



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

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

TEMA

**CONSTRUCCIÓN DEL EJE-PIÑÓN DE LA TOMA FUERZA, DE LA BOMBA DE
ACTIVACIÓN DEL GATO HIDRÁULICO, DE LA CAJA COMPACTADORA DE
UN CAMIÓN RECOLECTOR DE BASURA HINO SERIE 500**

AUTOR: CHANDI CAMPOS HENRY RENATO

DIRECTOR: ING. CARLOS SEGOVIA

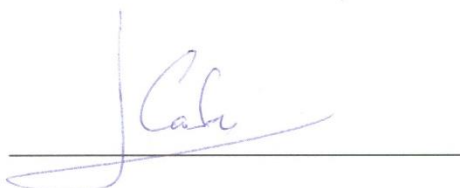
IBARRA 2018

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

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

CERTIFICO:

Que una vez analizado el trabajo de grado cuyo título es “Construcción del eje-piñón de la toma fuerza, de la bomba de activación del gato hidráulico, de la caja compactadora de un camión recolector de basura Hino serie 500”, realizado por el señor Chandi Campos Henry Renato con cédula de identidad N° 0401534623, que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometidos a la presentación privada y evaluación de parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'C. Segovia', is written over a horizontal line.

Ing. Carlos Segovia

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN EN FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital, con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

Por medio de este documento dejo sentada mi voluntad de participar en el proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

Datos de contacto	
C. Identidad	0401534623
Autor	Chandi Campos Henry Renato
Dirección	Panamericana Norte km 156 sector la Y vía El Ángel Provincia del Carchi
E mail	jhmr_jr@yahoo.com
Teléf. fijo	2 287382
T. móvil	0996359539
Título de la obra	Construcción del eje-piñón de la toma fuerza, de la bomba de activación del gato hidráulico, de la caja compactadora de un camión recolector de basura Hino serie 500
Autor	Chandi Campos Henry Renato
Fecha	Enero 2018
Título que opta	Ingeniero en Mantenimiento Automotriz
Director	Ing. Carlos Segovia

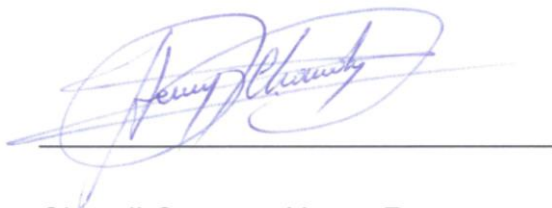
2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Chandi Campos Henry Renato con cédula de identidad N° 0401534623 respectivamente, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales del trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en

forma digital y autorizo a la Universidad Técnica del norte la publicación de la obra en el Repositorio Digital institucional y uso del archivo digital en la biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la ley de educación superior artículo 144.

3 CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y que saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.



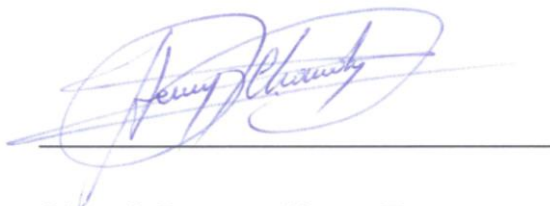
Chandi Campos Henry Renato

CI 0401534623

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO EN FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, Chandi Campos Henry Renato con cédula de identidad N°0401534623 manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador artículos 4, 5 y 6 en calidad de autor del trabajo de grado titulado “Construcción del eje-piñón de la toma fuerza, de la bomba de activación del gato hidráulico, de la caja compactadora de un camión recolector de basura Hino serie 500”, que ha sido desarrollado para optar el título de Ingeniero en Mantenimiento Automotriz de la Universidad Técnica del Norte, quedando la misma facultada para ejercer los derechos cedidos anteriormente.

En condición de autor me reservo el derecho de autor de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Universidad Técnica del Norte.



Chandi Campos Henry Renato

CI 0401534623

DEDICATORIA:

Con todo mi amor, dedico esta obra, fruto de gran esfuerzo personal y apoyo de familiares, profesores y amigos, a mis padres que me dieron el sustento moral, a mi esposa e hijos, por la gran inspiración y motivo para surgir cada día.

AGRADECIMIENTO

Profundo agradecimiento a Dios, por la vida, por la salud, la fuerza que me anima cada día. Agradezco sinceramente a mis padres, a mi esposa e hijos, a mis hermanos y amigos que siempre me respaldaron y animaron a lo largo de este tiempo de esfuerzo por lograr un título profesional. De manera especial agradezco al director de este trabajo de grado, que con sabiduría y experiencia supo llevar a buen término el mismo. Finalmente a todos mis profesores que contribuyeron a mi formación profesional y a la Institución, a la cual le debo eternamente. A todos, muchas gracias.

RESUMEN

Este trabajo de grado acerca del diseño del eje de la toma de fuerza de la bomba compactadora del camión recolector de basura Hino GH serie 500, del GAD del Cantón Mira trata la problemática de que se produce un frecuente mantenimiento por falla del eje, lo que provoca una para del recolector y un problema de interrupción en este servicio. Se elaboró por lo tanto un marco teórico con las teorías de falla ante carga estática y carga dinámica. La primera es la de esfuerzo cortante máximo y la teoría de la energía de distorsión. La falla por fatiga se produce en cambio ante carga variable y cíclica repetida miles de veces, lo cual lleva al material a producir micro grietas las cuales se producen en primera instancia de manera continua hasta fallar repentinamente. Al respecto, existen varios métodos que tratan de ajustar los datos de falla de ensayos a fatiga, que con diferentes grados de precisión previenen la falla, dependiendo del tipo de carga fluctuante, la geometría de la pieza real, la probabilidad de supervivencia que trate de darle el diseñador, las condiciones de trabajo de la pieza, tales como la temperatura y otros factores que tienen que ver con el proceso de fabricación, tales como el acabado superficial, el tratamiento térmico y otros. El proceso científico de este trabajo caracteriza a este como tecnológico o de aplicación, porque se trata de un proceso metódico de diseño de una pieza mecánica donde lo bibliográfico es fundamental, las técnicas propias del diseño y la modelización matemática. En la propuesta se realiza el proceso de diseño para lo cual se determinó primero las condiciones de diseño, es decir las cargas, luego se pasó a calcular los esfuerzos, para lo que se seleccionó un acero con una excelente prestancia para ejes de transmisión, con la posibilidad de un tratamiento térmico que mejore algunas propiedades; posteriormente se calculó el factor de seguridad mediante los diferentes criterios de falla, obteniendo un factor de seguridad adecuado. Conjuntamente se sometió a un análisis de elementos finitos, con el programa de simulación educativo el cual arroja los valores de esfuerzo máximo y sus puntos de aplicación, todo este trabajo de diseño ha mostrado valores consistentes por lo que se puede afirmar que el diseño es adecuado.

ABSTRACT

This thesis work about the design of the Power take off of the compactor pump of the garbage collection truck Hino GH 500 series, of the GAD of Canton Mira deals with the problem of frequent maintenance due to shaft failure, which causes a stoppage of the collector and an interruption problem in this service. A theoretical framework was therefore elaborated with the theories of failure before static load and dynamic load. The first is the maximum shear stress and other is the distortion energy theory. Failure by fatigue occurs instead of variable and cyclic load repeated thousands of times, which leads to the material to produce a micro cracks which are produced in the first instance continuously, and sudden failure. In this regard, there are several methods that try to adjust the failure data of fatigue tests, which with different degrees of accuracy prevent failure, depending on the type of fluctuating load, the geometry of the real part, the probability of survival that deals with Give the designer, the working conditions of the piece, such as temperature and other factors that have to do with the manufacturing process, such as surface finish, heat treatment and others. The scientific process of this work characterizes this as technological or application, because it is a methodical process of designing a mechanical piece where the bibliographic is fundamental, the techniques of design and mathematical modeling. The design process is carried out in the proposal, for which the design conditions, ie the loads, were first determined, then the stresses were calculated, for which I had to select a steel with excellent performance for transmission shafts, with the possibility of a thermal treatment that improves some properties; subsequently, the safety factor was calculated using the different failure criteria, obtaining an adequate safety factor. Together, he underwent a finite element analysis, with the simulation program education, which shows the maximum stress values and their application points. All this design work has shown consistent values, so it can be said that the design is adequate.

ÍNDICE GENERAL

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR	ii
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN EN FAVOR DE LA UTN.....	iii
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO EN FAVOR DE UTN.....	v
DEDICATORIA:	vi
AGRADECIMIENTO.....	vii
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
ÍNDICE GENERAL	x
ÍNDICE DE ANEXOS	xii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiii
ÍNDICE DE TABLAS	xiv
ÍNDICE DE ECUACIONES	xv
INTRODUCCIÓN	xvi
1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.1 ANTECEDENTES	1
1.1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.1.3 DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	2
1.1.3.1 Espacial.....	2
1.1.3.2 Temporal.....	2
1.1.4 OBJETIVOS	2
1.1.4.1 Objetivo General.....	2
1.1.4.2 Objetivos Específicos.....	2
1.1.5 JUSTIFICACIÓN	3
2. MARCO TEÓRICO.....	5
2.1 EL PROCESO DE DISEÑAR.....	5
2.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO	5
2.1.1.1 Factor de Seguridad	6
2.1.2 DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN UNITARIA.....	6
2.1.3 TIPOS DE ESFUERZOS.....	8
2.1.4 ESFUERZOS DEBIDOS A LA FLEXIÓN	9
2.1.5 TORSIÓN.....	10
2.2 RESISTENCIA ESTÁTICA	11
2.2.1 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.....	12
2.2.2 ENERGÍA DE DISTORSIÓN.....	12
2.2.3 MOHR COULOMB.....	13
2.2.4 FALLA POR FATIGA	13
2.2.5 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA MUESTRA.....	14
2.2.6 FACTORES MODIFICAN LÍMITE DE RESISTENCIA A FATIGA.	14
2.2.7 CRITERIOS FALLA POR FATIGA DE ESFUERZOS VARIABLES.	15
2.2.8 CRITERIO DE SODERBERG	16
2.2.9 CRITERIO DE GERBER.....	17
2.2.10 CRITERIO ELIPSE ASME.....	18
2.2.11 CRITERIO DE LANGER.....	19
2.2.12 MATERIALES	20
2.2.12.1 Aceros	20
2.2.12.2 Aceros para ejes.....	20

2.2.12.3 Diámetros para ejes.....	22
2.2.13 TRATAMIENTOS TÉRMICOS DE LOS ACEROS.	22
2.2.13.1 Recocido Total.	23
2.2.14 NORMALIZADO.....	24
2.2.14.1 Temple.	24
2.2.15 REVENIDO.	25
2.2.16 PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	26
2.2.16.1 Procesos de Mecanizado con arranque de viruta.	27
2.2.16.2 Fresado.....	29
2.2.16.3 Glosario de Términos.....	31
3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	33
3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	33
3.1.1 TECNOLÓGICO.	33
3.1.2 BIBLIOGRÁFICO.....	33
3.1.3 MÉTODOS.....	33
3.1.3.1 Diseño mecánico.....	33
3.1.3.2 Simulación.	33
3.1.3.3 Analítico sintético.	34
3.1.4 TÉCNICAS.....	34
4. PROPUESTA.....	35
4.1 DATOS DEL MOTOR.....	35
4.1.1 BOMBA.....	36
4.1.2 MOMENTO TORSOR.....	36
4.1.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESTRIADO.....	37
4.1.3.1 Geometría del Eje.....	40
4.1.3.2 Reacciones.	41
4.1.3.3 Diagrama de cortante.	41
4.1.3.4 Diagrama Momento Flector.....	42
4.1.4 MATERIAL.....	42
4.1.5 RESISTENCIA A LA FATIGA.....	43
4.1.5.1 Resistencia de la probeta.....	43
4.1.5.2 Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga.	43
4.1.6 CRITERIOS DE FALLA.....	44
4.1.6.1 Momento Flector.....	44
4.1.6.2 Goodman modificado.....	44
4.1.6.3 Gerber.	45
4.1.6.4 ASME elíptica.....	45
4.1.6.5 Soderberg.	45
4.1.6.6 Esfuerzo máximo de Von Mises.....	45
4.1.7 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS MEDIANTE PROGRAMA.....	46
4.1.7.1 Eje en vista 3D.....	46
4.1.7.2 Esfuerzos Máximos.....	47
4.1.7.3 Deformación Máxima.....	48
4.1.8 FABRICACIÓN DEL EJE.....	48
4.1.8.1 Centrado del eje.....	48
4.1.8.2 Fresado del estriado.....	49
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	51
CONCLUSIONES.....	51
RECOMENDACIONES.....	52
BIBLIOGRAFÍA.....	53

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
1	Reporte del análisis	58
2	Propiedades del material	64
3	Fresadora overholeada	65
4	Pieza Terminada.....	66
5	Planos del eje	67

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Diagrama esfuerzo deformación.....	7
2.2	Círculo de Mohr	8
2.3	Esfuerzo por flexión.....	9
2.4	Fórmulas de la torsión	10
2.5	Teoría de Mohr Coulomb para esfuerzo plano	13
2.6	Diagrama de Goodman modificado	15
2.7	Criterio de Soderberg	16
2.8	Criterio de Gerber	17
2.9	Criterio ASME.....	18
2.10	Criterio de Langer.....	19
2.11	Ejemplo de temple para un acero de 0.20% C	23
2.12	Zonas de recocido y normalización	24
2.13	Dureza según el porcentaje de carbono	25
2.14	Clasificación de procesos de fabricación.....	26
2.15	Cilindrado y refrentado al torno	27
2.16	Torno vertical: Piezas de gran diámetro y pequeña longitud	28
2.17	Movimientos en la fresadora	29
2.18	Algunos tipos de útiles para fresadora horizontal	31
4.1	Ubicación de la bomba	36
4.2	Esquema toma fuerza	40
4.3	Esquema eje.....	40
4.4	Diagrama de fuerzas sobre el eje.....	41
4.5	Cortante.....	41
4.6	Momento	42
4.7	Eje en 3D.....	46
4.8	Esfuerzo máximo	47
4.9	Deformación máxima, igual en compresión y tensión	48
4.10	Cilindrado donde van los rodamientos	48
4.11	Disposición del cabezal divisor.....	49
4.12	Tallado del estriado en la fresadora	49
4.13	Fresado terminado	50
A1.1	Dibujo 3D del eje.....	58
A1.2	Model (B4) Static Structural (B5) Solution (B6)Equivalent Stress	62
A1.3	Deformation.....	63
A2.1	Características del material.....	64
A3.1	Vista frontal de la fresadora restaurada	65
A4.1	Autor trabajando en la fresadora.....	66
A5.1	Plano del eje	81

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Resistencia a la fatiga muestra	14
4.1	Datos motor HINO 500	35
4.2	Propiedades Acero AISI 4340	42
A1.1	Model (B4) > Geometry	59
A1.2	Model (B4) > Static Structural (B5) > Loads.....	60
A1.3	Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Results.....	61

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Factor de diseño.....	6
2.2	Ley de Hooke	6
2.3	Deformación unitaria	7
2.4	Esfuerzo por flexión 1.....	9
2.5	Esfuerzo por flexión 2.....	9
2.6	Maximo esfuerzo	10
2.7	Angulo de giro en radianes	10
2.8	Esfuerzo cortante	10
2.9	Par torsor.....	11
2.10	Esfuerzo cortante maximo.....	12
2.11	Deformación total.....	12
2.12	Criterio de diseño	13
2.13	Resistencia a la fatiga	14
2.14	Esfuerzo minimo	15
2.15	Esfuerzo maximo.....	15
2.16	Componente de amplitud	15
2.17	Esfuerzo medio.....	15
2.18	Intervalo de esfuerzos	15
2.19	Esfuerzo estatico	15
2.20	Razon de esfuerzos.....	15
2.21	Razon de amplitud.....	15
2.22	Resistencia a la fatiga	16
2.23	Criterio de Soderberg	17
2.24	Criterio de Gerber.....	17
2.25	Criterio elipse ASME	18
2.26	Criterio de Langer.....	19
4.1	Momento Torsor	36
4.2	Esfuerzo de aplastamiento	38
4.3	Esfuerzo por flexión en la raiz del estriado	39
4.4	Resistencia a la Fatiga.....	43
4.5	Factores modificadores del limite de resistecia a la fatiga.....	43
4.6	Godman modificado	44
4.7	Factor de seguridad de Gerber.....	45
4.8	Factor de seguridad de Gerber A.....	45
4.9	Factor de seguridad de Gerber B.....	45
4.10	ASME eliptica.....	45
4.11	Factor de seguridad de Soderberg.....	45
4.12	Esfuerzo máximo de Von Mises.....	45
4.13	Esfuerzo combinado.....	46
4.14	Esfuerzo maximo del factor de seguridad	47

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de grado acerca del diseño del eje-piñón del toma fuerza para la caja compactadora de basura del Hino GH serie 500 del Gobierno Autónomo Descentralizado del cantón Mira, es importante porque destaca al menos dos aspectos; el primero es que la Universidad a través de sus graduados puede aportar al desarrollo social y productivo de las regiones, al diseñar e implementar soluciones técnicas pertinentes; el otro aspecto es que este proceso de diseño, se podría hacer para mejorar el aporte tecnológico nacional, a los vehículos que se ensamblan en el país, lo cual significaría un aporte significativo a la economía y crearía empleos de calidad.

Este trabajo utilizó las teorías de falla y los criterios de Goodman modificado, ASME elíptico y otras que garantizan desde toda óptica el diseño y constituye también una guía importante de diseño para estudiantes de carreras técnicas mecánicas en el diseño de ejes de transmisión.

Se utilizó el programa de simulación computacional para realizar el análisis de los esfuerzos en los puntos críticos, lo cual resultó satisfactorio y es más o menos comparable a los resultados obtenidos mediante las fórmulas, e inclusive para los valores de Von Mises resulta un factor de seguridad un poco alto, lo que brinda confianza.

