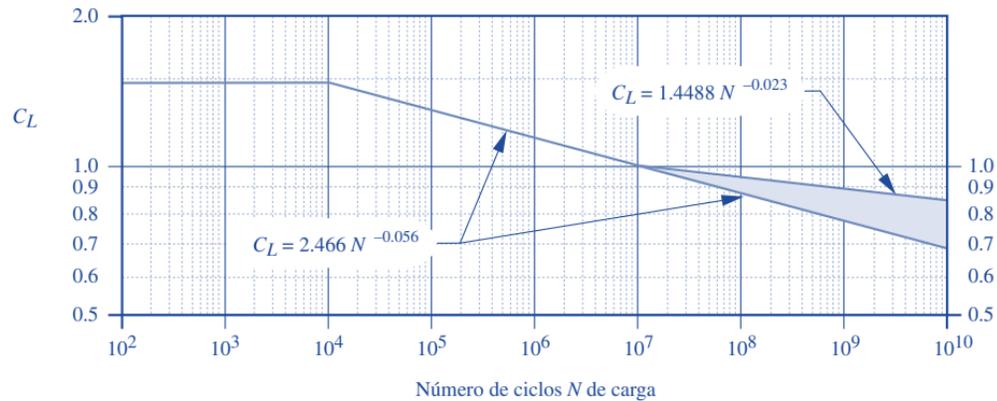
$$S_{fc}' = 172600$$

Factor de vida superficial

Para el factor de vida es necesario basarnos en la figura presentada a continuación.

Figura 19

Factor de vida de resistencia superficial a la fatiga de la AGMA, en aceros



Nota. El gráfico representa los valores presentados por la AGMA, para el factor de vida de resistencia superficial. Tomado de *Diseño de máquinas* (p.589), por R.L. Norton, 2011, Prentice Hall

Debido a la dureza Brinell de 400 HB, según la figura el valor que debemos tomar para el factor de vida superficial es el siguiente:

$$C_L = 1.4488N^{-0.023}$$

$$C_L = 1.4488(4.7424 \times 10^6 \text{ ciclos})^{-0.023}$$

$$C_L = 1.0173$$

Se asumen los valores de C_T y C_R son iguales que K_T y K_R , respectivamente.

- $C_T = 1$
- $C_R = 1$

Factor de razón de dureza

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

Sí $\frac{HB_P}{HB_G} < 1.2$ entonces $A = 0$

$$\frac{400}{400} < 1.2$$

$$1 < 1.2 \therefore A = 0$$

$$C_H = 1 + 0(1 - 1)$$

$$C_H = 1$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

$$S_{fc} = \frac{1 * 0.173}{1 * 1} 172600 \text{ psi}'$$

$$S_{fc} = 175585.98 \text{ psi}$$

Factor de seguridad contra fallas por flexión

$$N_{b\text{piñon}} = N_{b\text{engrane}} = \frac{S_{fb}}{\sigma_b}$$

$$N_b = \frac{54093.83 \text{ psi}}{50636.1633 \text{ psi}}$$

$$N_b = 1.0683$$

Factor de seguridad contra falla superficial

$$N_{b\text{piñon-engrane}} = \left(\frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2$$

$$N_{b\text{piñon-engrane}} = \left(\frac{175585.98 \text{ psi}}{224290.4752 \text{ psi}} \right)^2$$

$$N_{b\text{piñon-engrane}} = 0.6129$$

Diseño del eje

Para el diseño del eje se debe tener en cuenta varios factores que se evaluarán en el diseño del mismo, como cargas que se aplican, esfuerzos y si el diseño se ajusta a la necesidad de la máquina trituradora de neumáticos.

Consideraciones generales

Los ejes son los que van a transmitir energía mecánica, es importante considerar varios factores generales como las cargas que se ejercen sobre sí mismo, la velocidad de rotación, material, dimensiones y costos.

Material

El material que se recomienda normalmente para la fabricación de ejes es el acero AISI 4340, debido a sus características mecánicas como alta resistencia y tenacidad, con buena resistencia a la fatiga, resistencia a la corrosión y a la fractura.

Cálculos de diseño

Para el diseño del eje se debe tener en cuenta los siguientes datos:

Material: AISI 4340

- $S_y = 800\text{MPa}$
- $S_{ut} = 1000\text{MPa}$
- Módulo de elasticidad= 206800MPa
- Peso de una cuchilla= 17.3481N
- Peso de todas las cuchillas= $17.3481\text{N} * 8 = 138.7848\text{N}$
- Peso de un separador= 5.6048N

- $\text{Peso de todos los separadores} = 5.6048 * 8N = 44.8384N$
- $\text{Peso del eje} = 142.34N$
- $\text{Peso del engrane} = 24.4652N$
- $\text{Peso de la catarina} = 31.1376N$
- $\text{Fuerza máxima de corte} = 9363.8656N$
- $\text{Torque} = 383.9185Nm$

Carga concentrada

$P1 = \text{Peso del eje} + \text{Peso de las cuchillas} + \text{Peso de los separadores}$

$$P1 = 142.34N + 138.7848N + 44.8384N$$

$$P1 = 325.9632N$$

$M1 = \text{Torque de entrada}$

$$M1 = 1405.4254Nm$$

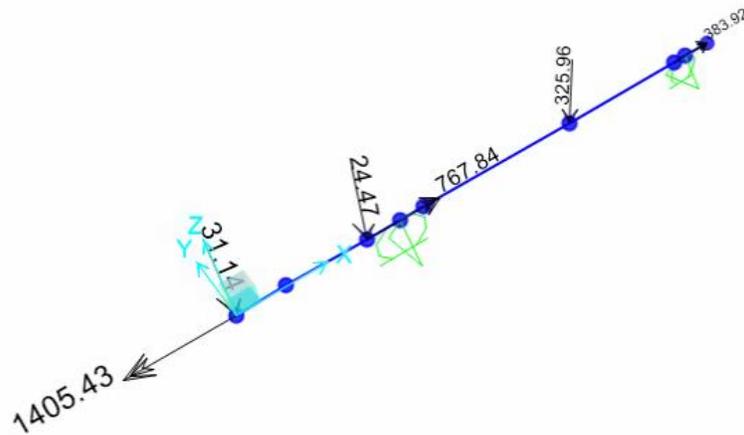
Torque de salida de las cuchillas en el extremo de los casos

$$M3 = 383.9185Nm$$

Diagrama de cuerpo libre

Figura 20

Diagrama de cuerpo libre del eje

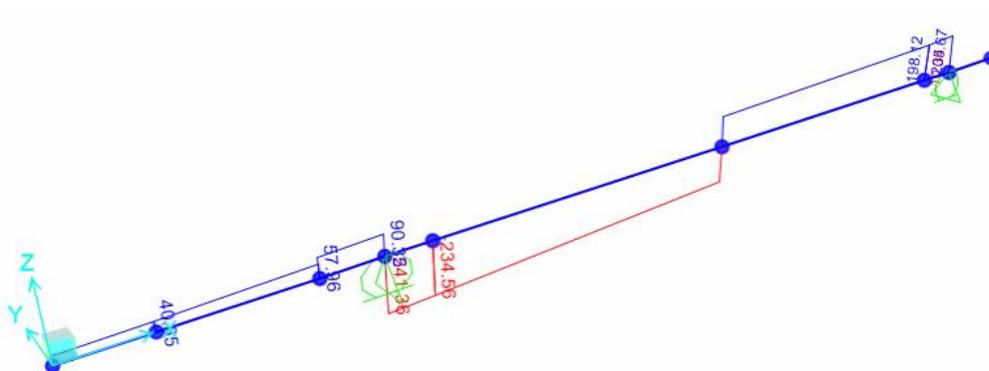


Nota. El gráfico representa las fuerzas que se aplican a lo largo del eje.

Diagrama de fuerzas cortantes

Figura 21

Diagrama de fuerzas cortantes

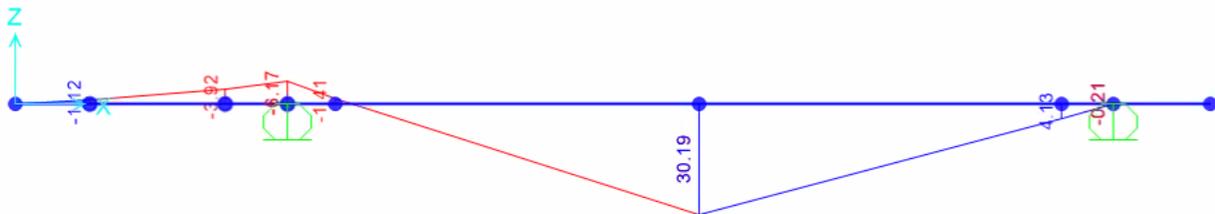


Nota. El gráfico representa las fuerzas cortantes que se aplican a lo largo del eje.

Diagrama de momentos de flexión

Figura 22

Diagrama de momentos de flexión

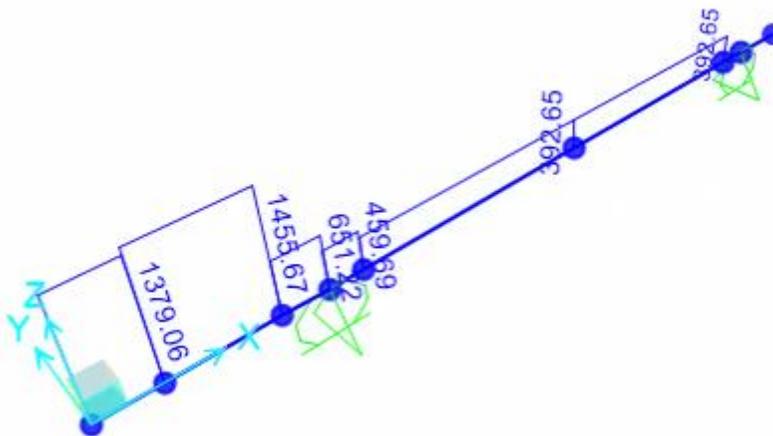


Nota. El gráfico representa los momentos de flexión que se presentan a lo largo del eje.

Diagrama de momentos de torsión

Figura 23

Diagrama de momentos de torsión

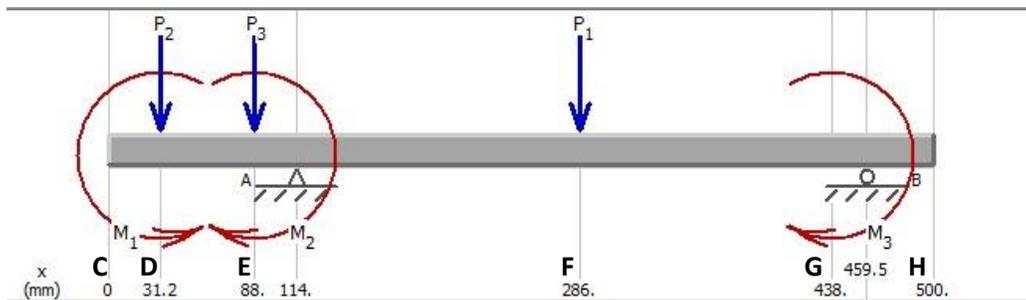


Nota. El gráfico representa los momentos de torsión que se aplican a lo largo del eje.

Diagrama de distribución de fuerzas y momentos en el eje

Figura 24

Diagrama de distribución de fuerzas y momentos



Nota. El gráfico representa las fuerzas y momentos de torsión que se aplican a lo largo del eje.

Tenemos que:

- $P_1 = 325.9632N$ $M_1 = 1405.4254Nm$
- $P_2 = 31.1376N$ $M_2 = 767.8369Nm$
- $P_3 = 24.4652N$ $M_3 = 383.9185Nm$

En la sección 1 del eje tenemos los siguientes datos

$$D_1 = 71mm \quad L_1 = 104mm$$

En la sección 2 del eje tenemos los siguientes datos

$$D_2 = 75mm \quad L_2 = 20mm$$

En la sección 3 del eje tenemos los siguientes datos

$$D_3 = 76.2mm \quad L_3 = 324mm$$

En la sección 4 del eje tenemos los siguientes datos

$$D4 = 65\text{mm} \quad L4 = 52\text{mm}$$

Momento flexionante en el punto D y punto F, respectivamente:

$$\text{Punto D} = 2.5782\text{Nm} \quad \text{Punto F} = 56.0657\text{Nm}$$

Solución

Se analiza en el punto D, donde el momento de torsión es mayor.

$$T_{m_1} = 1405425.4\text{Nmm} \quad M_{a_1} = 2578.1933\text{Nmm}$$

Debido a que el eje es giratorio, el momento flexionante constante ocasionará un esfuerzo flexionante completamente reversible.

$$M_m = T_a = 0$$

Relación de diámetros

$$\frac{D2}{D1} = \frac{75\text{mm}}{71\text{mm}} = 1.0563$$

$$\frac{r}{d} = 0.02 \quad (\text{Filete de hombro agudo})$$

Radio de entalle

$$r = 0.02D1 = 0.02 * 71\text{mm}$$

$$r = 1.42\text{mm}$$

Factor de concentración de esfuerzo a flexión Kt

Para poder obtener el valor Kt , se hace referencia a la figura 22, anexo 2.

$$Kt = 2.21$$

Factor de concentración de esfuerzo a torsión K_{ts}

Para obtener el valor Kt , se hace referencia a la figura 23, anexo 2.

$$K_{ts} = 1.6$$

Sensibilidad a la muesca q

De acuerdo a la figura 24, anexo 2, obtenemos que el valor de sensibilidad a la muesca es de:

$$q = 0.86$$

Sensibilidad a la muesca q_{cort}

$$q_{cort} = 0.87$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga K_f

$$K_f = 1 + q(Kt - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.86(2.21 - 1)$$

$$K_f = 2.0406$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga K_{fs}

$$K_{fs} = 1 + q_{cort}(K_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.87(1.6 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.522$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_{ut} \leq 1400 \text{MPa}$$

$$Se' = 0.5 * Sut$$

$$Se' = 0.5 * 1000MPa$$

$$Se' = 500MPa$$

Factor de superficie Ka

Seleccionar el factor “a” y el exponente “b” de la tabla 15, anexo 1, para un material laminado en caliente.