En cuanto a la metodología se puede decir que ha sido de investigación bibliográfica, donde el método analítico sintético ha permitido elaborar un marco teórico importante acerca de las teorías de falla, el proceso de diseño, los criterios de falla, e inclusive la parte constructiva del eje, la cual ha sido ilustrada con fotografías de taller, en las partes o etapas importantes.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Actualmente los organismos descentralizados de las provincias procuran realizar convenios amplios con las universidades del país, dentro de las políticas y objetivos del buen vivir, en lo relacionado a poner a disposición de la comunidad la tecnología para resolver problemas de variada clase, asesorías, capacitación, asistencia, ingeniería, otros.

El Gobierno Autónomo Descentralizado del cantón Mira, trabaja hace varios años con estudiantes de las diferentes carreras y en este caso específico, con la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, gracias a lo cual se está realizando unos trabajos sobre el equipo automotriz de esta entidad.

1.1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En los camiones recolectores de basura Hino GH serie 500, del GAD del Cantón Mira se ha presentado un desgaste excesivo en el acople deslizante a lo largo de un estriado de la toma fuerza de la bomba hidráulica, habiendo casi desaparecido el mencionado estriado por lo cual se desea cambiar el sistema de dicho acople para darle robustez pues aparentemente es muy débil en cuanto a su estructura.

Esta falla obliga a parar la máquina la misma que presta un gran servicio a la comunidad y genera muchos problemas tanto a esta como a la administración, por lo que se necesita una solución rápida pero duradera, por lo que este proyecto se justifica como algo que servirá a la comunidad, es un proyecto de diseño que requiere el uso de procedimientos que aportarán una solución técnica en el campo automotriz y que tiene proyección en el área productiva nacional.

1.1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Cómo diseñar y construir un eje-piñón de la toma fuerza, de la bomba de activación del gato hidráulico, de la caja compactadora de los camiones recolectores de basura Hino GH serie 500 del GAD del Cantón Mira.

1.1.3 DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1.3.1 Espacial.

Este proyecto se llevó a cabo en el Cantón Mira perteneciente a la provincia del Carchi.

1.1.3.2 Temporal.

Este trabajo se llevó a cabo en el periodo comprendido entre octubre del 2016 a agosto de 2017.

1.1.4 OBJETIVOS

1.1.4.1 Objetivo General.

Construir y montar el eje-piñón de la toma fuerza, de la bomba de activación del gato hidráulico, de la caja compactadora de los camiones recolectores de basura Hino GH serie 500 del GAD del Cantón Mira.

1.1.4.2 Objetivos Específicos.

- Elaborar un marco teórico sobre diseño de árboles de transmisión
- Diseñar el eje-piñón de la toma de fuerza de la caja compactadora.
- Construir el eje-piñón diseñado
- Montar el eje-piñón, en la toma fuerza del recolector.
- Restaurar la Fresadora Horizontal del Taller Industrial de la UTN.

1.1.5 JUSTIFICACIÓN

La prioridad del GAD del Cantón Mira es la recolección de los desechos sólidos orgánicos e inorgánicos así como también la atención a los equipos, máquinas y herramientas necesarias para dicha actividad.

La maquinaria al estar sometida a un trabajo diario, los cinco días de la semana con un recorrido aproximado de 25 km diarios, estos vehículos soportan una sobre carga de trabajo, produciendo así, un desgaste excesivo en todos los elementos móviles que conforman la caja compactadora de un recolector Hino GH serie 500, por lo cual es necesario construir e implementar piezas motrices manufacturadas a base de materiales de mayor resistencia y así disminuir la paralización de estos equipos y maquinarias.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 EL PROCESO DE DISEÑAR

Según (Budynas R , 2008, pág. 6) “diseñar es formular un plan para satisfacer una necesidad específica o resolver un problema”. En Ingeniería mecánica para diseñar se plantea como un proceso que tiene las siguientes fases:

- “Identificación de la necesidad
- Definición del problema
- Síntesis
- Análisis y optimización
- Evaluación
- Presentación.”

Donde cada una de estas etapas tiene una concepción precisa y además se interrelacionan de manera compleja especialmente completando muchos ciclos internos.

2.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Entre los factores a tomarse en cuenta la hora de diseñar, se encuentran los siguientes, a decir del autor antes citado: “Funcionalidad, resistencia/ esfuerzo, distorsión/deflexión/rigidez, desgaste, corrosión, seguridad, confiabilidad, manufacturabilidad.”

Ya puede verse que este complejo proceso toma en cuenta varios aspectos relacionados con lo que se quiere hacer, por lo que en la actualidad se requiere de algunos sistemas computarizados que se encuentran en el mercado, que analizan miles de secciones de una pieza para determinar las secciones más críticas y lograr un diseño mejor.

En este trabajo se hará especial énfasis en la resistencia del elemento mecánico que se quiere diseñar por cuanto se trata de recuperar el diseño de este elemento importante de esta parte de este vehículo.

2.1.1.1 Factor de Seguridad

Es el mismo concepto que el factor de diseño, es decir

$$n_d = \frac{\text{Parametro de pérdida de función}}{\text{parámetro máximo permisible}} \quad [2.1]$$

El factor de seguridad difiere numéricamente de este factor porque es como realmente queda la pieza construida, donde entran factores reales, como redondeo de entalles, tolerancias, medidas comerciales y otros. El parámetro puede ser la resistencia a la rotura por tensión por ejemplo y el máximo permisible será lo que se considere más adecuado considerando donde va a trabajar y lo que está en juego.

2.1.2 DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN UNITARIA

A una probeta de material por ejemplo acero, se le aplica una carga variable y creciente en una máquina de pruebas, por ejemplo tensión (tira de los dos extremos tratando de estirla) mientras se va midiendo la longitud que adquiere a cada nivel de carga. Al graficar el esfuerzo (carga dividida por el área) versus la deformación (incremento de longitud dividido por la longitud inicial), se obtiene una gráfica similar a la que se muestra en la figura.

Hay que anotar que cada material posee un diagrama que le es propio. Al esfuerzo de fluencia también se le conoce como resistencia de fluencia y al de rotura como resistencia a la rotura.

El límite de proporcionalidad se define cuando el material obedece la ley de Hooke, es decir:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad [2.2]$$

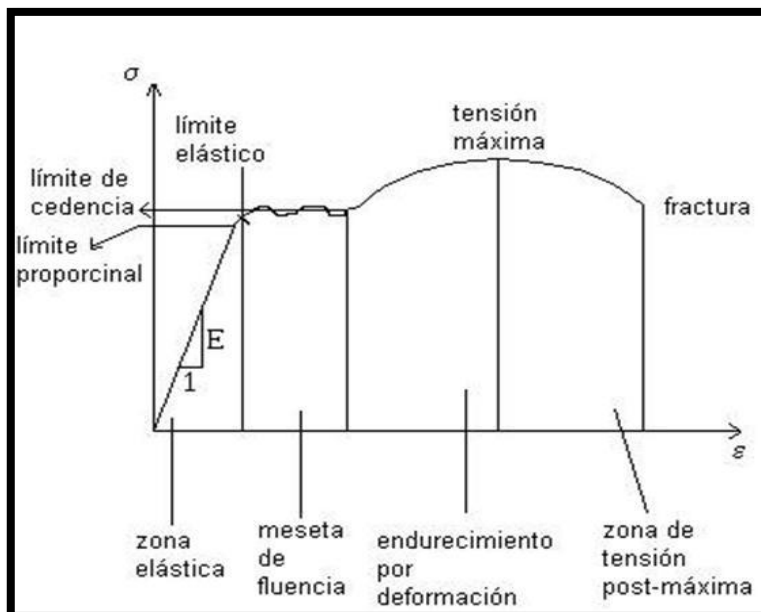


Figura 2.1 Diagrama esfuerzo –deformación

Fuente: (Hooke, 1678, pág. 6)

Que significa que el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación unitaria y la constante de proporcionalidad se denomina módulo de elasticidad o módulo de Young.

El límite elástico está un poco más arriba y es donde a pesar de que el material ha sufrido una deformación permanente esta es menor al 2 % de su longitud y

$$\epsilon = \frac{l-l_0}{l_0} . \quad [2.3]$$

El límite de fluencia se da cuando el material cede sin necesidad de aplicarle carga tras lo cual sufre un endurecimiento y empieza a ofrecer más resistencia hasta que se produce la rotura. (Gere, 2015, pág. 5)

Ahora, el límite de rotura real se produce más arriba del aparente porque ya para romperse tiene lugar una reducción del área.

El módulo de elasticidad viene a ser la pendiente de la curva esfuerzo deformación - unitaria y sus unidades son las mismas que las del esfuerzo ya que la deformación unitaria es adimensional.

2.1.3 TIPOS DE ESFUERZOS

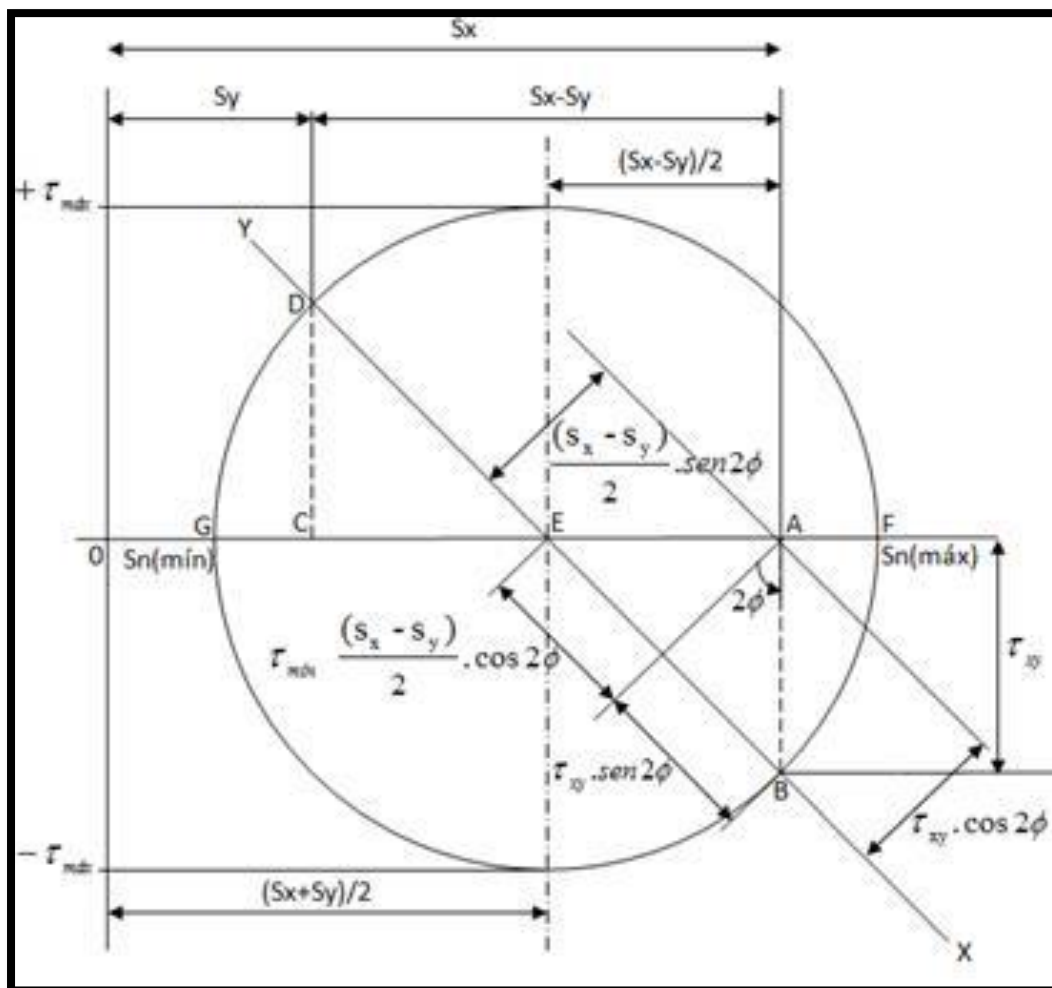


Figura 2.2 Círculo de Mohr

Fuente (Juarez, 1967, pág. 67)

La herramienta teórica para analizar en conjunto estos esfuerzos se llama círculo de Mohr, para esfuerzos en el plano y para esfuerzos en el espacio, puede ver en la figura para esfuerzos planos (dos dimensiones).

Los esfuerzos que soportan los elementos de estructuras o máquinas pueden ser de tensión, compresión, flexión o cortante y no solo sino combinados, ante lo cual dicho elemento debe estar diseñado para soportar con un margen de seguridad.

A la vez que estos esfuerzos pueden ser de valor constante, o variables en el tiempo, en ciclos que se repiten con frecuencia con lo cual se dice que el elemento soporta esfuerzos de fatiga.

2.1.4 ESFUERZOS DEBIDOS A LA FLEXIÓN

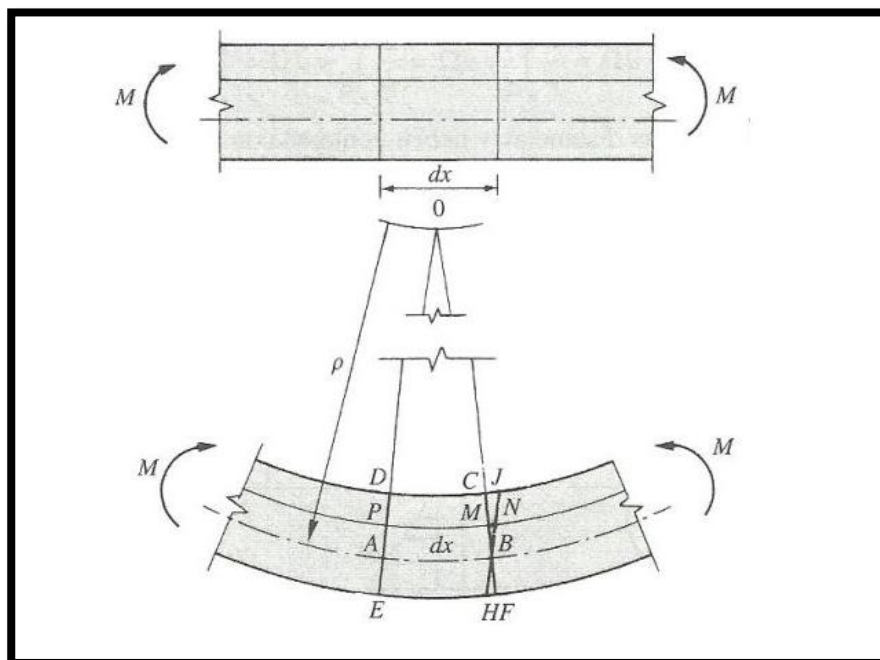


Figura 2.3 Esfuerzo por flexión

Fuente (Cremades, 1999, pág. 84)

La gráfica sirve de apoyo para la deducción de la fórmula del esfuerzo debido a la flexión, en esta deducción se tienen algunos supuestos como que la línea neutra no sufre deformación, que está sometida a flexión pura, que el material cumple con la Ley de Hooke, las secciones transversales permanecen planas durante la flexión y la viga tiene unas proporciones geométricas que no le permiten fallar por otra cosa que no sea flexión, y otras acerca de la estructura del material.

Ante una flexión pura, se producen esfuerzos normales en la sección transversal. Están dados por:

$$\sigma_x = \frac{My}{I} \quad [2.4]$$

Donde I es el segundo momento del área alrededor del eje z y " y " es la distancia del punto al eje neutro es decir:

$$I = \int y^2 dA . \quad [2.5]$$

Por lo tanto, el máximo esfuerzo se produce en las fibras externas cuando $y=c$ quedando

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad [2.6]$$

2.1.5 TORSIÓN.

Según (Suárez, 2016, pág. 13) “en ingeniería, **torsión** es la sollicitación que se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento constructivo o prisma mecánico, como pueden ser ejes o, en general, elementos donde una dimensión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarla en situaciones diversas”, es decir se trata de un vector colineal con el eje del elemento mecánico.

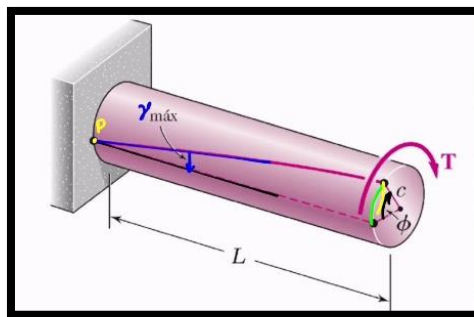


Figura 2.4 Fórmulas de la torsión

Fuente: (Ortiz, 1998, pág. 9)

El ángulo de giro en radianes tiene la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{Tl}{GJ} \quad [2.7]$$

Donde ϕ es el ángulo de torsión, T es el par torsor, l la longitud, G Módulo de rigidez, J segundo momento polar de inercia.

A través de la sección transversal se desarrollan esfuerzos cortantes y para una barra de sección circular son:

$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad [2.8]$$

Y su máximo valor se tiene en la superficie, reemplazando ρ por r siempre que se tenga torsión pura, es decir no combinada con otro tipo de esfuerzos, vale para las secciones alejadas del punto de aplicación de la carga, y lejos de un cambio de sección y dentro del rango elástico donde rige la ley de Hooke.

Si se tiene la potencia, se puede determinar el par torsor con las fórmulas:

$$H = \frac{FV}{33000} = \frac{2\pi n}{33000 (12)} = \frac{Tn}{63025} \quad [2.9]$$

H potencia en hp

F fuerza en lbf

n rpm

T par torsor en lbf.pg

V velocidad ft/min

Y en Watts se tiene $T = 9.55 \frac{H}{n}$

H en Watt y T en N.m (Budynas R , 2008, pág. 3)

2.2 RESISTENCIA ESTÁTICA

(Godier, 1951, pág. 21), define la resistencia de un elemento como la capacidad de soportar esfuerzos sin romperse o deformarse de alguna manera. En mecánica se puede hablar de resistencia a la tensión, compresión, flexión, torsión, corte, fatiga, otros. Para el propósito de este trabajo, conviene definir algunos de estos términos, por ejemplo, la carga estática es una fuerza o un par de torsión que se aplica un elemento, que no cambia de dirección ni magnitud en el tiempo y la falla estática se refiere a un cambio de forma o deformación o a la fluencia o rotura del mismo. Las teorías de falla generalmente aceptadas para materiales dúctiles, como el acero, son:

- Esfuerzo cortante máximo
- Energía de distorsión
- Mohr Coulomb dúctil.