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$Ka = a * Sut^b$$

$$Ka = 57.7 * 1000MPa^{-0.718}$$

$$Ka = 0.4047$$

Factor de tamaño Kb

$$S1 < D1 \leq 254mm$$

$$Kb = 1.51D1^{-0.157}$$

$$Kb = 1.51 * 71mm^{-0.157}$$

$$Kb = 0.7733$$

Factor de carga Kc

El factor es 1 debido a que se combinan cargas de flexión con cargas de torsión.

$$Kc = 1$$

Factor de temperatura K_d

Debido a que la temperatura de operación no es supera los 20°C

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e

De la tabla 13, anexo 1 se selecciona el valor para una confiabilidad de 99.9 %.

$$K_e = 0.753$$

Factor de efectos varios K_f

$$K_f = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e = 0.4047 * 0.7733 * 1 * 1 * 0.753 * 1 * 500MPa$$

$$S_e = 117.8274MPa$$

Factor de seguridad contra la fatiga

Usando la ecuación de ED-Goodman

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

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

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(71\text{mm})^3} \left\{ \frac{1}{117.8274\text{MPa}} [4(2.0406 * 2578.1933\text{Nmm})^2]^{1/2} + \frac{1}{1000\text{MPa}} [3(1.522 * 1405425.4\text{Nmm})^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = 0.054$$

$$n = 18.5216$$

Factor de seguridad contra la fluencia

Esfuerzo máximo de Von Mises

$$\sigma_{max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = \left[\left(\frac{32Kf(Mm + Ma)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16Kfs(\tau_m + \tau_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = \left[\left(\frac{32 * 2.0406 * (2578.1933\text{Nmm})}{\pi(71\text{mm})^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 1.522 * (1405425.4\text{Nmm})}{\pi(71\text{mm})^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = 52.7206\text{MPa}$$

Entonces

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$n_y = \frac{800\text{MPa}}{52.7206\text{MPa}}$$

$$n_y = 15.1743$$

Se analiza en el punto G, donde el momento flexionante es mayor.

$$T_{m_3} = 383918.5Nmm \quad M_{a_3} = 56065.6704Nmm$$

Debido a que el eje es giratorio, el momento flexionante constante ocasionará un esfuerzo flexionante completamente reversible

$$M_m = T_a = 0$$

Relación de diámetros

$$\frac{D_3}{D_4} = \frac{76.2mm}{65mm} = 1.1723$$

$$\frac{r}{d} = 0.02 \text{ (Filete de hombro agudo)}$$

Radio de entalle

$$r = 0.02D_4 = 0.02 * 65mm$$

$$r = 1.3mm$$

Factor de concentración de esfuerzo a flexión K_t

Para poder obtener el valor K_t , se hace referencia a la figura 22, anexo 2.

$$K_t = 2.5$$

Factor de concentración de esfuerzo a torsión K_{ts}

Para obtener el valor K_{ts} , se hace referencia a la figura 23, anexo 2.

$$K_{ts} = 2.1$$

Sensibilidad a la muesca q

De acuerdo a la figura 24, anexo 2, obtenemos que el valor de sensibilidad a la muesca es de:

$$q = 0.87$$

Sensibilidad a la muesca q_{cort}

De acuerdo a la figura 25, anexo 2, obtenemos que el valor de sensibilidad a la muesca es de:

$$q_{cort} = 0.9$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga Kf

$$Kf = 1 + q(Kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.87(2.5 - 1)$$

$$Kf = 2.305$$

Factor de concentración del esfuerzo por fatiga Kfs

$$Kfs = 1 + q_{cort}(Kts - 1)$$

$$Kfs = 1 + 0.9(2.1 - 1)$$

$$Kfs = 1.99$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$Se' = 500MPa$$

Factor de superficie Ka

$$Ka = 0.4047$$

Factor de tamaño Kb

$$S1 < D4 \leq 254mm$$

$$Kb = 1.51D1^{-0.157}$$

$$Kb = 1.51 * 65mm^{-0.157}$$

$$Kb = 0.7891$$

*Factor de carga **Kc***

$$Kc = 1$$

*Factor de temperatura **Kd***

$$Kd = 1$$

*Factor de confiabilidad **Ke***

$$Ke = 0.753$$

*Factor de efectos varios **Kf***

$$Kf = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se'$$

$$Se = 0.4047 * 0.7841 * 1 * 1 * 0.753 * 1 * 500MPa$$

$$Se = 119.473MPa$$

Factor de seguridad contra la fatiga

Usando la ecuación de ED-Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{Se} [4(Kf * Ma)^2 + 3(Kfs * Ta)^2]^{1/2} + \frac{1}{Sut} [4(Kf * Mm)^2 + 3(Kfs * Tm)^2]^{1/2} \right\}$$

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

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi (65mm)^3} \left\{ \frac{1}{119.473MPa} [4(2.305 * 56065.6704Nmm)^2]^{1/2} \right.$$

$$\left. + \frac{1}{1000MPa} [3(1.99 * 383918.5Nmm)^2]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = 0.0647$$

$$n = 15.456$$

Factor de seguridad contra la fluencia

Esfuerzo máximo de Von Mises

$$\sigma_{max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{1/2}$$

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

$$\sigma_{max} = \left[\left(\frac{32 * 2.305 * (56065.6704Nmm)}{\pi (65mm)^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 1.99 * (383918.5Nmm)}{\pi (65mm)^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{max} = 25.0042MPa$$

Entonces

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$n_y = \frac{800MPa}{25.0042MPa}$$

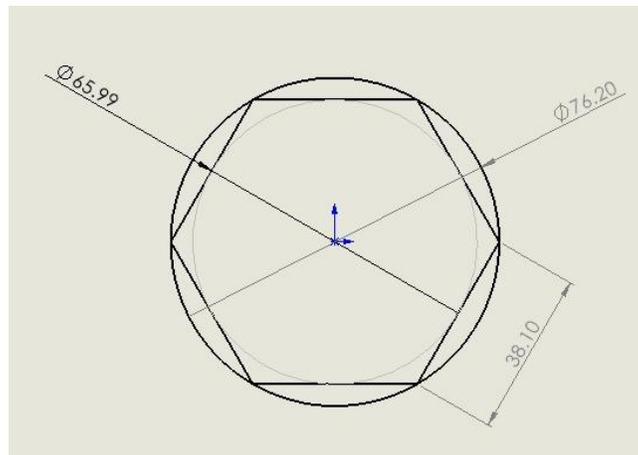
$$n_y = 31.9946$$

Equivalencia hexagonal del eje

Para garantizar la robustez de la máquina, es esencial que el eje sea de una forma hexagonal. Por lo tanto, es necesario que tenga una medida de 65.99 mm, equivalente al diámetro del círculo inscrito en el hexágono, lo que facilitará su manufactura. La figura 25 muestra las dimensiones y geometría finales del eje.

Figura 25

Dimensiones finales del eje



Nota. El gráfico representa la geometría final del eje a manufacturar.

Diseño de la cuña

Según la ASME, una cuña es una pieza de maquinaria que se puede desmontar y que, al ser ensamblada en los cuñeros, proporciona un medio confiable para transmitir el torque entre el eje y la masa. El diseño de la cuña dependerá de varios factores que se describen a continuación.

Consideraciones generales

Los factores de los cuales depende la cuña son la aplicación, geometría de las piezas, y las fuerzas que están involucradas. En resumen, el diseño de una cuña requiere de un enfoque cuidadoso y detallado, y se deben tener en cuenta varios factores para garantizar su fiabilidad y seguridad en la transmisión de torque.

Materiales

Algunos de los materiales más comunes utilizados en la fabricación de cuñas incluyen: el acero, bronce, aluminio y latón. En general, el material de la cuña se selecciona según la aplicación específica y las fuerzas que debe soportar para garantizar una transmisión segura y confiable del torque.

El material seleccionado es un acero al carbono AISI 1045, debido a sus propiedades mecánicas y químicas como alta resistencia a la dureza, buena maquinabilidad, alta tenacidad, buena soldabilidad, resistencia a la corrosión, entre otros.

Geometría

La geometría de la cuña se refiere a la forma y dimensiones de la cuña, que son importantes para garantizar una transmisión segura y confiable del torque.

Las dimensiones de la cuña a diseñar son las siguientes: 15 mm x 15 mm x 32 mm.

Cálculos de diseño

Como dato inicial tenemos la resistencia última a la tracción y la resistencia a la fluencia.

$$S_{ut} = 565MPa \quad S_y = 310MPa$$

Teniendo en cuenta los antecedentes, se cuenta con:

- Eje de acero AISI 4340; $S_y = 800MPa$

- Diámetro del eje: 71 mm
- Velocidad: 38 rpm
- Transmite: 767.8369 Nm

Fuerza alternante y media requerida en la superficie del eje.

$$F_a = \frac{T}{r}$$

$$F_a = \frac{383.9185Nm}{0.0355m}$$

$$F_a = 10814.6042N$$

Fuerza media

$$F_m = \frac{T}{r}$$

$$F_m = \frac{383.9185Nm}{0.0355m}$$

$$F_m = 10814.042N$$

Como la longitud deseada para la cuña es de 50 mm, se calcula las componentes de esfuerzos cortantes alternante y medio.

$$\tau_a = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_a = \frac{10814.6042N}{15mm \times 32mm}$$

$$\tau_a = 22.5304MPa$$

Esfuerzo cortante medio

$$\tau_m = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_m = \frac{10814.6042N}{15mm \times 32mm}$$

$$\tau_m = 22.5304MPa$$

Calculamos los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(22.5304MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 39.0238MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(22.5304MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 39.0238MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_{ut} \leq 1400MPa$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 565MPa$$

$$S_e' = 282.5MPa$$

Factor de superficie K_a

Seleccionar el factor “a” y el exponente “b” de la tabla 15, anexo 1, para un material laminado en caliente.

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 57.7 * 565MPa^{-0.718}$$

$$K_a = 0.6098$$

Factor de tamaño K_b

$$K_b = 1.24 * 15mm^{-0.107}$$

$$K_b = 0.928$$

Factor de carga K_c

$$K_c = 1$$

Factor de temperatura K_d

$$K_d = 1$$

Factor de confiabilidad K_e

De la tabla 13, anexo 1 se selecciona el valor para una confiabilidad de 99.9 %.

$$K_e = 0.753$$

Factor de efectos varios K_f

$$Kf = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se'$$

$$Se = 0.6098 * 0.928 * 1 * 1 * 0.753 * 1 * 282.5MPa$$

$$Se = 120.3785MPa$$

Factor de seguridad contra la fatiga

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{39.0238MPa}{120.3785MPa} + \frac{39.0238MPa}{565MPa}}$$

$$Nf = 2.543$$

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cuña es de compresión, se considera una carga estática. Se calcula el esfuerzo máximo de la cuña.

$$\sigma_{max} = \frac{Fm + Fa}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{10814.6042N + 10814.6042N}{15mm * 32mm}$$

$$\sigma_{max} = 45.0609MPa$$

Factor de seguridad para falla de presión por contacto

$$Ns = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

$$N_s = \frac{310}{45.0609 \text{MPa}}$$

$$N_s = 6.8796$$

Diseño de las cuchillas

El diseño de una cuchilla puede variar dependiendo del tipo de herramienta y el uso para el cual está destinada.

Consideraciones generales

Las condiciones que se deben tener en cuenta para el diseño, es el trabajo para el cual será destinado, la selección de materiales, la forma de la cuchilla, entre otros. El diseño de una cuchilla implica identificar las necesidades del usuario, seleccionar los materiales adecuados, diseñar la forma, y ajustes para garantizar que cumpla con los requisitos del usuario.

Materiales

El material utilizado para diseñar una cuchilla puede variar dependiendo del tipo de herramienta y del uso previsto. Algunos de los materiales más comunes utilizados para fabricar cuchillas incluyen: acero al carbono, acero inoxidable, cerámica, carburo de tungsteno.

El material selecciona es un acero estructural ASTM A36, es un acero de baja aleación y alta resistencia, sus propiedades principales son la resistencia a la tracción, ductilidad, soldabilidad, resistencia a la corrosión, dureza, entre otros.

Cálculos de diseño

Fuerza alternante y media requerida en la superficie del eje.

$$F_a = \frac{T}{r}$$

$$F_a = \frac{383.9185Nm}{0.082m}$$

$$F_a = 4681.9328N$$

Fuerza media

$$F_m = \frac{T}{r}$$

$$F_m = \frac{383.9185Nm}{0.082m}$$

$$F_m = 4681.9328N$$

Como el diseño del diente de la cuchilla seleccionada es de 20 mm * 20 mm, calculamos las componentes de esfuerzo cortante, alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_a = \frac{4681.9328N}{20mm * 20mm}$$

$$\tau_a = 11.7048MPa$$

Esfuerzo cortante medio

$$\tau_m = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_m = \frac{4681.9328N}{20mm * 20mm}$$

$$\tau_m = 11.7048MPa$$

Calculamos los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(11.7048MPa)^2}$$

$$\sigma'_a = 20.2733MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(11.7048MPa)^2}$$

$$\sigma'_m = 20.2733MPa$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_{ut} \leq 1400MPa$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 550MPa$$

$$S_e' = 275MPa$$

Factor de superficie K_a

Seleccionar el factor “a” y el exponente “b” de la tabla 15, anexo 1, para un material laminado en caliente.

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 57.7 * 550MPa^{-0.718}$$

$$K_a = 0.6217$$

*Factor de tamaño **Kb***

$$K_b = 1.24 * 20mm^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9$$

*Factor de carga **Kc***

$$K_c = 1$$

*Factor de temperatura **Kd***

$$K_d = 1$$

*Factor de confiabilidad **Ke***

De la tabla 13, anexo 1 se selecciona el valor para una confiabilidad de 99.9 %.

$$K_e = 0.702$$

*Factor de efectos varios **Kf***

$$K_f = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$$

$$S_e = 0.6217 * 0.9 * 1 * 1 * 0.702 * 1 * 275MPa$$

$$S_e = 108.0173MPa$$

Factor de seguridad contra la fatiga

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{20.7733MPa}{108.0173MPa} + \frac{20.7733MPa}{550MPa}}$$

$$Nf = 4.4355$$

El esfuerzo de presión por contacto sobre el diente es de compresión. Se calcula el esfuerzo máximo en el diente de la cuchilla

$$\sigma_{max} = \frac{Fm + Fa}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{4681.9328N + 4681.9328N}{20mm * 20mm}$$

$$\sigma_{max} = 23.4097MPa$$

Factor de seguridad para falla de presión por contacto

$$Ns = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$Ns = \frac{250MPa}{23.4097MPa}$$

$$Ns = 10.6793$$

Diseño de los separadores

El diseño de un separador depende del tipo de separación que se quiera realizar.

Consideraciones generales

Las condiciones que se deben tener en cuenta para el diseño, es el trabajo para el cual será destinado, la selección de materiales. El diseño de los separadores implica identificar las necesidades del usuario, seleccionar los materiales adecuados, diseñar la forma, y ajustes para garantizar que cumpla con los requisitos del usuario.

Materiales

El material utilizado para diseñar un separador puede variar dependiendo del tipo de herramienta y del uso previsto.

El material selecciona es un acero estructural ASTM A36, es un acero de baja aleación y alta resistencia, sus propiedades principales son la resistencia a la tracción, ductilidad, soldabilidad, resistencia a la corrosión, dureza, entre otros.

Cálculos de diseño

Fuerza alternante y media requerida en la superficie del eje.

$$F_a = \frac{T}{r}$$

$$F_a = \frac{383.9185Nm}{0.0505m}$$

$$F_a = 7602.3465 N$$

Fuerza media

$$F_m = \frac{T}{r}$$

$$F_m = \frac{383.9185Nm}{0.0505m}$$

$$F_m = 7602.3465 \text{ N}$$

Como el diseño del separador realizado en su sección transversal es de 20.5 mm * 12.4 mm, calculamos las componentes de esfuerzo cortante, alternante y medio

$$\tau_a = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_a = \frac{7602.3465 \text{ N}}{20.5 \text{ mm} * 12.4 \text{ mm}}$$

$$\tau_a = 29.907 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante medio

$$\tau_m = \frac{F}{A_{cortante}}$$

$$\tau_m = \frac{7602.3465 \text{ N}}{20.5 \text{ mm} * 12.4 \text{ mm}}$$

$$\tau_m = 29.907 \text{ MPa}$$

Calculamos los esfuerzos equivalentes de Von Mises.

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{3(29.907 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_a = 51.8004 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3(29.907 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma'_m = 51.8004 \text{ MPa}$$

Límite de resistencia a la fatiga

$$S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 550 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 275 \text{ MPa}$$

*Factor de superficie **Ka***

Seleccionar el factor “a” y el exponente “b” de la tabla 15, anexo 1, para un material laminado en caliente.

- $a = 57.7$
- $b = -0.718$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 57.7 * 550 \text{ MPa}^{-0.718}$$

$$K_a = 0.6217$$

*Factor de tamaño **Kb***

$$K_b = 1.24 * 20.5 \text{ mm}^{-0.107}$$

$$K_b = 0.9$$

*Factor de carga **Kc***

$$Kc = 1$$

Factor de temperatura **Kd**

$$Kd = 1$$

Factor de confiabilidad **Ke**

De la tabla 13, anexo 1 se selecciona el valor para una confiabilidad de 99.9 %.

$$Ke = 0.702$$

Factor de efectos varios **Kf**

$$Kf = 1$$

Límite de resistencia a la fatiga modificado

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se'$$

$$Se = 0.6217 * 0.9 * 1 * 1 * 0.702 * 1 * 275MPa$$

$$Se = 108.0173MPa$$

Factor de seguridad contra la fatiga

$$Nf = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma'_m}{Sut}}$$

$$Nf = \frac{1}{\frac{51.8004 MPa}{108.0173MPa} + \frac{51.8004 MPa}{550MPa}}$$

$$Nf = 1.743$$

El esfuerzo de presión por contacto sobre la cara cilíndrica del separador es de compresión. Se calcula el esfuerzo máximo aplicado a la cara cilíndrica del separador

$$\sigma_{max} = \frac{Fm + Fa}{A_{contacto}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{7602.3465N + 7602.3465N}{20.5mm * 12.4mm}$$

$$\sigma_{max} = 59.8139 MPa$$

Factor de seguridad para falla de presión por contacto

$$Ns = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

$$Ns = \frac{250MPa}{59.8139MPa}$$

$$Ns = 4.1796$$

Diseño de la bancada

Al ir colocada en cada separador, la fuerza de compresión aplicada es la misma que la del separador, por lo tanto, tenemos los mismos factores de seguridad para la bancada.

$$Nf = 1.743$$

$$Ns = 4.1796$$

Diseño de la caja trituradora

Al diseñar la caja trituradora, es fundamental tener en cuenta que esta será el contenedor de los ejes, cuchillas y separadores, por lo que deberá soportar diversas cargas y esfuerzos. Para lograrlo, es necesario considerar previamente varios factores.

Consideraciones generales

Es necesario tener en cuenta las siguientes consideraciones al diseñar la caja trituradora:

- Dirigir el material triturado de manera efectiva
- Proporcionar soporte a los ejes, cuchillas, separadores y al caucho
- Contar con un alojamiento adecuado para los rodamientos y otros elementos.

Geometría

La geometría de la maquina se realizarán:

- Dos placas frontales de las siguientes medidas 340 X 300 X 24.65 mm
- Dos placas laterales con sus respectivas medidas 324 X 300 X 20 mm

Tomando en cuenta, el largo de los ejes, los rodamientos, entre otros elementos.

Material

La caja de la trituradora se debe realizar en un acero estructural ASTM A 36, debido a sus propiedades sobresalientes como su buena soldabilidad, ductilidad y tenacidad.

Selección de los componentes normalizados

Para la selección de los elementos normalizados, es necesario seguir los estándares y norma del componente que vamos a seleccionar, para lo cual se realizara una investigación exhaustiva para poder ajustar a las necesidades de nuestra máquina trituradora, posteriormente evaluamos y verificamos que cumplan con los requisitos previamente analizados.

Selección del motor – reductor

La selección de este componente es influenciada, por la potencia, torque y velocidad de salida, en base a una investigación realizada previamente la velocidad de salida necesaria para una máquina trituradora de neumáticos es aproximadamente de 30 – 40 revoluciones por minuto.

Cálculos para la selección del motor – reductor

Para determinar la potencia del motor usaremos la siguiente ecuación

$$P = T * w \quad (48)$$

Donde,

- w =velocidad angular
- T =Torque requerido

Velocidad angular

$$w = \frac{2\pi n}{60} \quad (49)$$

Donde,

- n = número de revoluciones

$$w = \frac{2\pi(38rpm)}{60}$$

$$w = 3.9794 \text{ rad/s}$$

Potencia necesaria

$$P = T * w$$

$$P = 767.8369 \text{ Nm} * 3.9794 \text{ rad/s}$$

$$P = 3.0555 \text{ KW}$$

$$P = 4.095HP$$

La potencia de salida que se requiere es de 4.095 Hp, por lo que se debe seleccionar un motor – reductor de igual o mayor potencia.

Se procede a seleccionar el motor, de marca WEG, con una potencia de salida de 7.5HP

Selección de rodamientos

En la selección de los rodamientos se debe considerar varios factores como el diámetro interno de los ejes, los cuales son 65 mm y 75 mm respectivamente y la velocidad a la cual estarán sometidos es de 38 rpm, revisamos la tabla 14, anexo 1, se observa que los rodamientos que se acoplan a las necesidades de la máquina son los siguientes:

Rodamiento 1

- **Designación:** Rodamiento SKF 6213
- **Dimensiones principales**
 - Diámetro interior: 65 mm
 - Diámetro exterior: 120 mm
 - Espesor: 23mm
- **Velocidades nominales:**
 - Velocidad de referencia: 12 000 rpm
 - Velocidad límite: 7 500 rpm

Rodamiento 2

- **Designación:** Rodamiento SKF 6015
- **Dimensiones principales**
 - Diámetro interior: 75 mm
 - Diámetro exterior: 115 mm

Espesor: 20mm

- **Velocidades nominales:**

Velocidad de referencia: 12 000 rpm

Velocidad límite: 7 500 rpm

Una vez seleccionados los rodamientos se verifica con los datos previos y se confirma que son los adecuados al trabajo de la máquina ya que cumple con las necesidades de la misma.

Selección de tornillos

Para la selección del tornillo se debe tener en cuenta varios como el tamaño y tipo de rosca, el material, la resistencia, las normas y estándares, esto es importante para garantizar la seguridad y fiabilidad del ensamble.

De acuerdo a los requerimientos necesarios el tornillo que se ha seleccionado es el siguiente: SAE J429 GRADO 8. El plano lo encontramos en la figura 25, anexo 2

Selección de cadena

La selección de una cadena de transmisión depende de varios factores, incluyendo la potencia y velocidad de transmisión requeridas, el tipo de carga y el entorno de trabajo. Para seleccionar la cadena de transmisión adecuada, es necesario considerar la relación de transmisión requerida, la capacidad de carga, la durabilidad, el tamaño y tipo de cadena, y otros factores como la corrosión y la lubricación.

La cadena seleccionada es una cadena de acero que lleva un temple, paso 20 de rodillo doble, esto debido a que cumple con las necesidades y aplicaciones necesarias por la máquina.

Selección de la catarina

La selección de una catarina adecuada depende de varios factores, como la aplicación específica, la velocidad de entrada y salida requerida, la relación de transmisión deseada y la carga máxima que la catarina tendrá que soportar.

La catarina seleccionada es de acero 1045, ya que, al ser un acero al carbono medio, tiene alta resistencia y tenacidad lo que le hace ideal para una pieza mecánica, además de que cuenta con poco desgaste y resistencia al impacto. La relación de transmisión deseada es de 1:1, y el paso es de 2 al igual que la cadena previamente seleccionada.

Selección del control eléctrico

Para poder tener el control de la máquina trituradora de neumáticos es importante, tener un mecanismo de control eléctrico, el cual se encargará de brindar seguridad y facilidad de manipulación al operario.

Es necesario tener en cuenta varios factores como la fuente de alimentación, voltaje, potencia, rendimiento, corriente, entre otros. Se emplearán dos sistemas de control para prevenir posibles daños: el guardamotor y el sistema de control.

Cálculos para el guardamotor

Para realizar los cálculos del guardamotor se deben tener los datos previos de la placa del motor reductor

- $P = 7.5Hp = 5592.75watts$
- $V = 220v$
- $\eta = 0.8$
- $F_s = 1.15; F_p = 0.87$

$$I_n = \frac{P_e}{\sqrt{3} * V * \cos\phi}$$

$$I_n = \frac{5592.75 \text{ watts}/0.8}{\sqrt{3} * 220 * 0.87}$$

$$I_n = 21.087 \text{ A}$$

Posteriormente calculamos la corriente de servicio

$$I_s = * F_s = 21.087A * 1.15$$

$$I_s = 24.25A$$

Se procede a seleccionar un guardamotor de 25 A, el cual protegerá a nuestro motor de posibles daños.

Capítulo IV

Simulación y Análisis de Resultados

Simulación y análisis del engrane

Con la simulación de un engranes, se pueden predecir el desgaste, la fatiga, la vida útil y otros aspectos importantes de un engrane. Esto permite mejorar el diseño y la selección de los engranes para diferentes aplicaciones.

Consideraciones

Para obtener resultados precisos y confiables se debe tomar en cuenta algunas consideraciones como el material, el área de contacto, las condiciones de carga, el mallado que genere el programa, entre otros.

Figura 26

Engrane



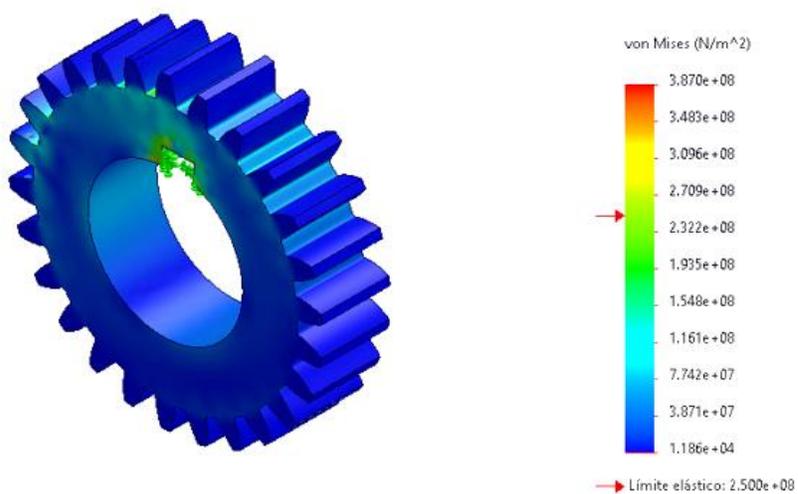
Nota. El gráfico representa el engrane realizado en un software CAD.