2.2.1 ESFUERZO CORTANTE MÁXIMO.

La fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo de una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza empieza a fluir, es decir,

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad [2.10]$$

Es decir

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y$$

Pero se debe recordar que

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

Esto significa que $S_{Sy} = 0.5S_y$ y si incorporamos un factor de seguridad se tendrá

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad \text{o}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{2n} \quad (\text{Budynas R., 2008, pág. 62}) \quad (\text{Pp.211-212})$$

2.2.2 ENERGÍA DE DISTORSIÓN.

El autor citado antes dice: la teoría de la ED máxima predice que la falla ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.(P.213).

$$\text{Se tiene que } \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \geq S_y \quad [2.11]$$

Según esta teoría la resistencia a la fluencia cortante es $S_{Sy} = 0.577S_y$ es decir un 15% mayor que lo predicho por la teoría de cortante máximo. Llamando al miembro de la izquierda esfuerzo de Von Mises (σ') y la ecuación de diseño es:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

2.2.3 MOHR COULOMB

Esta teoría se aplica para materiales cuya resistencia a la tensión es muy diferente a su resistencia a la compresión, la construcción es mediante círculos de tensión, compresión y cortante puros en el caso de la teoría de Mohr. La siguiente gráfica muestra la teoría de falla.

El criterio de diseño es el siguiente:

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad [2.12]$$

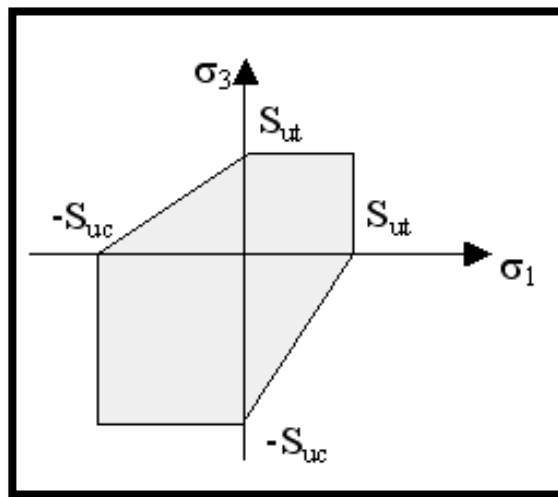


Figura 2.5 Teoría de Mohr Coulomb para esfuerzo plano

Fuente: (Martínez J. , 2007, págs. 15-23)

2.2.4 FALLA POR FATIGA

La falla por fatiga se produce por la formación y propagación de grietas, originada en una discontinuidad del material donde el esfuerzo cíclico es máximo, mientras que las discontinuidades se refieren a cambios de sección bruscos, elementos que giran entre sí o sea con altos esfuerzos de contacto, estampados rebabas, marcas y la composición del material después del proceso de fabricación. (Budynas R , 2008, pág. 9)

2.2.5 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA MUESTRA.

La siguiente fórmula proviene del análisis de muchos ensayos y se refiere al límite de resistencia a la fatiga de una probeta rotatoria.

$S'_e =$	$0,5 S_{ut}$	$S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$
	100 kpsi	$S_{ut} > 200 \text{ kpsi}$
	700 Mpa	$S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$

Tabla 2.1 Resistencia a la fatiga muestra

Fuente: (Budynas R , 2008, pág. 15)

2.2.6 FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

Marin J citado por (Budynas R , 2008), identificó algunos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga determinado anteriormente, que permite obtener un valor en condiciones reales de trabajo

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad [2.13]$$

Donde

S_e Límite de resistencia a la fatiga específica del elemento

k_a Modificación debida a la superficie

k_b Influencia del tamaño

k_c Efecto de la carga

k_d Temperatura

k_e Confiabilidad

k_f Efectos varios

Cada uno de estos se calcula mediante fórmulas o se consulta en tablas.

2.2.7 CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA ANTE ESFUERZOS VARIABLES.

Antes de mostrar en una tabla las fórmulas de los diferentes criterios de falla, hay que indicar la nomenclatura:

$$\sigma_{\min} \text{ esfuerzo mínimo} \quad [2.14]$$

$$\sigma_{\max} \text{ esfuerzo máximo} \quad [2.15]$$

$$\sigma_a \text{ componente amplitud} \quad [2.16]$$

$$\sigma_m \text{ esfuerzo medio} \quad [2.17]$$

$$\sigma_r \text{ intervalo de esfuerzo} \quad [2.18]$$

$$\sigma_s \text{ esfuerzo estático} \quad [2.19]$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ razón de esfuerzo} \quad [2.20]$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \text{ razón de amplitud} \quad [2.21]$$

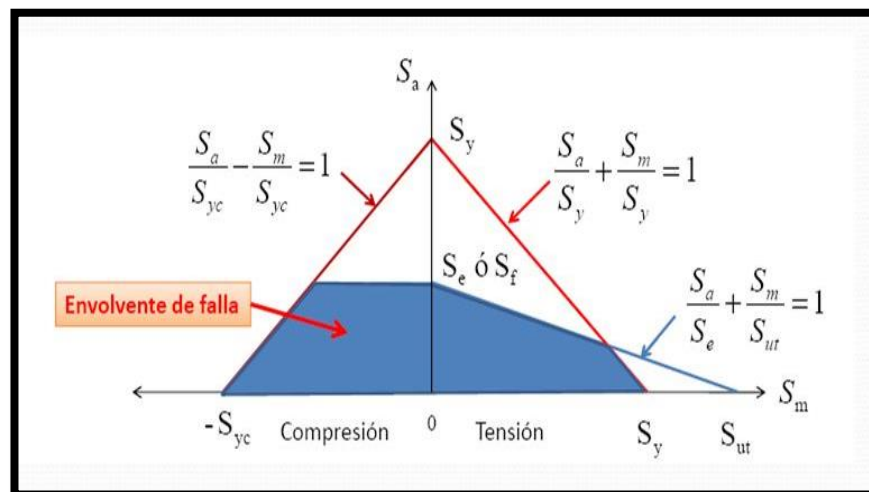


Figura 2.6 Diagrama de Goodman modificado

Fuente: (Ramírez, 2013, págs. 13-15)

En las ordenadas se tiene el límite de resistencia a la rotura, el de fluencia, el de fatiga o el esfuerzo correspondiente a un número de ciclos. Para analizar hay que poner el esfuerzo medio en las abscisas y el resto en las ordenadas

Este criterio de falla traza desde el límite de fluencia una recta hasta el límite de fluencia en los esfuerzos medios e interseca con la recta trazada desde el límite de resistencia a la fatiga hasta el límite de resistencia a la tensión. Para el caso de la compresión, corta con el límite de la resistencia a la fatiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad [2.22]$$

2.2.8 CRITERIO DE SODERBERG

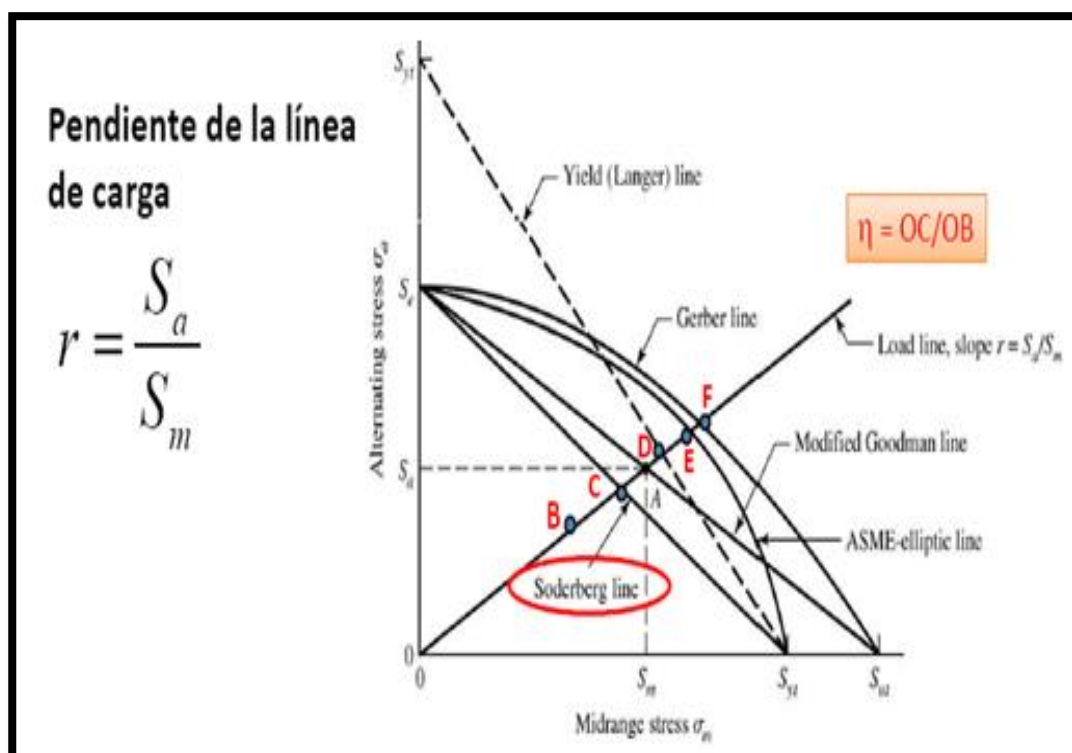


Figura 2.7 Criterio de Soderberg

Fuente (Ramírez, 2013, págs. 18-21)

Con Soderberg se tiene una zona definida por la recta trazada desde el límite de fluencia en el eje y, es decir para el esfuerzo alternante, hasta el límite de fatiga en el eje x, para el esfuerzo medio, definiendo la zona más segura para prevenir la falla. De todos los criterios de falla este se consideraría el más conservador, y se puede usar, dependiendo de la habilidad del diseñador, su experiencia en las fallas de estos elementos o si conoce muy bien el material, tomando en cuenta que este es un factor muy importante en el proceso de diseño.

Si no se tiene mucha experiencia en el diseño también se puede optar por este criterio.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \tag{2.23}$$

2.2.9 CRITERIO DE GERBER

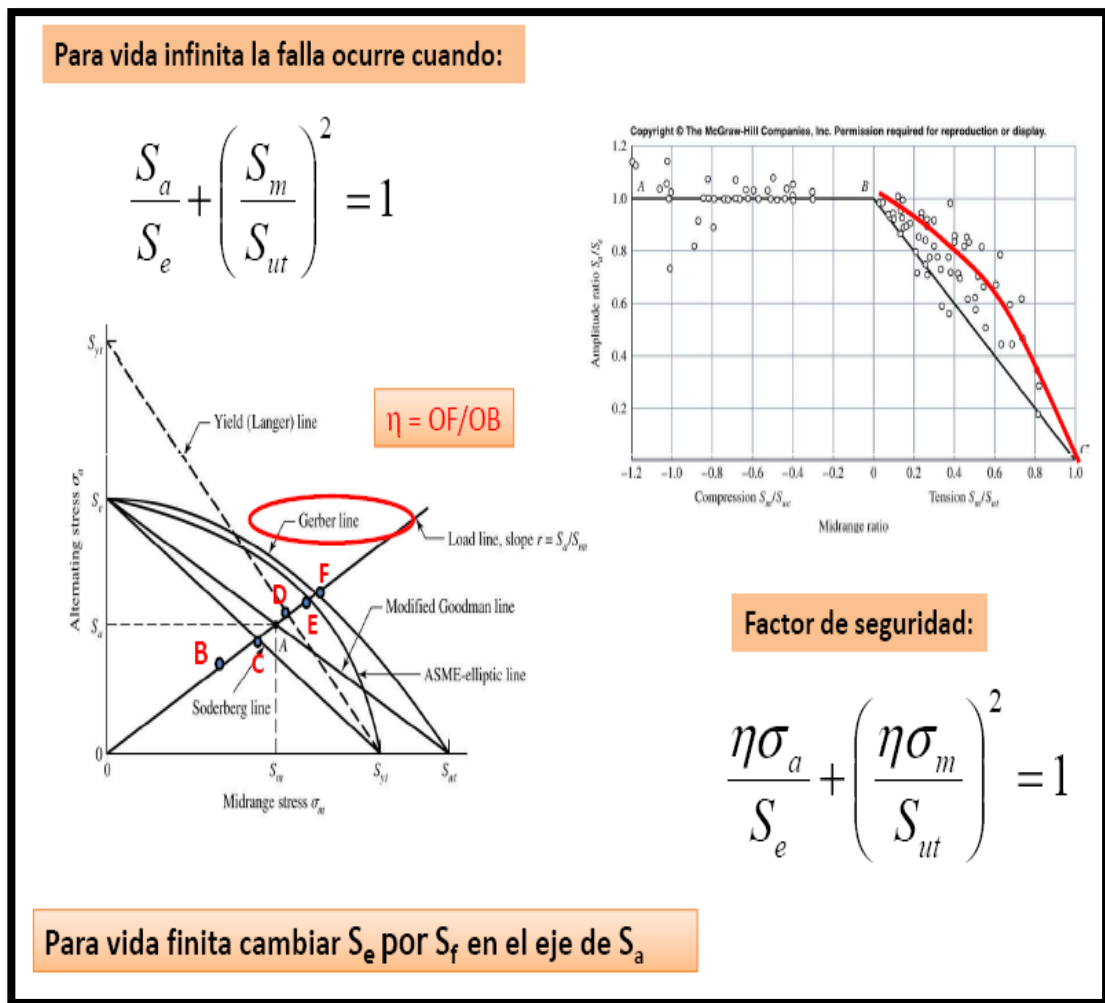


Figura 2.8 Criterio de Gerber

Fuente: (Ramírez, 2013, págs. 15-18)

Gerber aproxima los datos experimentales de falla, mediante una curva parabólica

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \tag{2.24}$$

La más exigente de las aproximaciones, está más cerca de los datos, pero hay que conocer muy bien al material para diseñar bajo este criterio. En caso de que no se conozca mucho al material, se deberá escoger algo más seguro, cualquiera de los anteriores o inclusive el de ASME, que se indica a continuación.

2.2.10 CRITERIO ELIPSE ASME.

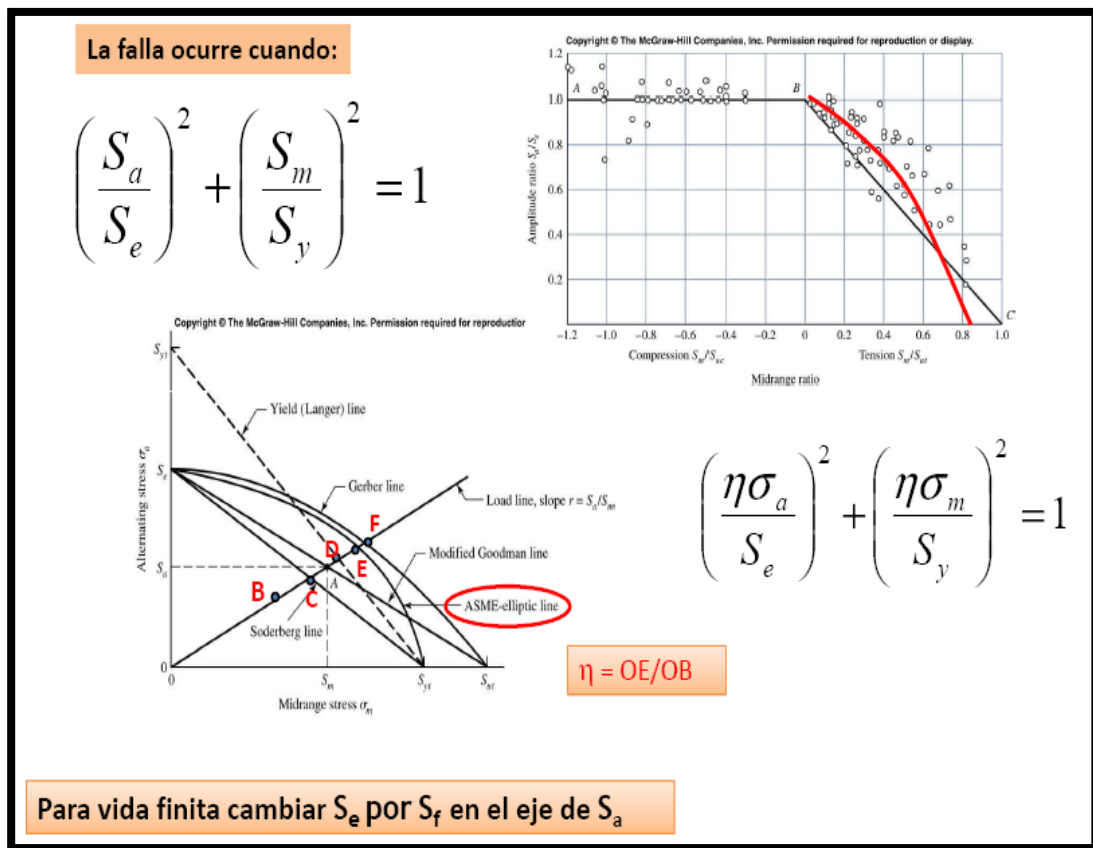


Figura 2.9 Criterio ASME

Fuente: (Ramírez, 2013, pág. 16)

ASME interpreta los datos como una elipse, en este caso una parte de la elipse con centro en el origen, pero no toma el S_{ut} sino el S_y como vértice de la parábola. Es también muy exigente como el anterior, aunque ligeramente menor, y dependiendo de la pieza a diseñar, se le utilizará o no,

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \tag{2.25}$$

Hay que insistir que depende mucho del conocimiento experimental que se tenga del material que se va a emplear, para aplicar uno u otro criterio, es así que unos criterios te permiten optimizar material pero depende del conocimiento que se tenga del mismo para tomar riesgos y así garantizar el funcionamiento y durabilidad del producto.