Análisis estático

Después de seguir el proceso mencionado anteriormente, se realizó un análisis estático del engrane, y se obtuvieron los siguientes resultados.

Figura 27

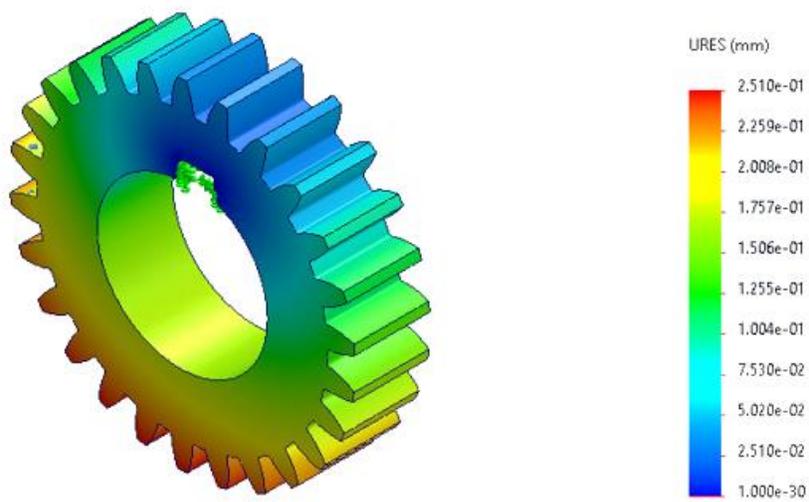
Tensión de Von Mises del engrane



Nota. El grafico representa los resultados de tensión del engrane

Figura 28

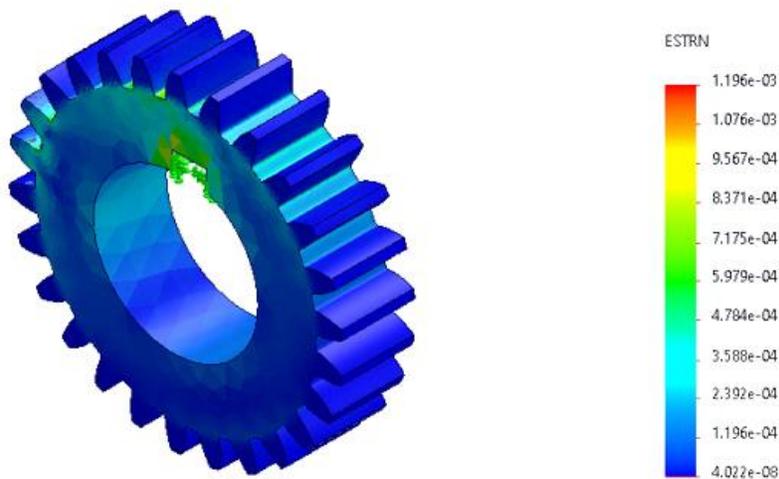
Desplazamientos resultantes del engrane



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamiento resultante del engrane

Figura 29

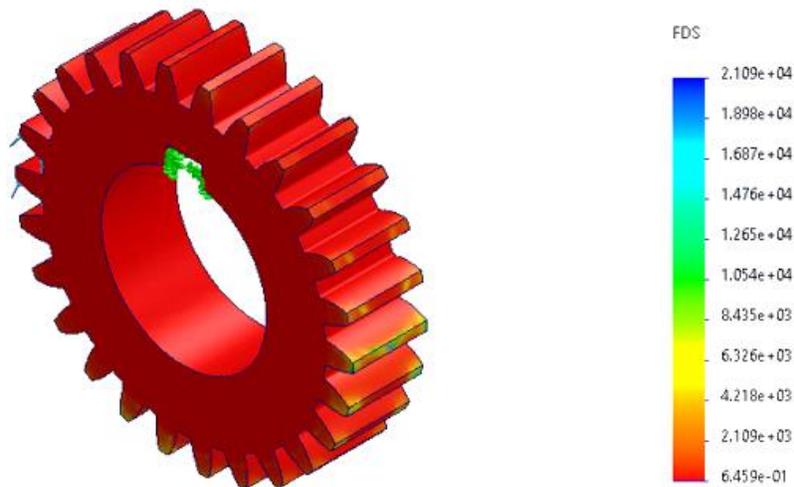
Deformación unitaria del engrane



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario del engrane

Figura 30

Factor de seguridad del engrane



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad del engrane

Análisis de resultados

Se ha comprobado que el engrane experimentará una tensión mínima de $3.870e+08\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 57.92. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $2.510e-01\text{mm}$, una deformación unitaria de $4.022e-08$ y un factor de seguridad de 0.65.

Simulación y análisis del eje

Al simular un eje, es importante considerar la geometría real del eje, las propiedades de los materiales utilizados y las condiciones de operación. También se deben aplicar restricciones y condiciones de contorno adecuadas para simular las condiciones reales. Validar los resultados de la simulación utilizando datos experimentales o resultados de simulaciones anteriores también puede mejorar la precisión y confiabilidad de la simulación.

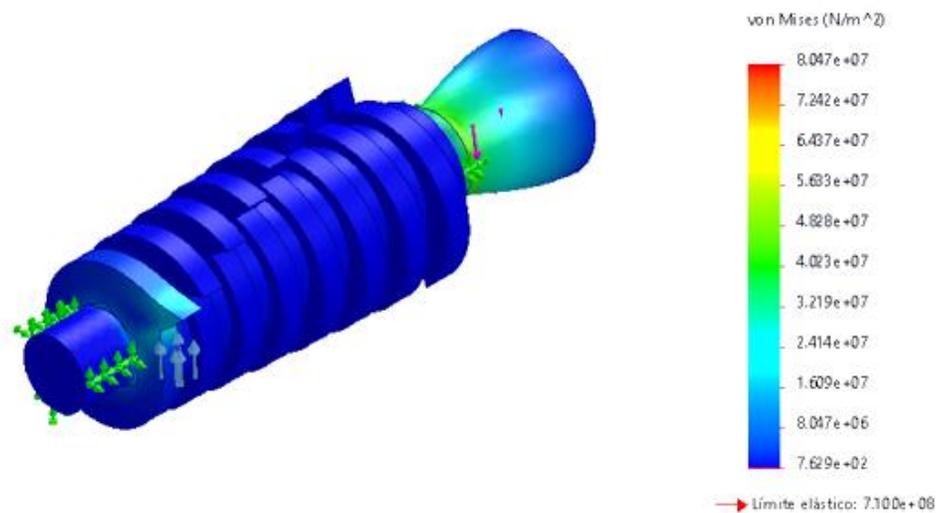
Consideraciones

Para lograr un estudio apropiado y obtener resultados precisos y confiables, se deben considerar varios aspectos. En primer lugar, es fundamental seleccionar cuidadosamente el material que se utilizará en la simulación. A continuación, es importante tener en cuenta la ubicación de las fijaciones de geometría del elemento. Luego, se deben aplicar las cargas externas y realizar el mallado del componente antes de ejecutar el estudio.

Análisis estático

Figura 31

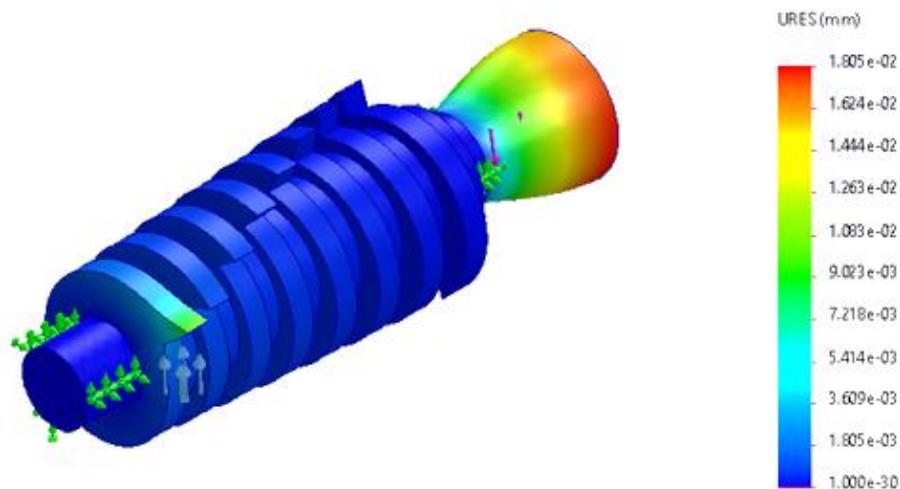
Tensión de Von Mises del eje



Nota. El grafico representa los resultados de tensión del eje

Figura 32

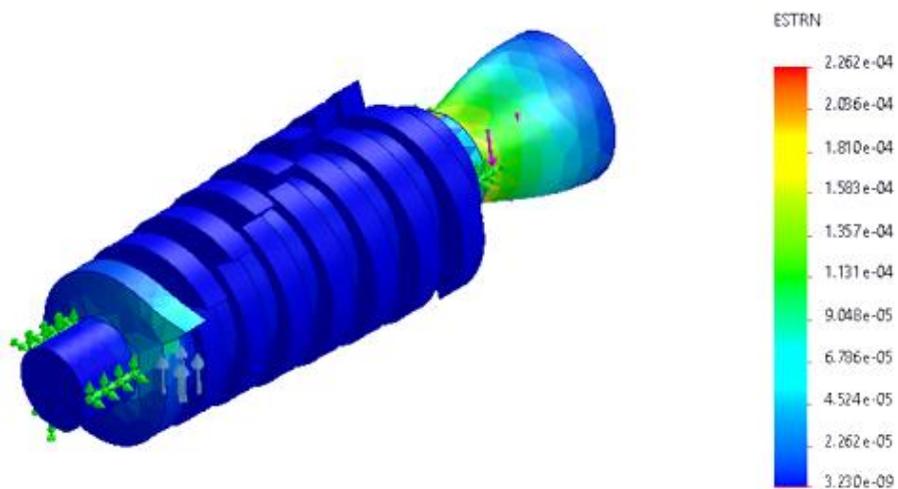
Desplazamientos resultantes del eje



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamientos resultante del eje

Figura 33

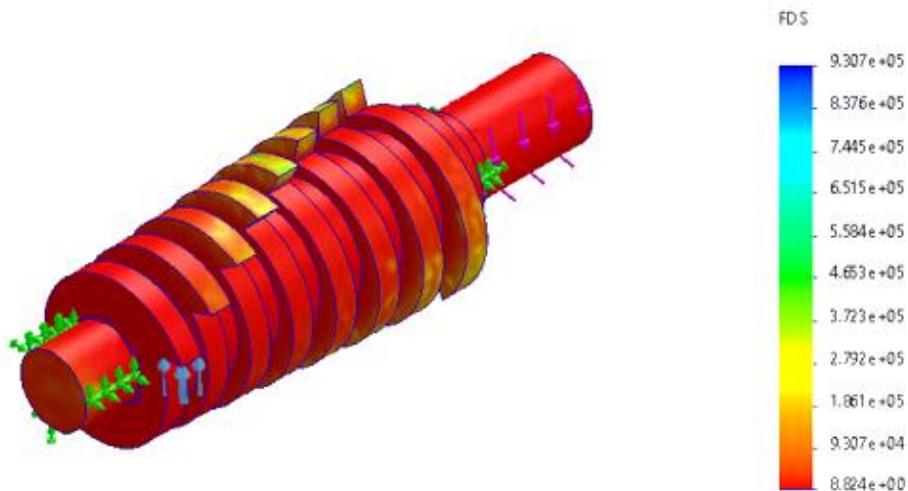
Deformación unitaria del eje



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario del eje

Figura 34

Factor de seguridad del eje



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad del eje

Análisis de resultados

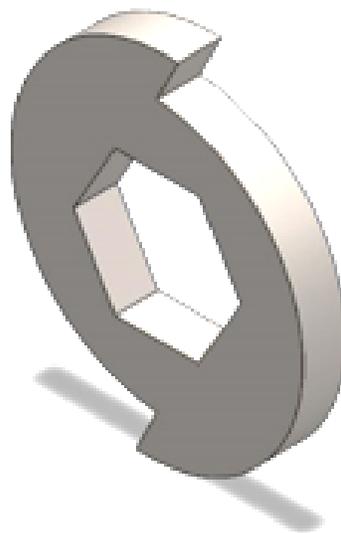
Se ha comprobado que el eje experimentará una tensión mínima de $7.629e+02\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 2836.43. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $1.805e-02\text{mm}$, una deformación unitaria $3.230e-09$ y un factor de seguridad de 8.8.

Simulación y análisis de las cuchillas

La simulación de una cuchilla es un proceso complejo que requiere una gran atención a los detalles. Al tener en cuenta estas consideraciones, se pueden obtener resultados precisos y confiables que permitan mejorar el diseño y el rendimiento de la cuchilla en diversas aplicaciones.

Consideraciones

Las consideraciones a tomar en cuenta para la simulación de una cuchilla son su geometría, su material y las propiedades del mismo, las cargas que serán aplicadas, entre otros.

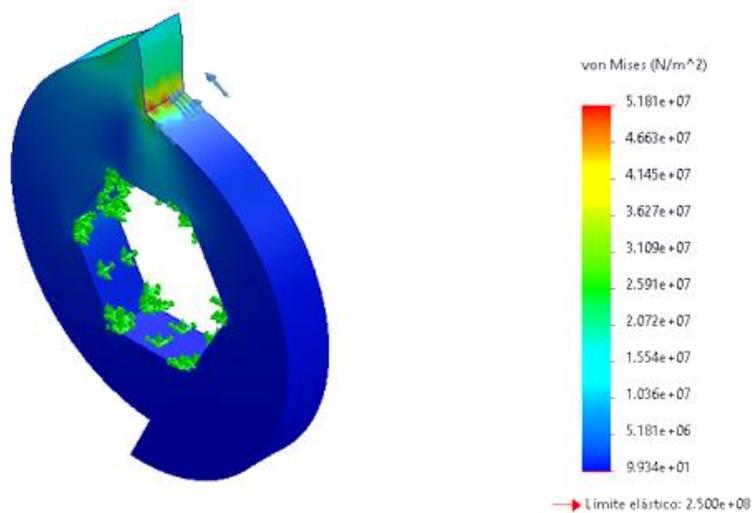
Figura 35*Cuchilla*

Nota. El grafico representa el diseño de la cuchilla en un software CAD.

Análisis estático

Figura 36

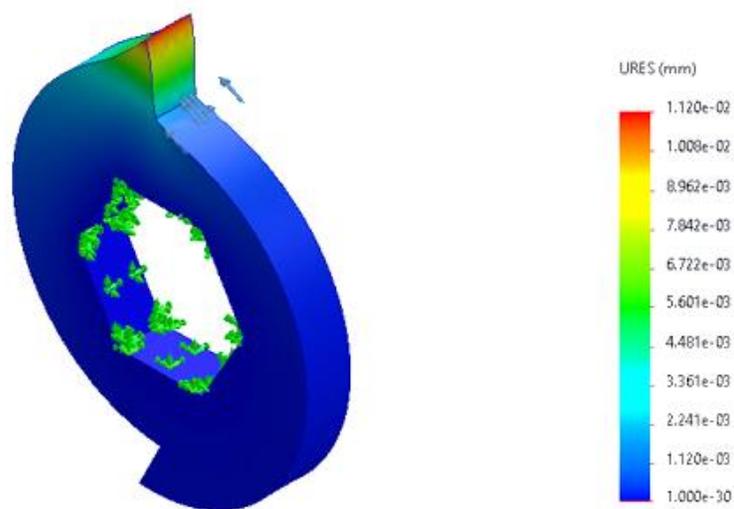
Tensión de Von Mises de la cuchilla



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la cuchilla

Figura 37

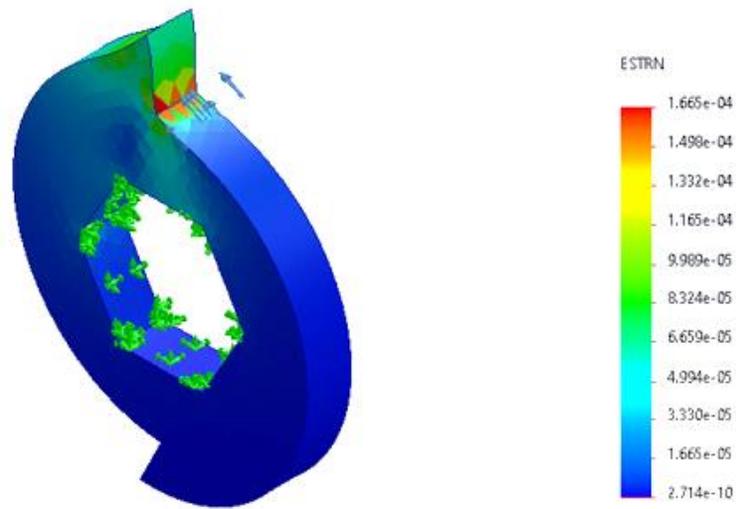
Desplazamientos resultantes de la cuchilla



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamientos resultante de la cuchilla

Figura 38

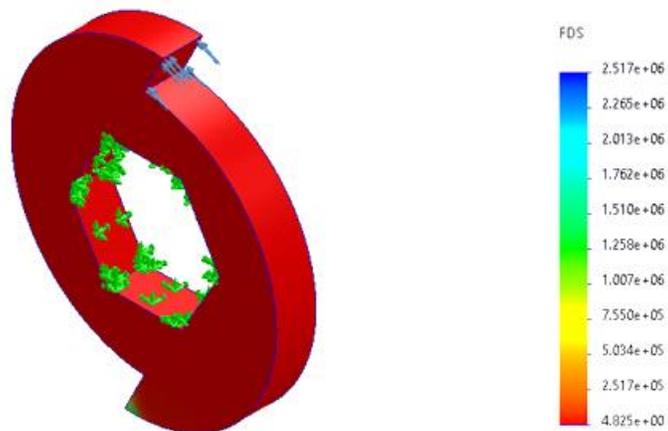
Deformación unitaria de la cuchilla



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario de la cuchilla

Figura 39

Factor de seguridad de la cuchilla



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad de la cuchilla

Análisis de resultados

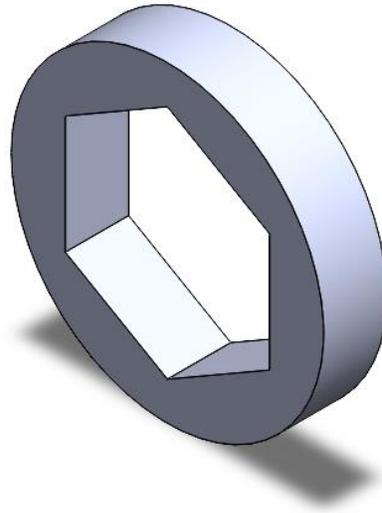
Se verificó que la cuchilla sufrirá una tensión mínima de $9.934e+01\text{N/m}^2$ y una escala de deformación de 1961.08. También se observó que el desplazamiento máximo del eje es de $1.120e-02\text{mm}$, su deformación unitaria es de $2.714e-10$ y cuenta con un factor de seguridad de 4.8.

Simulación y análisis de los separadores

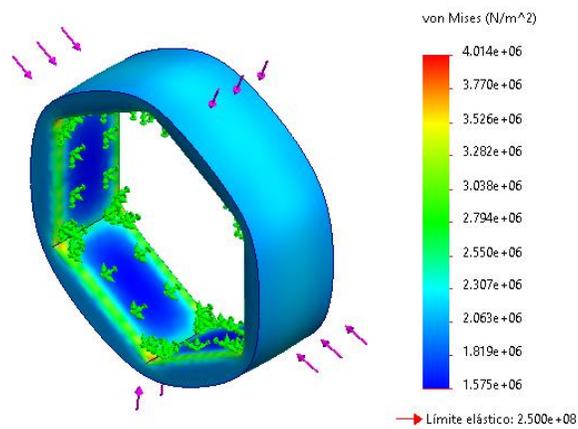
Para llevar a cabo la simulación, es necesario tomar en cuenta las consideraciones del elemento. Una vez realizado esto, se procederá a ejecutar la simulación, la cual nos proporcionará los resultados correspondientes. Finalmente, estos resultados pasarán a ser analizados en su respectivo proceso.

Consideraciones

Para realizar un estudio apropiado, es necesario seguir una serie de consideraciones importantes. En primer lugar, se debe llevar a cabo una cuidadosa selección del material a utilizar. A continuación, es fundamental tener en cuenta la ubicación de las sujeciones de geometría fija del elemento. Posteriormente, se deben aplicar las cargas externas y crear el mallado del componente, antes de proceder con la ejecución del estudio. De esta forma, será posible realizar una simulación precisa y efectiva.

Figura 40*Separador*

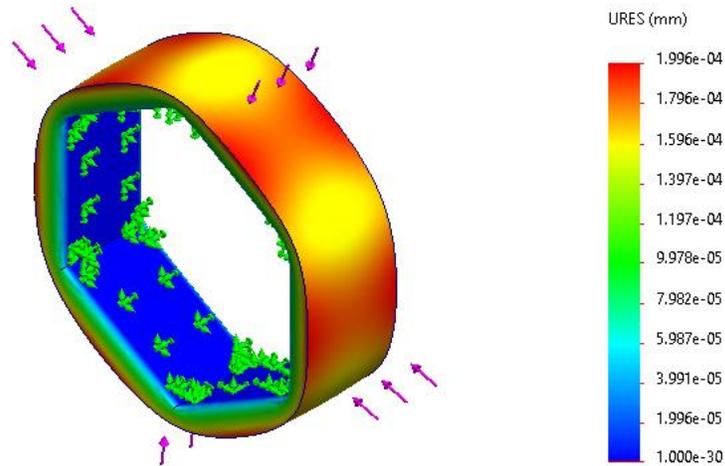
Nota. El grafico representa el diseño del separador en un software CAD.

Análisis estático**Figura 41***Tensión de Von Mises del separador*

Nota. El grafico representa los resultados de tensión del separador

Figura 42

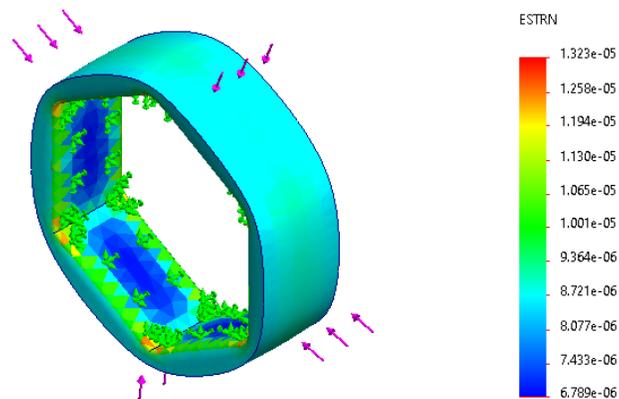
Desplazamientos resultantes del separador



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamientos resultante del separador

Figura 43

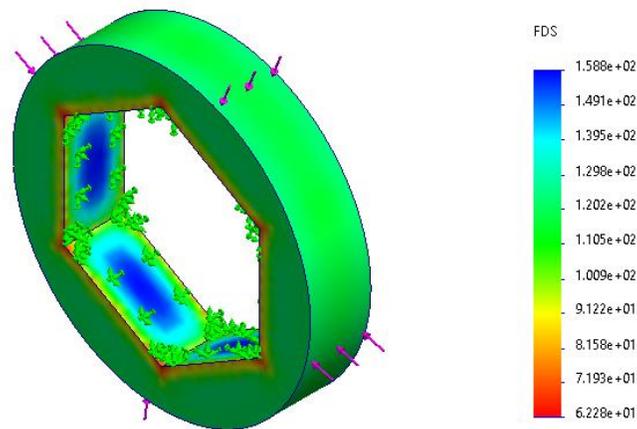
Deformación unitaria del separador



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario del separador

Figura 44

Factor de seguridad del separador



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad del separador

Análisis de resultados

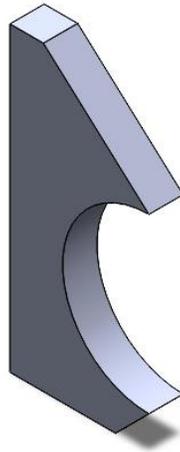
Se verificó que el separador sufrirá una tensión mínima de $1.575e+06 \text{ N/m}^2$ y una escala de deformación de 53293.9. También se observó que el desplazamiento máximo del separador es de $1.996e-04 \text{ mm}$, su deformación unitaria es de $6.789e-06$ y cuenta con un factor de seguridad de $6.228e+01$.

Simulación y análisis de las bancadas

Para la simulación se debe tener en cuenta algunos aspectos del elemento, en este caso van a ser las mismas consideraciones que el separador, ya que las bancadas corresponden a cada uno de los separadores.

Consideraciones

Para realizar un estudio adecuado, se deben seguir una serie de consideraciones. En primer lugar, se debe seleccionar cuidadosamente el material a utilizar. Después, es importante tener en cuenta la ubicación de las sujeciones de geometría fija del elemento. Luego, se deben aplicar las cargas externas y realizar el mallado del componente antes de proceder con la ejecución del estudio. De esta manera se podrá llevar a cabo una simulación precisa y efectiva.

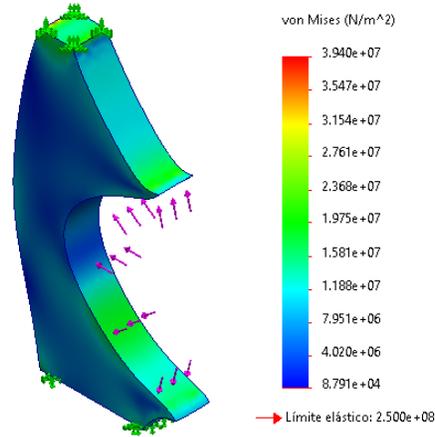
Figura 45*Bancada*

Nota. El grafico representa el diseño de la bancada en un software CAD.