2.2.11 CRITERIO DE LANGER

Este criterio prueba que la pieza no vaya a fallar al inicio de su funcionamiento, es decir que se debe probar contra la fluencia. La gráfica muestra una recta trazada desde S_y en el eje Y hasta el límite de fluencia también en el eje Y, porque podría suceder que resista muy bien a la fatiga, pero falle en el primer ciclo al aplicársele toda la carga. Este criterio no es uno alternativo a los anteriores, más bien es complementario, pues siempre hay que probar que no falle por fluencia al primer ciclo.

$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad [2.26]$$

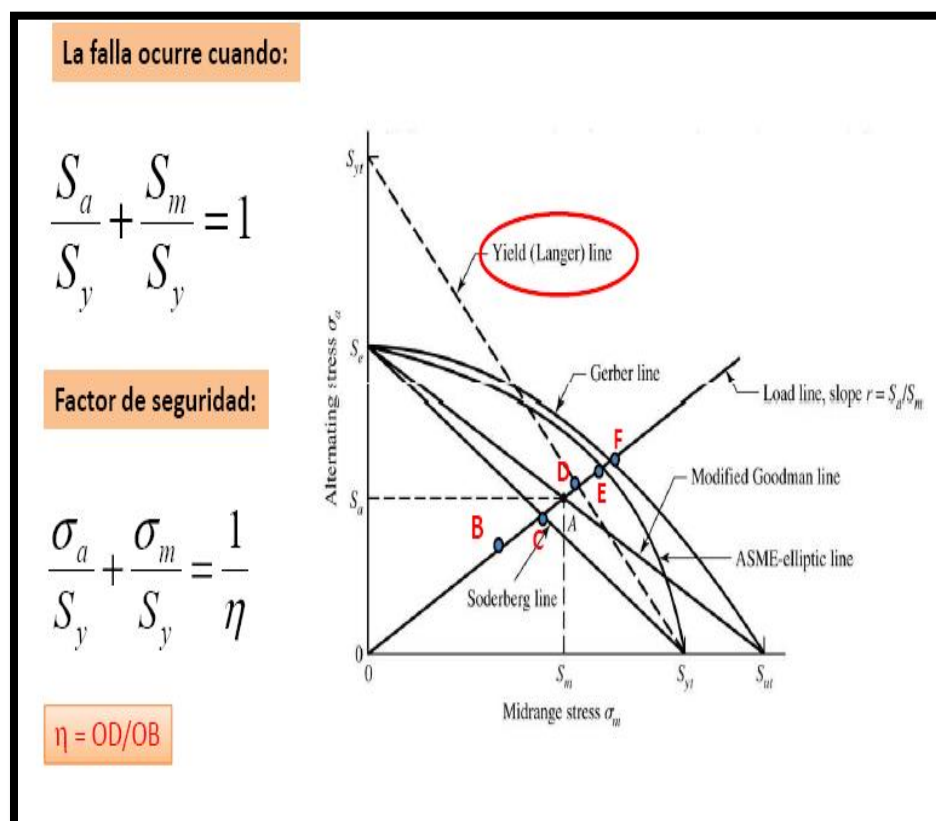


Figura 2.10 Criterio de Langer

Fuente: (Ramírez, 2013, pág. 17)

2.2.12 MATERIALES

2.2.12.1 Aceros

(Guevara, 2015, p. 9), citando a Amorin (2006) manifiesta que el 90% de los aceros son al carbono, con pequeñas cantidades de Mn, Si, y cobre, con los cuales se fabrican todo tipo de estructuras y máquinas, pero cuando se agregan ligeramente cantidades extra de componentes como Mn, Cr, Ni, Mo, los aceros se convierten en aceros microaleados y presentan propiedades mecánicas que les permiten soportar grandes cargas o resistir a la oxidación.

2.2.12.2 Aceros para ejes.

(Budynas R , 2008, pág. 8), señala que la resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y su tratamiento. Los ejes pueden hacerse de aceros de bajo carbono estirados en frío o laminados en caliente de las series 10xx aleaciones de las series 13xx aceros inoxidables 31xx y otras series de aceros micro aleados al cromo molibdeno para alta resistencia.

Por lo general para diámetros menores a 3" se usa acero estirado en frío y no maquinarse donde no se requiere pero el laminado en caliente debe maquinarse todo y en ejes grandes debe hacerse un tratamiento térmico para aliviar tensiones por el maquinado.

Marín, citado por (Budynas R , 2008, pág. 8), elaboró un gráfico para ver cuáles teorías de falla son más acertadas para predecir la falla de materiales dúctiles y pudo mirar que la teoría de la energía de distorsión es más precisa mientras que la de cortante máximo es más conservadora.

Una descripción de los aceros utilizados con mayor detalle en otra norma se muestra a continuación. Para confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en nuestro país se prefieren aceros según norma SAE. De tal manera que preferentemente se usan los siguientes aceros:

SAE 1010 Y SAE 1020 para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidas mediante cementación.

SAE 1045 es el acero para árboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.

SAE 4140 es un acero al cromo molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.

SAE 4340 es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de máxima tenacidad, resistencia a la tracción y torsión que se aplica a los cálculos para el diseño de árboles.

DIN St 42 es un acero ordinario con 420 N/mm² de resistencia mínima a la rotura en tracción, que se emplea en árboles y ejes poco cargados o pertenecientes a mecanismos de uso poco frecuente.

DIN St 50 o DIN St 60 son también aceros ordinarios con 500 N/mm² y 600 N/mm² respectivamente, que se emplean cuando los ejes o los árboles quedan sometidos a mayores sollicitaciones.

DIN 15Cr3 acero de cementación de baja aleación que se usa especialmente para árboles de cajas de cambio de automotrices, con una resistencia a la ruptura en tracción entre 600 y 850 N/mm².

DIN 15CrNi6, acero aleado de cementación con resistencia a la ruptura en tracción entre 900 y 1200 N/mm², usado en la confección de árboles de cajas de cambio fuertemente sollicitados.

DIN Ck45 o DIN Ck60 aceros al carbono bonificados con bajo contenido de fósforo y azufre, para la confección de ejes y árboles medianamente sollicitados.

DIN 34CrMo4 o DIN 37MnSi5 aceros bonificados, con alta resistencia a la fatiga, aptos para la confección de ejes, árboles, cigüeñales.

DIN 30CrMoV9 o DIN 36CrNiMo4, aceros bonificados para la confección de árboles muy fuertemente sollicitados. (K., 2008, pág. 43)

2.2.12.3 Diámetros para ejes.

Por razones económicas, se muestra los diámetros normalizados para ejes y para los extremos de árboles de motores eléctricos, reductores de velocidad, motor reductores, en aquellas partes donde se montan acoplamientos, poleas, ruedas de cadenas, ruedas de engranajes y otros elementos afines, los diámetros recomendados son los correspondientes a las cifras normativas DIN 323, series R5, R10, R20 y eventualmente serie R40, que se anotan enseguida:

10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; etc., aumentando de 20 en 20 mm, hasta 500 mm, cuando sobre ellos se deban montar rodamientos.

Siempre que sea posible, para dimensionar los diámetros de los ejes, se dará preferencia a los valores de la serie R5, que son aquellos anotados en tamaño mayor y en negrita. Si lo anterior no es posible, se preferirán los valores de la serie R10, anotados en tamaño mediano y en negrita. Si esto tampoco es posible se usará la serie R20, cuyos valores aparecen anotados en tamaño mediano. Por último se usarán los valores de la serie R40, anotados en tamaño pequeño. (K., 2008, pág. 44)

2.2.13 TRATAMIENTOS TÉRMICOS DE LOS ACEROS.

Son procesos tecnológicos aplicados desde la antigüedad a los aceros con la finalidad de modificar sus propiedades mecánicas como resistencia y dureza, y que hoy tienen gran importancia en la industria por la inmensa variedad de productos para la construcción civil, mecánica, herramientas, utensilios domésticos, etc.

(Pérez, 1996, pág. 12), afirma que:

El cambio o modificación de las propiedades de un material con calentamiento y enfriamiento controlados se denomina tratamiento térmico y es un término genérico que incluye los procesos de reblandecimiento, endurecimiento y tratamiento de superficies. El reblandecimiento incluye, por ejemplo, liberar esfuerzos, recocido, normalización y esferoidización. El endurecimiento abarca

procesos como templado en martensita, templado en austenita y endurecimiento entre sí. Entre los procesos para tratamiento de superficie se encuentra nitruración, cianuración, carburación y endurecimiento por inducción y a la flama.

Estos procesos se efectúan para aumentar la resistencia y dureza, mejorar la ductilidad, mejorar la facilidad de trabajo, liberar esfuerzos, desesforzar, endurecer herramientas y modificar las propiedades eléctricas y magnéticas de los materiales. (Pp. 32-33)

2.2.13.1 Recocido Total.

El autor antes citado menciona que este proceso se le hace al acero con la finalidad de mejorar su maquinabilidad, propiedades físicas y eléctricas haciendo que el grano se refine mediante el calentamiento hasta cierta temperatura, 10° F por encima de la línea A_3 para aceros hipoeutectoides (porcentaje de carbono menor a 0.8% C. y luego enfriarlo lentamente en el mismo horno. A continuación se puede ver un ejemplo de recocido para un acero al 0.2% C.

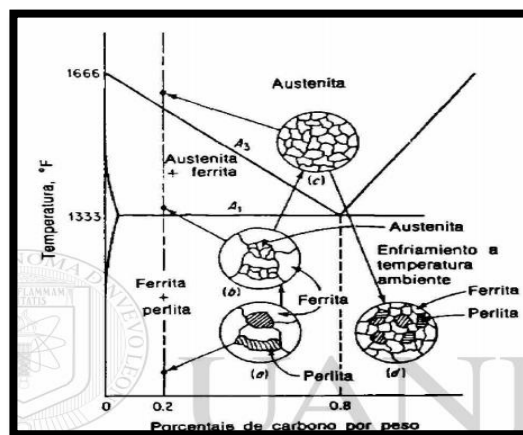


Figura 2.11 Ejemplo de temple para un acero de 0.20% C

Fuente: (Pérez, 1996) (P.36)

Para los aceros hipereutectoides, el recocido no debe ser el tratamiento térmico final, porque se forma en los bordes del grano una línea gruesa de cementita, que es muy duro y no ayuda con la maquinabilidad. (P.32).

Para mejorar la maquinabilidad se recurre a un tratamiento llamado de esferoidización, que consiste en calentarlo por encima de la línea crítica inferior, mantenerlo a esa temperatura un tiempo prolongado y luego enfriar lentamente permitiendo que se rompa la estructura perlítica y logrando una esferoidización de la cementita en la matriz ferrítica. (Pp. 39-40).

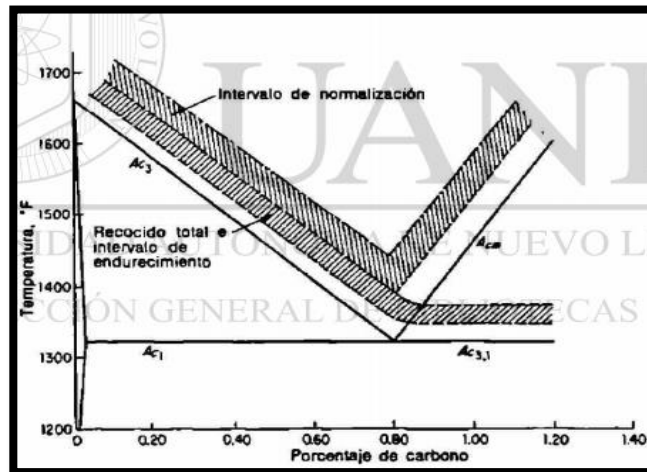


Figura 2.12 Zonas de recocido y normalización

Fuente: (Pérez, 1996) (P.36)

2.2.14 NORMALIZADO.

Se realiza calentando unos 37.7°C por encima de la línea A_{cm} y luego enfriando al aire quieto, lo que consigue con esto es una homogenización de la estructura y en cuanto a las propiedades finales se logra un acero más duro pero maquinable, puede ser un tratamiento empleado para eliminar tensiones por trabajo en frío y por otros tratamientos. Ver figura anterior. (Pp. 40-47).

2.2.14.1 Temple.

Este tratamiento térmico se realiza a las piezas de acero para obtener gran dureza superficial, pero hay algunos factores a tomarse en cuenta para lograr los resultados deseados, tales son: Contenido de carbono del acero, velocidad de calentamiento y velocidad de enfriamiento.

El porcentaje de carbono es determinante en la estructura del acero y por tanto en la estructura final después del tratamiento, por lo general se pueden templear todos los aceros, excepto los de muy bajo contenido de carbono. Ver siguiente figura.

La velocidad de calentamiento es importante porque es necesario que tenga el tiempo suficiente para obtener la estructura deseada en la pieza, no tiene que ser muy rápido el calentamiento, especialmente en piezas de gran espesor.

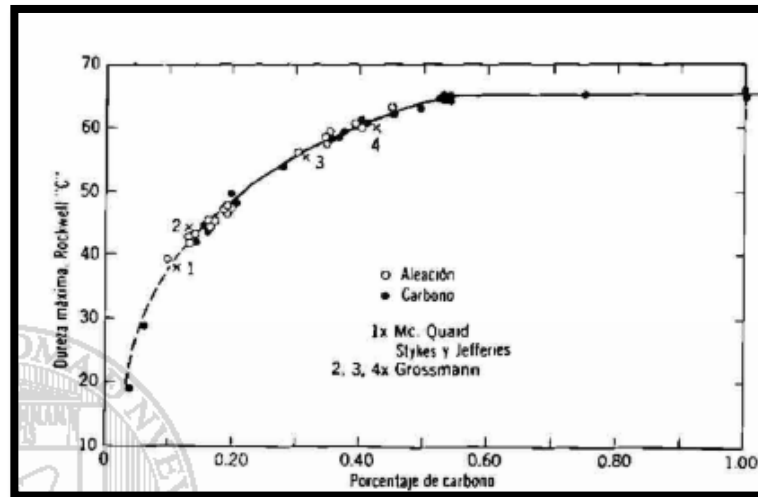


Figura 2.13 Dureza según el porcentaje de carbono

Fuente (Pérez, 1996) (P.57)

El temple generalmente para piezas de bajo y medio carbono se lo hace en agua, lo que les da una gran velocidad de enfriamiento y para piezas de alto carbono se lo realiza con un aceite mineral generalmente. La estructura microscópica de un acero templado es la martensita, que se da por la rápida descomposición de la austenita. Es una solución sobresaturada de carbono en hierro alfa. (Pp.49-53).

2.2.15 REVENIDO.

Se realiza este tratamiento térmico con la finalidad de mejorar la tenacidad de la pieza. Hay varios tratamientos, según las características específicas que se desee ganar. Cada tratamiento depende de las temperaturas a las cuales se somete la pieza. Estos pueden ser:

1. Subenfriamiento
2. Calentamiento en el intervalo de 95°C -205°C
3. Calentamiento en el intervalo de 230°C - 370°C
4. Revenido en el intervalo de 370-540°C
5. Revenido en el intervalo de 540-675°C (P.66)

El primer tratamiento logra transformar toda la austenita residual en martensita con lo que se logra la dureza máxima, si la tenacidad no sea el objetivo. El segundo tratamiento también logra lo mismo cuando hay más cantidad de austenita retenida, pero consigue un grano más fino de martensita y la transformación de la cementita, muy dura en un carburo épsilon, más suave con lo que el material gana en tenacidad, conservando gran parte de la dureza. El tercer intervalo es evitado en muchos aceros porque se pierde propiedades. Y el último tratamiento es aplicado cuando lo que se desea es ganar tenacidad, a costa de la pérdida de dureza. (Pp.66-77)

2.2.16 PROCESOS DE FABRICACIÓN

Un proceso de fabricación es un conjunto de operaciones muy definidas que logran la transformación de una materia prima en un producto listo para el uso previsto. Estas operaciones pueden ser muy variadas como a continuación describe.

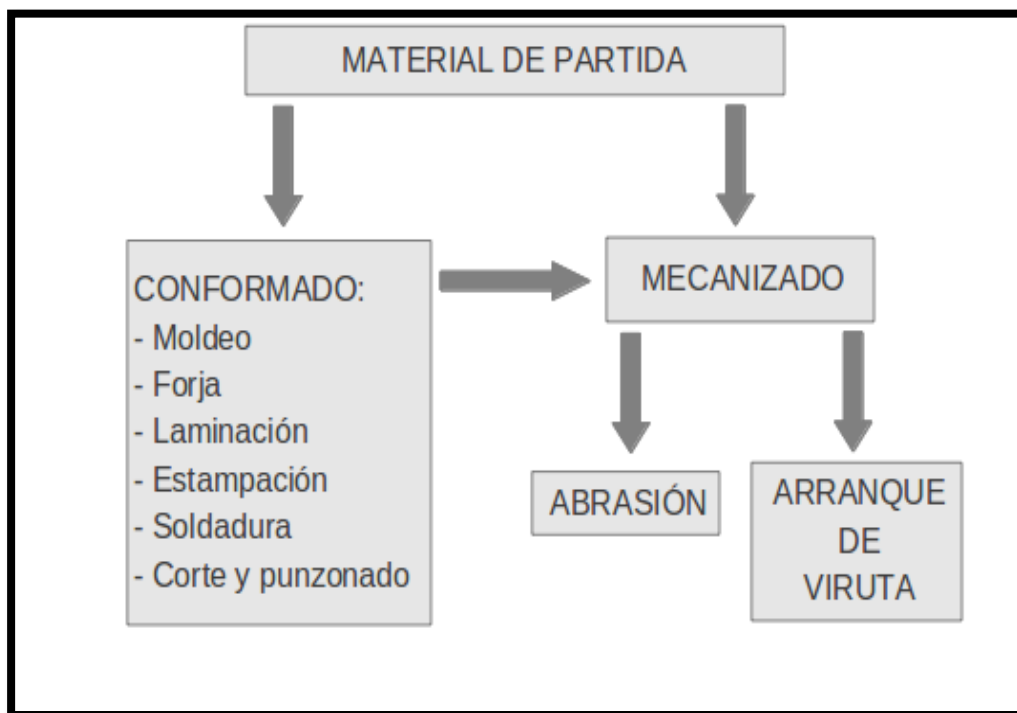


Figura 2.14 Clasificación de procesos de fabricación

Fuente (Martinez A. , 2015, pág. 212)

Los procesos de fabricación se dividen en dos: Por conformado y por mecanizado, El conformado comprende el moldeo, forja, laminación, doblado, estampación, soldadura, corte y punzonado, mientras que el mecanizado comprende todos los procesos que involucran corte del metal por arranque de viruta, como el fresado, torneado, limado, brochado, aserrado, cepillado, mandrinado, los procesos de abrasión procesos como el esmerilado el planeado, el rectificado, donde cada uno de estos procesos se realizan en máquinas específicas o también en centros de maquinado, donde se ejecutan varias operaciones, con diferentes útiles de corte, sin desmontar la pieza.