Análisis estático

Figura 46

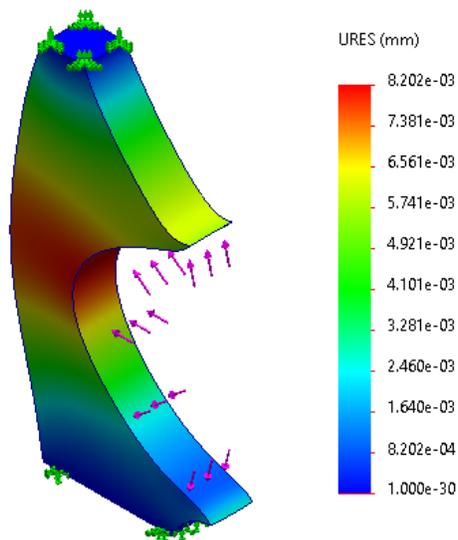
Tensión de Von Mises de la bancada



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la bancada

Figura 47

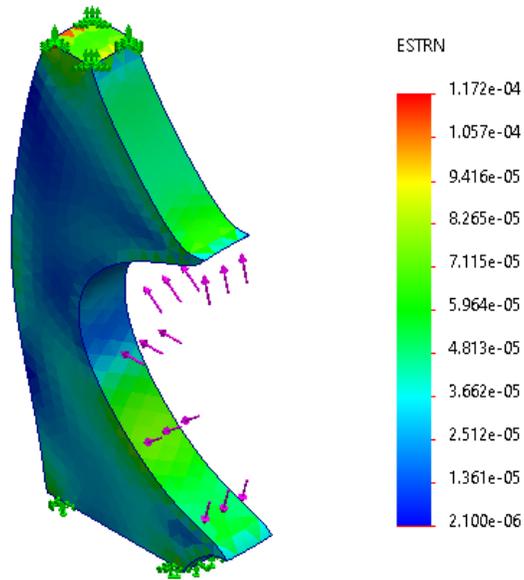
Desplazamientos resultantes de la bancada



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamientos resultante de la bancada

Figura 48

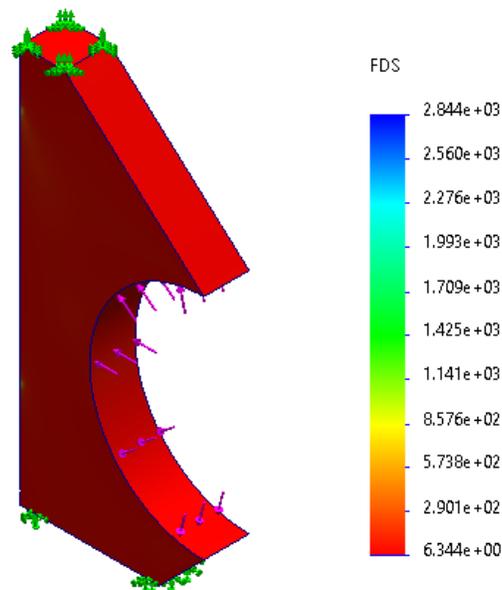
Deformación unitaria de la bancada



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario de la bancada

Figura 49

Factor de seguridad de la bancada



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad de la bancada

Análisis de resultados

Se verificó que la bancada sufrirá una tensión mínima de $8.791e+04 \text{ N/m}^2$ y una escala de deformación de 20195.18. También se observó que el desplazamiento máximo de la bancada es de $8.202e-03 \text{ mm}$, su deformación unitaria es de $1.172e-04$ y cuenta con un factor de seguridad de 6.3.

Simulación y análisis de las paredes

Para la simulación se debe tener en cuenta las consideraciones del elemento, posteriormente se ejecutará la simulación con lo que nos brindara los resultados, para finalizar dichos resultados pasan a su respectivo análisis.

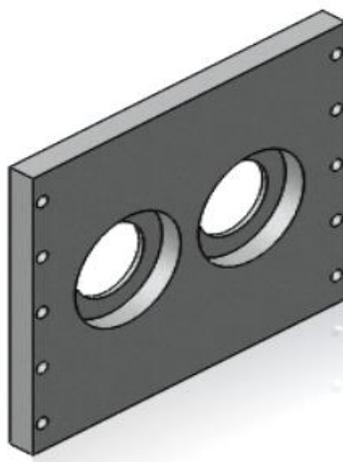
Consideraciones

Para realizar un estudio adecuado, se deben seguir una serie de consideraciones. En primer lugar, se debe seleccionar cuidadosamente el material a utilizar. Después, es importante tener en

cuenta la ubicación de las sujeciones de geometría fija del elemento. Luego, se deben aplicar las cargas externas y realizar el mallado del componente antes de proceder con la ejecución del estudio. De esta manera se podrá llevar a cabo una simulación precisa y efectiva.

Figura 50

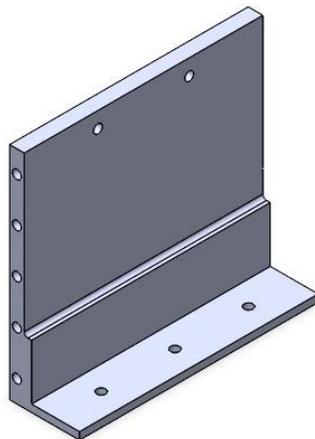
Placa frontal



Nota. El gráfico representa la placa frontal.

Figura 51

Placa lateral



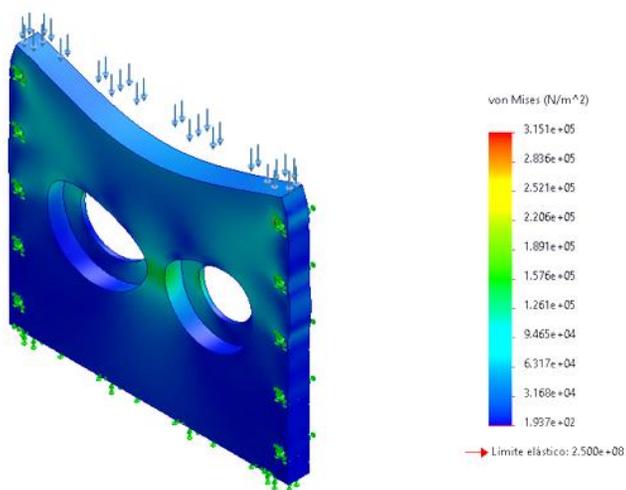
Nota. El gráfico representa la placa lateral.

Análisis estático

Luego de seguir el proceso previamente mencionado, se llevó a cabo el análisis estático de las placas frontal y lateral, obteniéndose los siguientes resultados.

Figura 52

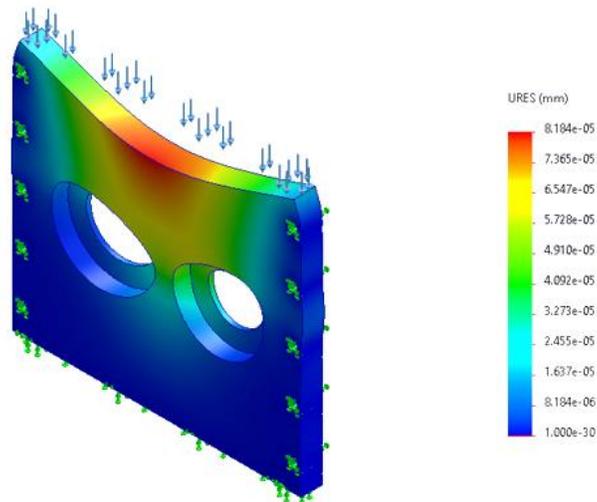
Tensión de Von Mises placa frontal



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la placa frontal

Figura 53

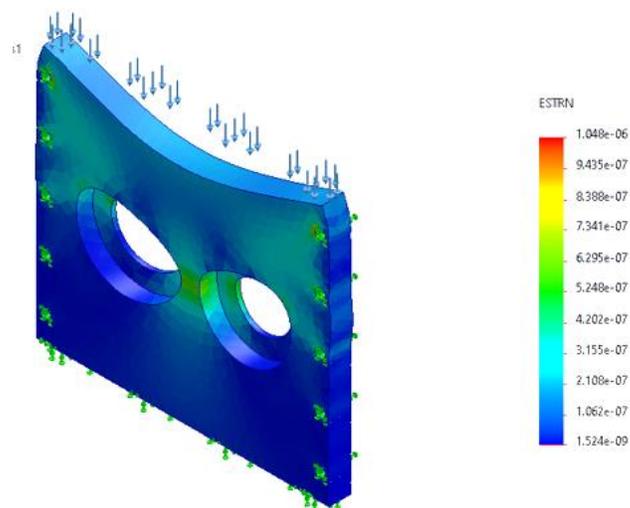
Desplazamientos resultantes placa frontal



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamientos resultante de la placa frontal

Figura 54

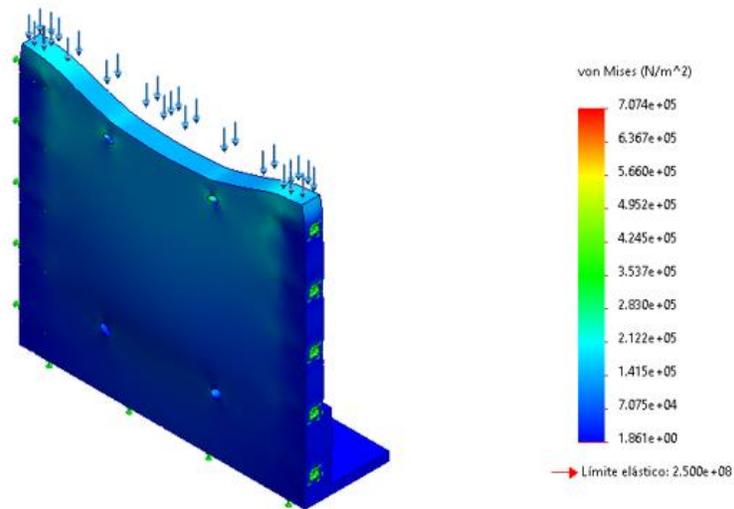
Deformación unitaria de la placa frontal



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario de la placa frontal

Figura 55

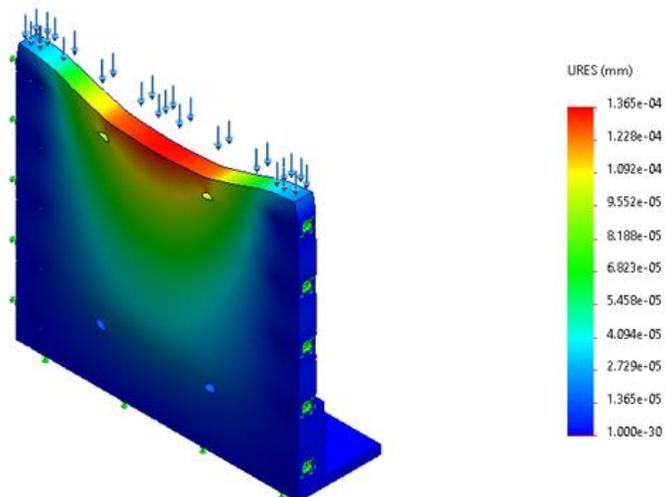
Tensión de Von Mises placa lateral



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la placa lateral

Figura 56

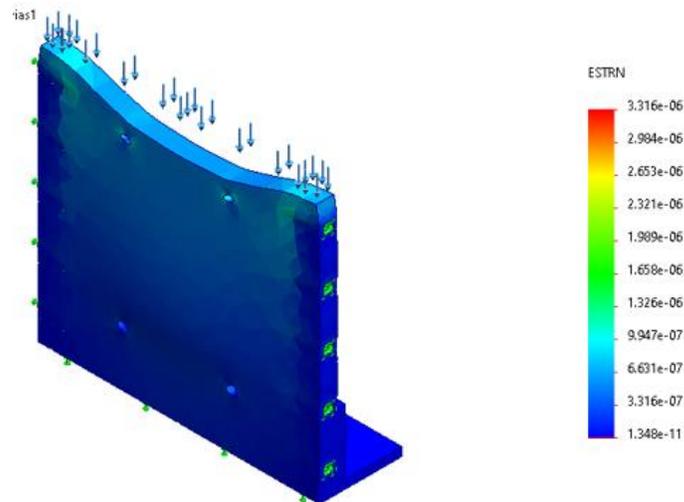
Desplazamiento resultante de la placa lateral



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento resultante de la placa lateral

Figura 57

Deformación unitaria de la placa lateral



Nota. El grafico representa los resultados de la deformación unitaria de la placa lateral

Análisis de resultados

Se verifica que la placa frontal sufrirá una tensión mínima de $1.937e+02\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 430.048, además cuenta con un desplazamiento máximo de $8.184e-05\text{mm}$, y una deformación unitaria de $1.524e-09$.

Se ha comprobado que la placa lateral experimentará una tensión mínima de $1.861e+00\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 430.048. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $1.365e-04\text{mm}$ y una deformación unitaria de $1.348e-11$.

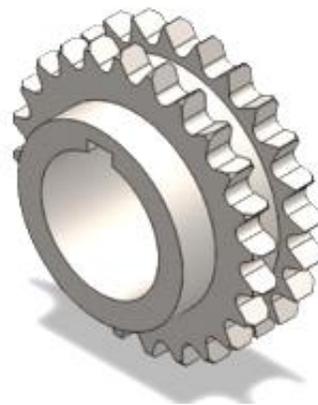
Simulación y análisis de la catarina

La simulación de una catarina es un proceso complejo que requiere una gran atención a los detalles. Al tener en cuenta estas consideraciones, se pueden obtener resultados precisos y confiables que permitan mejorar el diseño y el rendimiento de la catarina en diversas aplicaciones.

Consideraciones

Figura 58

Catarina

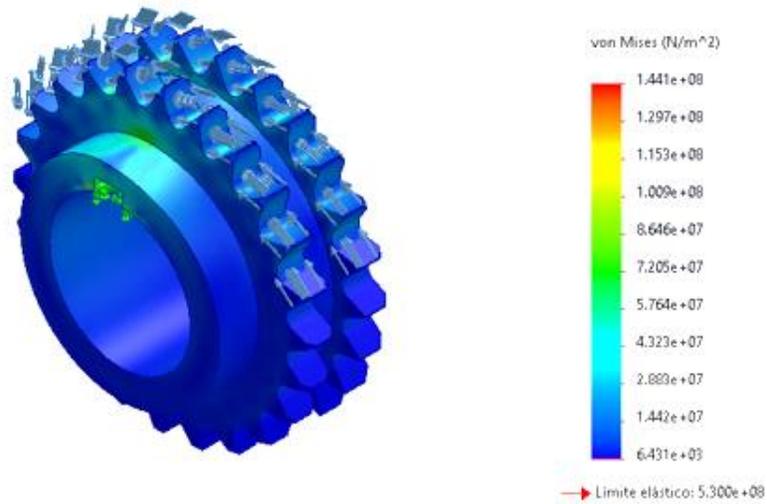


Nota. El grafico representa el diseño de la catarina en un software CAD.

Análisis estático

Figura 59

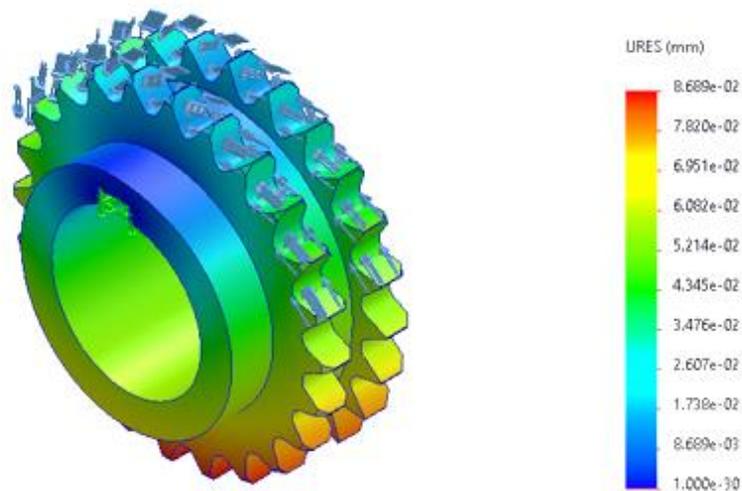
Tensión de Von Mises de la catarina



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la catarina

Figura 60

Desplazamientos resultantes de la catarina



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamiento resultante de la catarina

Figura 61

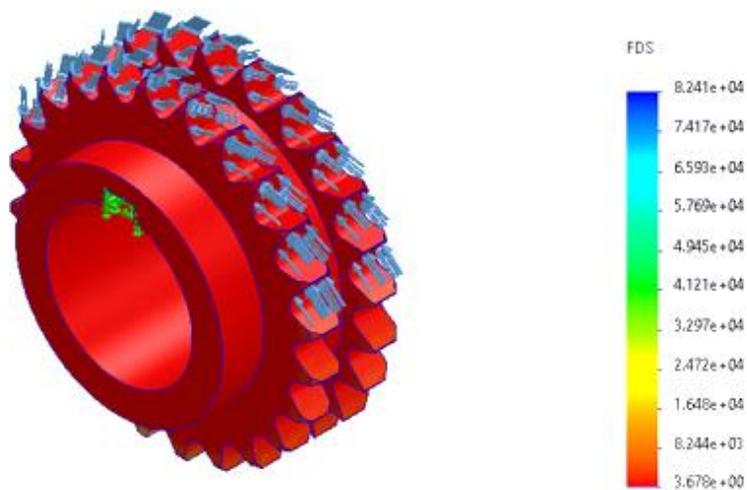
Deformación unitaria de la catarina



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario de la catarina

Figura 62

Factor de seguridad de la catarina



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad de la catarina

Análisis de resultados

Se ha comprobado que la catarina experimentará una tensión mínima de $6.431e+03\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 174.01. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $8.689e-02\text{mm}$, una deformación unitaria de $1.739e-08$ y un factor de seguridad de 3.7.

Simulación y análisis de la estructura

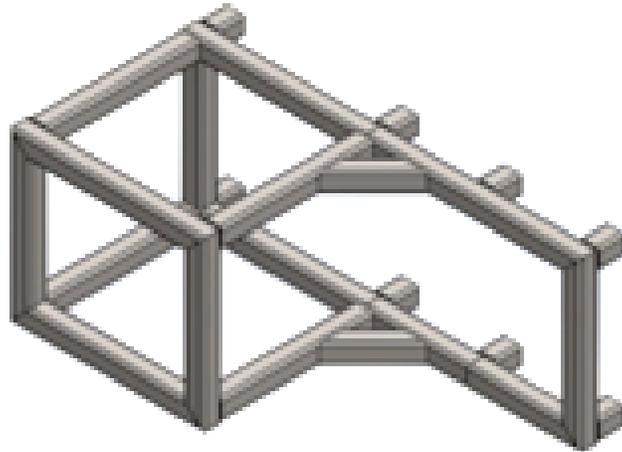
La simulación de la estructura es muy fundamental, debido a que es la que soportará todo el peso de la maquina trituradora y del motor reductor, por lo que esta debe ser una estructura robusta y resistente.

Consideraciones

Para la estructura es muy importante tener en cuenta que se debe tener una geometría y modelado preciso, el material, las cargas aplicadas en el ensamble, esto es relevante para obtener resultados precisos y confiables.

Figura 63

Estructura

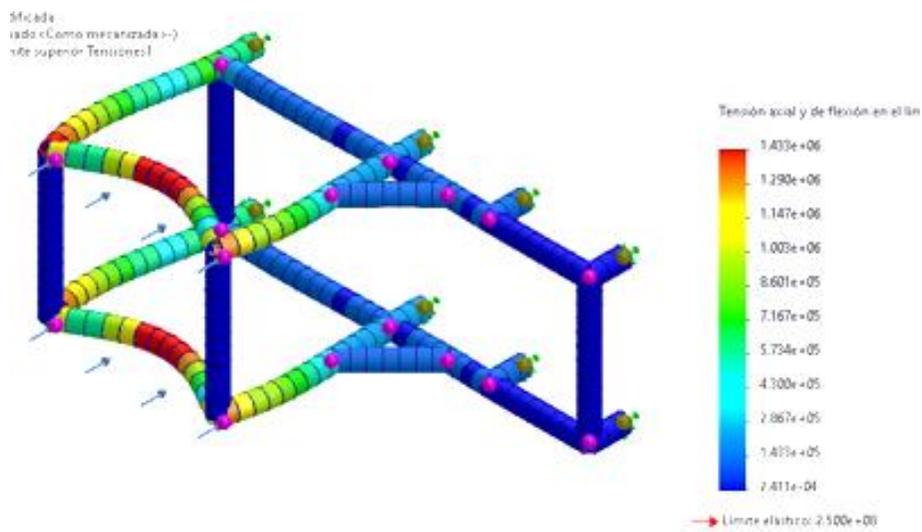


Nota. El grafico representa el diseño de la catarina en un software CAD.

Análisis estático

Figura 64

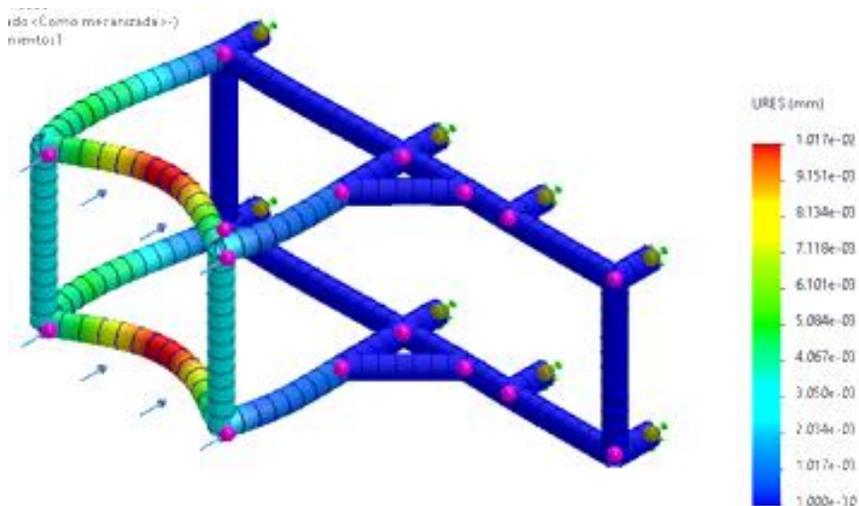
Tensión axial y de flexión de la estructura



Nota. El grafico representa los resultados de tensión axial y de flexión de la estructura.

Figura 65

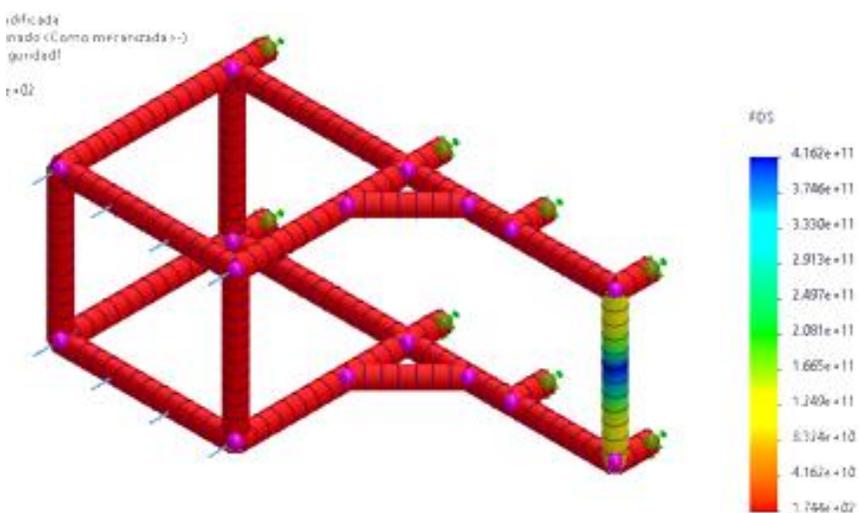
Desplazamientos resultantes de la estructura



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamiento resultante de la estructura.

Figura 66

Factor de seguridad de la estructura



Nota. El grafico representa los resultados del factor de seguridad de la estructura.

Análisis de resultados

Se ha comprobado que la estructura experimentará una tensión axial y de flexión de mínima de $2.411e-04\text{N/m}^2$. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $1.017e-02\text{mm}$ y un factor de seguridad de 1.7.

Simulación y análisis del ensamble

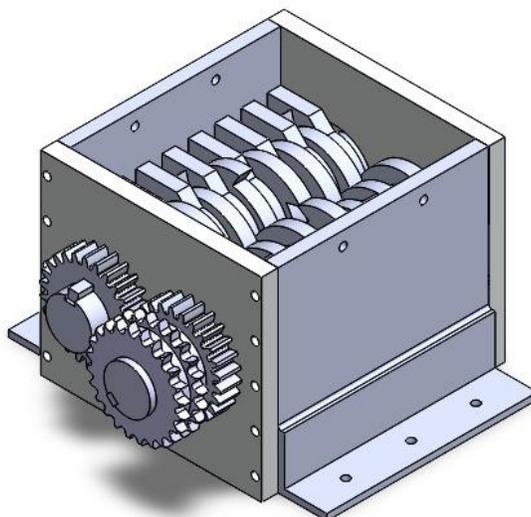
La simulación de un ensamble es un proceso importante en el diseño y desarrollo de productos, ya que permite analizar el comportamiento de los componentes y su interacción.

Consideraciones

Las consideraciones importantes para un ensamble son un modelado preciso de cada una de las piezas, el material, las cargas aplicadas en el ensamble, esto es relevante para obtener resultados precisos y confiables.

Figura 67

Ensamble maquina trituradora

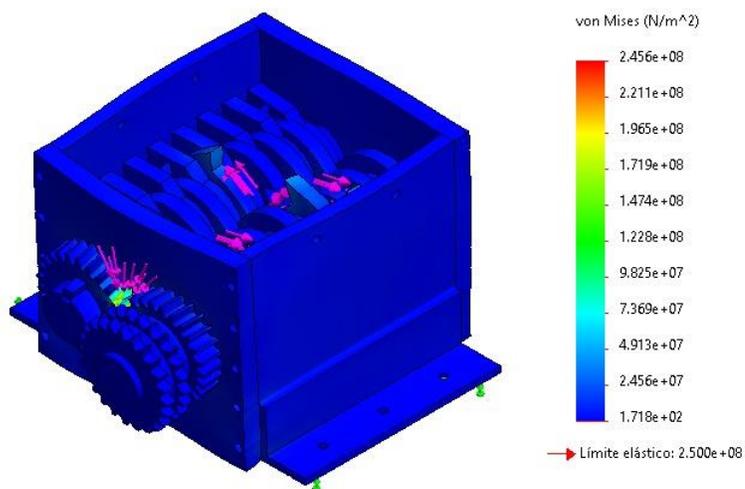


Nota. El grafico representa el ensamble de la maquina trituradora en un software CAD.