2.2.16.1 Procesos de Mecanizado con arranque de viruta.

Entre estos se encuentran los siguientes, a decir del autor antes citado: Serrado, limado, taladrado, roscado, torneado, fresado, brochado, mortajado, entre los más usados, consistiendo todos estos en el arranque de material mediante máquinas y dispositivos.

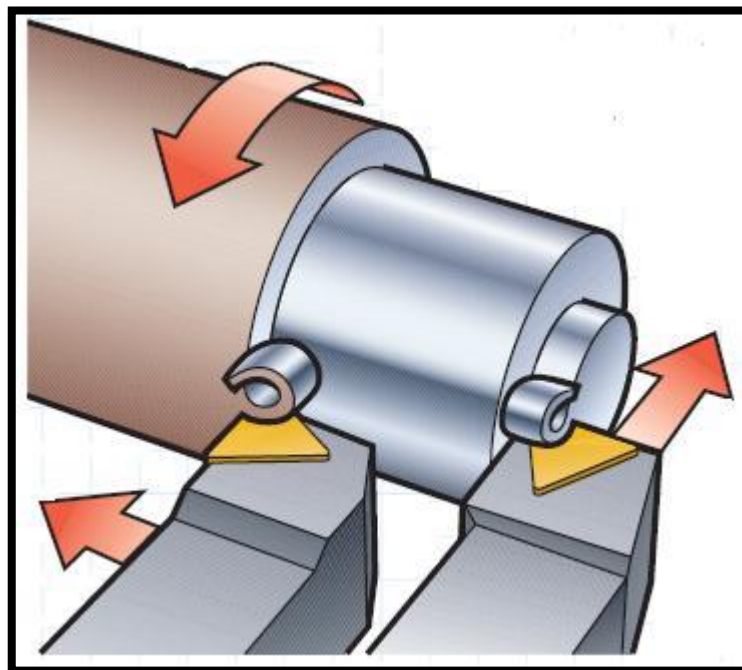


Figura 2.15 Cilindrado y refrentado al torno

Fuente (Gere, 2015) (Martinez A., 2015, p. 160)

(Martinez A. , 2015, pág. 6), define el torneado como “un procedimiento para crear superficies de revolución por arranque de viruta. Llamamos superficies de revolución a aquellas en las que si hacemos un corte por un plano perpendicular a su eje, la sección es circular. La máquina que se utiliza se denomina torno”. Es muy conocido el torno mecánico manual, pero en la actualidad los hay con CNC, es decir programables, que pueden hacer ya operaciones seguidas sobre una pieza, con alta precisión.

Existen varios tipos de tornos pero el más común es el torno paralelo, usado para elaborar piezas de revolución, pero con accesorios puede trabajar todo tipo de piezas, como una fresadora, como un taladro, existen de uno o más ejes, que permiten el trabajado rápido de piezas complejas, sin necesidad de desmontar la pieza.

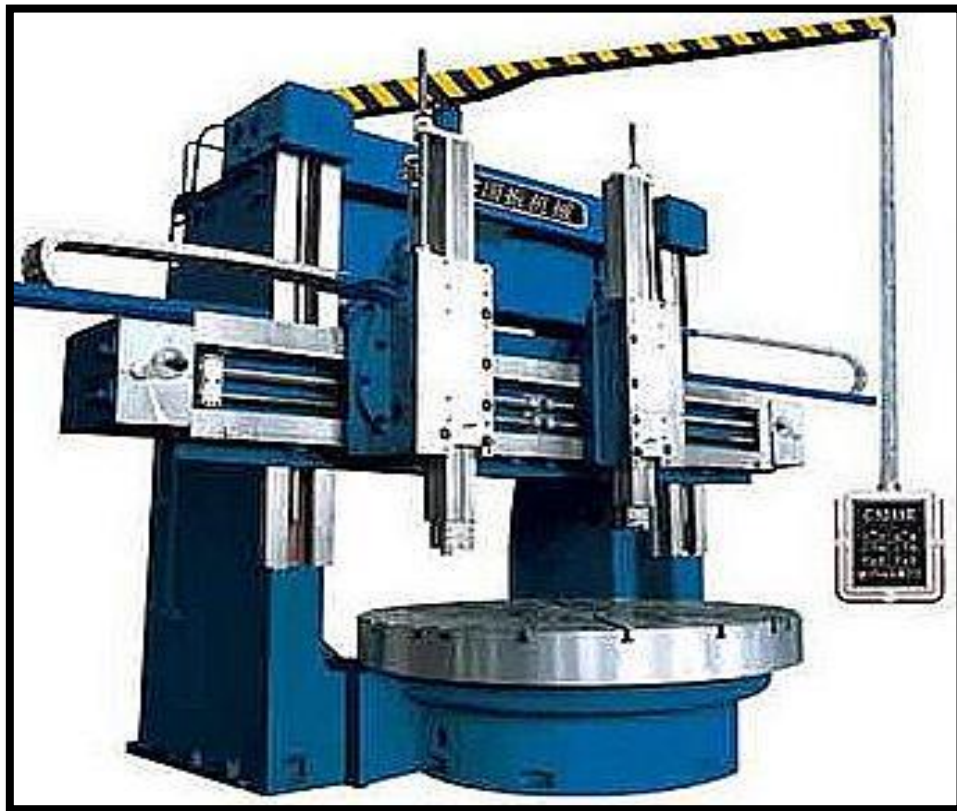


Figura 2.16 Torno vertical: Piezas de gran diámetro y pequeña longitud

Fuente (Martinez A., 2015, p. 3)

Existen toda clase de tornos desde los que se colocan sobre una mesa hasta unos muy grandes que requieren de una grúa para montar la pieza a trabajarse unos que son largos otros que tienen un mandril grande, por lo que para saber el tipo de torno se necesita hay que saber sus características, las misma que señala (Simón, 2006, pág. 17)

- Distancia entre puntos: Máxima longitud de la pieza a mecanizarse
- Altura entre puntos Máximo diámetro de la pieza a fabricarse
- Número de velocidades.
- Caja de avances. Distintos pasos de avance para cilindrar y roscar
- Número del cono morse de eje y contrapunto
- Potencia del motor
- Características de manejo. Posición de los mandos
- Carrera del carro orientable. Máxima longitud del carro orientable para el mecanizado de conos. (P. 165)

2.2.16.2 Fresado.

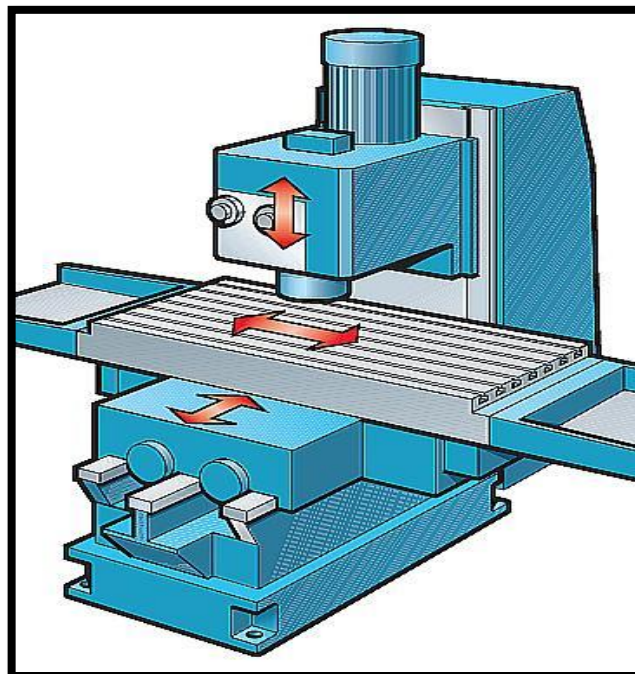


Figura 2.17 Movimientos en la fresadora

Fuente: (Martinez A., 2015, p. 171)

“Es un procedimiento consistente en el corte de material con una herramienta rotativa que puede tener uno o varios filos. Dicho corte de material se realiza combinando el giro de la herramienta con el desplazamiento, bien sea de la misma herramienta o de la pieza a trabajar”. (Martinez A., 2015, p. 15)

Tanto el fresado como el torneado son operaciones comunes en la fabricación de ejes, el torneado para la parte cilíndrica y el fresado para el chavetero, por lo que se mencionan estos dos procedimientos de fabricación. Además, el tallado de los estriados, se debe realizar con una fresadora, pues la fresa tiene ya el perfil del diente del estriado, solamente se debe cuidar que tenga al módulo adecuado para el número de dientes diseñado, el cual tampoco es cualquiera, pues están normalizados y se debe escoger uno de ellos.

Existen muchos tipos de fresadoras, pero de una manera sencilla para tener una visión aproximada se puede decir, según (Gerling H. , 1972, pág. 122) que existen fresadoras Horizontales, verticales, Universales de acuerdo a la disposición del husillo (eje donde se monta el elemento cortador) y según los ejes de movimiento, de acuerdo al tipo de trabajos pueden ser fresadoras paralelas, para planear, para fresar roscas, para ruedas dentadas, para copiar.

Además, según otros autores, (Gerling, 2011, pág. 5) existen fresadoras de acuerdo al número de ejes, como las mencionadas por el autor anterior, además, circulares, especiales, de pórtico de puente móvil, para madera, y CNC.

Según (López C, 2013, págs. 165-166) las operaciones más usuales son:

- Planeado. Producción de superficies planas se realizan con fresas cilíndricas, cilíndrico frontales y plato de cuchillas.
- Ranurado. Ranuras, chaveteros y formas.
- Cortado. Separar o dividir en partes, se usan fresas sierra.
- Fresado frontal. Parecido al planeado
- Taladrado. Se realiza con broca pero es más preciso que con taladro.
- Fresado de ruedas dentadas. se requiere una fresa que tenga el perfil del diente y módulo adecuado, tornillos sinfín y cremalleras

- Formas diversas. La fresa debe tener la forma adecuada a la forma que se desea. (Pp. 165-166).

Algunos de los tipos de útiles de corte para fresadora horizontal se pueden mirar en la siguiente ilustración.

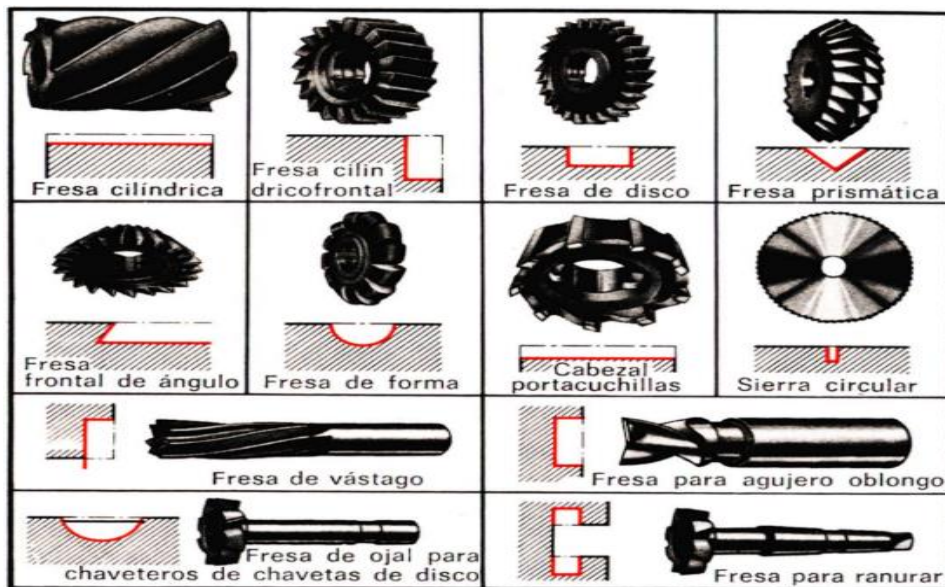


Figura 2.18 Algunos tipos de útiles para fresadora horizontal

Fuente: (Garmo, 2011, págs. 1-2)

Según (Kibbe, 1991, pág. 228), las fresadoras horizontales, se fabrican en primer lugar para rotación izquierda o derecha, de acuerdo al sentido de rotación, así como la hélice, además existen cortadores planos, para fresado lateral, para trabajo ligero o pesado, cortadores para fresado lateral, que pueden ser de dientes rectos o con dientes en zigzag para ranuras profundas. (Pp.228-230).

2.2.16.3 Glosario de Términos

- Corte** Deslizamiento de una sección respecto a otra por efecto de una fuerza puntual
- Deformación** Cambio de la longitud de un elemento mecánico
- Diseño** Proceso para encontrar una buena solución a un problema.

Distorsión	Cambio de forma
Factor de seguridad	Número que garantiza el buen funcionamiento de un elemento diseñado
Fatiga	Proceso de deterioro de la estructura de un material debido a múltiples factores
Flexión	Esfuerzos producidos por una carga aplicada a lo largo de un elemento en dirección distinta de su eje
Fluencia	Capacidad de un material de deformarse permanentemente al aplicarle una fuerza determinada y característica
Pendiente	Tangente del ángulo formado por una recta y el eje de las abscisas
Resistencia	Valor que indica cuánto puede soportar un material
Tensión	Aplicar una fuerza en los extremos de un elemento de distinto sentido
Torsión	Aplicar un momento en los extremos de un elemento

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

Este trabajo es de aplicación, como el campo de estudio es la Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, este estudio es tecnológico, además de ser necesariamente bibliográfico.

3.1.1 TECNOLÓGICO.

Es tecnológico porque se trata de diseñar un eje de toma de torque para la bomba que mueve un pistón hidráulico.

3.1.2 BIBLIOGRÁFICO.

Porque es en base al estudio teórico, en varias fuentes, del proceso de diseño que se llega a elaborar en primer lugar el marco teórico para luego aplicarlo en los cálculos para conocer el factor de seguridad del eje.

3.1.3 MÉTODOS

3.1.3.1 Diseño mecánico.

Se utilizó el método del diseño mecánico, que consisten en un proceso sistemático lógico de búsqueda de soluciones a un problema que posiblemente involucra aplicación de procesos técnicos, tecnológicos, perfectamente establecido en las fuentes bibliográficas y seguido por quienes construyen máquinas o partes.

3.1.3.2 Simulación.

Otro método seguido en este trabajo fue el de la simulación, realizada con el programa computacional de simulación Ansys educativo, para comprobar los

resultados, es el método de elementos finitos, que permite analizar los puntos críticos para saber si responde bien a la sollicitación de carga.

3.1.3.3 Analítico sintético.

Como método teórico se utilizó en el proceso de diseño y en la elaboración del marco teórico el método analítico sintético.

3.1.4 TÉCNICAS

Para llevar adelante este proyecto se utilizaron como técnicas, el cálculo del factor de seguridad, bajo el criterio de Goodman Modificado y otros criterios.

En cuanto a lo práctico se realizó el desmontaje, toma de medidas elaboración del plano, con la corrección de la forma del eje para proceder a la determinación de las cargas y entrar a comprobar el diseño mediante el factor de seguridad.

Luego se procedió a la compra de material, torneado y cepillado del eje para finalmente realizar el montaje en el mecanismo y comprobar su funcionamiento.

CAPÍTULO IV

4. PROPUESTA

4.1 DATOS DEL MOTOR

En la tabla pueden mirarse algunas características del motor, como es su potencia, torque máximo, el cilindraje, que es lo que en este trabajo nos concierne, pero no otras como la capacidad de carga de los ejes, el peso u otras.

Tabla 4.1 Datos del Motor HINO 500

Fuente (Mavesa, 2018, p. 3)

GH8JMSA - 1726 / GH8JGSD - 1726		
MODELO	GH8JMSA - 1726	GH8JGSD - 1726
Configuración	4x2	
CAPACIDADES		
Capacidad carga eje delantero	6.500 Kg.	
Capacidad carga eje posterior	10.500 Kg.	
Peso bruto	17.000 Kg.	
Peso vacío	5.015 Kg.	4.940 Kg.
Capacidad de carga	11.985 Kg.	12.060 Kg.
Neumáticos	12R 22.5	
MOTOR		
Tipo	Diesel Turbo Intercooler	
Sistema de inyección	Inyección electrónica en riel común	
Norma de control de emisiones	Euro 3	
Potencia máxima	260 HP @ 2.500 RPM	
Torque máximo	76 KgM @ 1.500 RPM	
Cilindraje	7.684 cm ³	
EMBRAGUE	Monodisco seco	
TRANSMISIÓN		
Transmisión / Tipo	Manual (EATON 6109)	
Número de velocidades	9 velocidades + 1 reversa	
EJES		
Delantero	Tipo Viga Elliot "I" Inversa reforzada	
Trasero	Enteramente flotante reforzado	
SUSPENSIÓN		
Delantera	Ballestas semielípticas con amortiguadores	
Trasera	Ballestas semielípticas	
Dirección	Hidráulica (Bolas recirculantes)	
FRENOS		
De servicio	100% Aire	
Sistema de control	Sistema ABS (Control Electrónico)	
De estacionamiento	De resorte actuando sobre eje posterior	
De motor	Electroneumático de restricción al escape	

El dato de mayor interés es el torque máximo, pues es el punto de partida para el diseño del eje, es la carga sobre el eje que se quiere diseñar, porque por el eje mencionado pasará ese torque también.

El valor de este torque es de 75 kg-m.

4.1.1 BOMBA

La ubicación de la bomba del sistema hidráulico de compactación de la basura del recolector Hino GH serie 500.

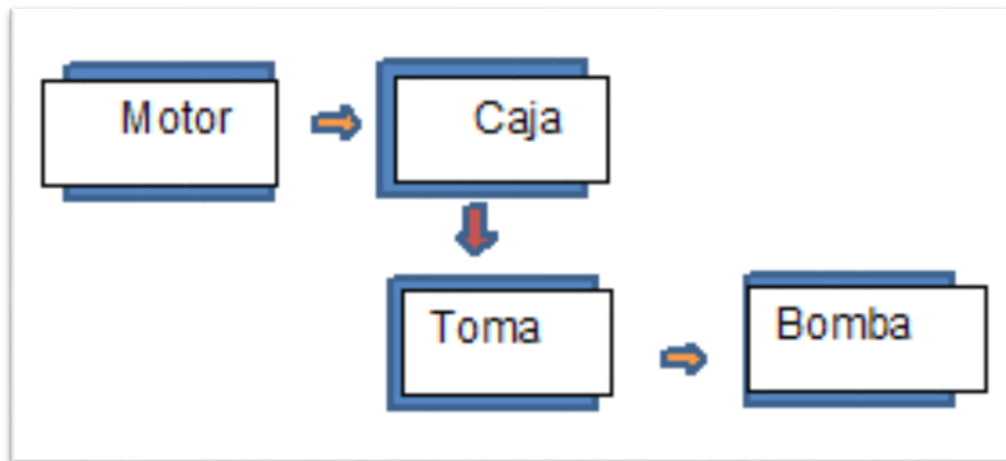


Figura 4.1 Ubicación de la bomba

Después de la caja, mediante una toma fuerza, obtiene el movimiento y la potencia necesarias para proveer presión en la bomba de aceite que moverá el pistón del compactador.

4.1.2 MOMENTO TORSOR

Para hallar el valor del torque aplicado en el engrane del toma de fuerza se establece en primer lugar que este recibe el movimiento en el piñón de la tercera marcha o directa.

En una relación de transmisión se tiene

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad [4.1]$$

Reemplazando los números de dientes se tiene

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{32}{22} = 1.45$$

Si se considera que la potencia del motor es constante en cada marcha, se puede establecer la siguiente relación

$$P = T\omega$$

Remplazando además la siguiente relación

$$T_1\omega_1 = T_2\omega_2$$

De donde se puede obtener

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Y si T1 es 76 Kgf = 744.5 Nm se tiene que T2 es

$$T_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} T_1 = 1.45 \times 744.8 \text{ Nm} = 1083.5 \text{ Nm}$$

4.1.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL ESTRIADO

Se va a proceder a examinar la falla ante carga estática, por fluencia del material

$$T = Nf \cdot R$$

Donde

f fuerza en cada diente

N número de dientes estriado

R radio medio del estriado

Suponiendo que al momento de aplicar el torque, todos los dientes entran en contacto.

$$D_e = 36 \text{ mm}$$

$$D_i = 30 \text{ mm}$$

$$R = (D_e + D_i) / 2 = 16.5 \text{ mm}$$

Reemplazando en la ecuación del torque queda $1083.5 = 18 \cdot f \cdot 0.0165$

De donde

$f = 4933.3 \text{ N}$ que es la fuerza media en cada diente

El área de contacto del diente será.

$$h = (D_e - D_i) / 2 = 0,003 \text{ m}$$

$L = 18,7 \text{ mm}$ longitud de contacto correspondiente al ancho del engrane conectado

$$A = h \cdot L = 0.56 \text{ cm}^2$$

El esfuerzo de aplastamiento será:

$$\sigma = f / A \quad [4.2]$$

Reemplazando para un diente con una altura de 3 mm y una longitud de 18,7 mm, se tiene un esfuerzo:

$$\sigma = 4933.3 / (0.003 \cdot 0.0187)$$

$$= 87.9 \text{ MPa}$$

$$= 8.9 \text{ kg/mm}^2$$

Al mirar este último valor se puede apreciar que es muy inferior al límite de fluencia de un acero A36 cuyo $S_y = 25 \text{ kg/mm}^2$

Entonces el factor de seguridad será:

$$n = S_y / \sigma = 25 / 8.9 = 2.78$$

El cual es satisfactorio y nos dice que no habría riesgo de aplastamiento.

En cuanto al cortante, hay que tomar en cuenta el área de corte

$b = d_m \cdot \pi / N$ es el ancho de la sección

$$L = 1.87 \text{ cm}$$

$b = 2.87$ mm reemplazando los valores indicados en la ecuación

$$A = b \cdot L = \text{cm}^2$$

$$\text{El esfuerzo cortante será } \tau = \frac{V}{A} = \frac{4933.3}{5.3 \cdot 10^{-5}} = 91.6 \text{ MPa} = 9.35 \text{ kg/mm}^2$$

La resistencia al cortante del mismo acero es $S_{sy} = 0.5 \cdot S_y = 0.5 \cdot 25 \text{ kg/mm}^2 = 12.5 \text{ kg/mm}^2$

$$\text{Reemplazando los valores, el factor de seguridad } n = \frac{S_{sy}}{\tau} = 1.33$$

Lo que es un poco bajo y nos dice que habría que seleccionar un mejor acero

Ahora se analizará el diente a la flexión.

$M = f \cdot h/2$ donde $h = 3$ mm entonces el momento en la raíz del diente será

$$M = 4933.3 \text{ N} \cdot 0.0015 = 7.4 \text{ (Nm)}.$$

El esfuerzo por flexión en la raíz del estriado será

$$\text{Donde } I = \frac{L \left(\frac{b}{2}\right)^3}{12} = \frac{M \frac{b}{2}}{\sigma} \quad [4.3]$$

Al reemplazar los respectivos valores se tiene: $I = 4,65216 \cdot 10^{-12}$

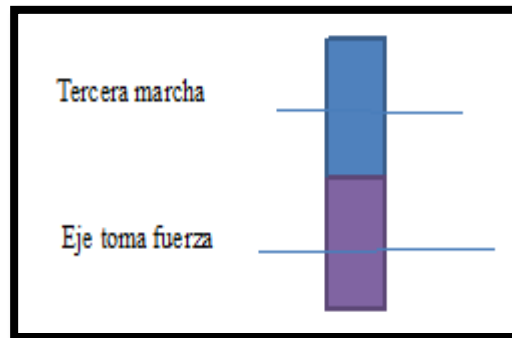
Que reemplazados en la ecuación del esfuerzo por flexión resulta

$$\sigma_f = 2290,355494 \text{ MPa} = 2,33709744 \text{ kg/mm}^2$$

Comparado con el esfuerzo de fluencia resulta un factor de seguridad de $n = 10.69$

La fuerza F_1 , aplicada sobre el diámetro primitivo del engrane montado en el eje está determinada por el torque aplicado al engrane de la toma fuerza, como se ve a continuación, el torque proviene de la tercera marcha, de ahí pasa al engrane conectado al eje toma fuerza y luego este conecta al rodete de la bomba que eleva la presión en el aceite hidráulico para el compactador.

Figura 4.2 Esquema toma fuerza



$$T=1083.5 \text{ Nm}$$

$$F1=T/d = 1083.5 \text{ Nm}/0.07\text{m} = 15476.4 \text{ N}$$

Este eje está simplemente apoyado en los rodamientos en los extremos, por lo que a continuación se procede a calcular las reacciones en estos puntos. La carga se toma concentrada en el centro del eje, por lo que como se verá más adelante se convierte en el punto crítico.

4.1.3.1 Geometría del Eje

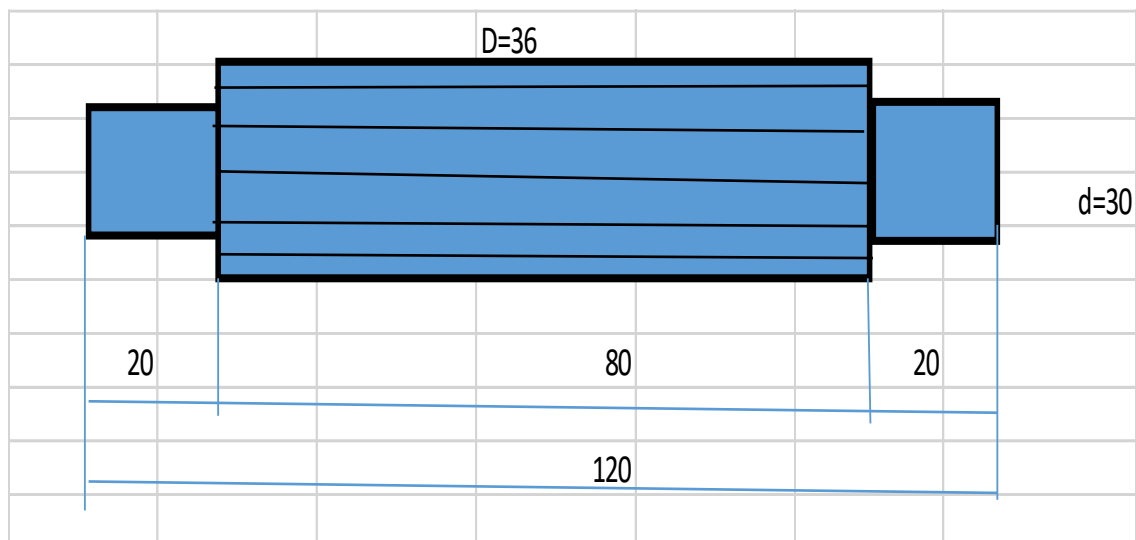


Figura 4.3 Esquema eje

El eje posee estriado en toda su longitud y está simplemente apoyado en los extremos, por lo que tiene cilindrado en estas partes.

4.1.3.2 Reacciones.

$$L1 = L2 = 0.05 \text{ m}$$

Por la simetría se tiene: $A=B= 7738.2 \text{ N}$

Ahora se procede a determinar el cortante para lo cual se toma positivo en el eje y se tiene el cortante máximo en el centro del eje y en los extremos

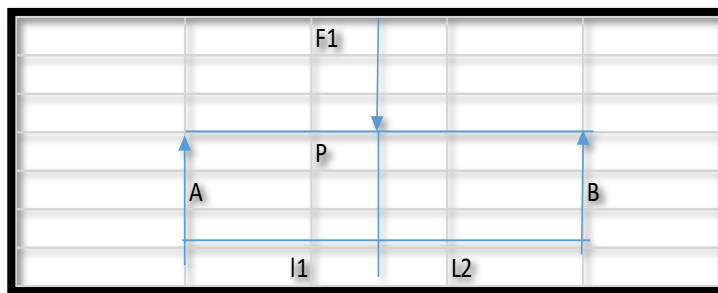


Figura 4.4 Diagrama de fuerzas sobre el eje

4.1.3.3 Diagrama de cortante.

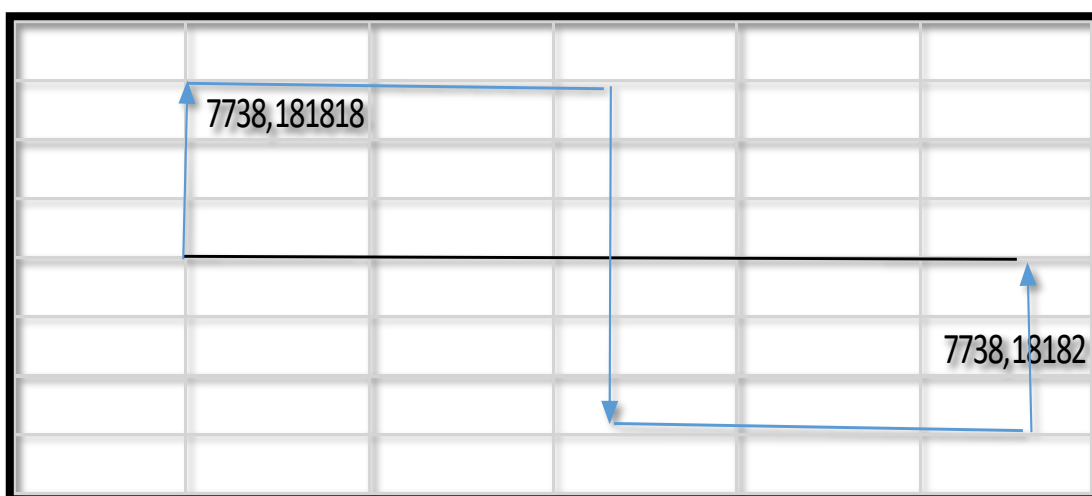
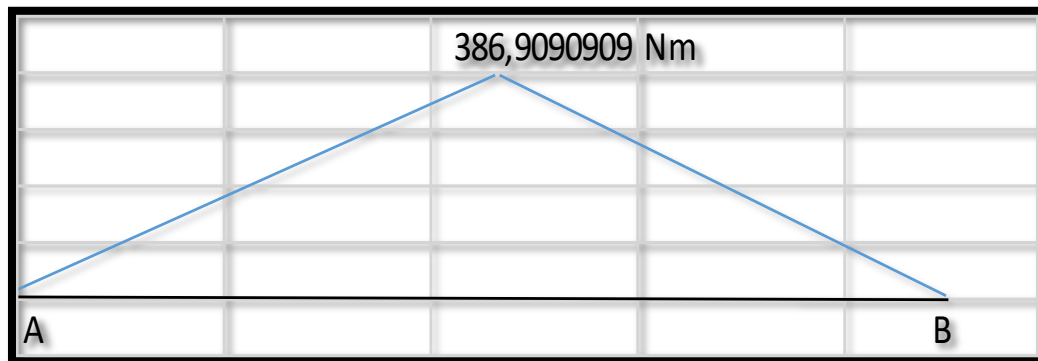


Figura 4.5 Cortante

Finalmente se elabora el diagrama del momento flector, y como se dijo anteriormente, el máximo momento se produce en el centro del eje, por lo que se tiene que diseñar para este punto.

4.1.3.4 Diagrama Momento Flector

Figura 4.6 Momento



$$M(A) = 0$$

$$M(P) = AxL1 = 7738.2 \text{ N} \cdot 0.5\text{m} = 386.9 \text{ Nm}$$

$$M(B) = 0$$

4.1.4 MATERIAL

Se ha escogido un material de alta calidad debido a la exigencia mecánica grande. El acero escogido es un SAE 4340, de gran aleación, como puede constatarse en el anexo: Cr, Ni, Mo, Mn. En porcentajes que le dan grandes cualidades mecánicas.

Tabla 4.2 Propiedades Acero AISI 4340

Fuente: (DIPAC, 2016, pág. 1)

Propiedades Mecánicas				
Diámetro (mm)	Resistencia Mecánica (N/mm ²)	Punto de Fluencia (N/mm ²)	Elongación % Min.	Dureza ROKWELL B
16 o menos	1200 – 1400	1000	9	240 – 380
16 - 40	1100 – 1300	900	10	240 – 380
41 - 100	1000 – 1200	800	11	240 – 380

4.1.5 RESISTENCIA A LA FATIGA

4.1.5.1 Resistencia de la probeta.

Para la medida de este eje, según los datos de la ilustración anterior, entonces se tiene:

$$S_y = 885 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{ut} = 1280 \text{ N/mm}^2$$

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta es de

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \quad [4.4]$$

$$S'_e = 0.5 * 1280000000 \text{ Pa}$$

$$S'_e = 640000000 \text{ Pa}$$

4.1.5.2 Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad [4.5]$$

El factor de acabado superficial K_a depende de dos factores a y b, para S_{ut} en MPa (Budynas R , 2008, pág. 280) (tabla 6.2 P.280)

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265 \text{ para maquinado}$$

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

$$K_a = 0.677$$

El Factor de tamaño K_b para el rango de diámetro de este caso y expresado el diámetro en mm

$$K_b = 1.24 d^{-0.107} = 0.845$$

Factor de carga K_c es igual a 1 para carga combinada aunque en torsión pura K_c es menor.

Para el factor de temperatura K_d . se establece una temperatura de unos 400F

$K_d = 0.975 + 0.432E-03TF - 0.115E-05TF^2 + 0.104E-08TF^3 - 0.595E-12TF^4$ (Budynas R, 2008)(P.283)

$K_d = 1.015$

Para una confiabilidad del 90% el Factor de confiabilidad K_e es igual a 0.897 (Budynas R, 2008) (P.285)

Puesto que no tiene revestimientos ni corrosión u otros efectos, el factor para efectos varios K_f se toma igual a 1

Por lo tanto, el límite de resistencia a la fatiga del eje S_e

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

$S_e = 0.677 * 0.845 * 1 * 1.015 * 0.897 * 1 * 640000000 \text{ Pa}$

$S_e = 333546541,2 \text{ Pa}$

4.1.6 CRITERIOS DE FALLA

4.1.6.1 Momento Flector

El momento flector amplitud $M_a = 386,9090909 \text{ Nm}$

Momento medio $M_m = 0$

$T_m = 1083,345455 \text{ Nm}$

$T_m = 0$

4.1.6.2 Goodman modificado.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{[4(K_f M_a)^2 + 3(K_f T_m)^2]^{1/2}}{S_e} \right. \\ \left. [4(K_f M_m)^2 + 3(K_f T_m)^2]^{1/2} \right\} \quad [4.6]$$

Reemplazando los valores arriba calculados se tiene el factor de seguridad:

$n = 1.4$

4.1.6.3 Gerber.

$$\frac{1}{n} = \frac{8A}{\pi d^3 S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad [4.7]$$

Donde $A = \sqrt{4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2}$ [4.8]

Y $B = \sqrt{4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2}$ [4.9]

Reemplazando los valores y calculando por partes la fórmula de Gerber resulta un factor de seguridad de

$$n = 2.9$$

4.1.6.4 ASME elíptica.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} * \left[4 \left(\frac{KfMa}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTa}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{KfMm}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTm}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.10]$$

Calculando el factor de seguridad resulta

$$n = 1.7$$

4.1.6.5 Soderberg.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{[4(KfMa)^2 + 3(KfsTa)^2]^{1/2}}{S_e} + \frac{[4(KfMm)^2 + 3(KfsTm)^2]^{1/2}}{S_{yt}} \right\} \quad [4.11]$$

Resulta un factor de seguridad igual al de Goodman:

$$n = 1.41$$

Comprobación de falla en caso de aplicar Goodman y Gerber

4.1.6.6 Esfuerzo máximo de Von Mises.

$$\sigma'_{max} = \left[\left(\frac{32Kf(Ma+Mm)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16Kfs(Ta+Tm)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [4.12]$$

$$\sigma'_{max} = 370382635,9 \text{ Pa}$$

Este esfuerzo combinado, que se debe comparar con el valor de fluencia

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 2,4 \quad [4.13]$$

4.1.7 ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS MEDIANTE PROGRAMA DE SIMULACIÓN EDUCATIVO.