Análisis estático

Figura 68

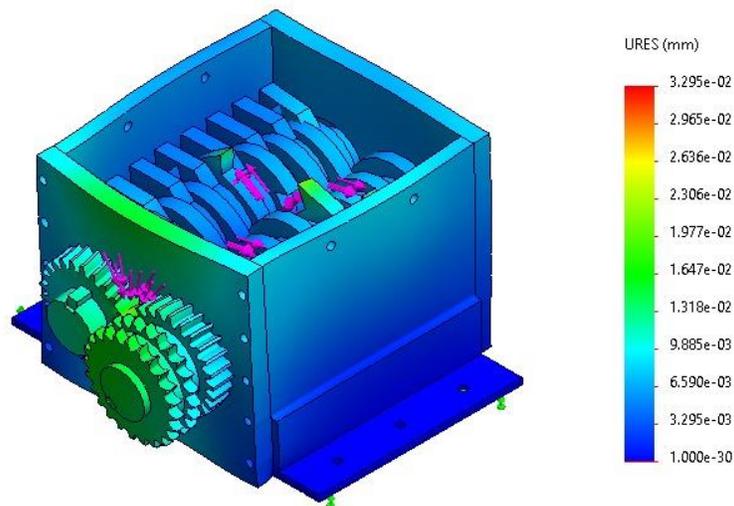
Tensión de Von Mises del ensamble



Nota. El grafico representa los resultados de tensión de la catarina

Figura 69

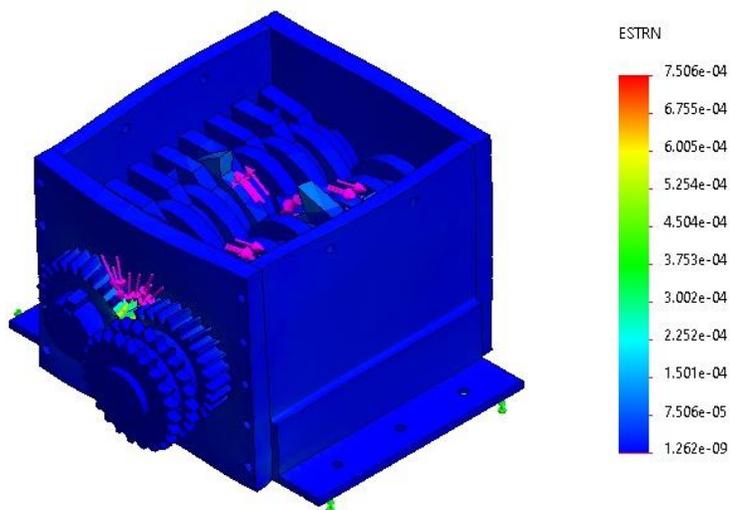
Desplazamientos resultantes del ensamble



Nota. El grafico representa los resultados de desplazamiento resultante del ensamble

Figura 70

Deformación unitaria del ensamble



Nota. El grafico representa los resultados del desplazamiento unitario del ensamble

Análisis de resultados

Se ha comprobado que el ensamble experimentará una tensión mínima de $1.718+02\text{N/m}^2$, con una escala de deformación de 904.39. Además, se observó que presenta un desplazamiento máximo de $3.295\text{e-}02\text{mm}$, una deformación unitaria de $1.262\text{e-}09$.

Capítulo V

Marco Administrativo

Recursos

Para el desarrollo de “Diseño y análisis de una maquina trituradora de neumáticos para el Laboratorio de Materiales” se ha empleado varios recursos entre ellos recursos humanos, recursos tecnológicos, y recursos materiales.

Recursos humanos

Todas las personas que han contribuido con su conocimiento al desarrollo de este proyecto de titulación son consideradas participantes. Se detalla a continuación en la tabla 5

Tabla 5

Recursos humanos

Nombre	Función
Gálvez Monserrate Najely Beatriz	Investigador
Guevara Velastegui Luis Bernardino	Investigador
Argüello Maya Edison Oswaldo	Director del trabajo de unidad de integración curricular

Nota. Esta tabla muestra los recursos humanos participes en el proyecto de investigación.

Recursos tecnológicos

Se detallará en la tabla 6 todos los recursos tecnológicos que se han utilizado en el presente proyecto de investigación y así mismo la función que desempeñaron.

Tabla 6*Recursos tecnológicos*

Equipo	Función
Software de diseño	Software usado para el desarrollo de simulaciones.
Paquete office	Software de datos para la escritura

Nota. Esta tabla muestra los recursos tecnológicos participes en el proyecto de investigación.

Recursos materiales

Se detallará en la tabla 7 todos los recursos materiales que se han utilizado en el presente proyecto de investigación.

Tabla 7*Recursos materiales*

Cantidad	Material
2	Ejes de diámetro 3 in y longitud 19.685in
16	Cuchillas de diámetro 6.4567 in y espesor 0.7874in
16	Separadores de espesor 0.807in y diámetro de 4.045 in
16	Bancadas de espesor de 0.807 in
2	Paredes laterales 12.756 in x 11.81 in x 0.7874 in
2	Paredes frontales 11.811 in x 13.386 in x 1 in
2	Rodamientos 6015
2	Rodamientos 6213
2	Engranajes de 26 dientes y ángulo de presión de 20°

Nota. Esta tabla muestra los recursos materiales que se usaron en el proyecto de investigación.

Financiamiento

Para poder materializar el proyecto de investigación, fue necesario el aporte económico para la adquisición de los materiales necesarios para avanzar con la misma, a continuación, se detalla en la siguiente tabla 8.

Tabla 8*Gastos de la investigación*

Ítem	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Engranajes de acero templado	2	40	80
Corte cuchillas, separadores y bancadas	16	125	2000
Motor reductor	1	800	800
Ejes 50mm Acero AISI 4340	2	46	92
Rodamientos 6015	2	18	36
Rodamientos 6213	2	19	38
Piñones transmisión	2	30	60
Mecanizado y material acero estructural A36 paredes laterales	2	350	700
Mecanizado y material acero estructural A36 paredes frontales	2	425	850
Control eléctrico	1	256	256
Mecanizado ejes	2	225	450
Cadena de transmisión	1	60	60
Ángulos de 3in x 10 mm	2	15	30
Tubo cuadrado 3x3in x 5mm	2	70.5	141
Estructura	1	260	260

Ítem	Cantidad	Costo unitario (USD)	Costo total (USD)
Mano de obra	1	60	60

Nota. Esta tabla muestra el financiamiento necesario para la ejecución del proyecto de investigación.

Capítulo VI

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

En los recursos materiales, se realizó una estimación de costos en base a la disponibilidad del mercado en nuestra localidad, teniendo en cuenta las especificaciones de nuestro diseño para una eficiente construcción en el caso de que se requiera llevar a cabo.

Se diseñó y analizó una máquina trituradora de neumáticos, teniendo en cuenta los aspectos y consideraciones de la misma.

Se determinó la geometría de acuerdo a la capacidad que tendría de trituración, en este caso era para una banda de rodadura de un neumático menor o igual a 235/70 R16.

Los cálculos pre diseño, fueron considerados por los autores del presente proyecto tomando en cuenta el torque necesario para cortar los cables de acero de los neumáticos, el área y la resistencia máxima a la tracción de los cables, la velocidad angular a la cuál gira el eje para seleccionar un motor reductor adecuado que cumplan las expectativas de los requerimientos pre diseño.

Para el diseño a detalle, se inició a partir del engranaje, para obtener la distancia entre centros, se seleccionó un material económicamente accesible y teniendo en cuenta los factores de diseño, las cargas aplicadas en los dientes del engranaje con sus respectivos esfuerzos a flexión y fatiga con lo cual se obtuvo los respectivos factores de seguridad.

Las simulaciones realizadas se hicieron mediante un Software CAD-CAE el cuál procesaba los resultados mediante elementos finitos, por lo cual los cálculos de diseño realizados se aproximan a los de las simulaciones, pero no son explícitamente iguales.

En el diseño del eje, se seleccionó un acero AISI 4340, que son los que se usan para transmisión, este tiene una resistencia última a la tracción de 1000 MPa y una resistencia a la fluencia de 800 MPa según el catálogo de una distribuidora de aceros, se realizó los diagramas de fuerzas y momentos flexionante y torsores para poder diseñar las 4 secciones que diseñamos en el eje, el diámetro a escoger es de 76.2mm para asegurarnos de que resista el torque de 1405.4254 Nm entregado por el motor reductor.

Para las cuchillas, separadores y bancadas se optó por realizar un diseño de nuestra autoría y comprobarlo con las cargas máximas aplicadas en la punta de la cuchilla y verificarlas mediante el software para obtener un factor de seguridad adecuado y no fracturarse al momento de triturar.

Se diseño cuñas tipo rectangulares, a las cuales estaban sometidas a cargas cortantes por parte del engranaje y catarinas, se obtuvo un factor de seguridad adecuado con el cuál validamos la efectividad del diseño.

Se seleccionó rodamientos SKF para los cuales tomamos en cuenta la consideración del diámetro del eje, primeramente, los rodamientos para la placa frontal tienen un diámetro interior de 75mm, los rodamientos para la placa posterior tienen un diámetro interior de 65mm, por lo tanto, seleccionamos rodamientos SKF 6213 y 6015 respectivamente.

Para la transmisión del motor reductor a la caja trituradora, seleccionamos componentes normalizados, una cadena de rodillos de paso 19.05mm con su respectiva Catarina de un paso igual, con un total de 24 dientes.

Para el diseño de las placas laterales, frontales y posteriores se optó por un espesor de 20 mm, 25.4mm respectivamente, son lo suficientemente robustas para soportar las cargas de peso generadas

por todo el ensamblaje, además van sujetadas mediante tornillos, los cuales se seleccionó un SAE J429 GRADO 8, que soportan los esfuerzos cortantes del peso de las paredes.

Se realizó la selección de un control eléctrico para seguridad y de fácil manipulación, además en caso de emergencia tener la opción de detener la máquina por completo, las consideraciones que se tomaron para esta selección son la potencia del motor, el voltaje al cuál trabaja el mismo.

Recomendaciones

Para la selección del motor reductor es recomendable escoger uno de mayor potencia requerida debido a pérdidas mínimas de potencia en la transmisión, en nuestro caso la potencia requerida es de 4.095 Hp por lo que se recomienda uno de 7.5 Hp.

El engranaje, tanto el piñón como el engranaje deben ser idénticos, ya que, si optamos por diámetros diferentes, el eje motriz giraría a diferente velocidad del eje conducido, además se recomienda aumentar el ancho de cara (F) para obtener un factor de seguridad un poco mayor.

En el diseño de las cuchillas, se recomienda realizar 4 cuchillas, variando los ángulos para al momento de ensamblar solo ir variando el ángulo para que coincidan y se encuentren una cuchilla a la vez al triturar.

Para componentes normalizados es mejor seleccionar, ya que si están en el mercado son mucho más económicos y accesibles que diseñarlos y fabricarlos, además del tiempo que incluyen estos últimos.

Se puede incluir otra opción en el control electrónico, el cuál sería una opción para poner el motor en reversa, en el caso de que la máquina se atore por alguna razón fuera de las consideraciones del diseño.

El corte de las cuchillas, separadores, así como el mecanizado de las placas y los ejes son elementos que requiere de mucha precisión, por el cuál es recomendado realizar esto por un corte preciso como es el de chorro de agua.

Para la estructura en dónde se va a montar la máquina y el motor, se recomienda usar tubo de 3 pulgadas por 4 o 5mm de espesor, para evitar que la estructura se deforme al momento de montar los elementos de la trituradora.

Para un corte más fino de trituración se recomienda disminuir el espesor de las cuchillas y separadores, para de esa forma obtener una granulometría más fina, pero siempre tomando en cuenta la fuerza máxima calculada en el diseño.

Si se requiere triturar todo el neumático, tener en cuenta la selección de un material más resistente para las cuchillas, además de seleccionar un motor con mayor potencia para que no haya una insuficiencia de torque.

Bibliografía

Bouza, J. E. (2010). Determinación de propiedades físico-mecánicas del material componente de un neumático de tractor. *Científica*, 2(3), 78-85. Recuperado de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2071-00542010000300011

Carlider. (s.f.). Características de los neumáticos. Carlider. Recuperado de https://www.carlider.es/Caracteristicas-de-los-neumaticos_es_1_34_0.html

Diariomotor. (s.f.). Neumático: elementos y mecánica. Diariomotor. Recuperado de <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/neumatico-elementos/>

Espinosa W., Tatamués P. (2016). Diseño y Simulación de una máquina trituradora de llantas, de una tonelada por hora de capacidad, para la empresa Optra-Sembres (Tesis de Grado). Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.

Importadora Guillén. (2017, 12 de octubre). Neumáticos radiales vs convencionales. Importadora Guillén. Recuperado de <https://www.importadoraguillen.com/neumaticos-radiales-contra-convencionales/>

Méndez C., Solano F. (2010). Diseño de Triturador de Neumáticos usados; capacidad 1 TON/h, para la empresa municipal de aseo de Cuenca (EMAC) (Tesis de Grado). Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Maquinas*. (4ª Ed). Pearson.

Shigley, J. E., Nisbett, J. K., & Budynas, R. G. (2015). *Diseño en ingeniería mecánica* (10.ª ed.). McGraw-Hill.

Sorgato V (2016). Llantas, un artículo peligroso y reciclable. El Comercio.

<https://www.elcomercio.com/tendencias/sociedad/llantas-desecho-reciclaje-contaminacion-medioambiente.html>

Tratamiento Neumáticos Usados presenta su balance de gestión de 2021. (2022, 4 de febrero). Posventa.info. Recuperado de [https://www.posventa.info/texto-diario/mostrar/4091059/tnu-recogio-92127toneladasneumaticosfuera2021#text=Tratamiento%20Neum%C3%A1ticos%20Usados%20presenta%20su%20de%201.400%20mm%20de%20di%C3%A1metro.:text=Tratamiento%20Neum%C3%A1ticos%20Usados%20presenta%20su%20de%201.400%20mm%20de%20di%C3%A1metro.](https://www.posventa.info/texto-diario/mostrar/4091059/tnu-recogio-92127toneladasneumaticosfuera2021#text=Tratamiento%20Neum%C3%A1ticos%20Usados%20presenta%20su%20de%201.400%20mm%20de%20di%C3%A1metro.:text=Tratamiento%20Neum%C3%A1ticos%20Usados%20presenta%20su%20de%201.400%20mm%20de%20di%C3%A1metro)

Anexos