4.1.7.1 Eje en vista 3D.

La tabla muestra los valores de esfuerzo en distintos puntos del eje, mostrando en rojo en los puntos donde los valores son más altos, pero no significa que estos sean puntos de falla, pues siempre se debe analizar el factor de seguridad y si estos valores de esfuerzo están dentro de lo permisible.

En este caso el valor de S_y del material es muy alto comparado con los máximos determinados por el programa, aún para el caso del esfuerzo en el primer ciclo que es mínimo 1100 MPa.

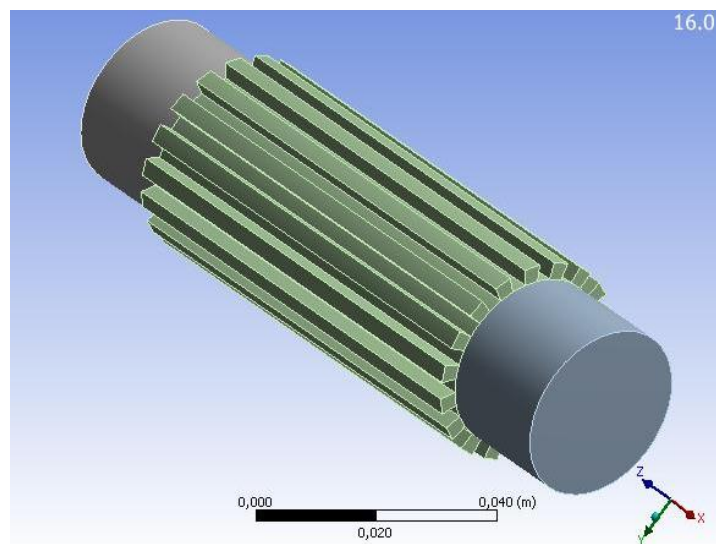


Figura 4.7 Eje en 3D

4.1.7.2 Esfuerzos Máximos.

En la siguiente imagen encontramos el valor neto del esfuerzo máximo que puede soportar el material para construir dicho eje.

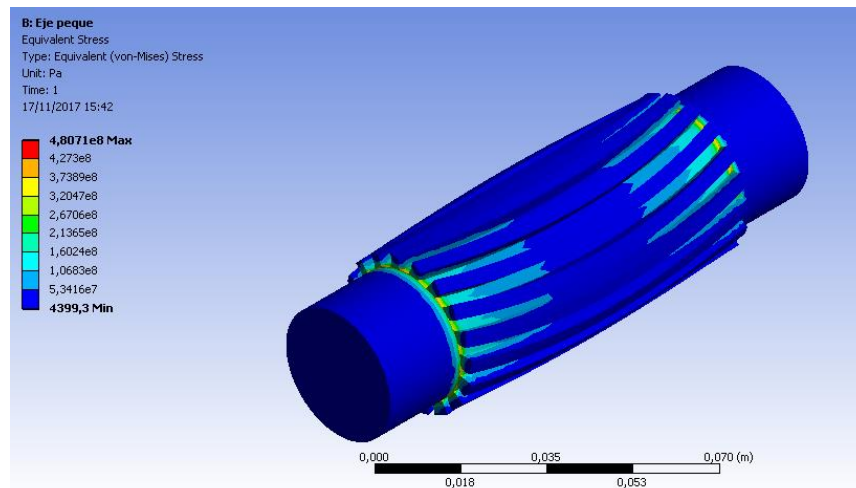


Figura 4.8 Esfuerzo máximo

El esfuerzo máximo de Von Misses indicado es de 480 MPa, lo que da un factor de seguridad de

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{880MPa}{480MPa} = 1,83 \quad [4.14]$$

Como puede constatarse es ligeramente menor al calculado mediante las fórmulas.

4.1.7.3 Deformación Máxima

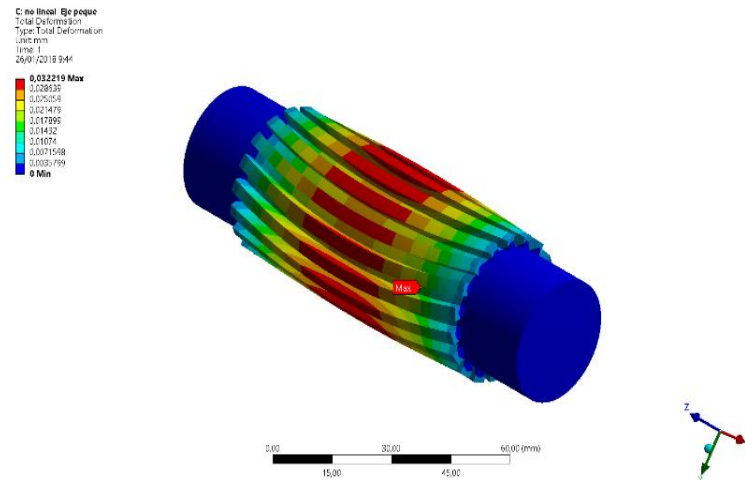


Figura 4.9 Deformación máxima, igual en compresión y tensión

Puede mirarse en la figura 4.9 que la deformación de tres micras no es importante y no afectará el funcionamiento del eje.

4.1.8 FABRICACIÓN DEL EJE

4.1.8.1 Centrado del eje

Se colocó el material para el eje y se hizo un centrado aproximado del mismo, luego se procedió a refrentar la cara del eje para luego pasar a perforar con la broca de centros, con la finalidad de colocar la pieza entre el mandril y el contrapunto, a fin de cilindrar a la medida especificada, antes de realizar el fresado del estriado, el mismo que debe ser hecho con la herramienta de perfil recto, pues no existirá movimiento relativo giratorio en este estriado.



Figura 4.10 Cilindrado donde van los rodamientos

Como puede verse el cilindrado no presenta ninguna complicación, pues se necesita el diámetro para el fresado y los asientos de los rodamientos.

Se realizó el centrado, refrentado, centrado y luego se colocó en el mandril y el punto centro para cilindrar a las medidas requeridas.

4.1.8.2 Fresado del estriado

En primer paso se realizó el montaje del cabezal divisor para girar el eje a cada posición de las ranuras. En esta parte se requiere que: calcular la relación de transmisión para tener el número de dientes exacto.



Figura 4.11 Disposición del cabezal divisor

Posteriormente, una vez determinada la relación de transmisión en el cabezal divisor, se procedió a montar el útil de corte para pasar al fresado del estriado.



Figura 4.12 Tallado del estriado en la fresadora

El trabajo se realizó con una fresa para el tallado de este tipo de estriados, que tiene el perfil de los dientes.



Figura 4.13 Eje - Piñón terminado

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se ha logrado diseñar el eje y este responde de manera consistente con un factor de seguridad de 1.4 hasta alrededor de dos, lo que quiere decir que puede resistir la fluencia ante el primer ciclo, resiste ante los esfuerzos combinados de Von Mises, resiste a la fatiga según la teoría de Goodman, también está dentro de la zona de seguridad de ASME y las demás teorías, por lo que el diseño en general es confiable.
- Para la fabricación del eje se logró mediante un material de gran calidad, el Acero aleado AISI 4340 siguiendo los procesos tecnológicos como el cilindrado, refrentado, y fresado de los dientes en unas máquinas herramientas particulares.
- Se realizó el montaje del eje en el vehículo recolector de basura, con todo éxito y actualmente está prestando servicio en la ciudad de Mira.
- El análisis de la falla del eje mediante el programa de simulación educativo demuestra que este es suficientemente resistente ante la carga aplicada, dando un esfuerzo máximo de 480 MPa, lo mismo se comprobó mediante la aplicación de las fórmulas de las teorías de falla.
- Se restauró de la Fresadora Horizontal del Taller Industrial de la Universidad Técnica del Norte, en la cual se podrá realizar trabajos de mecánica industrial.
- Con la construcción y cambio del nuevo eje – piñón del toma fuerza a través de la modificación del estriado se tuvo que cambiar el piñón de la marcha tercera para transmitir la fuerza y mantener la sincronización de los dientes y mejorar el torque a la bomba de aceite.

RECOMENDACIONES

- Al realizar un diseño se debe realizar una serie de ensayos para conocer las características del material y así aplicar con precisión los factores de afectación al límite de resistencia a la fatiga, pero esto demanda altos costos, por lo tanto se requiere realizar convenios con instituciones que tienen equipos de ensayo de materiales, y tratamientos térmicos, lo que conlleva también la necesidad de conocer sobre metalurgia.
- Realizar mantenimiento preventivo en el toma de fuerza porque ahorra costos, molestias y en otros casos riesgos personales por lo cual es necesario aplicarlo con alguna frecuencia para no paralizar mucho tiempo el vehículo que presta un gran servicio a la comunidad.
- Es necesario también establecer convenios con algunas instituciones para realizar prácticas de entrenamiento básico de los procesos de fabricación, fundamentales en el planteamiento de soluciones técnicas en el proceso de diseño.
- Implementar el aprendizaje para la utilización y manipulación de este tipo de Maquinas Herramientas.

6. BIBLIOGRAFÍA

1. Adelca. (2014). *www.adelca.com*. Recuperado el 19 de 01 de 2017, de <http://www.adelca.com/sitio/productosadelca.pdf>
2. Bohman , I. (01 de 2016). *www.ivanbohmanca.ec*. Recuperado el 19 de 01 de 2017, de <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2016/01/catalogo-general-IBCA.pdf>
3. Budynas R , N. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. En B. N, *Diseño en Ingeniería Mecánica* (pág. 62). Mc Graw Hill.
4. Cremades, M. (1999). *imágenes flexion esfuerzos*. Recuperado el 19 de 01 de 2017, de https://www.google.com.ec/search?q=flexion+esfuerzos&espv=2&biw=1517&bih=735&tbm=isch&tbo=u&source=univ&sa=X&ved=0ahUKEwiR1fLDkc_RAhUCYyYKHZp1B00Q7AkIMg#imgsrc=vHIkGVK-k1tYjM%3A
5. DIPAC, M. (2016). *AISI 4340 (705)-DIPAC Manta*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/aisi-4340>
6. Baca, Gabriel (2014). *Introducción a la ingeniería industrial* (2da. edición). Patria. p.32 Obtenido de https://es.wikipedia.org/wiki/Proceso_de_fabricaci%C3%B3n
7. Garmo, E. P. (2011). *Imágenes de útiles de corte para fresadoras*. Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=utiles+de+corte+para+fresadoras+horizontales+graficas&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&imgil=_kq2D_oyZTzWSM%253A%253BKXN1A_tB5KtCmM%253Bhttps%25253A%25252F%25252Farukasi.wordpress.com%25252F2011%25252F09%25252F08%25252F
8. Gere, J. (2015). Mecánica de materiales. En J. Gere, *Mecánica de Materiales*. México: Edamsa.

9. Gerling. (08 de 08 de 2011). *Máquinas herramientas y CNC*. Obtenido de Experiencia de Aprendizaje 2do Parcial IMT 5510 Equipo #4: <https://pyrosisproyect.wordpress.com/2011/09/08/por-la-orientacion-del-eje-de-giro/>
10. Gerling, H. (1972). *Alrededor de las máquinas herramientas, cod. MFN 3406/621.903/G47*. barcelona: Reverté.
11. Godier, T. S. (1951). *Wikipedia*. Recuperado el 17 de enero de 2017, de <https://www.google.com.ec/webhp?sourceid=chrome-instant&ion=1&espv=2&ie=UTF-8#q=resistencia+de+materiales+concepto>
12. Guevara, d. (2015). Diseño de una carrocería. En A. A, *Diseño y construcción de la carrocería de un vehículo tipo arenero*. Ibarra.
13. Hooke, R. (1678). *Imágenes esfuerzo deformación unitaria*. Recuperado el 17 de 01 de 2017, de [https://www.google.com.ec/search?q=diagrama+esfuerzo+deformacion+del+acero&espv=2&biw=1517&bih=735&tbm=isch&imgil=vbulCuBRaVe9tM%253A%253BT9Qb3aGMI8VjQM%253Bhttp%25253A%25252F%25252Fwww.monografias.com%25252Ftrabajos72%25252Fdiagrama-esfuerzo-deformacion%](https://www.google.com.ec/search?q=diagrama+esfuerzo+deformacion+del+acero&espv=2&biw=1517&bih=735&tbm=isch&imgil=vbulCuBRaVe9tM%253A%253BT9Qb3aGMI8VjQM%253Bhttp%25253A%25252F%25252Fwww.monografias.com%25252Ftrabajos72%25252Fdiagrama-esfuerzo-deformacion%25252F)
14. Juarez, G. (1967). *Circulo de Mohr*. Recuperado el 17 de 01 de 2017, de https://www.google.com.ec/search?q=circulo+de+mohr+para+esfuerzos+imagenes&espv=2&biw=1517&bih=735&tbm=isch&imgil=1b7Jr_XLUI24VM%253A%253B_JW2-wfAWZQVOM%253Bhttp%25253A%25252F%25252Fwww.eumed.net%25252Flibros-gratis%25252Fciencia%25252F2013%25252F14%25252
15. K., B. R. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. En B. N, *Diseño en Ingeniería Mecánica* (pág. 64). Mc Graw Hill. Recuperado el 17 de 01 de 2017.
16. Kibbe, R. (1991). *manual de máquinas herramientas, cod. MFN 3401/621.94/k53*. Mexico: Limusa.

17. López C, O. F. (2013). *Mecanizado, soldadura y calderería- fabricación mecánica*, cod.MFN1869/621.902/L67. Madrid: Paraninfo.
18. Martínez, A. (2015). Recuperado el 18 de 01 de 2017, de https://w3.ual.es/~alm212/documentos/TF-Apuntes_de_Teoria.pdf
19. Martínez, J. (23 de 06 de 2007). *Criterio de Coulomb Mohr*. Obtenido de http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Coulomb-Mohr.htm
20. Mavesa. (2018). www.grupomavesa.ec. Obtenido de https://www.grupomavesa.com.ec/cms/uploads/fichas/hino/0841301726_gh_cargo.pdf
21. Motorgiga. (s.f.). *Bonificacion definicion significado diccionario motor*. Obtenido de <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/bonificacion-definicion-significado/gmx-niv15-con193227.htm>
22. Ortiz, B. (1998). [wordpress.com](http://www.wordpress.com). Obtenido de <https://www.google.com.ec/webhp?sourceid=chrome-instant&ion=1&espv=2&ie=UTF-8#q=torsion+resistencia+de+materiales+imagenes>
23. Pérez, J. (1996). *Tesis: Tratamientos térmicos de los aceros*. México: Universidad Autonoma de nuevo león.
24. Ramírez, R. (2013). Recuperado el 17 de 01 de 2017, de <https://rafaelramirezr.files.wordpress.com/2013/05/fatiga.pptx>
25. RAY, a. (s.f.). *aceros ray*. Obtenido de <http://acerosray.cl/aleado/sae-4340/>
26. S.A. (s.f.). *Tipos de fresas para metal*. Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=tipos+de+fresas+para+metal&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&source=iu&ictx=1&fir=AOi3tMPiHoxrM M%253A%252C7VAa1I_vkZI4-M%252C_&usg=__qaBP8zoKJAfhNaAwMHqDtI4uAKs%3D&sa=X&ved=0ahUKEwiSgL6Ft4XYAhWOPN8KHdDzD_8Q9QEIKjAB&biw=1

27. Simón, M. (2006). *fabricación Mecánica, procedimientos de mecanizado cod. MFN713 /621.7/M55*. Madrid: Thomson- Paraninfo.
28. Suárez, A. (diciembre de 2016). *Resistencia de materiales- Torsión*. Recuperado el 17 de 01 de 2017, de <https://www.google.com.ec/webhp?sourceid=chrome-instant&ion=1&espv=2&ie=UTF-8#q=torsion+resistencia+de+materiales>
29. UPCommons. (s.f.). *Diagrama de Goodman modificado*. Recuperado el 17 de 01 de 2017, de <https://www.google.com.ec/search?q=diagrama+de+goodman+modificado&biw=1517&bih=735&espv=2&tbm=isch&imgil=DImCrySrfHXVKM%253A%253BbjG49aF21D6ijM%253Bhttp%25253A%25252F%25252Fwww.eumed.net%25252Flibros-gratis%25252Fciencia%25252F2013%25252F14%25252Fresisten>
30. *www. fresas para metal.* (s.f.). Obtenido de https://www.google.com.ec/search?q=tipos+de+fresas+para+metal&rlz=1C1CHBD_esEC749EC749&tbm=isch&source=iu&ictx=1&fir=AOi3tMPiHoxrM%253A%252C7VAa1I_vkZI4-M%252C_&usg=__qaBP8zoKJAfhNaAwMHqDtI4uAKs%3D&sa=X&ved=0ahUKEwiSgL6Ft4XYAhWOPN8KHdDzD_8Q9QEIKjAB&biw=1

7. ANEXOS

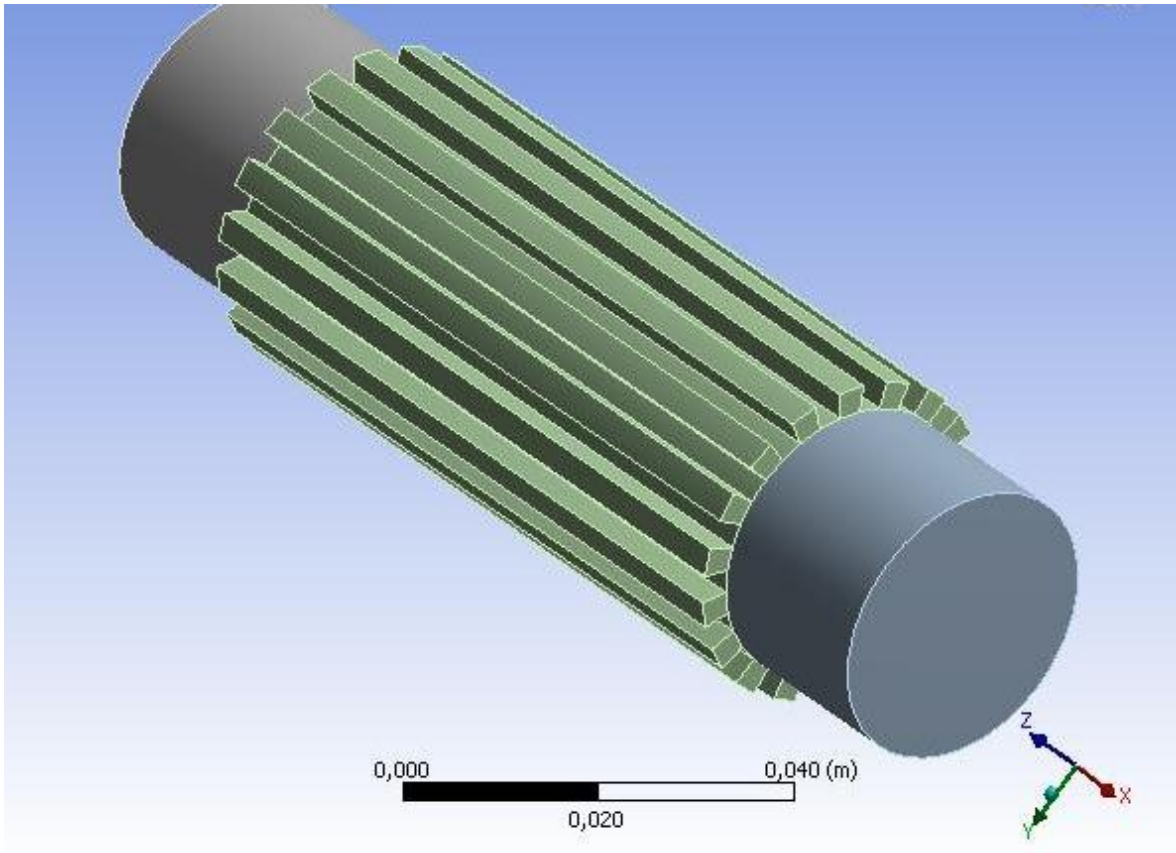
Anexo 1 Reporte del programa de simulación**Project**

Figura A1.1 Dibujo 3D del eje

1.1. Geometría

Tabla A1.1 Modelo (B4) > Geometría

Element Control	Program Controlled
Display Style	Body Color
Bounding Box	
Length X	3,6e-002 m
Length Y	3,6e-002 m
Length Z	0,12 m
Properties	
Volume	9,7264e-005 m³
Mass	0,76352 kg
Scale Factor Value	1,
Statistics	
Bodies	3
Active Bodies	3
Nodes	105990
Elements	37875
Mesh Metric	None
Basic Geometry Options	
Parameters	Yes
Parameter Key	DS
Attributes	No
Named Selections	No
Material Properties	No
Advanced Geometry Options	
Use Associativity	Yes
Coordinate Systems	No
Reader Mode Saves Updated File	No
Use Instances	Yes
Smart CAD Update	No
Compare Parts On Update	No
Attach File Via Temp File	Yes
Temporary Directory	C:\Users\VAIO\AppData\Roaming\Ansyslv160
Analysis Type	3-D
Decompose Disjoint Geometry	Yes
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

1.1.1. Structural Analysis (B5)

Tabla A1.2 Model (B4) > Static Structural (B5) > Loads

Object Name	Fixed Support	Moment
State	Fully Defined	Underdefined
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	Geometry Selection
Geometry	2 Faces	110 Faces
Definition		
Type	Fixed Support	Moment
Suppressed	No	No
Define By		Vector
Magnitude		1083, N-m (ramped)
Direction		Defined
Behavior		Deformable
Advanced		
Pinball Region		All

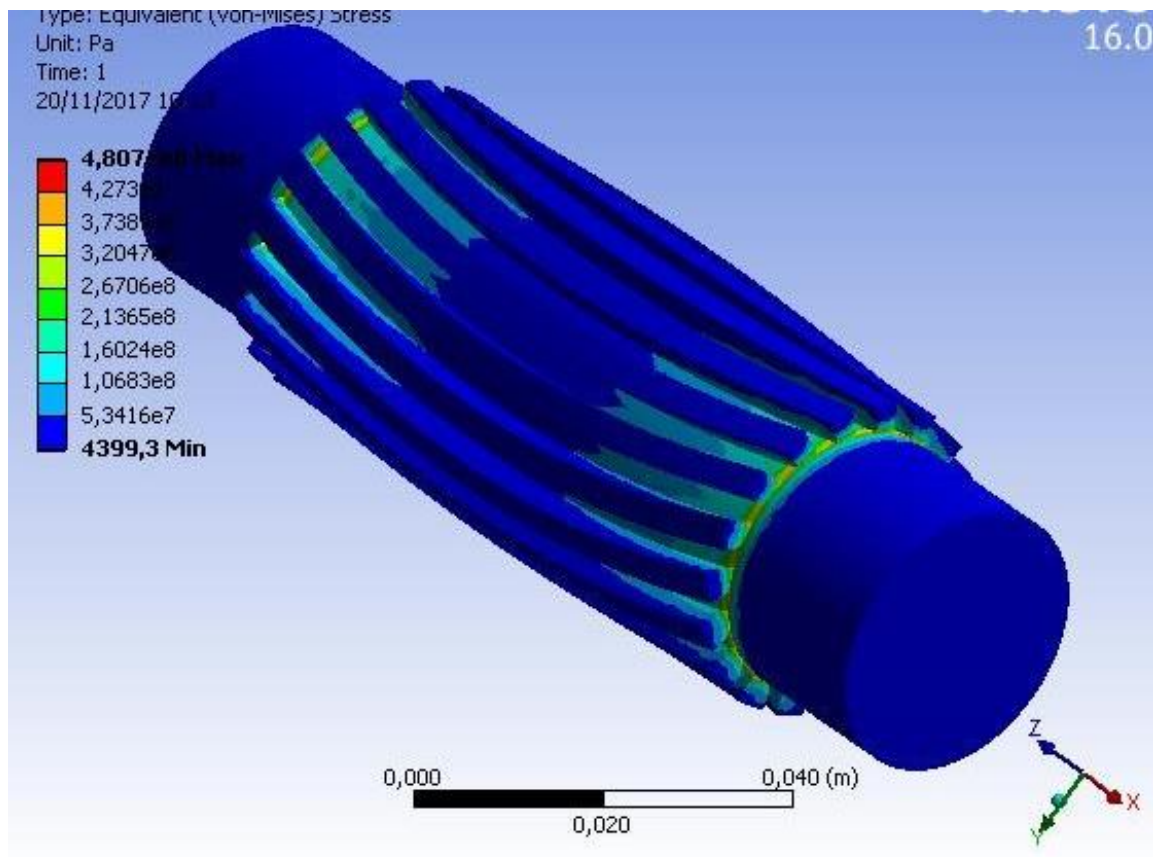
1.1.2. Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Results

Tabla A1.3 Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Results

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>
State	Solved
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Equivalent (von-Mises) Stress
By	Time
Display Time	Last
Calculate Time History	Yes
Identifier	
Suppressed	No
Integration Point Results	
Display Option	Averaged
Average Across Bodies	No
Results	
Minimum	4399,3 Pa
Maximum	4,8071e+008 Pa
Minimum Occurs On	Solid
Maximum Occurs On	Solid
Information	
Time	1, s
Load Step	1
Substep	1
Iteration Number	1

1.1.3. Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Stress

Figura A1.2 Model (B4) > Static Structural (B5) > Solution (B6) > Equivalent Stress



1.1.4. Deformación

C: no lineal Eje peque
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
26/01/2018 9:44

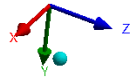
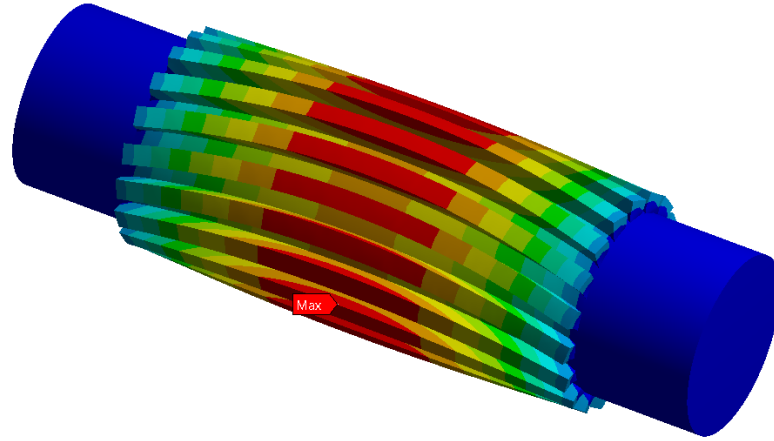
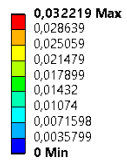


Figura A1.3 Deformación

Anexo 2 Propiedades del material

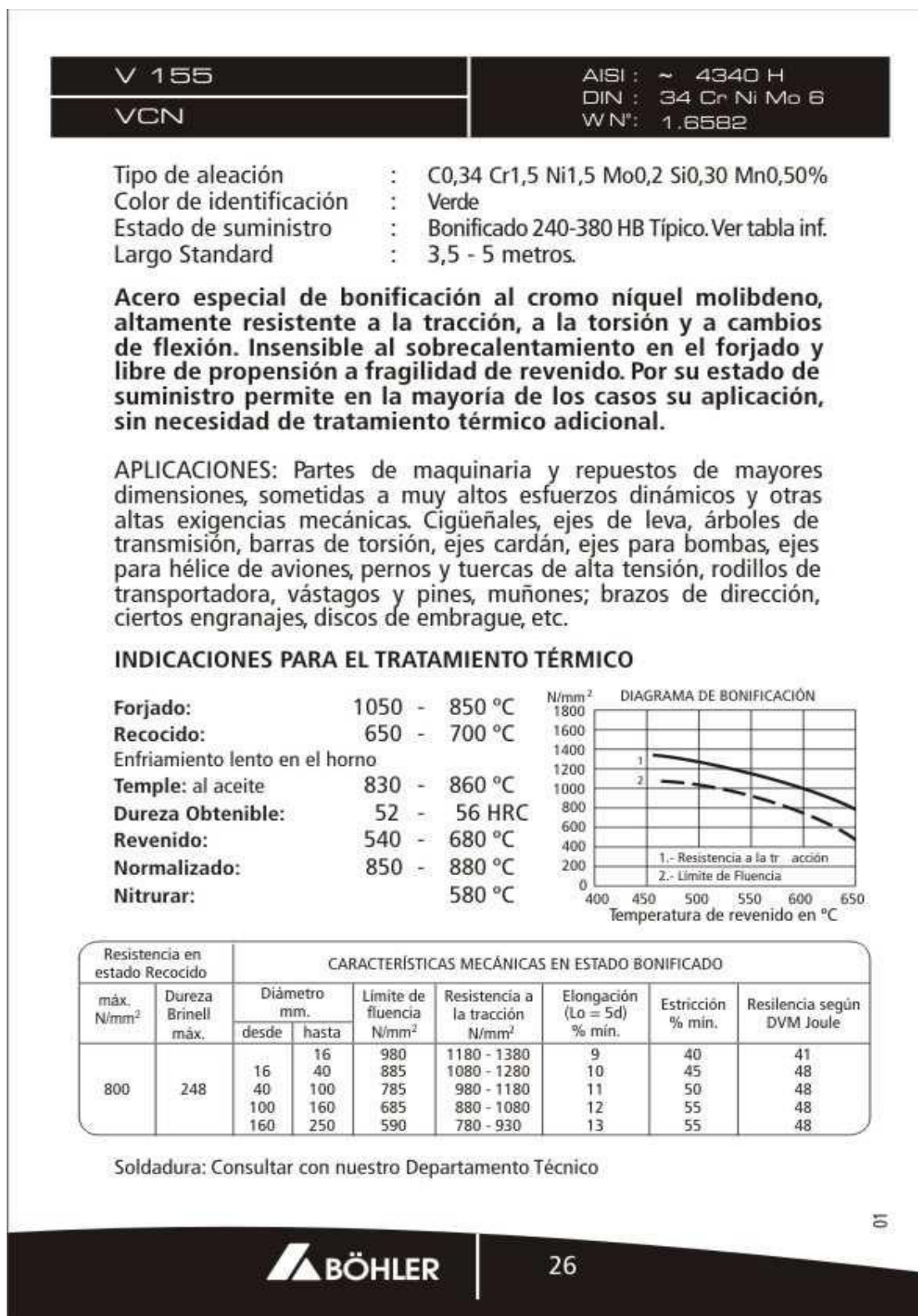


Figura A2.1 Características del material

Anexo 3 Fresadora overholeada



Figura A3.1 Vista frontal de la fresadora restaurada

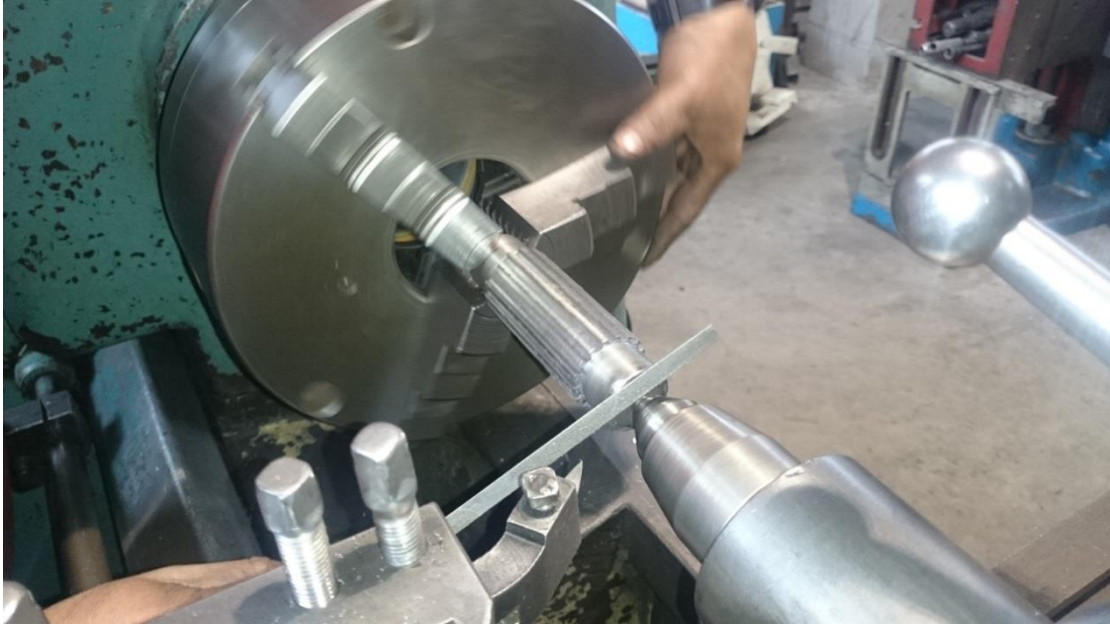
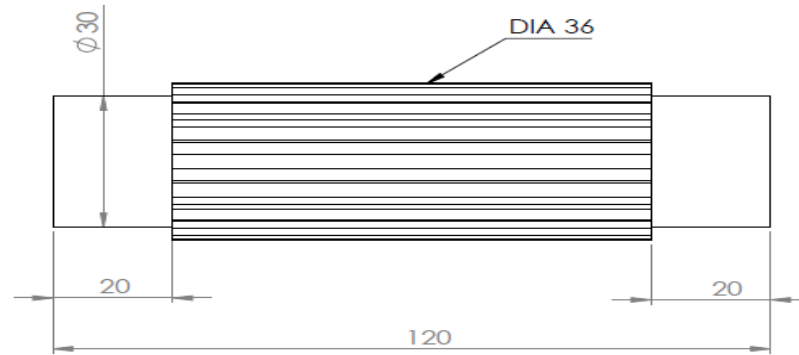
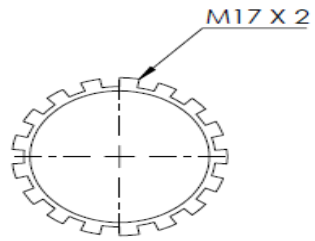
Anexo 4 Pieza Terminada

Figura A4.1 Autor trabajando en el torno.

Anexo 5 Planos del eje



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	JHONY ROSERO	FIRMA	FECHA	22/11/17		TÍTULO: EJE TOMA FUERZA	
VERIF.	EDWIN CHANDI		27/11/17				
APROB.	ING. SEGOVIA		27/11/17				
FABR.							
CALID.					MATERIAL: AISI 1018 DIN 1.0453	N.º DE DIBUJO 002	A3
					PESO: 733.91 [g]	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1

Figura A5.1 Plano del eje